



T.C.

**BATMAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ÇİFT YAKITLI REAKTİVİTE KONTROLLÜ BİR DİZEL MOTORDA
BİYODİZEL YAKITLARIN DÜŞÜK SICAKLIKLI YANMA
PERFORMANS VE EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİNİN
İNCELENMESİ**

Mehmet Zerrakki IŞIK

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Mayıs-2016
BATMAN
Her Hakkı Saklıdır**

TEZ KABUL VE ONAYI

Mehmet Zerrakki IŞIK tarafından hazırlanan “Çift Yakıtlı Reaktivite Kontrollü Bir Dizel Motorda Biyodizel Yakıtların Düşük Sıcaklıklı Yanma Performans ve Emisyon Karakteristiklerinin İncelenmesi” adlı tez çalışması 18/05/2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Doç.Dr. Hasan BAYINDIR

.....

Danışman

Doç.Dr. Hüseyin AYDIN

.....

Üye

Doç.Dr. Zeki ARGUNHAN

.....

Üye

Doç.Dr. Şehmus ALTUN

.....

Üye

Yrd. Doç.Dr. Halit Lütfi YÜCEL

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Doç. Dr. Tahir NALBANTÇILAR
FBE Müdürü

Bu tez çalışması TÜBİTAK tarafından 2211-C Öncelikli Alanlara Yönelik Doktora Burs Programı kapsamında desteklenmiştir.

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Mehmet Zerrakki IŞIK

Tarih:18/05/2016

ÖZET

DOKTORA TEZİ

ÇİFT YAKITLI REAKTİVİTE KONTROLLÜ BİR DİZEL MOTORDA BİYODİZEL YAKITLARIN DÜŞÜK SICAKLIKLI YANMA PERFORMANS VE EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

Mehmet Zerrakki IŞIK

**Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Doç.Dr. Hüseyin AYDIN

2016, 202 Sayfa

Jüri

Doç.Dr. Hüseyin AYDIN

Doç.Dr. Zeki ARGUNHAN

Doç.Dr. Hasan BAYINDIR

Doç.Dr. Şehmus ALTUN

Yrd. Doç.Dr. Halit Lütfi YÜCEL

Dünya ekonomisinin gelişmesiyle birlikte, ham petrol talebi hızla büyümektedir. Sınırlı fosil yakıt durumu ve hava kirliliği, alternatif yakıtların ve yanma sistemlerinin araştırılmasına sürekli ilgi çekmiştir. Bilimsel çalışmalar içten yanmalı motorlarda yanmanın iyileştirilmesi ve emisyonların azaltılması amacıyla yeni yanma teknolojileri ve mevcut teknolojilerin optimizasyonuna odaklanmıştır. Düşük sıcaklıklı yanma (LTC) emisyonların azaltılması ve yakıt ekonomisinin iyileştirilmesi için güvenilir stratejiler olarak kabul edilebilir. LTC stratejilerinin önemli bir tanesi RCCI (reaktivite kontrollü sıkıştırılmalı ateşleme) 'dir. RCCI uygulaması ikincil yakıtın emme manifoldu içine enjekte edilmesinden sonra, sıkıştırma zamanı sonuna doğru, silindirin içine birincil yakıtın enjekte edilerek tutuşmanın sağlanması şeklindedir. Bu çalışmada, bir dizel jeneratörde RCCI uygulamasının etkileri aspir yağı biyodizeli ve dizel karışımları kullanımında deneysel olarak incelenmiştir. Etanol ve benzin ikincil yakıt olarak % 30-60 oranlarında kullanılmıştır. Farklı koşullar altında motorun en önemli yanma, performans ve emisyon göstergeleri ayrıntılı olarak incelenmiş ve sonuçlar sunulmuştur. Etanol ve benzin RCCI uygulamasıyla yanma ve performans parametrelerinin çoğunda iyileşmeler olmuştur. Etanol ve benzin RCCI uygulamasında tüm yüklerde yakıt tüketimi artmış, özgül yakıt tüketimi düşük yüklerde artarken, yüksek yüklerde azalmıştır. NO_x emisyonları önemli oranda azalmış, CO ve HC emisyonlarında ise kısmi artışlar olsa da değerler düşük seviyelerde kalmıştır.

Anahtar Kelimeler: Biyodizel, çift yakıt, dizel motor, egzoz emisyonu, RCCI

ABSTRACT

Ph. D THESIS

INVESTIGATION OF LOW-TEMPERATURE PERFORMANCE, COMBUSTION AND EMISSION CHARACTERISTICS OF BIODIESEL FUELS IN REACTIVITY CONTROLLED DUAL FUEL DIESEL ENGINE

Mehmet Zerrakki IŞIK

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
BATMAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF DOCTOR OF PHILOSOPHY IN MECHANICAL
ENGINEERING**

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Hüseyin AYDIN

2016, 202 Pages

Jury

**Assoc. Prof. Dr. Hüseyin AYDIN
Assoc. Prof. Dr. Zeki ARGUNHAN
Assoc. Prof. Dr. Hasan BAYINDIR
Assoc. Prof. Dr. Şehmus ALTUN
Asst. Prof. Dr. Halit Lütfi YÜCEL**

With the development of the world economy, the demand for crude oil is growing rapidly. Limited fossil fuel availability and air pollution have drawn a continuously increasing attention to the study of alternative fuels and combustion systems. In order to improve combustion efficiency and reduce the emissions in internal combustion engines, scientific researches focus on the development of new combustion modes and the optimization of the current technology systems. Low temperature combustion (LTC) can be regarded as reliable strategies for the reduction of emissions and the improvement of fuel economy. Reactivity controlled compression ignition (RCCI) is one of important LTC strategies. The RCCI combustion is achieved by utilization of the separate injection system with low-reactivity fuel introduced through intake process and high-reactivity fuel with the direct injected into cylinder, so that moderate combustion can be realized. In this study, the effect of RCCI on a diesel power generator was experimentally investigated by using safflower oil biodiesel-diesel blends. Ethanol and gasoline are low reactivity fuels that were premixed as PFI by rates of 30% and 50% of total mass fuel consumption of the engine. The important combustion, performance and emission indicators of the engine were deeply investigated under various conditions. The results showed that combustion efficiency and engine performance were improved by utilizing ethanol and gasoline RCCI. On the other hand, RCCI increased the brake specific fuel consumption values at low engine loads while the values were decreased at high engine operations. Consequently, NO_x emissions considerably decreased while CO and HC emissions were slightly increased but they were still quite low.

Keywords: Biodiesel, Diesel engine, Dual fuel, Exhaust emissions, RCCI

ÖNSÖZ

Bu tez çalışması kapsamında RCCI (reaktivite kontrollü sıkıştırılmalı ateşleme) uygulamasının dört silindirli, direkt enjeksiyonlu (DI) bir dizel motorda yanma, performans ve emisyonlara etkileri detaylı bir şekilde araştırılmıştır. Deneyler motoru yüklemek amacıyla jeneratör grubu uygulanmış ve düşük reaktiviteli yakıt olarak benzin ve etanol emme manifolduna farklı oranlarda püskürtülmüş, yüksek reaktiviteli yakıt olarak dizel ve aspir yağından elde edilen biyodizel ve bunların karışımları direkt enjeksiyon (DI) ile silindir içine ayrı enjeksiyon sistemleriyle gönderilerek motorun performans ve yanma karakteristikleri ile egzoz emisyonlarındaki etkiler deneysel olarak incelenmiştir. Sonuç olarak bazı belirgin farklar olsa da, gerek benzin gerekse etanol ile uygulanan RCCI deneylerinde, motorun orta ve yüksek yüklerinde, yanma ve performans parametrelerinde iyileşmeler gözlenmiş olup bu özelliği ile HCCI motorların düşük yüklerde sağladığı avantajlar elde edilmiştir. Ayrıca NOx emisyonlarının azalması da önemli bir avantaj olarak görülmüştür.

Tez çalışmamın belirlenmesi ve devamı sürecinde bana güvenen, fikirleri ve tecrübesi ile yol gösteren, birikimlerini paylaşarak beni yönlendiren tez danışmanı saygıdeğer hocam Doç. Dr. Hüseyin AYDIN'a teşekkürü bir borç bilirim. Tez dönemi boyunca değerli katkıları ve rehberliklerinden faydalandığım tez izleme komitesi üyelerine, Batman Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü öğretim üyeleri ve elemanlarına teşekkür ederim.

Bu doktora tez çalışması, TÜBİTAK tarafından 2211-C Öncelikli Alanlara Yönelik Doktora Burs Programı kapsamında desteklenmiştir, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırmalar Kurumu Başkanlığına teşekkür ederim.

Maddi ve manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan aileme ayrıca teşekkürü bir borç bilirim.

Mehmet Zerrakki IŞIK
BATMAN-2016

İÇİNDEKİLER

| | |
|---|-------------|
| ÖZET | iv |
| ABSTRACT..... | v |
| ÖNSÖZ | vi |
| İÇİNDEKİLER | vii |
| ŞEKİLER LİSTESİ | x |
| ÇİZELGELER LİSTESİ | xiii |
| SİMGELER VE KISALTMALAR | xiv |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 1.1. İçten Yanmalı Motorlar | 3 |
| 1.1.1. İçten Yanmalı Motorların Çalışma Prensipleri | 5 |
| 1.1.2. Dizel Çevrimi..... | 6 |
| 1.2. Dizel Motorlarda Yanma ve Emisyonlar | 8 |
| 1.2.1. Dizel Motorlarda Yanma Olayı | 8 |
| 1.2.2. Egzoz Emisyonlarının Oluşumu | 12 |
| 1.2.2.1. Karbonmonoksit (CO) Oluşumu..... | 13 |
| 1.2.2.2. Yanmamış Hidrokarbon (HC) Oluşumu..... | 14 |
| 1.2.2.3. Partikül madde Oluşumu | 15 |
| 1.2.2.4. Azot oksit (NO _x) Oluşumu | 15 |
| 1.2.2.5. Kükürt oksit (SO _x) Oluşumu | 16 |
| 1.3. Çift Yakıtlı Motorlar ve Düşük Sıcaklıklı Yanma Stratejileri | 17 |
| 1.3.1. Düşük Sıcaklıklı Yanma Stratejileri | 18 |
| 1.3.1.1. Homojen Dolgu Sıkıştırılmalı Ateşleme (HCCI)..... | 19 |
| 1.3.1.2. Ön karışımli Dolgu Sıkıştırılmalı Ateşleme (PCCI) | 22 |
| 1.3.1.3. Kısmi Ön karışımli Dolgu Sıkıştırılmalı Ateşleme (PPCI)..... | 24 |
| 1.3.1.4. Reaktivite Kontrollü Sıkıştırılmalı Ateşleme (RCCI)..... | 27 |
| 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI | 30 |
| 3. MATERYAL VE YÖNTEM..... | 40 |
| 3.1. Biyodizel Üretimi | 40 |
| 3.2. Deney Düzenegi..... | 44 |
| 3.2.1. Basınç Sensörünün Teknik Özellikleri (autoPSI)..... | 46 |
| 3.2.2. Krank Açısı Enkoderinin Teknik Özellikleri (RO1378)..... | 47 |
| 3.2.3. Veri Toplama Kartının Teknik Özellikleri (Usb-6210)..... | 47 |
| 3.2.4. Febris Sensör Arayüzünün Teknik Özellikleri | 47 |
| 3.2.5. Fiber Optik Basınç Sensörü Sinyal Koşullandırıcısının Teknik Özellikleri | 48 |
| 3.2.6. Febris v1.0 Yazılımı | 51 |
| 3.3. Performans Parametreleri | 60 |

| | |
|--|------------|
| 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA..... | 62 |
| 4.1. Benzin RCCI Uygulaması | 62 |
| 4.1.1. Performans Parametreleri | 62 |
| 4.1.1.1. Yakıt Tüketimi (B)..... | 62 |
| 4.1.1.2. Özgül Yakıt Tüketimi (b_e) | 65 |
| 4.1.1.3. Efektif Verim (η_e) | 68 |
| 4.1.1.4. Egzoz Sıcaklığı (T_e)..... | 71 |
| 4.1.2. Yanma Parametreleri | 73 |
| 4.1.2.1. Basınç (P)..... | 73 |
| 4.1.2.2. Maksimum Basınç | 79 |
| 4.1.2.3. Isı Salınım Hızı | 81 |
| 4.1.2.4. Kümülatif Isı Salınımı | 86 |
| 4.1.2.5. Ortalama Gaz Sıcaklığı..... | 91 |
| 4.1.2.6. Kütleli Yanma Oranı | 96 |
| 4.1.2.7. Isı Transfer Katsayısı | 101 |
| 4.1.2.8. Isı Transfer Hızı | 106 |
| 4.1.2.9. Vuruntu Yoğunluğu | 110 |
| 4.1.3. Emisyon Parametreleri..... | 113 |
| 4.1.3.1. Karbonmonoksit..... | 113 |
| 4.1.3.2. Hidrokarbon | 116 |
| 4.1.3.3. Azotoksit..... | 119 |
| 4.1.3.4. Karbondioksit..... | 122 |
| 4.1.3.5. Oksijen | 124 |
| 4.2. Etanol RCCI Uygulaması | 126 |
| 4.2.1. Performans Parametreleri | 126 |
| 4.2.1.1. Yakıt Tüketimi (B)..... | 126 |
| 4.2.1.2. Özgül Yakıt Tüketimi (b_e) | 128 |
| 4.2.1.3. Efektif Verim (η_e) | 130 |
| 4.2.1.4. Egzoz Sıcaklığı (T_e)..... | 132 |
| 4.2.2. Yanma Parametreleri | 134 |
| 4.2.2.1. Basınç (P)..... | 134 |
| 4.2.2.2. Maksimum Basınç | 139 |
| 4.2.2.3. Isı Salınım Hızı | 141 |
| 4.2.2.4. Kümülatif Isı Salınımı | 146 |
| 4.2.2.5. Ortalama Gaz Sıcaklığı..... | 151 |
| 4.2.2.6. Kütleli Yanma Oranı | 156 |
| 4.2.2.7. Isı Transfer Katsayısı | 160 |
| 4.2.2.8. Isı Transfer Hızı | 164 |
| 4.2.2.9. Vuruntu Yoğunluğu | 168 |
| 4.2.3. Emisyon Parametreleri..... | 171 |
| 4.2.3.1. Karbonmonoksit..... | 171 |
| 4.2.3.2. Hidrokarbon | 174 |
| 4.2.3.3. Azotoksit..... | 177 |
| 4.2.3.4. Karbondioksit..... | 180 |
| 4.2.3.5. Oksijen | 182 |
| 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER..... | 184 |
| 5.1. Sonuçlar | 184 |
| 5.2. Öneriler | 191 |

| | |
|------------------------|------------|
| KAYNAKLAR | 192 |
| ÖZGEÇMİŞ | 202 |



ŞEKİLER LİSTESİ

| | |
|---|----|
| Şekil 1. 1. Dört zamanlı motorun şematik görünümü..... | 4 |
| Şekil 1. 2. İki zamanlı motorun şematik görünümü | 5 |
| Şekil 1. 3. a) Teorik Otto Çevrimi, b) Teorik Dizel Çevrimi | 6 |
| Şekil 1. 4. Emme, Sıkıştırma, Yanma Prosesi | 7 |
| Şekil 1. 5. Dizel motorlarında yanma diyagramı | 9 |
| Şekil 1. 6. Isı çıkış oranının krank açısıyla değişimi | 11 |
| Şekil 1. 7. Motorlu araçların kirletici etkileri | 13 |
| Şekil 1. 8. Motorlu araçlarda başlıca emisyonlar | 13 |
| Şekil 1. 9. Örnek çift yakıt sistem çalışması..... | 18 |
| Şekil 1. 10. Dizel, Otto ve HCCI sistemlerinde yanma..... | 21 |
| Şekil 1. 11. HCCI verimlilik ve emisyon kıyaslaması | 21 |
| Şekil 1. 12. HCCI Uygulamasında aşamalar | 22 |
| Şekil 1. 14. CI, HCCI, PCCI, PPCI için HC ve NOx emisyonu örneği | 26 |
| Şekil 1. 15. CI, HCCI ve PPCI olumlu olumsuz yönleri | 26 |
| Şekil 1. 16. RCCI yakıt püskürtme durumu | 28 |
| Şekil 1. 17. RCCI ve dizel motor için sıcaklık dağılımı..... | 29 |
| Şekil 3. 1. Trigliseridlerin alkollerle transesterifikasyonu | 41 |
| Şekil 3. 2. Manyetik ısıtıcıda üretim ve ayırma hunisinde gliserin çökeltme safhası | 43 |
| Şekil 3. 3. Yıkama işlemi sonrası ayrıştırma ve kullanılabilir biyodizel..... | 43 |
| Şekil 3. 4. Deney düzeneğinin şematik görünüşü..... | 45 |
| Şekil 3. 5. Krank açısı enkoderi (1) ve basınç sensörü montajı (2)..... | 46 |
| Şekil 3. 6. Basınç Sensörü Sinyal Koşullandırıcı(1), sensör arayüzü(2), veri toplama kartı(3) | 46 |
| Şekil 3. 7. İkincil yakıt enjeksiyon sistemi | 48 |
| Şekil 3. 8. Üretilen burçlar ve montajı..... | 49 |
| Şekil 3. 9. Yakıt tankları ve teraziler | 49 |
| Şekil 3. 10. Isıtıcı grupları | 50 |
| Şekil 3. 11. Egzoz Emisyon Cihazı | 51 |
| Şekil 3. 12. Sensör seçim menüsü | 52 |
| Şekil 3. 13. Motor hacmi hesap menüsü..... | 52 |
| Şekil 3. 14. İndikatör diyagramı | 55 |
| Şekil 3. 15. Veri inceleme menüsü | 56 |
| Şekil 3. 16. Veri analiz menüsü..... | 56 |
| Şekil 4. 1. Benzin RCCI yakıt tüketimi grafiği | 62 |
| Şekil 4. 2. Benzin RCCI özgül yakıt tüketimi grafiği | 65 |
| Şekil 4. 3. Benzin RCCI efektif verim grafiği | 68 |
| Şekil 4. 4. Benzin RCCI egzoz gazı sıcaklığı grafiği | 71 |
| Şekil 4. 5. Basıncın krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-3,6 kW) | 73 |
| Şekil 4. 6. Basıncın krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-7,2 kW) | 74 |
| Şekil 4. 7. Basıncın krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW) | 75 |
| Şekil 4. 8. Maksimum basınç değişim grafikleri (Benzin RCCI)..... | 79 |
| Şekil 4. 9. Isı salınım hızının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-3,6 kW)..... | 81 |
| Şekil 4. 10. Isı salınım hızının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-7,2 kW)..... | 82 |
| Şekil 4. 11. Isı salınım hızının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW)..... | 83 |
| Şekil 4. 12. Kümülatif ısı salınımının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-3,6 kW) | 86 |
| Şekil 4. 13. Kümülatif ısı salınımının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-7,2 kW) | 87 |
| Şekil 4. 14. Kümülatif ısı salınımının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW) | 88 |
| Şekil 4. 15. Ortalama gaz sıcaklığının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-3,6 kW) | 91 |
| Şekil 4. 16. Ortalama gaz sıcaklığının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-7,2 kW) | 92 |

| | |
|--|-----|
| Şekil 4. 17. Ortalama gaz sıcaklığının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW) | 93 |
| Şekil 4. 18. Kütleli yanma oranının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-3,6 kW) . | 96 |
| Şekil 4. 19. Kütleli yanma oranının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-7,2 kW) . | 97 |
| Şekil 4. 20. Kütleli yanma oranının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW) | 98 |
| Şekil 4. 21. Isı transfer katsayısının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-3,6 kW) . | 101 |
| Şekil 4. 22. Isı transfer katsayısının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-7,2 kW) . | 102 |
| Şekil 4. 23. Isı transfer katsayısının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW) | 103 |
| Şekil 4. 24. Isı transfer hızının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-3,6 kW) | 106 |
| Şekil 4. 25. Isı transfer hızının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-7,2 kW) | 107 |
| Şekil 4. 26. Isı transfer hızının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW) | 108 |
| Şekil 4. 27. Vuruntu yoğunluğunun krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-3,6 kW) . | 110 |
| Şekil 4. 28. Vuruntu yoğunluğunun krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW) | 111 |
| Şekil 4. 29. Vuruntu yoğunluğunun krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW) | 112 |
| Şekil 4. 30. Benzin RCCI CO değişim grafikleri | 113 |
| Şekil 4. 31. Benzin RCCI HC değişim grafikleri | 116 |
| Şekil 4. 32. Benzin RCCI NO _x değişim grafikleri | 119 |
| Şekil 4. 33. Benzin RCCI CO ₂ değişim grafikleri | 122 |
| Şekil 4. 34. Benzin RCCI O ₂ değişim grafikleri | 124 |
| Şekil 4. 35. Etanol RCCI yakıt tüketimi grafiği | 126 |
| Şekil 4. 36. Etanol RCCI özgül yakıt tüketimi grafiği | 128 |
| Şekil 4. 37. Etanol RCCI efektif verim grafiği | 130 |
| Şekil 4. 38. Etanol RCCI egzoz gazı sıcaklığı grafiği | 132 |
| Şekil 4. 39. Basıncın krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW) | 134 |
| Şekil 4. 40. Basıncın krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW) | 135 |
| Şekil 4. 41. Basıncın krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW) | 136 |
| Şekil 4. 42. Maksimum Basınç grafikleri | 139 |
| Şekil 4. 43. Isı salınım hızının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW) | 141 |
| Şekil 4. 44. Isı salınım hızının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW) | 142 |
| Şekil 4. 45. Isı salınım hızının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW) | 143 |
| Şekil 4. 46. Kümülatif ısı salınımının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW) | 146 |
| Şekil 4. 47. Kümülatif ısı salınımının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW) | 147 |
| Şekil 4. 48. Kümülatif ısı salınımının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW) | 148 |
| Şekil 4. 49. Ortalama gaz sıcaklığının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW) | 151 |
| Şekil 4. 50. Ortalama gaz sıcaklığının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW) | 152 |
| Şekil 4. 51. Ortalama gaz sıcaklığının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW) | 153 |
| Şekil 4. 52. Kütleli yanma oranının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW) | 156 |
| Şekil 4. 53. Kütleli yanma oranının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW) | 157 |
| Şekil 4. 54. Kütleli yanma oranının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW) | 158 |
| Şekil 4. 55. Isı transfer katsayısının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW) .. | 160 |
| Şekil 4. 56. Isı transfer katsayısının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW) .. | 161 |
| Şekil 4. 57. Isı transfer katsayısının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW) | 162 |
| Şekil 4. 58. Isı transfer hızının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW) | 164 |
| Şekil 4. 59. Isı transfer hızının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW) | 165 |
| Şekil 4. 60. Isı transfer hızının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW) | 166 |
| Şekil 4. 61. Vuruntu yoğunluğunun krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW) | 168 |
| Şekil 4. 62. Vuruntu yoğunluğunun krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW) | 169 |
| Şekil 4. 63. Vuruntu yoğunluğunun krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW) .. | 170 |
| Şekil 4. 64. Etanol RCCI CO değişim grafikleri | 171 |
| Şekil 4. 65. Etanol RCCI HC değişim grafikleri | 174 |
| Şekil 4. 66. Etanol RCCI NO _x grafikleri | 177 |

| | |
|---|-----|
| Şekil 4. 67. Etanol RCCI CO ₂ değişim grafikleri..... | 180 |
| Şekil 4. 68. Etanol RCCI O ₂ değişim grafikleri | 182 |



ÇİZELGELER LİSTESİ

| | |
|---|----|
| Çizelge 3. 1. Aspir tohumu yağının yağ asitleri kompozisyonu..... | 42 |
| Çizelge 3. 2. Aspir tohumu yağlarının fizikokimyasal özellikleri..... | 42 |
| Çizelge 3. 3. Aspir biyodizelinin özellikleri..... | 44 |
| Çizelge 3. 4. Deney motor özellikleri..... | 45 |
| Çizelge 3. 5. Emisyon cihazı özellikleri | 50 |
| Çizelge 3. 6. Yakıtların ısı değerleri..... | 61 |



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

| | |
|-------------------------------|--|
| b_e: | Özgül yakıt tüketimi |
| C_m: | Piston hızı |
| CO: | Karbon monoksit |
| CO₂: | Karbondioksit |
| h_c: | Isı transferi katsayısı |
| H₂: | Hidrojen |
| HC: | Hidrokarbon |
| Hu: | Yakıtın ısı değeri |
| H₂O: | Su buharı |
| KOH: | Potasyum hidroksit |
| NaOH: | Sodyum hidroksit |
| NO_x: | Azot oksit |
| O₂: | Oksijen |
| P_{max}: | Maksimum yanma basıncı |
| SO_x: | Kükürt oksit |
| V: | Silindir hacmi |
| T_e: | Egzoz Sıcaklığı |
| T_{ref}: | Referans sıcaklığı |
| λ: | Hava fazlalık katsayısı |
| Φ: | Yakıt fazlalık katsayısı (Ekivalans Oranı) |
| ϵ: | Sıkıştırma oranı |
| χ: | Kütlesel yanma oranı |
| γ: | Özgül ısılar oranı |
| η_e: | Efektif Verim |
| °: | Derece |

Kısaltmalar

| | |
|-------------|---|
| AÖN: | Alt ölü nokta |
| B10: | % 10 Biyodizel - % 90 Dizel karışımlı yakıt |
| B20: | % 20 Biyodizel - % 80 Dizel karışımlı yakıt |
| B50: | % 50 Biyodizel - % 50 Dizel karışımlı yakıt |

| | |
|--------------|--|
| CAI: | Kontrollü kendiliğinden tutuşma |
| CI: | Sıkıştırma ile ateşlemeli |
| CNG: | Sıkıştırılmış doğalgaz |
| DI: | Direkt enjeksiyon |
| EGR: | Egzoz gazı resirkülasyonu |
| GDI: | Benzin doğrudan enjeksiyon |
| HCCI: | Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli |
| HFK: | Hava fazlalık katsayısı |
| HTC: | Yüksek sıcaklıklı yanma |
| IMEP: | Ortalama efektif basınç |
| KMA: | Krank mili açısı |
| LPG: | Sıvılaştırılmış Petrol Gazı |
| LTC: | Düşük sıcaklıklı yanma |
| OİB: | Ortalama indike basınç |
| OPH: | Ortalama piston hızı |
| ÖYT: | Özgül yakıt tüketimi |
| PCCI: | Ön karışimli dolgu sıkıştırma ile ateşlemeli |
| PFI: | Port yakıt enjeksiyon |
| PM: | Partikül madde |
| PPCI: | Kısmi ön karışimli dolgu sıkıştırmalı ateşleme |
| PPM: | Milyonda bir partikül |
| PRR: | Basınç yükselme hızı |
| RCCI: | Reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme |
| SI: | Buji ile ateşlemeli (Spark Ignition) |
| ULSD: | Ultra-düşük-sülfürlü diesel |
| ÜÖN: | Üst ölü nokta |

1. GİRİŞ

İnsanlık tarihiyle beraber enerji yaşamın sürdürülmesinin vazgeçilmez ihtiyaçlarından olmuştur. Yerleşik düzene geçilmesiyle gereksinimlerin çoğalmasına konfor olgusunun da dâhil olmasıyla beraber enerjiye olan ihtiyaç hız kazanmıştır. Başlangıçta enerjinin kaynağı, elde ediliş şekli ve kullanım şartları önem arz etmese de zamanla belirleyici ve önemli faktörler olarak yer etmiştir.

Dünya genelinde enerji ihtiyacının büyük bir kısmı halen, petrol, kömür ve doğal gaz gibi fosil kaynaklardan karşılanmakta olup, nükleer ve hidrolik enerjiden de faydalanılmaktadır. Ekonomik ve toplumsal kalkınmanın en önemli göstergesi olan enerjiye olan gereksinim nüfus artışı ve teknolojik gelişmelerle paralel olarak tüm dünyada olduğu gibi ülkemizde artarak devam etmektedir.

Petrolün yenilenme hızının tüketim hızından çok düşük olması ve mevcut kaynakların dünya nüfus artışına paralel olarak artan enerji tüketimi 21. yüzyılın ortalarına kadar ihtiyacı karşılayabileceği öngörüsü, bilim dünyasında derin endişelere neden olmaktadır (Sayın ve ark., 2006). Mevcut enerji kaynaklarının hızla tükenmekte olması, taşıtlarda kullanılacak alternatif yakıt tipleri konusunda araştırmalar yapılmasını gerektirmiştir. Sanayi ve teknolojideki gelişmeler, sayıları her gün biraz daha artan endüstriyel kuruluşlar ve motorlu taşıtlar bir yandan insan yaşamını kolaylaştırırken, diğer yandan çevre kirliliğini de beraberinde getirmektedir.

Dünya nüfusu hızlı bir şekilde artmaya devam ederken çeşitli sorunları da beraberinde büyötmektedir. Hayatın devamı için vazgeçilmez enerji olduğu göz önüne alınırsa bu sorunların başında enerji ihtiyacı artışının geldiğini tahmin etmek zor değildir. İnsanoğlu tarafından ileri görüş olmaksızın bilinçsizce tüketilen fosil enerji kaynakları tükenmeye yüz tutmuştur. Bu bilinçsizliğin bir diğer acı faturası da ekolojik dengenin bozulması ve beraberinde getirdiği sağlık sorunları olmuştur.

Bilinçlenmenin ilk dönemi sadece kaynakların verimli kullanımını gerekliliğini esas almış çalışmalar bu yönde ilerlemiştir. İnsan sağlığının yaşam alanına olan bağımlılığının farkına varılmasıyla emisyon etkileri dikkate alınmaya başlamıştır.

Son yıllarda, artan çevre kirliliği ve küresel ısınmayla birlikte, hava kalitesini artırma gereksinimi ciddi boyutlara ulaşmıştır. Yapılmış çalışmalarda özellikle hava kirliliğinin insan sağlığı üzerinde meydana getirdiği olumsuz etki öne çıkmıştır. Taşıtlardan atmosfere bırakılan emisyonlar, oluşan hava kirliliğinin önemli sebeplerinden biri olarak bilinmektedir. Bu nedenle, taşıtların atmosfere bıraktığı emisyonların, taşıtlar için düzenlenmiş çeşitli emisyon standartları ile sınırlandırılması amaçlanmıştır. Fosil yakıtların hava ile yakılması sonucunda yanma ürünü olarak açığa çıkan karbondioksit (CO_2) ve su (H_2O) gibi temel yanma ürünlerinin yanında oluşan kirletici bileşenlerin önemli olanları karbon monoksit (CO), yanmamış hidrokarbonlar (HC) ve azot oksit (NO_x) bileşenleridir (Gümüş, 2012).

Petrole bağımlılığın azaltılması ve ekolojik dengenin korunması için mevcut enerji kaynaklarının etkin ve verimli kullanılması gerekmektedir. Fosil yakıtlara alternatif olarak, yenilenebilir yakıtlar üzerinde uzun zamandan beri çalışmalar devam etmektedir. Motorlar için hem yenilenebilir hem de emisyonları iyileştirici özelliklere sahip farklı alternatif yakıtlar araştırılmaktadır. Alternatif yakıt olarak alkoller, hidrojen, bitkisel yağlar, doğalgaz, elektrik ve sıvılaştırılmış petrol gazı önem arz etmektedir. Bu kaynakların çoğu yenilenebilir enerji kaynaklarıdır.

Kısa vadeli çalışmalarda, fosil yakıtların halen en önemli kullanım alanına sahip olduğunun göz ardı edilmemesi gerekmektedir. Günümüz motor çalışmaları alternatif kaynakların kullanımıyla verimlilik, konfor, güç ve çevrecilik faktörlerini ortak bir paydada buluşturmayı hedeflemektedir. Yakıtlar saf veya diğer yakıtlarla belli oranlarda karışım olarak kullanılmaya çalışılmaktadır. Teknolojik ilerlemeyle gelişmiş kontrol sistemlerinin uygulanmasıyla farklı motor çevrimleri ve uyumlu yakıtlar bir arada kullanılmaya başlanmıştır. Burada amaç yakıtların olumlu yönlerinin belli oranlarda bir arada kullanılarak istenilen hedefe ulaşmaktır.

Çift yakıt uygulamalarında düşük sıcaklıklı yanma (LTC) hedefi vardır. LTC genel olarak oluşan en yüksek ısıyı bastırmayı amaçlayan silindir içi yanma stratejisidir. Bu motor işlemi için birden fazla yol vardır. Homojen dolgu Sıkıştırma ile Ateşleme (HCCI), Ön karışımli dolgu Sıkıştırma ile Ateşleme (PCCI- PPCI), Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma ile Ateşleme (RCCI) yapılan güncel uygulama örnekleridir.

HCCI stratejileri genellikle homojen karışımın sıkıştırılarak kendi kendine tutuşması esaslıdır. Bir bakıma dizel ve benzinli motorun birleşimidir. PCCI yanma üzerinde bir kontrol sağlamak amaçlayan bir HCCI çeşididir. PPCI'de kısa karıştırma zamanıyla direkt enjeksiyon kullanır. Çift yakıtlı reaktivite kontrollü sıkıştırımlı ateşlemede (RCCI), HCCI ve PCCI'yi geliştirmek için yakıt oranı ve ateşleme zamanı düzenlenmesi ile reaktivite geçişlerini başlatma ve ateşleme kontrolü sağlanmaya çalışılır. Amaç yüksek termal verim, düşük NO_x ve PM (partikül madde) emisyonu sağlamaktır.

Alternatif enerji kaynaklarının gelişme süreci göz önüne alındığında, yapılan bu çalışmaların desteklenmesi gerekmektedir. Araştırmacıların ekonomik olarak kısıtlanmaması, başarı oranını yükselmesinde en önemli etken olarak görülmektedir. Çalışmaların laboratuvar ortamıyla kısıtlı kalmaması, gerçek çalışma şartlarına uygulanması için bu şarttır. Gerçek çalışma şartlarında ve farklı iklim koşullarında doğrulanmayan sistemlerin ilerlemenin önünü kapatacak bilgi karmaşasından başka işe yaramayacağı da aşikârdır.

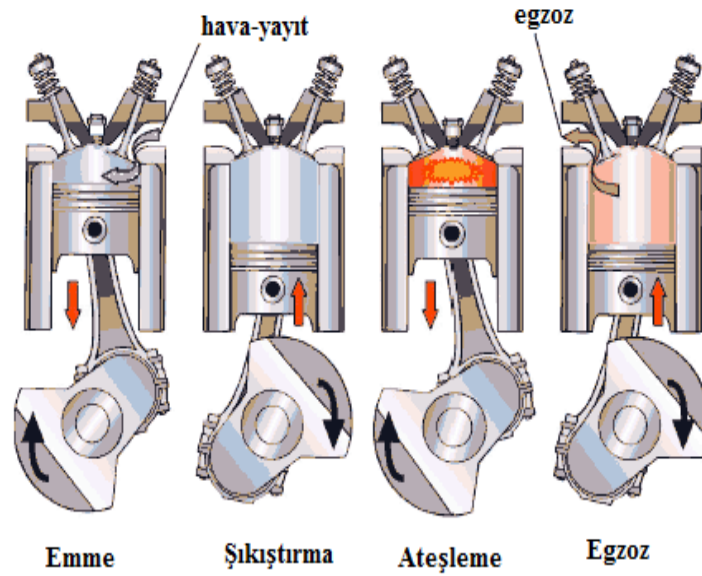
1.1. İçten Yanmalı Motorlar

Yakıtın yanma odasında yakılmasıyla elde edilen ısı enerjisi kaynaklı basıncı, piston mekanizmasıyla mekanik enerjiye dönüştüren makinalara içten yanmalı motorlar denir. Yanma olayı motor ünitesinin içinde gerçekleştiğinden içten yanmalı ismini alır. Yanma ürünlerinin aynı zamanda iş yapması söz konusudur. Dizel, Otto, Wankel motorları, Jet ve Gaz Türbinleri örnek uygulamalar olarak gösterilebilir.

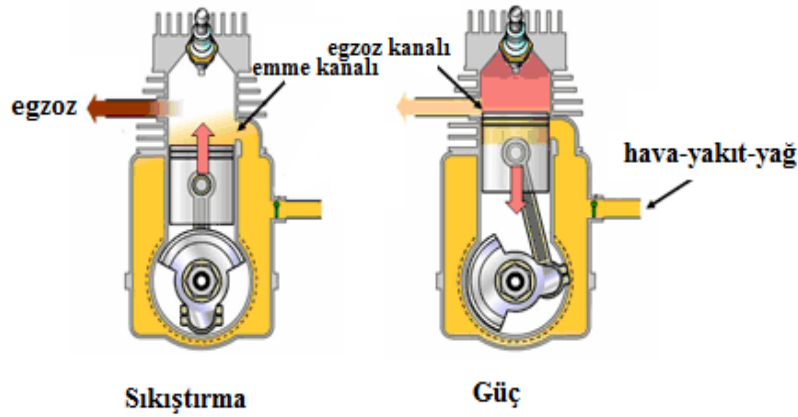
1860 yılında Fransız Beau de Rochas ve Etienne Lenoir tarafından geliştirilen çift etkili içten yanmalı motor, bu alanda ticari değeri olan ilk makinedir. Geliştirilen motorda emilen yakıt hava karışımı sıkıştırılmadan ateşlenmekteydi (atmosferik motor). Motor en fazla % 5 civarında bir efektif verimle çalışmaktaydı ve motor için 1862 yılında patent alınmıştır. Bu buluştan habersiz olan Alman Nicolaus A. Otto ve Eugen Langen, 1867 de Lenoir'in atmosferik motorunu bir adım daha ileri götürerek, serbest pistonlu bir makine yapmışlardır. Otto ve Langen'in geliştirdiği motor en yüksek %11 efektif verime ulaşmıştır. Daha önce Beau de Rochas tarafından alınan patent, Ottonun rakipleri tarafından yapılan itiraz sonucu 1884 yılında, Alman imparatorluk mahkemesi

Nicolaus A.Otto'nun patentini iptal etmiş olsa da, dört zamanlı ateşlemeli motorlar "Otto motoru" olarak tanımlanmaktadır. İlerleyen yıllarda çalışmalar devam etmiş ve 1881 yılında İngiliz Dugal Clerk iki zamanlı motorunun, 1892'de Rudolf Dizel sıkıştırılmış hava içine yakıt püskürterek tutuşturma ilkesine dayanan Dizel motorunun patentlerini almışlardır. 20. yüzyılda ise içten yanmalı motor alanında en büyük buluş Wankel motoru olmuştur (Anonim, 2004).

Motor çevrimlerinde amaç yakıtın yakılması ile açığa çıkan ısı enerjisinin minimum kayıpla mekanik enerjiye dönüştürülmesidir. Genel olarak ifade edilirse pistonun iki ölü nokta arasında yaptığı bir harekete zaman denir ve krank milinin dönüş açısı olarak 180° dir. Dört zamanlı motorda krank milinin iki devrinde 720 derecede çevrim tamamlanır. Birinci zaman emme, ikinci zaman sıkıştırma, üçüncü zaman yanma ve genişleme, dördüncü zaman egzoz şeklinde teşkil olur (şekil 1.1.). İki zamanlı motorda ise piston hareketiyle çevrim 360 derecede tamamlanır. Birinci zamanda Emme ve sıkıştırma, ikinci zamanda yanma ve egzoz gerçekleşir (şekil 1.2.).



Şekil 1. 1. Dört zamanlı motorun şematik görünümü (Anonim, 2013)



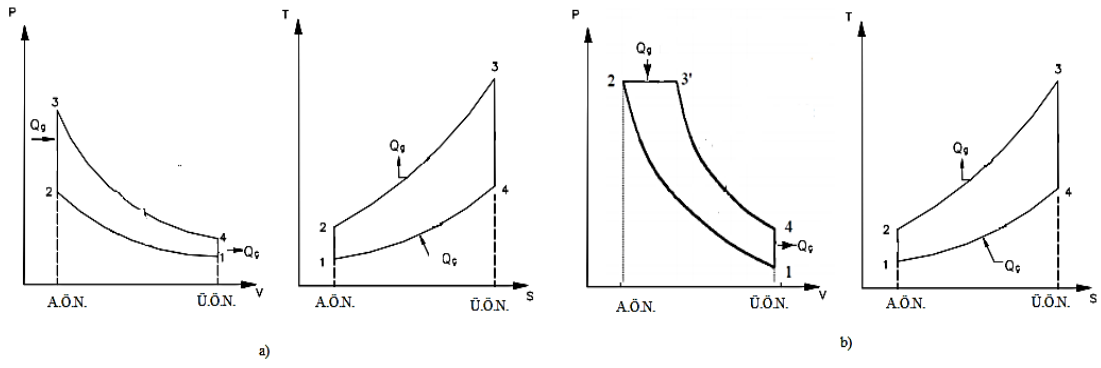
Şekil 1. 2. İki zamanlı motorun şematik görünümü (Anonim, 2014)

1.1.1. İçten Yanmalı Motorların Çalışma Prensibi

Basınç artışı ile ateşleme işlemini kendi kendine yapan motorlar Diesel (Dizel) motoru, buji ile ateşlenen motorlar ise Otto (Benzin) motoru olarak bilinmektedir. İçten yanmalı motorlar genel olarak Otto ve Dizel çevrimine göre çalışırlar. Otto çevrimli motorlarda yakıt olarak genellikle benzin, Dizel motorlarda ise motorin kullanılır. Gerçek motor çalışmasında yanma işlemi motor silindirinde gerçekleşir. Yanma sonu açığa çıkan ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüşür. Motorun çalışması esnasında emme, sıkıştırma, iş ve egzoz zamanları meydana gelir (Biberici, 2013).

Bütün teorik hava standart güç çevrimleri (otto, dizel) için aşağıdaki kabuller yapılır:

- Çevrimde ideal gaz olarak kabul edilen hava kullanılmaktadır.
- Çevrimde kullanılan havanın kütlesi çevrim boyunca sabittir.
- Sıkıştırma ve genişlemede sistemle çevre arasında ısı alışverişi yoktur. Yani izantropiktir (adyabatik).
- İdeal gaz kabul edilen havanın ısı kapasitesinin (özellik ısılarının) sıcaklıktan etkilenmediği kabul edilir.
- Yanma işleminin yerini dıştan ısı geçişi, egzoz işleminin yerini de dışarı ısı geçişi alır.
- Çevrimi oluşturan hâl değişimlerinin tümü içten tersinirdir (Anonim, 2013-2).

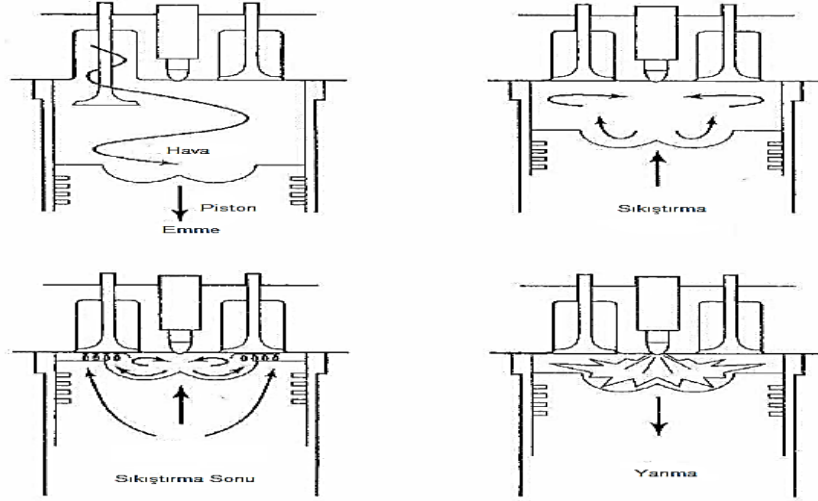


Şekil 1. 3. a) Teorik Otto Çevrimi, b) Teorik Dizel Çevrimi

1.1.2. Dizel Çevrimi

Dizel motor, yakıt ve havayı motorun içerisinde karıştıran bir sıkıştırmalı ateşleme motorudur. Bu da dizel yakıtın silindir içine püskürtülerek tutuşturulmasıyla yüksek sıcaklıkların ve basıncın meydana gelmesine neden olur. Dizel motor yakıtın kimyasal enerjiden oluşan bu ısıyı mekanik kuvvete dönüşmesinde kullanır. Dizel motorun turbo dolgulı ya da süper dolgulı olması yalnızca motor verimliliğini artırmakla kalmaz, ayrıca zararlı emisyonların ve yanma gürültülerinin azalmasını da sağlar. Dizel motorlar 4 ya da 2 stroklu olarak dizayn edilebilirler. Taşıtlardaki genellikle 4 stroklu tiplerdir.

Literatürde dizel motorların yanma prosesi kısaca şu şekilde açıklanmaktadır. Yakıt, sıkıştırma strokunun sonlarına doğru bir enjektör vasıtasıyla püskürtülerek silindir içerisine gönderilmektedir. Sıvı yakıt yüksek hızla küçük çaplı orifislerden tek ya da çok sayıda jet olarak püskürtülür. Yüksek hız ve küçük çap yakıtın daha iyi atomize ve nüfus etmesini temin eder. Yakıt yüksek sıcaklık ve basınçta silindir içerisinde buharlaşır ve hava ile karışır. Silindir içi basınç ve sıcaklık yakıtın kendi kendine tutuşma noktasına ulaştığı bölgede gecikme ile tutuşma gerçekleşir ve yanmanın silindir içerisinde yayılması ile silindir içi basınç ve sıcaklık yükselir. Yakıtın ilk tutuşan kısmı, diğer yanmamış karışımın tutuşma gecikme süresinin kısılmasını sağlar ve püskürtme gerekli yakıtın silindir içine püskürtülmesine kadar sürer. Yanma genişleme sürecinde devam eder. Prosesler şekil 1. 4. te belirtilmiştir (Koca, 2013).



Şekil 1. 4. Emme, Sıkıştırma, Yanma Prosesi (Koca, 2013)

Gerçek dizel çevriminde sıkıştırma öncesinde sisteme dış ortamdan hava alınması gerekmektedir. Havanın silindirlere alınması pompalama kayıplarından, motor hızından, emme supaplarının açık kalma süresi ve açıklık miktarından, emme supabının kapanma zamanından, silindirde kalan egzoz gazlarının miktarından etkilenmekte ve hiçbir zaman silindir tam olarak taze hava ile doldurulamamaktadır. Bu durum dizel çevriminin verimini olumsuz etkiler (Anonim, 2013-2).

Dizel çevriminde sıkıştırma işlemi sırasında ısı kayıpları mevcuttur. Sıkıştırma sonunda ısı kayıpları, basınç ve sıcaklığın teorik çevrime göre daha düşük kalmasına sebep olur. Gerçek çevrimde, sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığı yükselen havaya enjektörle yakıt püskürtülür ve sağlanan yanma sonucu sisteme ısı verilmiş olur. Yanma işlemi belirli bir zamanda tamamlanır. Sisteme verilen ısı basıncı artırır. Teorik çevrimde ısının sabit basınçta verildiği kabul edilir. Yakıt hava karışımı, tutuştuktan sonra tam olarak yanamaz çünkü karışım, her noktasında homojen değildir; bazı noktalarda yanma için gerekli olan oksijen eksik, bazı noktalarda ise yakıt miktarı eksik olabilir. Yanma işleminin kimyasal denklemi hiçbir zaman tam olarak gerçekleşmez. Yüksek sıcaklıklarda karbonmonoksit ve karbondioksit arasında bir döngü söz konusudur. Sisteme ısı verildikten sonra, piston AÖN'ye hareket ederken de ısı kayıpları meydana geleceğinden net iş düşer. Genişleme işlemi tam olarak AÖN'ye kadar devam etmez. Piston AÖN'ye yaklaşırken egzoz supabı açılır ve yanmış gazların dışarıya atılma işlemi başlar bu durum da net işin azalmasına neden olur.

Gerçek dizel çevriminde egzoz gazlarının sistemden atılmasına AÖN'den önce başlanır ve piston ÜÖN'yi geçene kadar devam eder. Dışarı atılan egzoz gazları sisteme alınan havanın özelliklerinden uzaktır. Basınçları ve sıcaklıkları daha yüksek, kimyasal ve fiziksel olarak da başlangıç özelliklerinden çok farklıdır. Bu durumda pratik dizel çevrimi açık ve içten tersinmez bir çevrim olmuş olur (Anonim, 2013-2).

1.2. Dizel Motorlarda Yanma ve Emisyonlar

Motor performansı ve emisyon oluşumunun değerlendirilebilmesi için yanma olayının iyi incelenmesi gerekmektedir.

1.2.1. Dizel Motorlarda Yanma Olayı

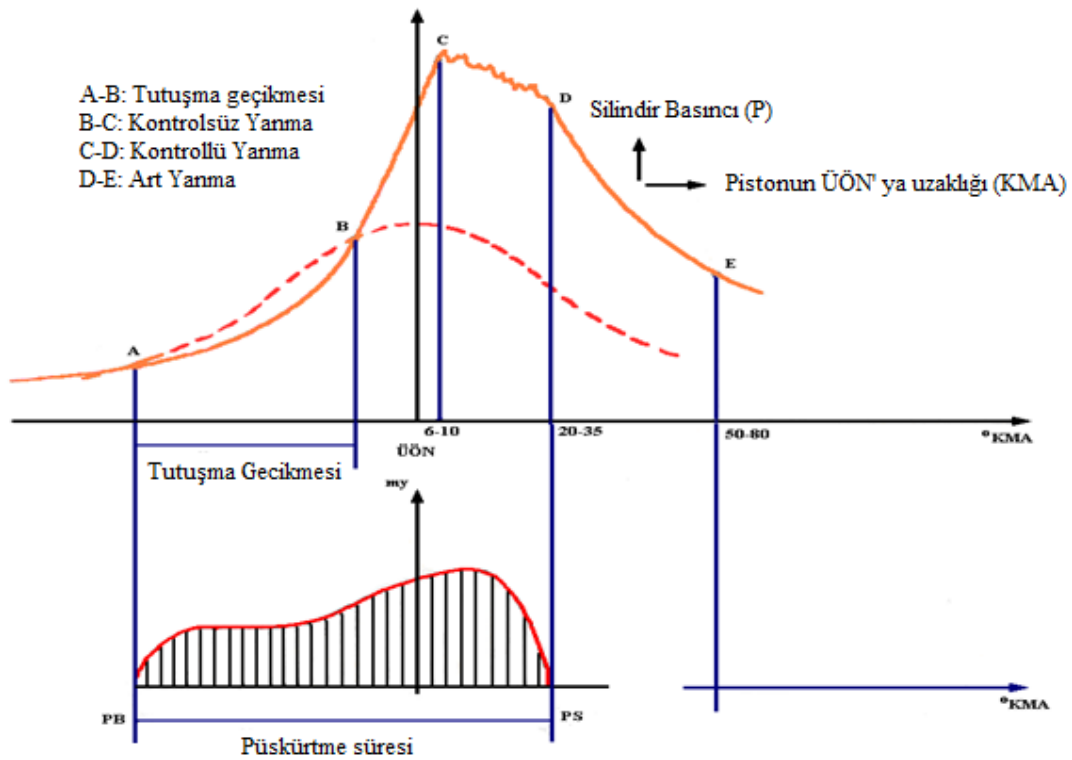
Dizel motorlarında, benzin motorlarındaki gibi homojen bir karışım mevcut değildir. Yanma, sıcaklığı 600-700° C 'ye gelmiş bulunan hava içerisinde yakıtın püskürtülmesiyle gerçekleşir. Yakıt silindir içerisinde üst ölü nokta civarında yani ısının termodinamik bakımdan en fazla faydalı olduğu bir anda püskürtülür. Silindir içerisine sıvı giren yakıt, sıcak hava içerisinde ilerlerken ısınır, buharlaşır ve basınç altında bulunan hava ile baskılanarak yavaşlar. Yavaşlayan yakıt ortadan gelen yüksek basınçlı ve yüksek hızlı yakıt tarafından hüzmene yan dış tarafına doğru atılır. Hüzmene uç ve kenar kısmı hava ile en fazla temas halinde olduğu için sürtünme sebebiyle iyice ufalanmış haldedir. Küçük taneler hava ile daha büyük bir yüzey üzerinden temas eder (Genç, 2007).

Emisyon ve yakıt tüketimi kontrolü açısından çok önemli olması nedeniyle, yanma olayının anlaşılması gerekmektedir. Yanma sırasında silindirde meydana gelen fiziksel ve kimyasal işlemler oldukça karmaşık olduğundan yapılan değerlendirmeler farklılık arz edebilir. Ancak yine de bu değerlendirmelerle, bir dizel motordaki yanma sırasında NO_x, HC ve CO kirleticilerinin nasıl oluştuğu daha iyi anlaşılabilir (Özveren, 2013).

Dizel motorlarında iyi yanmanın elde edilebilmesi karışımın teşkili ile doğrudan ilgilidir. Genel anlamda karışımın teşkili; yakıtın tane boyutunun azalarak, silindirdeki hava ile iyi bir yanma sağlayacak şekilde karışması ile sağlanmaktadır. Dizel motorlarında yakıt hava karışımının benzin motorlardaki gibi karışım halinde silindire alınmaması nedeniyle, yakıtın silindir içine alınmasını takiben karışımın 15-30 KMA

gibi kısa bir sürede hazırlanması gerekir. Bu süre içinde yakıtla havanın homojen olarak karışmasının zorluğu Dizel motorlarındaki devir sayısı artışını sınırlayan en önemli nedendir. Karışım teşkilinin iyileştirilmesinin en temel yolu pülverizasyonu iyileştirmektir. Bu şekilde daha ince zerrelere ayrılan yakıtın, sıcak hava ile temas yüzeyi artar, yakıtın kolaylıkla buharlaşması ile havanın içerisindeki difüzyonunu artırarak karışım süresinin kısılmasını sağlar. Karışım süresini kısılması karışımın homojenliğini artırır. Silindire sokulan yakıtın tamamının yüksek bir yanma verimi ile yanmasını sağlamak, yakıtın silindir içinde tamamen dağıtılması, diğer bir deyişle yanma odası içindeki hava ile uygun bir şekilde karışması ile mümkündür (Koca, 2013).

Yanma olayı 1-Tutuşma gecikmesi 2-Kontrolsüz yanma (Hızlı yanma) 3- Kontrollü yanma 4-Gecikmiş yanma olmak üzere dört aşamada gerçekleşir (Anonim, 2006).



Şekil 1. 5. Dizel motorlarında yanma diyagramı (Safgönül ve ark., 1995)

Tutuşma Gecikmesi; sıkıştırma sonunda silindire püskürtülen yakıt hemen tutuşmaz. Tutuşabilmesi için oksijenle karışması ve sıcaklığının yükselmesi gerekir bu nedenle, enjektörün yakıtı silindire püskürtmesinden, ilk alev çekirdeğinin meydana geldiği zamana kadar geçen süreye tutuşma gecikmesi denir. Şekilde A-B arasında gösterilen

bu süre 2000d/d ile çalışan bir motorda 0,0009 saniyedir. Bu safhada, basınçta önemli bir değişim olmaksızın, yakıtın yanmaya hazırlanması için gerekli fiziksel ve kimyasal değişimler meydana gelmektedir. En az tutuşma gecikmesi üst ölü noktaya 10-15 ° kala enjeksiyonun başlatılmasıyla gerçekleşmektedir(Anonim, 2006).

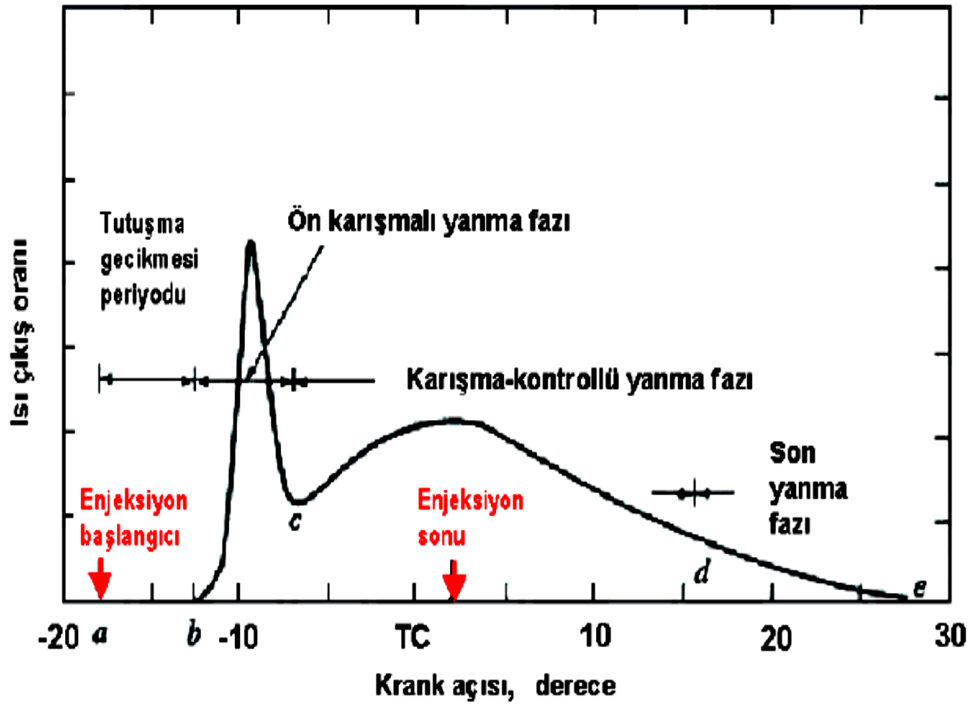
KontROLSÜZ Yanma (Hızlı Yanma); tutuşma gecikmesi süresi içinde silindire püskürtülen yakıt ısınır oksijenle karışır ve buharlaşır. İlk alev çekirdeği meydana geldiği anda, yakıtın hepsi birden yanmaya katılır ve hızlı bir yanma oluşur. Hızlı yanma basıncın aniden yükselmesine ve motor parçaları arasındaki boşlukların birden alınmasını oluşturacağından, motor vurutulu ve sert çalışır. Bu vurutuya dizel vurutusu denir. Günümüzde bu vurutuyu azaltmak nedeniyle başlangıçta püskürtülen yakıtın miktarının düşürülmesi için kademeli püskürtme yöntemi geliştirilmektedir. Şekil 1.5.' de B-C arasında gösterilmiştir. Ön karışmalı yanma safhası olarakta belirtilir.

Kontrollü Yanma; kontrolsüz yanmanın sonunda silindir içindeki basınç ve sıcaklık enjektörden püskürtülen yakıtı doğrudan yakabilecek bir değere ulaşır bu nedenle püskürmeye devam eden yakıt hiçbir gecikme olmadan yanar. Basınç en yüksek noktaya erişinceye kadar yükselir. Geri kalan püskürme ve yanma sırasında basınç sabit kalır. Bu bölüm, maksimum gaz sıcaklığına ulaşılan krank açısında sona erer. Bu bölümde sıcaklık artışı daha yavaştır. Şekil 1.5.' de C-D arasında gösterilmiştir.

Gecikmiş Yanma; yakıtın silindire püskürmesi bitmiş ve piston AÖN inmektedir. Daha önce püskürtülen ve yanma fırsatı bulamamış yakıt genişleme süresince oksijen buldukça yanar. Bu yanmaya gecikmiş yanma denir. Şekil 1.5.' de D-E arasında gösterilmiştir (Anonim, 2006). Son yanma safhası olarak da adlandırılan bu safhada yanmanın sonuna doğru oksijen yetersizliğinden NO_x oluşumu olur.

Bir dizel motorundaki yanma iki biçimde gerçekleşmektedir. Ön karışmalı (kontrolsüz) yanma olayında, silindire yakıt enjekte edildikten sonra buharlaşarak gaz haline geldiğinde sıkıştırma ile ateşleme gerçekleşir. Difüsif yanmada; enjeksiyon sonrası buharlaşması tamamlanmamış yakıt damlacıklarının yanması gerçekleşir. Ön karışmalı yanma etkin olduğunda, ısıl verim yüksek olmakla beraber azot oksitlerin (NO_x) miktarında fazlalık söz konusudur. Difüsif yanma yavaş ilerlediğinde, yanma periyodunun uzunluğu ile orantılı olarak siyah duman emisyonları artar ve ısıl verim azalır. Bu nedenle bir dizel motorunda egzoz emisyonları ve yakıt tüketimini birlikte azaltmak için ön karışmalı yanmanın sınırlandırıldığı ve difüsif yanmanın optimum

olarak artırıldığı iki-fazlı bir yanma işlemi gerçekleştirilmelidir. Yanma safhalarında dikkat edilirse ikinci safhanın önemi çok fazladır. Dizel emisyonları ve yakıt tüketimini azaltmak için bu safhada etkili olan parametrelerin araştırılması ve geliştirilmesi gerekir. İkinci safhada geliştirilmiş ve hala geliştirilen en önemli parametre enjektörün yakıtı enjekte etme süre, fazı ve zamanlamasıdır (Özveran, 2013).



Şekil 1.6. Isı çıkış oranının krank açısıyla değişimi (Özveran, 2013)

Şekil 1.6.'da direk püskürtmeli bir dizel motoru için ısı açığa çıkış diyagramı verilmiştir. (a-b) Tutuşma gecikmesi süresi, (b-c) ön karışmalı ve hızlı yanma fazı, (c-d) karışım kontrollü yanma fazını, (d-e) ise art yanma fazını göstermektedir. Ön karışmalı yanma fazında tutuşma gecikmesi süresi içinde oluşan karışım, birkaç krank açısı içinde hızlı bir şekilde yanar. Eğer bu karışım girmekte olan ve uygun karışım oluşturan kısımla birleşirse oldukça yüksek ısı açığa çıkış hızları meydana gelir. Karışım kontrollü yanma fazında, tutuşma gecikmesi süresince oluşan ön karışım yanmasını tamamlayınca yanma oranı yanma için hazır duruma gelebilen karışım tarafından kontrol edilir. Bu fazda ısı açığa çıkış ikinci bir pik noktasına ulaşmaz ve proseste düşüş gözlenir (Şengüler, 2011).

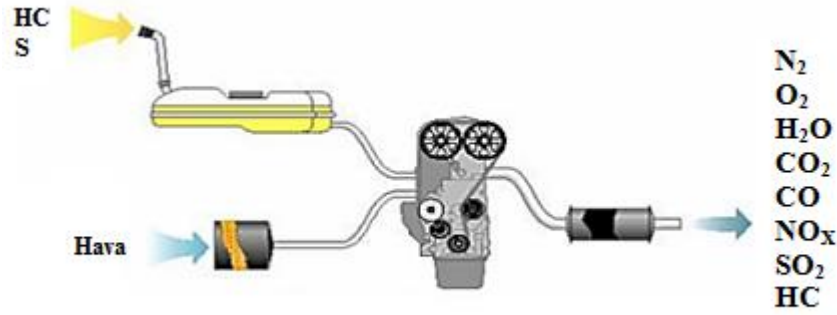
1.2.2. Egzoz Emisyonlarının Oluşumu

Gelişmenin doğal sonucu olarak artan enerji gereksinimi beraberinde çevre kirliliği sorununu ortaya çıkarmıştır. Yapılan çalışmalarda özellikle hava kirliliğinin insan sağlığı üzerinde meydana getirdiği olumsuz etki ciddi şekilde öne çıkmıştır. Bu nedenle gerek sanayide ve gerekse taşıtlarda kullanılan motorlardan atmosfere bırakılan emisyonların oluşan hava kirliliğinin önemli sebeplerinden biri olarak bilinmektedir. Motorlardan atmosfere bırakılan emisyonların, düzenlenmiş çeşitli emisyon standartları ile sınırlandırılması amaçlanmıştır. Günümüzde taşıtların tahriki amacıyla kullanılan motorlarda genellikle fosil yakıtlardan faydalanılmaktadır.

Dış ortam havasında karbon monoksit (CO), kükürt dioksit (SO₂), partikül madde (PM), azot oksitler (NO_x), kurşun (Pb) ve ozon (O₃) benzeri kirleticilerin seviyelerinin artmasına hava kirliliği denir. Bu artış doğal düzenin bozulmasına ve dolayısıyla insan ve diğer canlıların yaşam kalitesinin bozulmasına sebep olmaktadır.

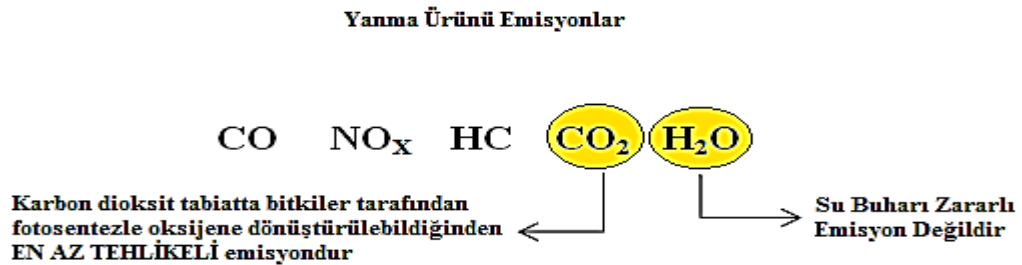
Yanma olayı bir yakıtın hava ile oksitlenmesi olup ısının açığa çıkmasıyla sonuçlanan kimyasal bir tepkimedir. Yakıtların bileşiminde genel olarak karbon (C) ve hidrojen (H₂) bulunur. Motorda yanma olayında oksijeni kullanmak amacıyla hava kullanılmaktadır. Ancak motorun içine hava alındığında işe yaramayan ama motorun içine girecek gazlar, motorun çalışma durumuna göre ya istenmeyen zararlı bileşikler oluşturmakta ya da motorun tam verimle çalışmasına engel olmaktadır.

Saf hava, başta azot ve oksijen olmak üzere argon, karbondioksit, su buharı, neon, helyum, metan, kripton, hidrojen, azot monoksit, karbon monoksit, ksenon, ozon, amonyak ve azot dioksit gazlarının karışımından meydana gelmiştir. Atmosferi oluşturan bu gazların, en kararsız olanları su buharı ve karbondioksittir. Atmosferdeki su buharı miktarı denizler, göller, nehirler ve bitkilerden buharlaşma ile artar ve bulutlardan sis, çığ, yağmur oluşumu ile de azalır. Su buharının bu değişkenliği, uzun sürede, bu olaylarla birbirini öyle dengeler ki, su buharının atmosferdeki miktarı değişmez. Karbondioksit ise normalde çok küçük yer teşkil eden bir bileşendir. İnsan ve hayvanların teneffüsü ve bitkilerin fotosentez olayı ile atmosferdeki miktarı dengede tutulur (Anonim, 2011).



Şekil 1. 7. Motorlu araçların kirletici etkileri (Anonim, 2011)

Motorlarda C_xH_y genel molekül yapısıyla gösterilen fosil yakıtların ideal tam yanma reaksiyon ürünleri N_2 , O_2 , CO_2 ve su buharı (H_2O)'dır. Gerçekte ise yanma tam olarak gerçekleşemez ve bu reaksiyon ürünlerine yanmamış hidrokarbonlar (HC), karbonmonoksitler (CO), azotoksitler (NO_x) ve partikül maddeler (PM) eklenir. İnsan sağlığına olumsuz etkileri olan bu ürünlerin yanı sıra canlıların sağlığına doğrudan etkisi olmayan karbondioksit, sera etkisi üzerinde kısmî etkisi bulunan bir gazdır (Özveran, 2013).



Şekil 1. 8. Motorlu araçlarda başlıca emisyonlar (Anonim, 2011)

1.2.2.1. Karbonmonoksit (CO) Oluşumu

Yanma ürünlerinde CO bulunmasının temel nedeni oksijenin yetersiz olmasıdır. Oksijen yetersiz olabileceği gibi karışımın tam olarak homojen olmaması durumunda yanma odasının belirli bir konumunda yerel olarak da yetersiz olabilir. Temel olarak CO oluşumu hava fazlalık katsayısının (HFK) kuvvetli bir fonksiyonu olarak

değişmektedir. Yanma sırasında CO oluşumu su gazı dengesi olarak adlandırılan $H_2O + CO = H_2 + CO_2$ denklemi ile belirlenmektedir.

Yüksek alev sıcaklıklarında bu denge reaksiyonundan CO₂ miktarına bağlı oranla daha fazla CO elde edilir. Ancak sıcaklık düştükçe CO'nun CO₂ şeklinde oksidasyonu söz konusudur. Bu bakımdan fakir karışımlarda egzoz gazları içerisindeki CO miktarı daha az olur. Dizel motorlarında genellikle fakir karışım oranları ile çalışıldığından CO emisyonu düşük olmaktadır (Şengüler, 2011).

Kokusuz ve renksiz bir gaz olan CO çok zehirlidir. Bu gazın kandaki oksijeni taşıma görevine sahip olan hemoglobine bağlanma yeteneği oksijenden yaklaşık 200 kat daha fazladır. Bu nedenle CO ortamında bulunan bir kişinin solunum yoluyla aldığı CO, kandaki normal hemoglobini bozar, vücut hücrelerinin oksijen alma olanağını engelleyerek zehirlenmeye ve boğulmaya neden olur. Yani CO solunması, akciğerlerden vücut dokularına oksijen taşınmasını bozar.

1.2.2.2. Yanmamış Hidrokarbon (HC) Oluşumu

Gaz halindeki organik bileşiklerin toplamıdır. Alifatik ve aromatik yapıda çok sayıda hidrokarbon kirletici olarak kabul edilmektedir. Hidrokarbonların (HC) önemli bir kısmı petrol ürünleri ve yanma artıklarıdır.

Egzoz gazlarında HC bulunmasının nedenleri sıcaklıkların, oksijen miktarının veya zamanın yetersiz olması sonucu yanmanın tamamlanamamasıdır. Zengin karışımlarda ortamda yeterli oksijen bulunmaması, çok fakir karışımlarda ise; sıcaklığın azalmasıyla birlikte oksidasyon reaksiyonlarının yavaşlaması yanmanın tamamlanamamasına ve hidrokarbonların artmasına neden olmaktadır. Ayrıca silindir içerisindeki ısı kayıpları nedeniyle soğuk cidarlara ulaşan alevin sönmesi HC emisyonu oluşumunu artırır (Çelebi, 2012).

Hidrokarbonların yanmasında alev cephesinin arkasında ölçülebilir HC konsantrasyonu görülmektedir. Motordaki HC emisyonu daha ziyade tam yanma olmayan bölgelerde oluşmaktadır. HC emisyonu oluşumu motor yükü ve hızına doğrudan bağlı değildir. Daha çok enjeksiyon sistemine ve yanma odası geometrisine bağlıdır. Dizel

motorlarının egzoz borusundaki, sıcaklık ve oksijen konsantrasyonunun yeterli olduğu hallerde HC' ler oksidasyonlarını devam ettirmektedir (Şengüler, 2011).

Gaz halindeki hidrokarbonlar güneş ışığı altında azot oksitlerle birleşerek “fotokimyasal sis - smog” olarak adlandırılan bir sis tabakası oluştururlar. Bu tabaka gözlerin yanmasına ve sulanmasına, solunum sisteminin etkilenmesine neden olurken, aynı zamanda bitkiler için de zararlı olmaktadır.

1.2.2.3. Partikül madde Oluşumu

Dizel motor partikülleri çoğunlukla bazı organik bileşiklerin emilmiş olduğu yanma yapıları karbonlu maddeler içerirler. Partiküllerin büyük bir kısmı eksik yanma sonucu oluşurlar. Partikülün kompozisyonu motor egzozundaki koşullara ve partikül tutucu sisteme bağlıdır. Doğrudan püskürtmeli dizel motorlarda, en yüksek partikül konsantrasyonu ortalama bölgesel eşdeğerlik oranının çok yüksek olduğu yakıt demetinin çekirdeğinde görülmüştür. İS konsantrasyonu yanma başladıktan hemen sonra hızlı bir şekilde artar. Partikül konsantrasyonu enjektör deliğine yakın, yakıt demeti ekseninde önemli derecede yüksektir. Yakıt demeti çekirdeğinden uzaklaştıkça İS konsantrasyonu düşer (Aydoğan, 2008). İS karbon moleküllerinin bir araya gelerek oluştuğu yapıdır. İS partikülleri, yanma odası içerisindeki kanserojen ve tahriş edici etkisi olan yakıt ve yağ moleküllerini de hapsederek insan sağlığını doğrudan tehdit eden bir hale dönüştürürler.

1.2.2.4. Azot oksit (NO_x) Oluşumu

Havanın bileşiminde bulunan azot normal şartlarda yanma olayında reaksiyona girmez. Yanma esnasında ulaşılan 1800 °K'nin üzerindeki sıcaklıklarda azot, ortamdaki oksijenle birleşerek azot oksitleri oluşturur. NO_x terimi genellikle NO ve NO₂ ile ilgilidir. Yanma odasındaki sıcaklık ve hava/yakıt oranı NO_x oluşumunu etkilemektedir (Anonim, 2011).

Yanma sırasında oluşan NO_x miktarı büyük ölçüde sıcaklığa bağlıdır. Yanma sonucu meydana gelen yüksek sıcaklıklarda havanın içerisindeki azot ile oksijenine birleşmesi sonucu azot oksitler meydana gelmektedir. NO_x'in büyük bir kısmı kontrolsüz yanma aşamasında meydana gelir. NO_x içerisinde esas element azottur. Oksijen yoğunluğu

yükseldikçe NO_x oluşum hızı da artar. Egzoz gazlarının atmosfere atılması sonucu oksijenle temas eden NO'nun bir kısmı NO_2 ve diğer NO_x bileşiklerine dönüşmektedir. NO_x oluşumunu etkileyen iki önemli parametre hava/yakıt oranı ve yanma odası sıcaklığıdır (Çıtak, 2014).

NO_x oluşumu aynı zamanda oksijen miktarına da bağlıdır. Bu nedenle zengin karışımlarda NO seviyesi düşmektedir. Maksimum değere ise %10 fakir karışımlarda ulaşılmaktadır. Karışımın hava miktarı daha da arttırıldığı zaman yanma sıcaklıkları da düşeceği için NO miktarı da birlikte azalacaktır.

Dizel motorlarında önceden hazırlanmış bir karışım bulunmamakta, yakıt ile havanın karışımı ve yanma olayları iç içe olarak gerçekleşmektedir. Bu durumda, NO oluşumunu belirleyen kimyasal reaksiyonlar değişmediği halde ortamın fiziksel şartları farklılık göstermektedir. Yakıt damlasının buharlaşması ve yanması sonucu damlacık etrafında oluşan alev bölgesinde yüksek sıcaklıklar mevcuttur. Damlacıktan uzaklaştıkça sıcaklık düşerken, oksijen (ve hava) konsantrasyonu artmaktadır. Burada toplam NO oluşumu sıcaklığa ve damlacık etrafındaki akış alanını etkileyen birçok parametreye bağlı olarak değişmektedir. Ayrıca dizel motorlarında karışım oranı (HFK) motorun yük durumuna göre değiştirildiğinden, artan yükte birlikte NO_x miktarı da artmaktadır. Ancak bu durum ön yanma odalı dizel motorlarında daha farklıdır. Maksimum silindir basıncından hemen sonra silindir içindeki sıcaklık hacim genişlemesi sonucu düşmeye başlar. Silindir içindeki basıncın ve sıcaklığın düşmesi NO (Azot monoksit) oluşum reaksiyonlarının durmasına neden olmaktadır. Bu aşamadan sonra NO tekrar geri parçalanır, N_2 ve O_2 , NO gazını meydana getirmeden egzoz sisteminden dışarı atılır (Özveran, 2013).

NO, NO_2 , N_2O_2 gibi bileşikler genel olarak NO_x olarak adlandırılır. Kandaki hemoglobin ile birleşmektedir. Azot oksitlerin en önemli zehirleyici etkisi ciğerlerde nemle birleşerek nitrik asit oluşturmasıdır. Konsantrasyonunun azlığı nedeniyle etkisi de az olsa da, zamanla birikim özelliği bulunduğu için özellikle solunum hastalıkları bulunan kişiler için tehlike yaratmaktadır.

1.2.2.5. Kükürt oksit (SO_x) Oluşumu

Dizel motorlarda oluşan emisyonlar haricinde yakıtta kontrol edilmesi gereken emisyonlar SO_x gazlarıdır. Yakıt içerisinde bulunan kükürt miktarına bağlı olarak,

özellikle dizel motorlarında yanma sonucu kükürdün hava ile birleşmesi ile SO₂ oluşmaktadır. Kükürt içeren fosil yakıtların yanması sonucunda oluşarak atmosfere verilen bu gaz, renksiz ve geniz yakıcı bir özelliğe sahiptir. Dizel yakıtlarda %0,05'in altında kükürt vardır. SO_x emisyonları büyük oranda SO₂'dir. Yakıt içerisinde bulunan kükürt miktarına bağlı olarak özellikle dizel motorlarda yanma sonucu kükürdün hava ile birleşmesi ise SO₂ oluşmaktadır. Oluşan sülfirik asit motor elemanlarının korozyonuna neden olmaktadır(Çıtak, 2014).

Renksiz, sert kokulu bir gaz olan SO₂, solunum yolları, akciğer ve karaciğer hastalıklarına neden olmaktadır. Ayrıca su buharı ile birleşerek oluşturduğu sülfirik asidin insan sağlığı ve bitki örtüsü üzerinde olumsuz etkileri bulunmaktadır.

1.3. Çift Yakıtlı Motorlar ve Düşük Sıcaklıklı Yanma Stratejileri

Motor uygulamalarında yüksek beygir gücü yanında uygun yakıt maliyeti, verimlilik ve çevrecilik isteği çift yakıtlı (dual-fuel) sistem uygulamalarının tetikleyicisi olmuştur. Çift yakıttan kast edilen iki farklı yakıtın ön karışımla veya ayrı ayrı sistemde kullanılmasından ziyade aynı çevrimde kullanımınıdır.

Tek yakıt sistemi esaslı motor uygulamalar % 100 olarak seçilen yakıtla çalışma imkânı sunar. Sistem Otto veya dizel çevrimli olabilir. Biyodizel ve benzeri katkıların kullanılması sistem öncesi karışım gerektirir.

Basitçe çift yakıt sistemi iki yakıtın eşzamanlı olarak yanması olarak tanımlanabilir. Çift yakıt sisteminde, gerekli modifikasyonlarla farklı türevdeki yakıtların aynı çevrimde kullanımı söz konusudur. Amaç verimlilik, güç artışı ve düşük emisyon sağlamak olup, farklı yakıtların uygun özelliklerinden faydalanılmaya çalışılır. Şekil 1.9.'da örnek bir çift yakıt uygulaması belirtilmiştir.



Şekil 1. 9. Örnek çift yakıt sistem çalışması (Anonymous, 2014)

Dizel motorlar, yüksek sıkıştırma oranı ve Dolgu dolgusunu herhangi bir kısılma olmadan alabilmesi sayesinde yüksek termik verime sahiptir. Bununla beraber dizel motorlarda temel olarak NOx ve is-PM emisyonları yüksek olmaktadır. Seçici katalitik indirgeme (Selective Catalytic Reduction-SRC) sistemlerine rağmen, dizel motorlar için ucuz ve pratik olarak NOx emisyonlarını azaltacak katalizör sistemi henüz tam olarak geliştirilememiştir. Buji ile ateşlemeli motorlar, hidrokarbon yakıtlar ile birlikte 3 yollu katalizörler sayesinde oldukça düşük seviyede egzoz emisyonları ile çalışabilmektedir. Fakat katalizör verimi açısından, stokiyometrik yakıt karışımlarına yakın çalışma aralığı ile sınırlı kalınması gerekli olmaktadır. Motorda oluşan vuruş sebebiyle, sıkıştırma oranının çok fazla artırılamaması ve motor yüklerinin emme dolgusunun kısılarak kontrol edilmesi sonucunda termik verimleri düşük kalmaktadır (Türkcan, 2013).

1.3.1. Düşük Sıcaklıklı Yanma Stratejileri

Çift yakıt uygulamalarında düşük sıcaklıklı yanma (LTC) hedefi vardır. LTC genel olarak oluşturulan en yüksek ısıyı bastırmak amaçlı silindir yanma stratejisidir. Homojen Dolgu Sıkıştırılmalı Ateşleme (HCCI), Ön karışımli Dolgu Sıkıştırılmalı Ateşleme (PCCI- PPCI), Reaktivite Kontrollü Sıkıştırılmalı Ateşleme (RCCI) üzerinde çalışma yapılan güncel uygulama örnekleridir.

Düşük sıcaklıklı yanma, pistonlu içten yanmalı motorların verimliliğini maksimize etmenin termodinamik bir yoludur. Maksimum teorik verimin belirlenmesi ve daha sonra silindir içerisinde çeşitli tersinmezliklerin oluşturulması üzerine inşa edilmiştir. Düşük sıcaklıklı yanmada iş üretimi için silindir süreçlerinde oluşan tersinmezliklerin toplamı en aza indirilmeye çalışılır. Alevin yayılmasına karşı, seyreltilmiş hava yakıt karışımlarının kendi kendine tutuşma yoluyla hacimsel enerji salınımı sırasında silindiri düşük sıcaklıklarda tutmaktır. LTC kendiliğinden yanmaya bağlı olduğundan, onu elde etmek için kullanılan yöntemler kullanılan yakıtın kendi kendine ateşlenebilme özelliklerine bağlıdır. Başlangıçta LTC, NO_x ve partikül madde (PM) emisyonlarını azaltmak için ele alınmıştır. Ancak şimdi emisyonun azaltılmasının yanısıra minimum yakıt tüketimide hedeftir.

Dizel motorlarda partikül madde (PM) ve azot oksit (NO_x) emisyonlarının azaltılması güncel araştırma faaliyetlerinin anahtarıdır. Dizel motorlardan kaynaklanan emisyonları azaltmak için çeşitli teknolojiler getirilmiştir. LTC teknolojileri modern dizel motorları için araştırma ve geliştirme sürecindedir. Dizel yakıtın fiyat farkı belirginleşmiştir ve dolayısıyla dizel motorların kullanımı artmaktadır. LTC stratejileri NO_x ve PM emisyonunu azaltmakta ancak HC ve CO emisyonunu artırmaktadır. LTC sırasında azalan performans sorunu da son uygulamalarla giderilmektedir.

1.3.1.1. Homojen Dolgu Sıkıştırılmalı Ateşleme (HCCI)

Genel olarak, buji ile ateşlemeli motorlardan dönüşüm yapıldığında kontrollü kendiliğinden tutuşma (CAI: Controlled Auto-Ignition) ve dizel motorlardan dönüşüm yapıldığında homojen dolgulı sıkıştırma ile ateşleme (HCCI: Homogeneous Charge Compression Ignition) şeklinde tanımlanan yanma teknolojisi, geleneksel buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorlardaki yanma işleminden farklıdır (Yücesu ve ark., 2011).

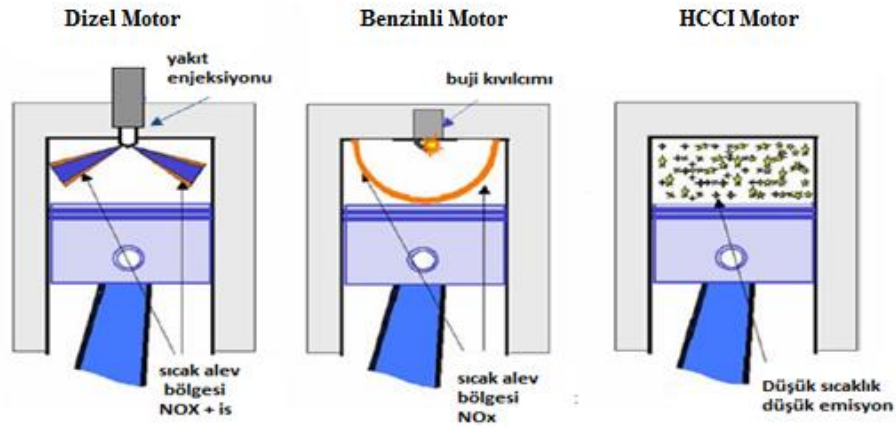
HCCI motorlar yaklaşık 30 yıl önce farklı bir yanma fenomeni olarak tanımlanmıştır. Konu hakkında modern çağda yapılan ilk çalışmaların Onishi ve sonrasında Naguchi'nin ekiplerince yapıldığı kabul edilmektedir. Bu araştırmalar ilk olarak yüksek miktarda atık gaz bırakan iki zamanlı benzinli bir motora uygulanmış ve HCCI motorun temel karakteristiği olan küçük bir alev yayılımıyla yanmanın eş zamanlı olarak farklı

noktalarda olduğu anlaşılmıştır. 1983 yılında Najt ve Foster ilk defa dört zamanlı benzinli bir motorda HCCI denemesi yapmışlardır (Çoşkun, 2010).

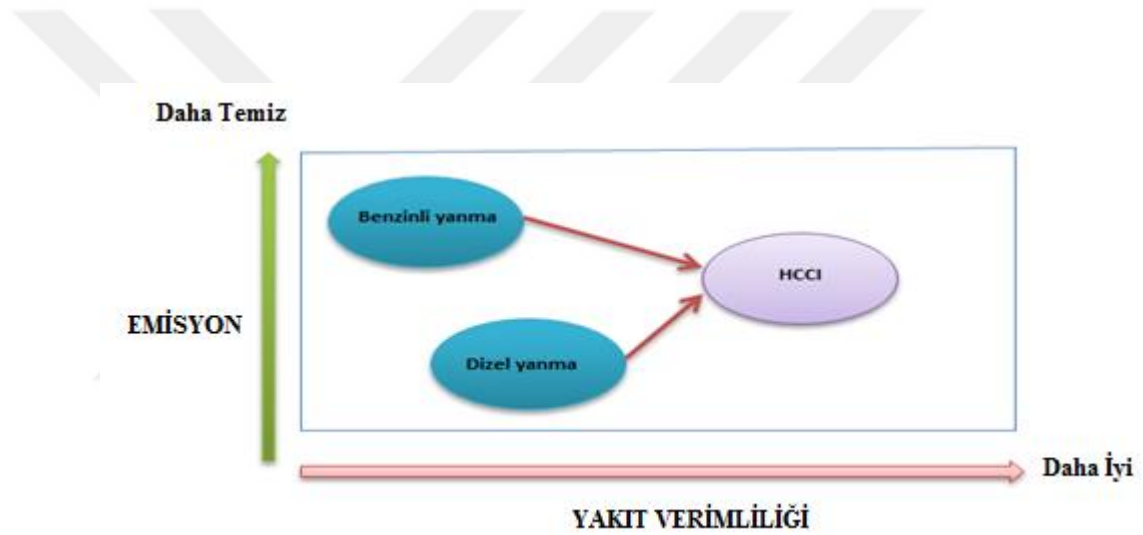
HCCI motor yüksek termik verim ve düşük NO_x emisyonlarından dolayı özellikle son yıllarda araştırmacıların yöneldiği ve içten yanmalı motorlarda yeni bir alan olarak gelişen ve geleceğin motor teknolojileri içerisinde yer alabilecek önemli bir motor teknolojisi olmaya adaydır. Fakat HCCI motorlarda yanma fazlarının doğrudan kontrol edilemiyor olması, dar bir çalışma alanına sahip olması ve düşük sıcaklıkta yanmanın bir sonucu olarak yüksek düzeyde yanmamış HC ve CO emisyonu başlıca dezavantajlarını oluşturmaktadır (Türkcan, 2013).

HCCI, konvansiyonel buji ile ateşlemeli (benzin) ve sıkıştırma ile ateşlemeli (dizel) motorların avantajlarını barındırmakta, böylece yüksek termik verim ve düşük egzoz emisyonlarını karşılayabilecek potansiyele sahip yeni bir kavram olarak gelecek vaat etmektedirler. Bir dizel ya da benzin motoru üzerinde değişikliğe gidilerek HCCI motoruna dönüşüm sağlanabilmektedir. Her iki durumda da yanma, fakir ve homojen yakıt-hava dolgununun kendi kendine tutuşması ile başlamaktadır. Kendi kendine tutuşmayı sağlayabilmek için sıkıştırma oranı yükseltilmekte ve böylece termik verim artmaktadır. Motor yükü ise hava/yakıt oranının kontrolü ile sağlanmaktadır (Can, 2012).

Silindir içerisinde ya da dışında önceden hazırlanan homojen ve seyreltilmiş dolgu, herhangi bir kısılma işlemine tabi olmadan silindire alınır. Ön-karıştırılmış homojen dolgunun sıkıştırılması sonucunda, alev gelişimi olmadan yanma odasında birden fazla bölgede eşzamanlı gerçekleşen yanma, yanma odasındaki yüksek sıcaklık bölgelerini elimine eder, böylece çok düşük NO_x emisyonları ile is emisyonu üretilmiş olur. Giderek sıkılaştan çevre koruma kanunları ve yakıt tüketiminin azaltılması ihtiyacından dolayı, alternatif yanma teknolojisi olan HCCI motorlar, yüksek termik verimi ile düşük is ve NO_x emisyonları ile ümit vermekte ve son yıllarda bu yanma teknolojisi üzerinde birçok araştırma yapılmaktadır (Yücesu ve ark., 2011).

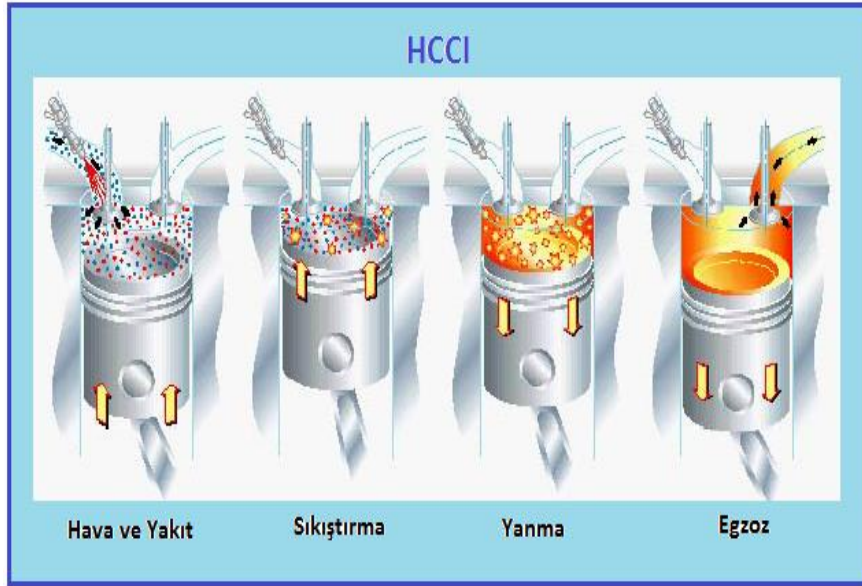


Şekil 1. 10. Dize, Otto ve HCCI sistemlerinde yanma (Anonymous, 2013)



Şekil 1. 11. HCCI verimlilik ve emisyon kıyaslaması (Anonymous, 2011)

HCCI yanmasında, yanma tepe sıcaklığı 1400-1600 °K aralığında olup, 1700-2200 °K aralığında olan dize yanma sıcaklığından daha düşüktür. Düşük silindir içi gaz sıcaklığı NO_x ve is oluşumunu engeller, fakat diğer taraftan, geleneksel dize yanmasına oranla yüksek HC ve CO emisyonları ile sonuçlanan teklemeye (tutuşma hatası) ve alev sönmesine sebep olan yavaş oksidasyon reaksiyonlarını ihtiva eder (Yücesu ve ark., 2011).



Şekil 1. 12. HCCI Uygulamasında aşamalar (Ryan ve Matheaus, 2002)

1.3.1.2. Ön karışımli Dolgu Sıkıştırırmalı Ateşleme (PCCI)

Ön karışımli dolgu sıkıştırırmalı ateşleme (PCCI) gelecek vaat eden düşük emisyonlu bir yanma kavramıdır. Kısmen kendi kendine tutuşmadan önce yakıt, hava ve egzoz gazı karıştırarak, kurum ve NO_x emisyonları geleneksel dizel yanmadan daha düşük olur.

Ön karışımli dolgu sıkıştırırmalı ateşlemeli (Premixed charge compression ignition) HCCI sistemde yanma başlangıcında daha iyi kontrol için gelişmiştir. HCCI sisteminde silindirin içinde homojenlik silindir alanı boyunca eşzamanlı ateşleme ile hızlı yanmaya neden olur ve bu büyük yanma gürültüsü üretir. Aynı zamanda HCCI yanma aşamalarını kontrol etmek çok zordur. PCCI işlemi bu sorunları çözmek için ilave edilir ve HCCI gibi tamamen homojen değildir. Gelişmiş dolgu hareketi, azaltılmış sıkıştırma oranı, yüksek enjeksiyon basıncı ve EGR kullanımı sayesinde istenen tutuşma gecikmesine ulaşır (Imtenan ve ark., 2014).

PCCI yanma işleminde yakıt, gelişmiş doğrudan enjeksiyon ve geç doğrudan enjeksiyon ile yanma odası içine enjekte edilebilir. Yakıtın püskürtmede silindir duvarlarına çad/dası ve eksik yakıt buharlaşması sorundur. Sonuç olarak HC ve CO emisyonları artar. Dar püskürtme açılı enjektörler ve EGR olumlu etki yapar. PCCI' de yeni yaklaşım hava yakıt ön karışımli ilk enjeksiyon ve onu izleyen sıkıştırırmada geç enjeksiyon yoluyla yanmanın kontrolüdür. Erken enjeksiyonla yakıt katmanlaşır ve üst

ölü noktaya yakın homojen karışım (HCCI gibi) oluşur. Geç direkt enjeksiyon oluştuğunda, yakıt bakımından zengin alan fakir homojen karışımdan önce yanar. Bu değişken yakıt hava karışımı yakıtın tümünün birden yanmasını engeller, yanma fazı ve oranı üzerinde daha iyi kontrol imkânı sunar. Üstelik yüksek EGR oranı tutuşma gecikmesinin uzmasını sağlar. Hava yakıt ön karışımı ile yakıt bakımından daha az zengin cepler oluşur ve ardından düşük sıcaklıklı yanma elde edilir, böylece NO_x ve kurum seviyesi düşer (Imtenan ve ark., 2014).

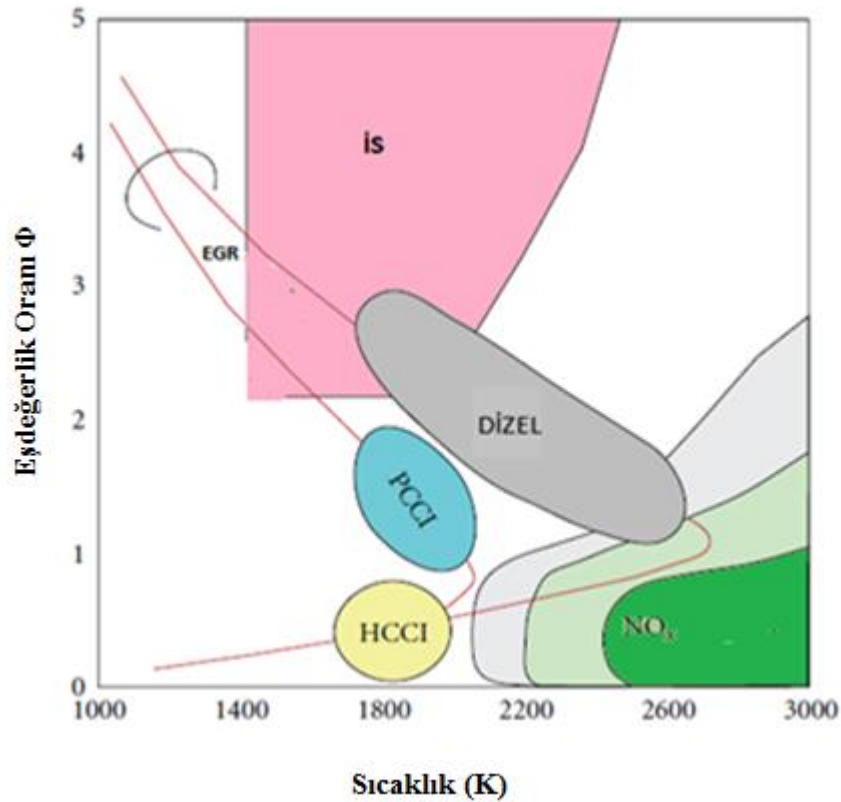
PCCI sisteminde enjeksiyon stratejisi ile, yanma kontrolü muhafaza edilirken, geleneksel yanma olayına nispetle önceden karıştırılmış dolgu artan miktarlarda kullanılır. Birçok çalışma önceden karıştırılmış dolgu yanma üzerinde gerçekleştirilmiş olmasına rağmen, pratik işletme uygulaması sınırlı sayıda gerçek motorda gösterilmiştir.

Ön karışimli yanmada sıcaklık yüksektir, yakıt ve hava reaksiyon bölgesine girmeden iyice ön karışıma tabi tutulur. Ön karışimli yakıt tükendikten sonra, yanma hızı yakıt ve hava arasındaki karıştırma oranı ile sınırlıdır. Bu yaklaşım kurum azaltmada önemli bir stratejidir. Sıcaklıkların azaltılması için EGR kullanımı PCCI yanma stratejileri için hayati önem taşımaktadır.

PCCI yanma, yüksek verimlilik ve son derece düşük partikül emisyonları sağlayabilmesi nedeniyle son yıllarda dizel motorlarda dikkat çekmektedir. Geleneksel dizel yanmasının aksine, PCCI yanma modu kurum ve emisyonlarını önlemek için erken silindir yakıt enjeksiyonunu kullanır. Ancak, dizel yakıtın düşük uçuculuk ve yüksek tutuşabilirlik özellikleri karışım hazırlama ve yanmanın aşamalandırma kontrolü için engeldir ve dizel PCCI motorun ticarileştirilmesi için üstesinden gelinmesi gerekir (Manimaran ve ark., 2013).

Şekil 1.13.' de yanma sıcaklığı ve eşdeğerlik oranına bağlı olarak dizel motor, PCCI ve HCCI için yanma haritası belirtilmektedir. Şeklin sağ alt kısmı yüksek NO_x konsantrasyonu alanı ve sol üst kısmı yüksek kurum konsantrasyonu alanıdır. Görüldüğü gibi farklı yanma yolları farklı NO_x-kurum emisyonlarına yol açar. Geleneksel dizel yanmada NO_x ve kurum emisyonları nispeten yüksektir ve aralarında orantılı bir ilişki vardır. Yanma yakıt püskürtme sonundan önce başladığı için yanma odasına yakıt-hava karışımı konsantrasyonu çok düzensiz bir yelpazede dağılır. Yüksek NO_x ve is konsantrasyonundan kaçınmak için yanma fakir homojen karışım alanlarından başlar. PCCI yanmada NO_x ve kurum emisyonlarının geleneksel dizel yanmaya oranla daha

çok düşük, HCCI yanmaya oranla biraz daha yüksek olduğu görülür. Ateşleme ve yanma aşaması maksimum yanma basıncını kontrol etmek ve yanma verimliliğinin azalmaması için kontrol edilmelidir. EGR NO_x emisyonlarını azaltıcı etki yapar. Ayrıca soğutmalı EGR nedeniyle tutuşma gecikmesini uzatan önceden karıştırılmış yanma faydalıdır (Miao ve ark., 2011).



Şekil 1.13. Yanma haritaları (Miao ve ark., 2011)

1.3.1.3. Kısmi Ön karışımli Dolgu Sıkıştırılmalı Ateşleme (PPCI)

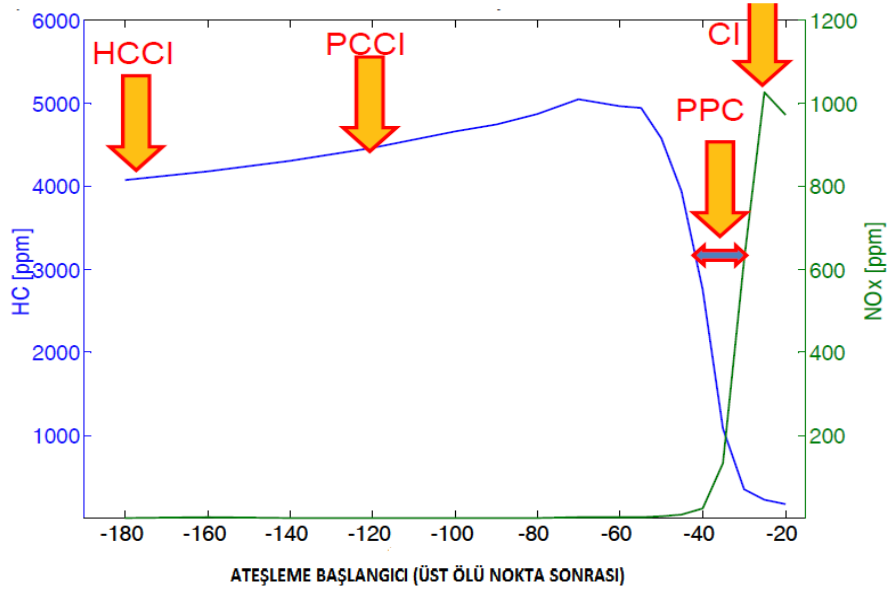
İçten yanmalı motorlarda uygulanan düşük sıcaklıklı bir yanma çeşididir. Kısmi ön karışımli ateşlemede tutuşma sıcaklığına ulaşılmadan yakıt havaya veya hava yakıt içine püskürtülerek enjekte edilir. Yakıt ve havanın tam karışımı için yeterli süre yoktur. Zengin karışım yalın hale gelir. Maksimum sıcaklığın, alev kararlığı bozulmadan düşürülmesine yardımcı olur. Bu emisyonların azalmasını sağlar. Fakir ve zengin karışımlar reaksiyon bölgesinin iki yanında brülör gibi görev görür.

PPCI yanmada, yüksek seviyedeki enjeksiyon basıncı karıştırma sürecini geliştirmek için kullanılır. Yüksek EGR oranı NO_x indirgenmesine yardımcı olur. Büyük yüklerde yüksek basınç ve sıkıştırma olayı nedeniyle zorluklar yaşanır. Düşük setan sayısı ve yüksek uçuculuk özelliğindeki yakıt, PPCI motorun emisyonlarını ve performansını etkiler (Hongming, 2012).

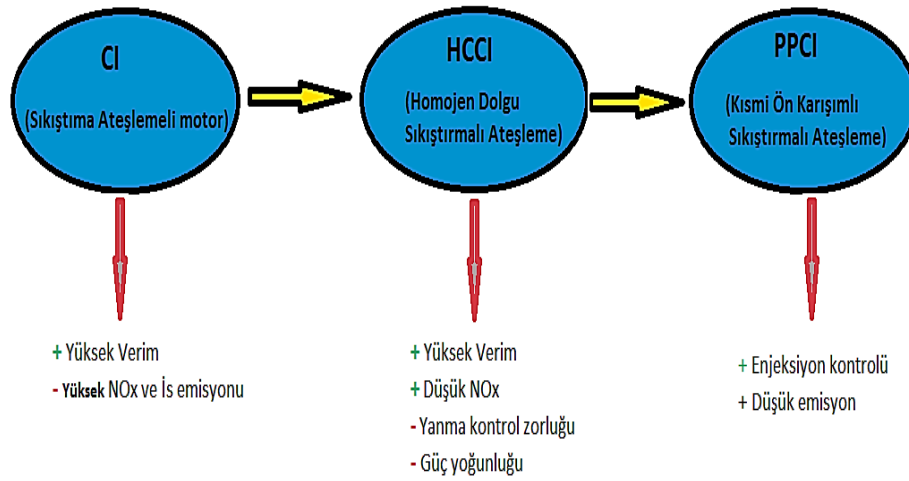
Bu tür yanmada, yakıt spreyi (zengin karışım) hava ile karıştırılır veya hava spreyi (yalın karışım) yakıt ile karıştırılır. Her iki spreyde akış öncesi alev bölgesinde başlangıç koşullarını iyileştirmek amacındadır. Bu kararlı bir alevden önce sıcaklığın düşmesine yardımcı olur. Bu alev türü emisyonların azaltılmasında yardımcı olabilir. Fakir ve zengin karışımlar reaksiyon bölgesine iki koldan verilir ve yanma bölgesine iletilir.

PPCI'de daha uygun karıştırma süreleri ile direkt enjeksiyon kullanır. PPCI ve HCCI arasındaki fark, PPCI için yük dağılımları HCCI ateşlemeden daha heterojendir ve sadece fakir yakıt yoktur aynı zamanda yakıt bakımından zengin karışımlarda bulunmaktadır. Düşük yanma sıcaklıkları EGR kullanılarak elde edilir. Ateşleme HCCI yanmadan daha fazla yakıt enjeksiyonuna bağlıdır, kimyasal hız hala önemli bir rol oynar (Musculus ve ark., 2013).

PPCI ile HCCI ye göre daha yüksek bir yanma kontrol edilebilirliği ile düşük duman ve NO_x emisyonu eldesi mümkündür. Büyük krank açısında ana enjeksiyon öncesinde küçük enjeksiyon (pilot enjeksiyon) kullanımı, ısı salınımının maksimum değerini azaltabilir. Buna ek olarak, bu stratejide ısı salınım oranının azaltılması daha yüksek motor yük koşulları için uygundur. tutuşma başlamadan önce daha iyi bir hava-yakıt karışımı, kurum emisyonunu azaltır ve aynı zamanda enjeksiyon zamanlaması ile NO_x oluşumu düşük sıcaklık şartları nedeniyle azalır (Nemati ve ark., 2011). Şekil 1.14.' de NO_x ve is oluşum durumları farklı yanma stratejileri için görülmektedir. Şekil 1.15.'de CI, HCCI ve PCCI olumlu ve olumsuz yönleri belirtilmiştir.



Şekil 1. 14. CI, HCCI, PCCI, PPCI için HC ve NOx emisyonu örneği (Johansson, 2006)



Şekil 1. 15. CI, HCCI ve PPCI olumlu olumsuz yönleri (Johansson, 2006)

1.3.1.4. Reaktivite Kontrollü Sıkıştırılmalı Ateşleme (RCCI)

RCCI iki farklı yakıtın karışımını kullanan düşük sıcaklıklı ateşleme stratejisidir. Silindir yoluyla benzin benzeri ve dizel benzeri yakıtlar karıştırılıp tutuşma dizel benzeri yakıt ile gerçekleşir. Yakıt oranı ve tutuşma zamanı düzenlenmesi reaktivite düzenlemeleri ve tutuşma kontrolü ile sağlanır. Amaç yüksek ısı verim (% 50-60), düşük NO_x ve PM sağlamaktır.

RCCI motorin ve benzin gibi yakıtların silindirde harmanlanması yoluyla faaliyet gösteren bir kendiliğinden tutuşmalı yanma stratejisidir. Düşük reaktiviteli yakıt (benzin gibi) emme manifolduna püskürtmeli sistem (EMP, PFI) ile, yüksek reaktiviteli yakıt (dizel gibi) direkt enjeksiyon (DI) ile silindir içine ayrı enjeksiyon sistemleriyle gönderilir. Böylece, düşük reaktiviteli ve yüksek reaktiviteli yakıtların miktarları değiştirilerek yanmayı kontrol etmek daha mümkün olmaktadır.

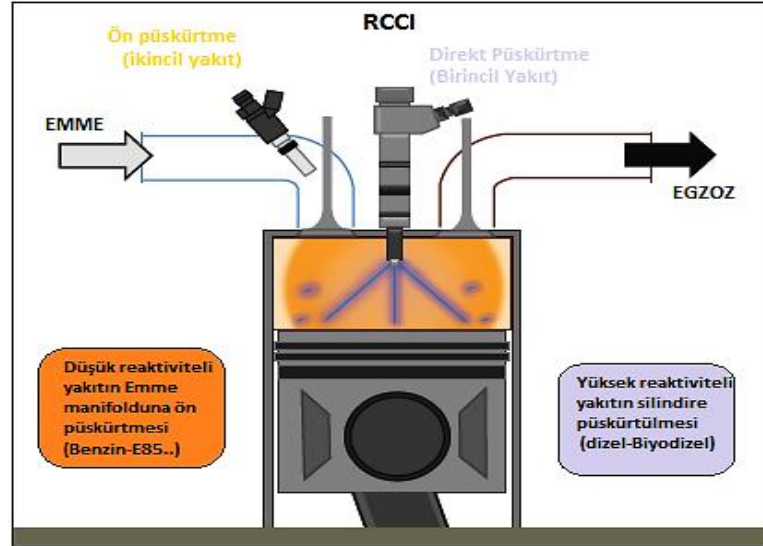
RCCI, HCCI'de karşılaşılan ve geniş yük aralıklarında kullanımını engelleyen yanma zamanlaması ve vuruntu sorununu çözmeyi amaçlar (Kokjohn ve ark., 2011; Splitter ve ark., 2012).

Birincil (dizel gibi) ve ikincil (benzin ve benzeri) enjeksiyon yakıt oranları ile çalışma koşulları ayarlanarak yanma kontrolü sağlanması sonucu yakıt reaktivitesi kademelendirilmesi ile çalışma aralığı ve ısı verim artar (Imtenan ve ark., 2014).

Isı salınımı 3 aşamada gerçekleşir bunlar,

- Soğuk alev reaksiyonları (dizel enjeksiyon)
- Her iki yakıtın karıştırıldığı yerlerde (İlk ısı salınımı)
- Nihai ısı salınımı (ikincil yakıtın bulunduğu yerler) dir (Reitz ve ark., 2011).

Şekil 1.16. 'da RCCI çalışma sistemi gösterilmiştir (Prikhodko ve ark., 2013).

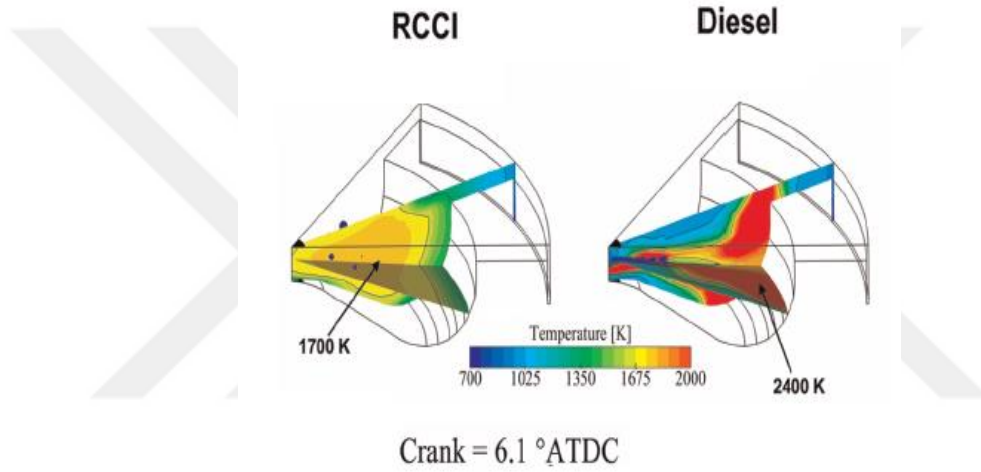


Şekil 1. 16. RCCI yakıt püskürtme durumu (Prihodko ve ark., 2013)

Kurum, hava ve yakıtın yanma öncesinde tam olarak birbirlerine karışacak zamana sahip olmamalarından dolayı oluşur. Ateşlemeyle birlikte karışımın tam olarak yanmayan yakıt zengini bölümleri is parçacıkları oluşumuna sebep olur. NOx yüksek sıcaklıklarda, yüksek sıkıştırma oranlarının ve doğrudan püskürtmenin bir sonucu olarak ortaya çıkan fazla oksijenin, atmosferdeki azotla birleşip azot oksit oluşurmasıyla meydana gelir. Geleneksel benzinli motorların aksine dizel salımlarıyla başa çıkmak oldukça pahalıya mal olur. Ateşlemeli motorlarda 3 çeşit pasif katalizör kullanılabilir. Dizel motorlar ise aktif olarak kontrol edilen partikül filtresi ve NOx katalizörleri kullanımını gerektirir ve bunların maliyeti kimi zaman binlerce dolara ulaşır. Benzinli motorlar çok önemli verimlilik kusurlarına sahip olmalarına karşın çevre koruma gerekliliklerine kolayca ve görece daha ucuz yoldan uyum sağlayabilirler. Dizel motorlarda daha yüksek verim elde edilir ama egzoz salım şartlarına uymaları için çok ağır bir bedel ödenmesi gerekir (Ciatti, 2012).

RCCI reaktivite kontrollü sıkıştırarak tutuşturmadır. Düşük reaktiviteye sahip (bir kıvılcım olmadan kolay kolay tutuşmayan) ve egzoz gazını resirküle etmiş bir benzin vb. karışımla gerçekleştirilir. Bu malzemeye yüksek reaktiviteye sahip dizel vb. yakıttan küçük bir miktarın püskürtülmesi de yanmayı sağlar. Dizel yakıtı silindir içerisine önceden püskürtmek, dizel yakıtı havayla karışması için yeterli zamanı tanıdığı için, kurum ve NOx oluşumunu düşük tutar. RCCI işlemi motorun tüm hız ve yük aralığı boyunca teknik açıdan verimli ve güvenilir niteliktedir. Oldukça düşük emisyon

düzeylemlerini yakalar. Bu yöntemin olumsuz kısmıysa, araç için iki ayrı yakıt depolanması ve benzin, geri dönüşümü sağlanmış egzoz gazı ve dizel yakıtın doğru oranını tam olarak sağlayabilmek için potansiyel açıdan karmaşık ve pahalı araç gereçlere yatırım yapılması gerekliliğidir (Ciatti, 2012). Şekil 1.17’ de yapılan bir çalışmada RCCI ve dizel motor için %50 yanma oranına yakın durumda sıcaklık durumları belirtilmiş, konvansiyonel dizel yanmada yanma odasında RCCI durumundan önemli ölçüde daha yüksek sıcaklık bölgeleri olduğu, bu bölgelerin piston kafası yakınında olduğu ve yüksek sıcaklık bölgelerinin piston kafası ısı transferini artırarak ısı verimi düşüreceği bildirilmiştir (Kokjohn ev ark. 2011).



Şekil 1. 17. RCCI ve dizel motor için sıcaklık dağılımı (Kokjohn ve ark., 2011).

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

İçten yanmalı motorlarda çift yakıt uygulamalarıyla ilgili literatür çalışmalarına aşağıda yer verilmiştir.

Şahin ve Aktaş (2011) yaptıkları çalışmada, 1800 d/d sabit hızda, değişik yüklerde esas yakıt olarak soya biyodizelin kullanıldığı tek silindirli, direkt püskürtmeli, sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda, soya biyodizel yerine belirli oranda hidrojen kullanılmasının performans ve emisyonlara etkisini araştırmışlar. Kullanılan hidrojen miktarı arttıkça ÖYT'inin azaldığı ve yaklaşık %20 oranında hidrojen kullanıldığında ÖYT'inin yaklaşık %30 kadar düştüğü ve aynı zamanda kullanılabilen hidrojen oranının yüke göre değiştiğini, Hidrojen oranına bağlı olarak CO ve HC emisyonlarında büyük oranda azalma, is emisyonlarında %50'lere varan ölçüde düşüşler ve hidrojen oranı arttıkça NO_x emisyonlarında artış meydana geldiğini bildirmişlerdir

Bora ve Saha (2015) yaptıkları çalışmada, pirinç kepeği yağı metil esteri (RBME), Pongamia yağı metil esteri (PME), Palmiye yağı metil esterini (POME) biyogaz-dizel çift yakıtlı dizel motoru için pilot yakıt olarak kullanmışlardır. Tam yükte biyogaz ile çift yakıt uygulamasında termal fren verimi sırasıyla % 19.97, % 18,4 , % 17,4 olarak belirlenmiş. CO ve HC emisyonlarında PME ve POME' de RBME' ye oranla bir artış, NO_x emisyonunda ise azalma olduğu belirtilmiştir.

Ciniviz ve ark. (2001) yaptıkları çalışmada, Dizel yakıtı ve ağırlıklı olarak %30 LPG ve %70 Dizel yakıtı kullanımının performans ve emisyon parametrelerine etkisi incelenmiştir. Bu amaçla tek silindirli direkt püskürtmeli bir dizel motoru LPG + Dizel yakıtı ile çalışabilecek şekilde modifiye edilmiştir. Sonuçta çift yakıtlı çalışmada motor torku ve gücü %5,8 oranında artmaktadır. Emisyonda ise NO_x'te %5,9, k faktöründe ise 1/9 oranında tek yakıtlı çalışmaya göre iyileşme olmaktadır. Meydana gelen egzoz emisyonlarında ve duman emisyonunda LPG oranını artırılmasıyla iyileştirme sağlanabileceği ve ayrıca setan sayısının yükseltilmesinin egzoz emisyonlarından NO_x ve duman emisyonlarında önemli miktarda azalma sağlayabileceğini bildirmişlerdir.

Liu ve ark., (2015), deneysel çalışmalarında sistematik bir yüksek sıkıştırma oranlı benzinli motorunu kullanarak katı parçacık sayısının (PN) azaltılması ve yakıt

ekonomisinin iyileştirilmesi için alkol-benzin ve benzin-alkol çift yakıt kıvılcım ateşleme (DFSI) yanmasını karşılaştırmışlar. Alkol-benzinli çift yakıt sisteminde ön karışım yakıtı olarak yüksek oksijen içeriği olan alkol ve direkt enjeksiyon için benzin kullanılmıştır. Benzin-alkol sisteminde ise tersi geçerlidir. Deneysel metanol ve etanol alkolleri kullanılmıştır. Partikül miktarını azaltmak ve yakıt ekonomisini iyileştirmek için iki uygulamada uygun potansiyele sahip olduğu ve benzin-alkol sisteminin daha faydalı olduğunu belirtmişlerdir.

Liu ve Yao (2015), yaptıkları çalışmada dizel / metanol çift yakıtlı (DMDF) yanma modunu 6-silindirli bir turbo Dolgulu, ara soğutmalı ağır yük (HD) dizel motorunda incelemiştir. DMDF modunda, metanol fakir bir hava / metanol karışımı oluşturmak için emme manifoldu içine enjekte edilmiş ve daha sonra silindir içinde doğrudan enjeksiyonlu bir dizel yakıt ile ateşlenmiştir. Dizel enjeksiyon basıncının motor performans ve egzoz emisyonlarına etkisi belirlenmeye çalışılmış. Deneysel sonuçlar, düşük enjeksiyon basıncında, DMDF modunun ortalama efektif basıncının (IMEP) saf dizel motor yanma (D) modundan daha düşük olduğunu göstermiş. DMDF modunda yanma süresinin kısaldığı, maksimum silindir basıncı ve maksimum ısı salım oranının arttığı, NO_x ve duman emisyonlarının azaldığı (basıncın artmasıyla artmakta), HC, CO emisyonlarının ise attığı belirtilmiştir.

Wang ve ark. (2015), yaptıkları çalışmada Dizel-metanol çift yakıtlı (DMDF) motorların hafif yüklerde düşük ısı verim ve yüksek yanmamış yakıt yüzdesi sorununu olduğunu ve bunu etkileyen önemli parametrelerin ana yakıt enjeksiyon zamanlaması ve emme sıcaklığı olduğunu belirtmişlerdir. Deneyslerini % 25 tam yükte ve metanol- dizel ikilisini kullanarak gerçekleştirmişler. Sonuç olarak hafif yüklerde verim artışının, emme sıcaklığının yükseltilmesi ve ilerleyen dizel enjeksiyon zamanlaması ile önemli ölçüde geliştirilebileceğini, NO_x ve kurum sorununun düşük emme sıcaklığı ve metanol yüzdesinin arttırılmasıyla giderilebileceğini belirtmişlerdir.

Lata ve ark. (2011), yaptıkları çalışmada İkincil yakıt olarak hidrojen ve LPG kullanarak dizel motorunda yanma parametreleri üzerine etkileri incelemiştir. Deneysel turboDolgulu ve ara soğutmalı 62,5 kW' lık dizel jeneratör grubu kullanmışlar. İkincil yakıt olarak hidrojen ve lpg kullanıldığında maksimum silindir basıncı ve yanma süresinin uzadığını bildirmişlerdir.

İlhan (2007), yaptığı çalışmada tek silindirli, dört zamanlı, direk püskürtmeli dizel motorda %5-10-15 oranında metanol-dizel çift yakıt kullanımında motor püskürtme avansının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisini incelemiştir. Deneyler sabit devir (2200 d/d) ve değişken motor yüklerinde (5-10-15-20 Nm) ve faz ayrışmasını önlemek için yakıt tankının içine bir mikser monte edilmiştir. Motor yükü, püskürtme avansı ve karışım içerisindeki metanol miktarının artması, özgül yakıt tüketimi ve NO_x emisyonunu arttırdığı, CO ve HC emisyonlarının ise azalttığı, püskürtme avansının azaltılması ile özgül yakıt tüketimi, CO ve HC emisyonlarında artma, NO_x emisyonlarında ise azalma olduğunu bildirmiştir.

Türkmen (2012), yaptığı çalışmada dizel motorunu, ön karışimli benzin yakıtı ile kısmi HCCI olarak kullanmıştır. Ön karışimli benzin yakıtı düşük basınçlı port tipi bir yakıt enjeksiyon sistemi ile emme portuna püskürtülmüş, pilot dizel yakıt enjeksiyonu ise motor üzerindeki mevcut dizel yakıt enjeksiyon sistemi ile silindir içerisine püskürtülmüştür. Motor testleri, 10-15-20- 25-30 derece avanslarla dizel ve dizel + benzin püskürtülerek 3000 d/d momentinde yapılmış aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir; NO_x emisyonunda %2 lik bir artış olduğu, benzini buharlaştırmak için gerekli ısı ihtiyacını motorun cidarından karşılandığı ve bu durumun iç ortam sıcaklığını düşürmediği dolayısıyla ek yakıtın NO_x emisyonlarına pozitif etkisi yerine arttırıcı yönde negatif etkisi olduğu, CO ve HC emisyonlarının arttığı ve motor gücünde %5 mertebesinde bir düşüş meydana geldiği bildirmiştir.

Can ve ark. (2009), yaptıkları çalışmada ön karışimli benzin yakıtının yanma ve egzoz emisyonları üzerine etkileri tek silindirli bir HCCI-DI motorunda incelenmişlerdir. Deneyler maksimum moment devri olan 2200 d/d ve tam yük çalışma şartlarında yapmışlar. Ön karışimli benzin yakıt miktarı programlanabilir bir elektronik kontrol ünitesi ile kontrol edilmiş ve düşük basınçlı yakıt enjeksiyon sistemi kullanılarak (% 10, % 20 ve % 30 oranında) motorun emme havasına püskürtülmüştür. İki aşamalı yanma (ön karışimli HCCI yanması ve difüzyon yanması) gözlemlenmiş, ilk yanma kısmında, silindir içi basınç ve ısı dağılımında artış, ikinci yanma kısmında ise daha düşük difüzyon yanması gerçekleşmiştir. Çevrim farklılıkları % 10 ön karışimli benzin yakıt kullanımında oldukça azaldığı, % 30 ön karışimli benzin yakıtında vuruntuda duyulur artış olduğu, NO_x-kurum zıt eğilim karakteristiğinin değişip her iki emisyonda iyileşmelerin eş zamanlı sağlandığı. egzoz gazı sıcaklığının % 22 oranında

azaldığı, NO_x ve is emisyonlarında % 16 ve % 65 oranında azalma, diğer yandan HC ve CO emisyonlarında artış görüldüğünü bildirmişlerdir.

Can (2012) yaptığı çalışmada, tek silindirli DI dizel motorda kısmi ön karışimli yakıt dolgunun yanma ve egzoz emisyon karakteristikleri üzerine etkilerini incelemiştir. Tek aşamalı tutuşma karakteristiğine ve yüksek oktan sayısı ile düşük kaynama noktasına sahip olan etanol, düşük basınçlı bir port tipi yakıt enjeksiyon sistemi ile ön karışım odasına yakıt püskürtülmüştür. Homojen dolgu emme stroğu boyunca oluşturulup ve pilot dizel yakıt enjeksiyonu ile ÜÖN' dan önce tutuşturulmuştur. Yakıt dolgu artışı yanma başlangıcında gecikmeye, ön karışimli yanma aşamasında ısı yayılım oranı artışa ve difüzyon aşamasında azalmaya sebep olmuştur. Maksimum ısı yayılım oranı, maksimum silindir basıncı ve böylece vuruntu eğilimi de artmıştır. Tam yükte vuruntu oluşumu sonucunda, ön karışimli yakıt oranı %30 ile sınırlandırmıştır. Kısmi yüklerde NO_x ile duman emisyonlarında %26 ve %87 oranlarında eş zamanlı azalma görüldüğü, ön karışimli yakıt oranının artışı ile tam yükte NO_x emisyonlarında arttığı, EGR uygulanmasını bu artışı önleyeceği, giriş sıcaklığı arttırıldığında NO_x emisyonlarının kötüleştiği, ön karışimli yakıt oranı ve EGR oranının artışı ile CO ve HC emisyonları artış gösterdiği, dolgunun ön ısıtılması durumunda azaldığını bildirmiştir.

Ghazikhani ve ark. (2009) yaptıkları çalışmada, bir çift yakıtlı HCCI-DI motorunda CO ve HC emisyonları üzerinde EGR kullanımının etkilerini incelemişlerdir. Testler tek silindirli, değişken sıkıştırma oranına (VCR) sahip dizel motorunda, 17.5 sıkıştırma oranında yapılmıştır. Hazır karışım benzin, önceden karıştırılmış hava-yakıt oranını ayarlamak için bir vida ile emme manifolduna bağlı olan ve donatılmış olan bir karbüratör tarafından sağlanıp, mazot 250 bar basınç altında bir enjektör vasıtasıyla silindir içine doğrudan enjekte edilmiştir. Emme odasının sıcaklığı 110-115°C olduğunda homojen bir karışım oluşmuştur. Dizel yakıt enjeksiyon zamanlamasının yanma tabakalaşması üzerinde büyük bir etkisi olduğu ve optimum üst ölü noktadan 35 derece önce olduğu belirtilmiştir. Sonuçlar sabit bir EGR oranında artan motor hızı CO ve HC emisyonunu arttırdığı, EGR artışının oksijen miktarını azaltarak eksik yanmaya sebep olduğu ve bağlı olarak düşük yanma sıcaklığı ile CO ve HC emisyonunun arttığını bildirmişlerdir.

Park ve ark. (2014) yaptıkları çalışmada, tek silindirli dizel motorda biyoetanol ve benzin çift yakıt (HCCI) uygulamalarında daha yüksek bir maksimum yanma basıncı (Pmax), kısa tutuşma gecikmesi, önemli ölçüde daha düşük NOx ve kurum emisyonu olduğunu, ancak tek yakıtın yanması ile karşılaştırıldığında daha yüksek HC ve CO emisyonu gözlemişler. Bioetanol uygulamasında benzine göre daha düşük maksimum basınç, daha uzun tutuşma gecikmesi ve daha yüksek ortalama efektif basınç oluşmuştur. NOx biyodizel-biyoetanol kullanımında azaldığı; biyodizel-benzin uygulamasında ise sınırlı bir etkisi olduğu, HC ve CO emisyonlarının iki uygulamada da arttığını, HC emisyonunda benzin uygulamasının daha iyi olduğunu bildirmişlerdir

Türkcan (2013) yaptığı çalışmada, çift kademeli direkt enjeksiyon stratejisinin HCCI yanma, performans ve emisyonları üzerindeki etkileri farklı oranlarda hazırlanmış alkol benzin karışımları kullanılarak incelemiştir. Bunun için, direkt enjeksiyonlu bir dizel motor elektronik kontrollü DI-HCCI motoruna dönüştürülmüştür. Enjeksiyon zamanları ve enjeksiyon oranları kontrol edilerek silindir içerisinde istenilen karışım elde edilmiştir. Birinci enjeksiyon emme zamanı ortalarında, ikinci enjeksiyon ise ÜÖN'ya yakın krank açılarında ve farklı enjeksiyon oranlarında yapılmıştır. İkinci enjeksiyon zamanının HCCI yanma üzerinde daha etkili olduğu ve yanma fazlarının doğrudan kontrolünde kullanılacak önemli bir parametere olduğu tespit edilmiştir. Yüksek eşdeğerlik oranları için, erken yapılan birinci enjeksiyon zamanlarında alkol-benzin karışımlarının maksimum basınç artış oranı (MBAO) değerlerinin vuru limitini geçtiği, ikinci enjeksiyon zamanının kontrolü ile efektif verimde önemli bir düşme gerçekleşmediği, alkol-benzin karışımlarının MBAO değerleri azalttığı, yanmamış HC ve CO emisyonlarının, NOx emisyonuna göre ikinci enjeksiyon zamanından daha az etkilendiği bildirilmiştir.

Zhao ve ark. (2014)yaptıkları çalışmada, DME (dimetil eter) ön karışım oranı etkileri ve soğutulmuş harici EGR kullanımının yanma, performans ve emisyon özelliklerine etkisini PCCI dizel motorda incelemiştir. Yüksek ön karıştırma oranında PCCI yakma üç aşamalı bir yanmalı davranışı sergilemiştir. Pik ısı salım oranı ve basınç artışı oranı HCCI (homojen dolgu sıkıştırma ateşlemeli) değerleri yanma aşamasında artmış ve dizel difüzyon yanma aşamasında azalmıştır. Daha yüksek bir DME ön karışım oranında düşük duman ve NOx (azot oksitler) emisyonu, daha yüksek HC (hidrokarbonlar) ve CO (karbon monoksit) emisyonları neden olmuş. Eşdeğer fren

özellik yakıt tüketimi arttığı, EGR oranında bir artış ile birlikte, NO_x emisyonu keskin azalma, ancak duman, HC ve CO emisyonları arttığı bildirilmiştir.

Jeftić ve ark. (2011) yaptıkları çalışmada, PCCI ile dizel EGR ve enerji verimliliği potansiyel açısından incelemiştir. Geleneksel dizel yüksek sıcaklıklı yanma (HTC) ile buna pcci ile enjeksiyon uygulamasını karşılaştıran ilk testler, karbon monoksit (CO), toplam yanmamış hidrokarbon (THC), azot oksitler (NO_x), ve duman emisyonu bakımından benzer eğilimlerin varlığını belirtmiştir. PCCI'de NO_x ve duman emisyonu daha düşük iken CO ve THC emisyonları daha yüksek, egzoz gazı sıcaklığı daha düşük olmuştur. Toplam hava-yakıt oranını düşürülmesi artan hidrojen içeriği seviyeleriyle sonuçlanmış ancak artan dumanın, THC ve CO emisyonlarına sebep olduğunu bildirmişlerdir.

Parks ve ark. (2010) yaptıkları çalışmada, hafif hizmet dizel motorunda PCCI yanma modu uygulamasında, farklı yükleme ve hız kombinasyonlarında emisyonları incelemiştir. Daha az NO_x ve partikül madde (PM) emisyonları yanında daha yüksek CO ve hidrokarbon (HC) emisyonları belirlemiştir.

Leermakers ve ark. (2011) yaptıkları çalışmada, modifiye edilmiş 6-silindirli 12,6 litre ağır motorun özel test silindirinin, yakıt enjeksiyon sistemi, EGR devresi ve hava kompresörü ile donatılması ve daha kalın bir kafa conta vasıtasıyla sıkıştırma oranı 12 düşürülmesi söz konusudur. Emisyon seviyelerinin ve performansın kuvvetle yanma gecikmesi ile ilişkili olduğu, yüksek yüklerde ve iyi tam yük verimliliği için gerekli olan 15.1 sıkıştırma oranında, daha az reaktif yakıtın doğru otomatik ateşleme ve yanmayı geciktirmek için gerekli olduğunu, tüm emisyon düzeylerinin yanı sıra verimliliği büyük ölçüde yanma gecikmesi ile ilişkili olduğunu bildirmişlerdir.

Torregrosa ve ark. (2013) yaptıkları çalışmada, yeni yanma kavramlarıyla geleneksel doğrudan enjeksiyonlu dizel motorların yüksek emisyon seviyelerinin sorunu çözmek amacı ile PCCI yanma ile erken enjeksiyonlarının yanma gürültüsü ve performans etkilerini incelemiştir. Sonuçlar PCCI yanmanın büyük ölçüde NO_x ve kurum emisyon seviyelerini azaltma potansiyeline sahip olduğunu ancak yanma gürültüsünün binek araç uygulaması için kritik bir konu olmaya devam ettiğini bildirmişlerdir.

Nemati ve ark. (2011) yaptıkları çalışmada, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla kısmen önceden karıştırılmış benzin kullanımını incelemişler, dizel yakıt ile karşılaştırıldığında benzinin yüksek tutuşma gecikmesi nedeniyle düşük kurum emisyonu oluştuğu, çift enjeksiyon stratejisinin maksimum ısı salım hızını ve NOx emisyonu azalttığı belirtmişlerdir. Modeli doğrulamak için, silindir basıncı, ısı salınım oranı NOx ve is emisyonları deneysel verilerle ve karşılaştırılmıştır uyumun iyi düzeyde olduğu görülmüştür. Ortalama efektif basınç değişikliğinin ihmal ile enjeksiyon özelliklerinin optimizasyonunun NOx ve kurum emisyonlarını eşzamanlı azalttığını, belirtmişlerdir.

Qian ve ark. (2015) yaptıkları çalışmada, tek silindirli motor üzerinde düşük oktanlı yakıt ile, kısmen önceden karıştırılmış sıkıştırma ateşlemeli yanmada EGR ve emme basıncının yanma ve emisyon üzerine etkilerini deneysel olarak çalışmışlar. NOx ve duman emisyonu arasında ilişki olduğu, yakıt ekonomisi sorunu yanında yüksek EGR kullanımının NOx ve is emisyonlarını azaltma potansiyeline sahip olduğu, artan emme basıncının maksimum silindir basıncı artışına neden olduğunu bildirmişlerdir.

Cho ve ark. (2011) yaptıkları çalışmada çok silindirli hafif yük dizel motorunda yakıt reaktivite kontrollü sıkıştırılmalı dolgu ateşleme kullanımdan kaynaklanan yanma ve emisyon karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu amaçla ticari olarak temin edilen benzin ve dizel yakıt karışımları kullanılmıştır. Emme valfi açılmadan önce benzin port yakıt enjeksiyonu yardımıyla silindire iletilmiş ve dizel yakıtın direkt enjeksiyonu stratejisi uygulanmıştır. Motor deneyleri 4.3 bar ortalama efektif basıncında ve 2300 d/d motor hızında gerçekleştirilmiştir. EGR uygulamadan bile hem azot oksit (NOx) hem de partikül madde (PM) emisyonunda önemli bir azalmanın olmasıyla RCCI yanma modunun başarılı bir şekilde gerçekleştiği tespit edilmiştir. Bununla birlikte, yüksek karbon monoksit (CO), hidrokarbon (HC) emisyonları gözlemlendiğini bildirmişlerdir.

Benajes ve ark. (2014) yaptıkları deneysel ve sayısal çalışmada, düşük ve yüksek reaktivite yakıt olarak sırasıyla benzin ve mazot kullanarak, RCCI yanma koşullarında karışım ve kendiliğinden tutuşma süreçlerini anlamaya çalışmışlardır. Üç parametrik çalışmada silindir yakıt karışım oranını değiştirmek için doğrudan ve port yakıt enjeksiyonu ile donatılmış bir sıkıştırma ateşlemeli ağır yük motoru kullanmışlardır.

Yanma dizel enjeksiyonun otomatik ateşlemesi ile başlamış ve hava ve benzin girişi olmuş, ardından sıcaklık ve basıncın yükseldiği, yanma odasının fakir dizel ve benzinli katmanları boyunca alev yayılmasının devam ettiği belirlenmiştir. Dizel / Benzin yakıt oranı azaltıldıkça tutuşma gecikmesi artmış ve karıştırma süresi uzamış, ikinci yanma aşaması gelişmiş iken ilk yanma aşaması azaltılmıştır. Dizel enjeksiyonun önceden zamanlaması yanma süreci üzerinde sözü edilen etkileri büyötmektedir. Geleneksel dizel yanmaya kıyasla NO_x açısından hafif bir azalma, kurum açısından çok önemli bir azalmanın RCCI yanma ile elde edildiğini bildirmişlerdir.

Kolodziej ve Benajes (2012) yaptıkları çalışmada, ilerleyen benzin tutuşma başlangıcında özellikle 340 -360 ° den AÖN ya kadar tüm benzinli durumlar için PM emisyonlarının arttığını, küçük parçacıkların artıp büyük parçacık sayılarının azalması toplam partikül sayısında daha az değişikliğe sebep olduğunu, benzin oranı artışının büyük ve küçük ölçekli parçacıklar sayısında eşzamanlı düşüşe neden olduğunu, PM emisyonlarının düşük motor çalışma koşullarında duman ölçerin saptama sınırının altında azaltıldığını belirtmişlerdir.

Kokjohn (2011) yaptığı çalışmada, RCCI kavramını temiz yanma ve yüksek verim elde etmek için gelecek vaat eden bir yöntem olarak belirtmişler. RCCI motoru deneylerini ağır test motorunda belli yük aralıklarında yapmış ve geleneksel dizel motor verileriyle kıyaslamışlardır. Spesifik olarak RCCI yanmalı motorun geniş bir yük aralığı üzerinde çalışabilir olduğunu ve NO_x ve kurum emisyonlarının çok düşük seviyelerde olduğunu, basınç artışı hızının, vuruşu şiddetinin ve verimin uygun seviyelerde olduğunu belirtmişlerdir. Örneğin geleneksel dizele göre NO_x 3 kat, kurum 6 kat azalmış, verimde % 16,4 lık bürüt artış gözlenmiştir.

Splitter ve Reitz (2014) yaptıkları çalışmada, RCCI yanma stratejisi kullanımında, doğrudan enjekte edilen yakıt özelliklerinin, emme basınç ve sıcaklığın, eşdeğerlik oranının termal verime etkilerini incelemişlerdir. Sonuçlar çevrim için motor verimsizlik kaynaklarının önceden karıştırma ve eşdeğerlik oranının fonksiyonları olduğunu göstermiştir. Çalışma bulguları kayıpların yakıt reaktivite farklılıklarından etkilenen emme basıncı ve sıcaklığın doğru dengelemesi yoluyla minimize edilebilir olduğunu göstermiştir. Tepe basıncı yükselme oranını azaltmak için fakir şartlar uygulandığında termal verim artmıştır. RCCI için motor koşullarının ve yakıtın uygun

bir şekilde optimizasyonu ile motor veriminin arttırmanın mümkün olduğunu belirtmişlerdir.

Zhou ve ark. (2015) yaptıkları çalışmada, RCCI motorda metanol ve biodizel kullanarak yanma, performans ve emisyon özelliklerini simülasyon yoluyla incelemişler. Tutuşma geciktirmesi, iç silindir basıncı ve ısı salım hızı (HRR) cinsinden uyum gözlenmiştir. Metanol oranı, farklı reaktivite tabakalaşması oluşturmak için % (20–80) arasında uygulanmış, %10 yük altında metanol artışı maksimum basıncı ve ısı salınım hızını azaltmıştır. CO emisyon % 10 yükte hafif artış eğilimi gösterse de % 50 ve % 100 yükte genel düşüş olmuş, NO_x bağlamında orta ve yüksek yükler somut gözlenmemiş, ayrıca daha fazla port metanol enjeksiyon ile RCCI' nin kurum emisyonunu azaltmak için iyi bir yetenek gösterdiği bildirilmiştir.

Loaiza ve ark. (2015) yaptıkları çalışmada, motorin ve etanol karışımı için RCCI yanma çalışmasını, 16:1 ve 20:1 sıkıştırma oranlarında ani sıkıştırma makinesinde gerçekleştirmişlerdir. Çift yakıt uygulamasında tutuşma gecikmesinin sıkıştırma oranı arttıkça azaldığını, dizelde ise sıkıştırma oranıyla arttığını, basınç ve ısı salınım hızının etanol olması durumunda arttığını ve bunun motor arızasına sebep olabileceğini bildirmişlerdir.

Sarjovaara ve ark. (2015) yaptıkları çalışmada, Dolgu hava sıcaklığının E85 etanol / benzin karışimli çift yakıtlı yanma üzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmışlar. Dizel yakıt doğrudan bir common-rail enjeksiyon sistemi ile silindir içine enjekte edilirken E85, emme manifolduna enjekte edilmiş, çalışma 1500 d/d, orta ve yüksek yük koşullarında gerçekleştirilmiş. Sonuçlar Dolgu havası sıcaklığının tutuşma gecikmesini ve silindir basınç yükselme hızını (PRR) etkilediğini, etkilerin E85 için daha belirgin olduğunu belirtmişler. Düşük Dolgu hava sıcaklığının izin verdiği E85 oranının arttırılmasının, NO_x emisyonunu azalttığını, fakat CO ve HC emisyonlarının toplamını arttırdığı ve yanma verimliliğini azalttığını bildirmişlerdir.

Benajes ve ark. (2015) yaptıkları çalışmada, E10-95, E10-98, E20- 95 ve E85 düşük reaktiviteli yakıtları port yakıt enjeksiyonunda ve dizel yakıtını doğrudan enjeksiyonunda kullanarak RCCI yanmada enjeksiyon zamanlamasının ve karışım oranının motor performans ve emisyon etkilerini incelemişler. Deneyler çift yakıt

operasyonu için uyarlanmış bir ağır hizmet tek silindri dizel motorda kullanılarak 1200 d/d da yapılmıştır. Sonuçlar E85 kullanımında stabil bir yanma elde etmek yüksek dizel miktarı gerekli olduğunu ve bunun daha yüksek NOx düzeyleri ve kabul edilemez vuruntu yoğunluğuna sebep olduğunu yol açtığını, EURO VI NOx ve is seviyelerinin E20-95, E10-98 ve E10-95 ile sağlandığını, özellikle düşük yüklerde yüksek reaktiviteli E10-95 kullanımında CO ve HC emisyonunda önemli bir azalma olduğunu bildirmişlerdir.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Biyodizel Üretimi

Biyodizel, hayvansal veya bitkisel yağlar ve benzeri yenilenebilir kaynaklardan elde edilen alternatif bir dizel yakıt olarak tanımlanabilir. Kimyasal olarak, uzun zincirli yağ asidi mono alkil esteri olarak tanımlanabilir. 'Biy' kökü biyolojik esasını, 'dizel' kelimesi ise dizel yakıtı olduğunu belirtmektedir. Biyodizel bitkisel veya hayvansal yağların bir alkol ve katalizör ile reaksiyona sokulmasıyla üretilir. Atık bitkisel ve hayvansal yağlar da biyodizel hammaddesi olarak kullanılabilir. Fiziksel ve kimyasal özellikleri bakımından petrol kökenli dizel yakıtlara benzerlik göstermektedir. Biyodizel, dizel motorlarında saf olarak kullanılabilirdiği gibi petrol kökenli dizel yakıtlarla da karıştırılıp kullanılabilir. Karışımın biyodizel yüzdesine göre isimlendirilir, saf biyodizel a B100 olarak isimlendirilirken, %20 biyodizel ve %80 dizel yakıt içeren bir karışım B20 olarak isimlendirilir. Bitkisel yağların motor yakıtı olarak kullanımı çok eskiye dayanmaktadır. İlk olarak dizel motorunun mucidi Rudolp Diesel, 1898'de düzenlenen Paris'teki Dünya Sergisinde fıstık yağı ile çalışan dizel motorunu sergilemiştir. Petrol endüstrisinin gelişmesiyle birlikte ve petrol ürünlerinden elde edilen yakıtın maliyetinin daha az olması bitkisel yağlara olan ilgiyi azaltmıştır(Alptekin ve Çanakçı, 2006).

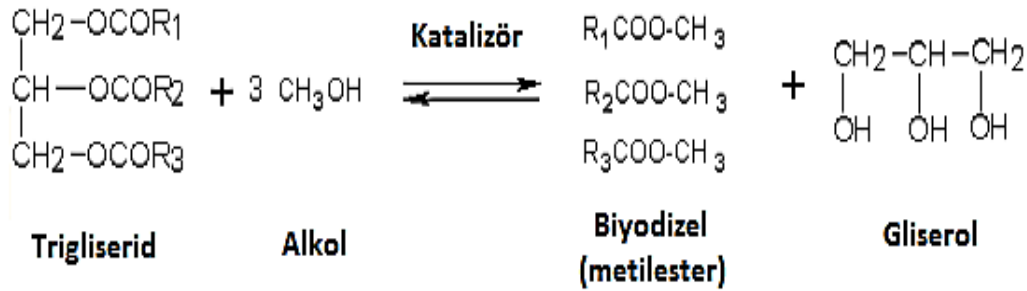
Biyodizel, yenilenebilir olması ve egsoz emisyonlarında fosil yakıtlarına göre daha az hidrokarbon (HC), karbon monoksit (CO), kükürt dioksit (SO₂), civa (Hg) ve partikül içermesi sebebiyle alternatif yakıt olarak tercih edilmektedir. Ayrıca, büyük bir ölçekte üretilmesi durumunda, fosil yakıtlara olan talebi azaltacağından, fosil yakıt bedellerini azaltacak olması ve tarımsal hammaddeler için yeni bir pazar oluşturacak olması da biyodizelin tercih edilme gerekçeleri arasındadır (Aksoy, 2010).

Biyodizel üretiminin çeşitli metodları olmakla birlikte, günümüzde en yaygın olarak kullanılan yöntem transesterifikasyon (alkoliz) yöntemidir. Transesterifikasyon reaksiyonunda hammadde olarak kullanılacak yağ, monohidrik bir alkolle (etanol, metanol), katalizör (asidik, bazik katalizörler ile enzimler) varlığında ana ürün olarak yağ asidi esterleri ve gliserin vererek esterleşir. Ayrıca esterleşme reaksiyonunda yan ürün olarak mono ve di gliseridler, reaktan fazlası ve serbest yağ asitleri oluşur. Biyodizel üretiminde, kanola (kolza), ayçiçek, soya vb. yağlı tohum bitkilerinden elde

edilen bitkisel yağlar, atık kızartmalık yağlar ve hayvansal yağlar ile alkol olarak metanol, katalizör olarak alkali katalizörler (sodyum hidroksit (NaOH), potasyum hidroksit (KOH)) tercih edilmektedir (Anonim, 2016).

Biyodizel üretiminde alkali katalizör kullanılmaktadır. Reaksiyonda kullanılan yağ ve alkol susuz olmalıdır. Su ve serbest yağ asitleri, katalizörün etkinliğinin azalması ve gliserolün ayrılma gücü gibi olumsuzluklara yol açan sabun oluşumuna neden olmaktadır. Katalizörden başka, transesterifikasyon reaksiyonunda ester verimini etkileyen diğer bir değişken ise alkolün bitkisel yağ oranıdır. Stokiyometrik olarak 1 mol gliserol ve 3 mol ester elde edebilmek için 1 mol trigliseride 3 mol alkole ihtiyaç duyulmaktadır. Daha yüksek molar oranlar kısa sürede daha fazla ester verimi sağlarlar (Öndül ve Albayrak, 2006).

Reaksiyon (Trigliseridlerin alkollerle transesterifikasyonu) kısaca aşağıda belirtilen şekilde gerçekleşir.



Şekil 3. 1. Trigliseridlerin alkollerle transesterifikasyonu

Çalışmada Aspir (safflower) yağı temin edilmiştir ve biyodizel yapımında kullanılmıştır. Çizelge 3.1 ve 3.2' de verilen veriler yardımıyla yapılan çalışma gereği yağ asitliği kompozisyonu sonuçları kullanılarak aspir yağının moleküler ağırlığı 876,30 g/mol (Karabaş, 2013), yoğunluğu 0.819 g/mL (Karabaş, 2013-2) ve olarak kabul edilmiştir.

Öncelikle temin edilen yağ belli bir süre 100-110 °C sıcaklığa ısıtılıp, içinde bulunması muhtemel su buharlaştırılmıştır. Daha sonra katalizör olarak belirlenen potasyum hidroksit, metil alkol (% 99,9 saflıkta metanolün yoğunluğu: 792 kg/m³molar kütlesi 32,04 g/mol) içerisinde % 30'luk konsantrasyonda (kütleli olarak reaksiyona

sokulan yağın %1) olacak şekilde ayarlanıp, karıştırılmak vasıtasıyla metoksit çözeltisi oluşturulmuştur.

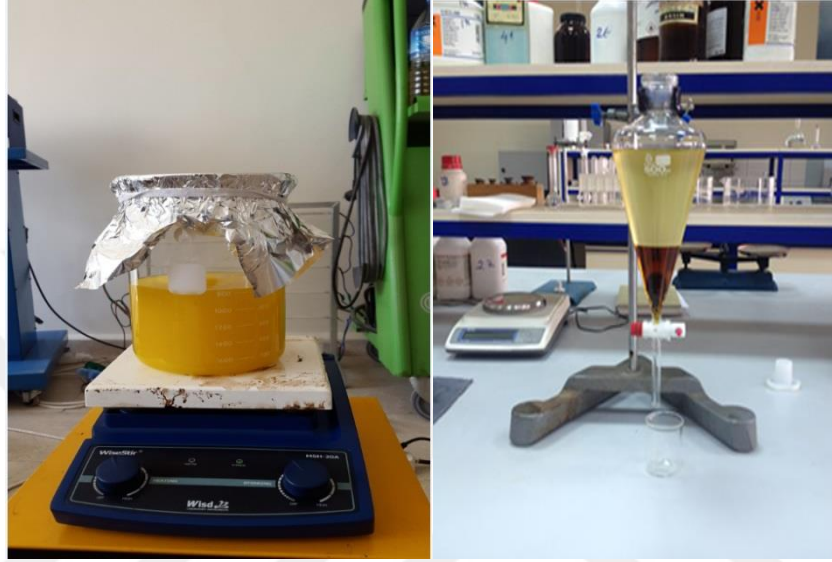
| Yağ asitleri | Yağ asitleri kompozisyonu (%) |
|------------------------------|-------------------------------|
| Palmitik (C16:0) | 5.84 |
| Margarik (C17:0) | 0.03 |
| Stearik (C18:0) | 2.22 |
| Araşhidik (C20:0) | 0.36 |
| Behenik (C22:0) | 0.28 |
| Lignoserik (C24:0) | 0.01 |
| Palmitoleik (C16:1) | 0.09 |
| Oleik (C18:1) | 33.98 |
| Linoleik (C18:2) | 56.82 |
| Linolenik (C18:3) | 0.06 |
| Gadoleik (C20:1) | 0.19 |
| Erusik (C22:1) | 0.01 |
| Toplam doymuş yağ asitleri | 8.83 |
| Toplam doymamış yağ asitleri | 91.17 |

Çizelge 3. 1. Aspir tohumu yağının yağ asitleri kompozisyonu (Karabaş, 2013)

| | |
|--|--------|
| Kinematik viskozite (mm ² /s)(40 °C'de) | 17.3 |
| Yoğunluk (g/L) (15°C'de) | 822 |
| Kırılma indisi (40° C) | 14.66 |
| Serbest yağ asitliği (Oleik asit cinsinden %) | 1.42 |
| Asit değeri, (mgKOH/g) | 0.58 |
| Sabunlaşma sayısı (mgKOH/g) | 180.41 |
| Sabunlaşmayan madde miktarı (%) | 1.22 |
| İyot sayısı | 116.61 |
| Demir (mg/kg) | 1.49 |
| pH | 5.72 |
| Moleküler ağırlık, (g/mol) | 877.20 |
| Tohumların yağ içeriği, (%) | 25±0.2 |
| Oda sıcaklığındaki fiziksel durum | Sıvı |

Çizelge 3. 2. Aspir tohumu yağlarının fizikokimyasal özellikleri (Karabaş, 2013-2)

Yapılan değerlendirmeye uygun olarak 5:1 alkol/yağ molar oranı (Alptekin ve anakçı, 2006) esas alınarak yağ ve metoksit hassas terazide hazırlanarak, cam beherde lazer termometre kontrolüyle yağ 55 ve 60 °C sıcaklığa getirildikten sonra metoksit eklenerek ağzı alüminyum folyo ve lastik bant vasıtasıyla kapatılmış ve 1.5 saat karıştırma işleme tabi tutulmuş, sonrasında 12 saat dinlendirilmeye bırakıldıktan sonra ayırma hunisi vasıtasıyla gliserin çökeltisi alınmıştır.



Şekil 3. 2. Manyetik ısıtıcıda üretim ve ayırma hunisinde gliserin çökeltme safhası

Yapılan değerlendirmede ürün dönüşüm oranının %90 civarında olduğu gözlenmiştir. Daha sonra tekrar ayırma hunisine alınan metil ester ılık saf su ile iki kez yıkanarak ayırma hunisine alınarak metil ester bünyesinde bulunan sabun ve fazla metanolün uzaklaştırılması sağlanmış ve 110 °C sıcaklıkta kurutma yapılmıştır.



Şekil 3. 3. Yıkama işlemi sonrası ayırıştırma ve kullanılabilir biyodizel

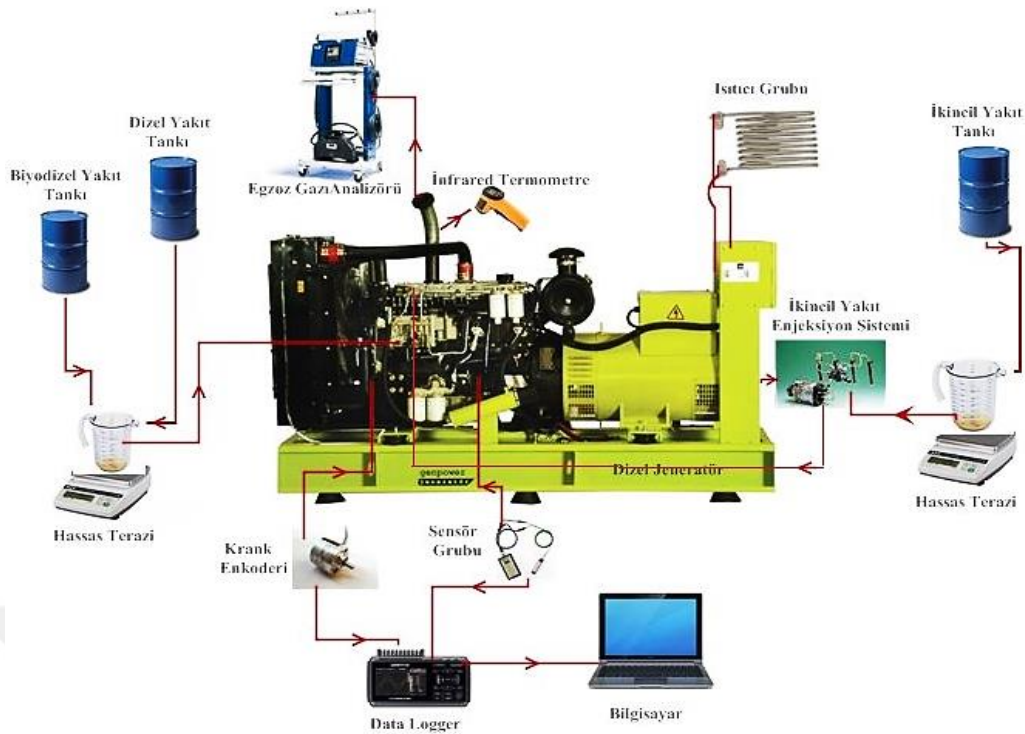
Filtrasyon işlemi yapılarak biyodizel kullanıma hazır hale getirilmiştir. Laboratuvara gönderilen numunelerin belirlenen özellikleri ve literatür değerleri aşağıda belirtilmiştir.

| Özellik | Birim | Üretilen B100 | Literatür (İlkılıç ve ark., 2011) |
|---------------------------|--------------------------|---------------|--------------------------------------|
| Yoğunluk | gr/cm ³ (API) | 0,8917(27,1) | 0.8885 |
| Kinematik viskozite 40 °C | mm ² /sn | 4,9388 | 5.8 |
| Parlama Noktası | °C | 140+ | 148 |
| Dizel İndeksi | - | 54 | 56 |
| Kükürt miktarı | % | 0,01 | - |
| Isıl Değer | (MJ/kg) | | 38.12 |

Çizelge 3. 3. Aspir biyodizelinin özellikleri

3.2. Deney Düzenegi

Deney düzenegi basitçe Şekil 3.4.'te görülen prensiple oluşturulmaya çalışılmıştır. Sistemde temeli dizel jeneratör grubu oluşturmaktadır. Yanma analizi için Febris yazılımı kullanılmış, temin edilen yanma analiz yazılımı için gerekli krank açısı enkoderi ve basınç sensörünün bağlantısı yapılmış, motor bilgileri ve gerekli kalibrasyonlar yapılarak bilgisayar üzerinden kontrole hazır hale getirilmiştir. Mevcut ana yakıt sistemine ek olarak ikincil yakıt sistemi eklenerek yakıt tankları dış haznelere alınarak hassas teraziler ile irtibatlandırılmıştır. Motor yüklemeleri için eşdeğer ısıtıcı grupları temin edilerek kademeli olarak kontrol edilecek şekilde bağlantıları yapılmıştır. Egzoz emisyon değerleri için analiz cihazı, sıcaklık kontrolleri için infrared sıcaklık ölçerle sistem tamamlanmıştır.



Şekil 3. 4. Deney düzeneğinin şematik görünüşü

Deneyler temin edilen dizel jeneratör grubunda gerçekleştirilmiştir. Grubun özellikleri aşağıda belirtilmiştir.

| | |
|----------------------------|----------------------|
| Üretici-model | NW-K22 |
| Motor tipi | Ağır Hizmet –Dizel |
| Alternatör tipi | fırçasız senkron tip |
| Çıkış Gücü @1500 d/d | 18 kW |
| Soğutma Sistemi | Su soğutmalı |
| Emme Sistemi | Doğal emişli |
| Motor Tipi | 4DW81-23D |
| Silindir çapı x strok (mm) | 85x100 |
| Hacim (cm ³) | 2400 |
| Silindir sayısı | 4 |
| Yanma sistemi | Direk Enjeksiyonlu |
| Sıkıştırma oranı | 17:1 |
| Enjektör Sayısı | 4 |

Çizelge 3. 4. Deney motor özellikleri

Deney düzeneğinde öncelikli olarak Febris yazılımıyla ilgili parçaların temini ve montajı gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.5.' te krank açısı enkoderi ve basınç sensörünün montajı görülmektedir.



Şekil 3. 5. Krank açısı enkoderi (1) ve basınç sensörü montajı (2)



Şekil 3. 6. Basınç Sensörü Sinyal Koşullandırıcısı(1), sensör arayüzü(2), veri toplama kartı(3)

3.2.1. Basınç Sensörünün Teknik Özellikleri (autoPSI)

- Fiberoptik çalışma esaslı,
- 0-200 bar ölçüm aralığı,
- 400 bar aşırı yükleme kapasiteli,
- 0,025 V/bar hassasiyetli,
- 120 kHz doğal frekansa sahip,

- % $\leq \pm 0,5$ doğruluk,
- $-40-360$ °C çalışma sıcaklığı aralığı,

3.2.2. Krank Açısı Enkoderinin Teknik Özellikleri (RO1378)

- Krank miline bağlanarak ölçtüğü açı değerini dijital TTL sinyaline dönüştürür,
- Enkoder çözünürlüğü $360 \times 1^\circ \text{KA}$ (krank açısı),
- 0-12000 d/d ölçüm aralığı,
- Titreşim yorulma dayanımı 30 g,
- Şok dayanımı 200 g'ye kadar,
- $-40-100$ °C sıcaklık ölçüm aralığı,
- TTL sinyal çıkışı

3.2.3. Veri Toplama Kartının Teknik Özellikleri (Usb-6210)

- Dijital, frekans, voltaj ve enkoder esaslı veri ölçümü
- 16 bit analog giriş çözünürlüklü 8 diferansiyel analog giriş kanalı
- Saniyede 250.000 veri alım kapasitesi, 10 V... 10 V ölçüm aralığı
- 4095 veri kayıt kapasiteli hafıza
- 32 bit giriş çözünürlüğü 24 dijital giriş/çıkış kanalı (0-5 V ölçüm aralığı)

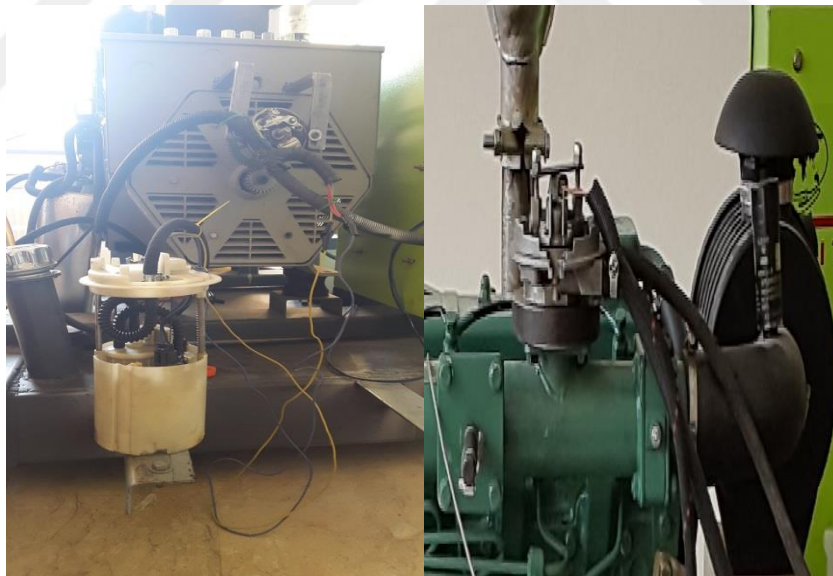
3.2.4. Febris Sensör Arayüzünün Teknik Özellikleri

- Çalışma Sıcaklığı : 0 - 70 C
- Cihaz Besleme Voltajı : 5 VDC, 24 VDC
- Sensör Girişleri : İnkremental enkoder, Fiber optik Basınç sensörü
- Enkoder besleme gerilim : 5 VDC,
- Basınç Sen. besleme gerilimi : 24 VDC,
- Sinyal Filtreleme : Analog, dijital

3.2.5. Fiber Optik Basınç Sensörü Sinyal Koşullandırıcısının Teknik Özellikleri

- Çalışma sıcaklığı : -20...+65 C
- Frekans cevabı : 0,1 -30 kHz
- Besleme Gerilimi : 9 - 18 VDC
- Akım : 80 mA
- Çıkış Empedansı : 250 Ohm
- Çıkış Sinyali : 0 - 5 VDC

Yazılımın montajı ve kontrolleri yapıldıktan ikincil yakıt sisteminin montajı için jeneratör milinden alınan hareket dişliler vasıtasıyla temin edilen tek nokta enjeksiyon sistemine (5 bar) iletilmiş sistem emme manifolduyla irtibatlandırılmıştır.



Şekil 3. 7. İkincil yakıt enjeksiyon sistemi

İkincil yakıt püskürtme miktarının ayarlanması için burçlar üretilmiş, torna ve freze tezgâhlarında temas yüzeylerinde ölçülendirme yapılmıştır.



Şekil 3. 8. Üretilen burçlar ve montajı

İkincil yakıt pompası yaptırılan kapalı hazne içine alınarak sızdırmazlığı sağlanmış, ana yakıt tankı olarak kullanılmak üzere benzer kap temin edilerek her iki ünite sistemle irtibatlandırılmıştır. Yakıt tüketimlerinin hesaplanması için iki adet hassas terazi (Dikomsan 0.5 gr hassasiyet) temin edilmiştir.



Şekil 3. 9. Yakıt tankları ve teraziler

Sistemde motorda yükleme yapmak için jeneratörden enerji çekilmesi amacıyla eşdeğer dirençli elektrikli ısıtıcı gruplar temin edilmiş ve şalterlerle kademelendirilmiştir (3.6-7.2-10.8 kW).



Şekil 3. 10. Isıtıcı grupları

Egzoz emisyonlarının ölçümü için CAPELEC CAP 3200 cihazı temin edilmiş ve kalibrasyonu yaptırılmış, problemlerin periyodik temizlenmesi için küçük hava kompresörü temin edilmiştir. Cihaz ve özellikleri aşağıda belirtilmiştir.

| Emisyon | Ölçüm aralığı | Hassasiyet |
|-----------------------|----------------------|-------------------|
| HC | 0-20,000 ppm | 1 ppm |
| CO₂ | %0-20 | %0.1 |
| CO | %0-15 | %0.001 |
| O₂ | %0-21.7 | %0.01 |
| NO_x | 0-5000 ppm | 1 ppm |
| Duman koyuluğu | % 0-99,9 | % 0,01 |

Çizelge 3. 5. Emisyon cihazı özellikleri

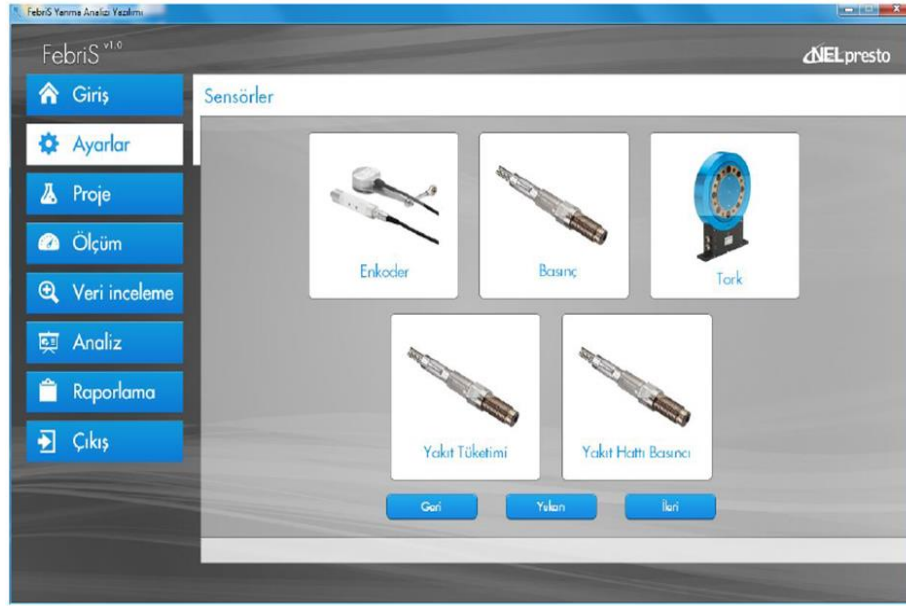


Şekil 3. 11. Egzoz Emisyon Cihazı

3.2.6. FebriS v1.0 Yazılımı

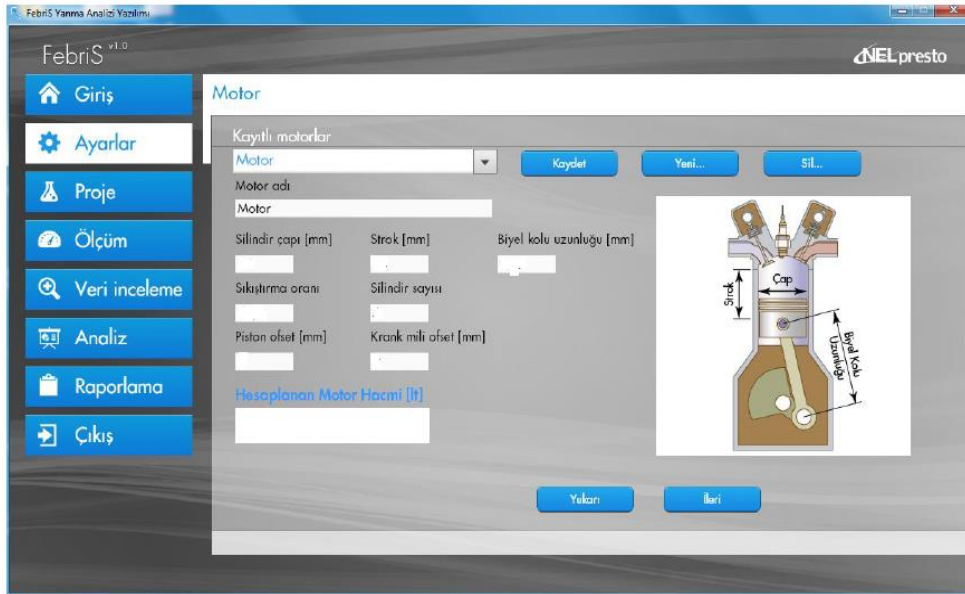
Deney düzeneğinde motor yanma ve performans verileri için FebriS yanma analizi yazılımı kullanılmıştır. Bu yazılım içten yanmalı motorlara adapte edilen silindir içi basıncı sensörü, krank açısı sensörü ve birçok farklı tip sensörlerden alınan sinyalleri ve bu sinyalleri kullanarak hesapladığı verileri gerçek zamanlı olarak gösteren ve kaydeden, ölçülen ve hesaplanan verilere bağlı olarak yapan performans ve ileri yanma analiz sonuçlarının grafiksel olarak incelenebildiği ve farklı formatlarda raporlanmasına olanak veren bir yazılımdır.

Çalışma akışına göre düzenlenmiş kullanıcı arabirimi ile test sistemi bileşenleri yazılıma girilir ve test projesi oluşturulur. Kalibrasyonun ardından başlanan ölçüm esnasında, değerler eş zamanlı olarak izlenir ve kaydedilir. Ölçüm değerleri kullanılarak indikatör diyagramı, ortalama efektif basınçlar, güç, verim, özgül yakıt tüketimi gibi hesaplamalar, ve daha birçok ileri analizler yapılır. Tüm ölçümler ve sonuçlar, grafiksel ve istatistiksel olarak incelenir. MS Excel, MS Word, html veya düz metin formatlarında, grafikler ve çizelgeler içeren detaylı raporlar oluşturulabilir.



Şekil 3. 12. Sensör seçim menüsü

Ayarlar ekranı test edilecek olan içten yanmalı motorun için kullanılacak sensörlerin, sinyal koşullandırıcıların fiziksel özelliklerinin kaydedildiği bölümdür. Bu bölümde kaydedilen içten yanmalı motor, sensörler ve sinyal koşullandırıcılar farklı projelerde seçilip kullanılabilir. Yapılan uygulamada silindir içi basınç sensörü, krank açısı sensörü kullanılmıştır.



Şekil 3. 13. Motor hacmi hesap menüsü

Şekilde görünen ekranda motorun geometrik değerleri girildiğinde program motor hacmini litre cinsinden hesaplar. Pistonun üst ölü noktasına karşılık gelen krank açısı, manuel veya kalibrasyon yardımıyla belirlenebilir. Silindir basıncı, çalışma şartlarının ağır olması nedeni ile silindir içerisindeki basınçlar fiber-optik prensiple çalışan basınç sensörleri yardımıyla ölçülür. Yük sinyalinin, gerilim sinyaline çeviren dönüştürücüler kullanılmaktadır. Yük amplifikatörü olarak adlandırılan bu cihazların ayarları sinyal koşullandırıcılar bölümünde yapılabilir. Amplifikatörün ayarlarının yapılması, ölçüm başlatma/durdurma gibi işlemler yazılım tarafından otomatik olarak yapılmaktadır.

Yazılımın kullandığı başlıca parametreler ve belirlenme durumu aşağıda belirtilmiştir.

1. Devir; enkoderden gelen ardışık 2 darbe arasında geçen zaman kullanılarak hesaplanan, devir/dakika biriminde devir verisidir.

$$n = \frac{60}{(t_2 - t_1) * EDS} \quad (3.1)$$

EDS: Enkoderin 1 devirde ürettiği darbe sayısı

2. Piston konumu; motorun geometrik özellikleri ve krank mili açısı kullanılarak hesaplanan, mm biriminde piston konumu verisidir.

$$s = r * \left(\sqrt{\left(1 + \frac{l}{r}\right)^2 - \left(l * \frac{e}{r}\right)^2} - \cos(KA) - \frac{l}{r} * \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} * \sin(KA) - e\right)^2} \right) \quad (3.2)$$

s: Piston konumu

r: Krank mili yarıçapı

l: Biyel kolu uzunluğu

e : (Krank mili ofset - Piston pimi ofset) / l

KA: Krank mili açısı

3. Piston hızı; piston konumu ve zaman verileri kullanılarak hesaplanan, m/sn biriminde piston hızı verisidir (Heywood, 1988).

$$\dot{s} = \frac{ds}{dt} \quad (3.3)$$

4. Piston ivmesi; piston konumu ve zaman verileri kullanılarak hesaplanan, m/sn² biriminde piston ivmesi verisidir.

$$\ddot{s} = \frac{d\dot{s}}{dt} \quad (3.4)$$

5. Silindir hacmi; motorun geometrik özellikleri ve krank mili açısı kullanılarak hesaplanan, cm³ biriminde silindir hacmi verisidir.

$$V = V_c + A_k * s \quad (3.5)$$

V: Silindir hacmi

V_c: Yanma odası hacmi = V_h / (ε-1)

A_k: Piston alanı = π*d²/4

s: Piston konumu

V_h: Çalışma hacmi = A_k*strok

ε : Sıkıştırma oranı

6. Tepe açısı; basınç eğrisinin tepe noktasının görüldüğü andaki krank mili açısıdır.

7. P maks basınç eğrisinin en yüksek değeridir.

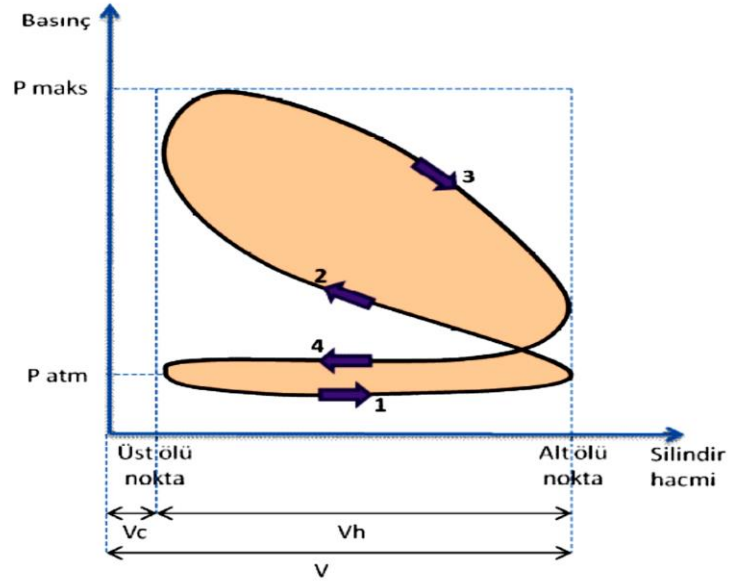
8. Ort. piston hızı; krank mili dönüş hızı ve piston stroğu kullanılarak hesaplanan, m/sn biriminde ortalama piston hızı verisidir.

$$OPH = 2 * Str * n/60 \quad (3.6)$$

Str: Piston stroğu

n: Krank mili dönüş hızı

9. Ortalama indike basınç, indikatör diyagramı (silindir hacmi - silindir basıncı) kullanılarak hesaplanır.



Şekil 3.14. İndikatör diyagramı

Görülen indikatör diyagramının üst kısmı yüksek basınç, alt kısmı ise alçak basınç bölümüdür. Bu bölümlerin alanı, yazılım tarafından nümerik integrasyon yöntemiyle hesaplanır. Ortalama indike basınç, bu alanların farkıdır.

$$OİB_{YB} = \frac{A_3 - A_2}{V_h} \quad OİB_{AB} = \frac{A_4 - A_1}{V_h} \quad OİB = OİB_{YB} - OİB_{AB} \quad (3.7)$$

A_i : i numaralı çevrim zamanının indikatör eğrisinin altındaki alan [$P \cdot V$]

V_h : Çalışma hacmi = $A_k \cdot \text{strok}$

10. İndike gücü; ortalama indike basınç ve devir verileri kullanılarak kW cinsinden hesaplanır.

$$P_i = 0.5 * n * OİB * V_H \quad (3.8)$$

n: Devir

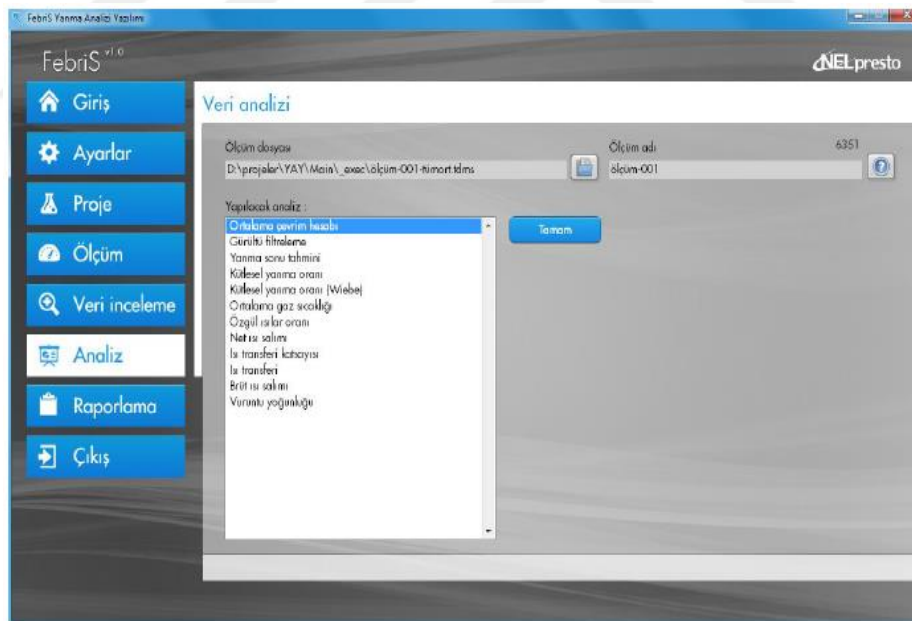
OİB: Ortalama indike basınç

VH: Toplam çalışma hacmi = $V_h \cdot z$

Febris yanma analizi yazılımında Şekil 3.15. ve Şekil 3.16.da görülen ekranlardan veri incelemeleri yapılabilir ve daha sonra analiz yapılarak genel çıktılar alınabilir.



Şekil 3. 15. Veri inceleme menüsü



Şekil 3. 16. Veri analiz menüsü

Febris yanma analizi yazılımı, silindir içi basıncı ve krank açısına bağlı olan ileri seviye yanma analizlerini yapma yeteneğine sahiptir. Bu analizler sırasıyla aşağıdaki şekildedir:

1. Ortalama çevrim hesabı

Çalışma koşulları değişmediği sürece değerlerin alınan her çevrimde aynı olması beklenir. Fakat test ortamında bunu sağlamak mümkün olmadığından, istatistiksel yöntemler yardımı ile hatalı çevrimler çıkarılır ve kalan tüm çevrimler boyunca alınan değerlerin ortalamaları alınarak, analizler bu ortalama çevrim üzerinde yapılabilir.

2. Kütleli yanma oranı (Wiebe)

$$X(\theta) = 1 - e \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (3.9)$$

Denklemdaki a (verimlilik faktörü) ve m (form faktörü) parametreleri Wiebe fonksiyonunun parametreleridir. Hesaplamalar sonucunda bulunan eğri üzerinden, %5, %10, %50, %90 ve %95 kütleli yanma oranlarının gerçekleştiği krank mili açısı değerleri bulunmaktadır. Wiebe fonksiyonu, basınç veya hacim ölçümüne bağlı değildir. Burada θ krank açısı, $\Delta\theta$ yanma süresi ve θ_0 yanma başlangıcı, $a=5$ ve $m=2$ dir (Merker ve ark., 1998; Abbaszadehmosayebi ve Ganippa, 2014).

3. Ortalama gaz sıcaklığı

Isı salımı hesaplamaları için silindir içerisindeki ortalama gaz sıcaklığını hesaplanamaz gerekmektedir. Politropik proses kullanılarak bu değer hesaplanabilir. Politropik proses sadece sıkıştırma ve genişleme zamanlarına uygulanabilir. Referans noktası olarak sıcaklığın bilindiği bir nokta seçilebilir. Genellikle emme valfinin kapandığı zaman seçilir (Can, 2012).

$$T_i = p_i V_i \frac{T_{ref}}{p_{ref} V_{ref}} \quad (3.10)$$

Burada,

V_i : Ölçülen hava debisi [L/min],

P_{ref} : Referans basıncı [101,325 kPa],

P_i : Deneğin gerçekleştirildiği atmosfer basıncı [kPa],

T_i : Deneğin gerçekleştirildiği ortam sıcaklığı [K],

T_{ref} : Referans sıcaklıktır [294,26 K].

Burada, T_i ortalama gaz sıcaklığı, P_i ve V_i eşzamanlı basınç ve silindir hacmi, T_{ref} , P_{ref} ve V_{ref} genişleme politrofik eğrisinin herhangi bir noktada referans parametreleridir.

4. Özgül ısılar oranı

Özgül ısılar oranı Brunt'un deneysel çalışmalarına dayanılarak, ortalama gaz sıcaklığına bağlı olarak ($\gamma = \frac{C_p}{C_v}$);

$$\gamma = 1,338 - 60 * 10^{-5}T + 1 * 10^{-8}T^2 \quad (3.11)$$

Şeklinde hesaplanır (Brunt ve Patts, 1999).

5. Net ısı salımı

Yanma sırasında, silindir içindeki gazlar bağlamında gerçekleşen ısı salımı silindir içi basıncı ve hacmi kullanılarak hesaplanabilir (Stone, 1999; Heywood, 1988).

Termodinamiğin birinci yasasını yardımı ile ısı salımı oranı (Merker ve ark., 1998; Hariram ve Shangar, 2015);

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{d\theta} \quad (3.12)$$

şeklinde bulunabilir. Hesaplama kümülatif ısı salımını,

$$\int dQ = \int \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) p(dV) + \left(\frac{1}{\gamma-1} \right) V(dP) \quad (3.13)$$

İle hesaplanır. Burada γ özgül ısılar oranı 1.32 olarak alınmıştır, θ krank açısı, P silindir basıncı, ve V silindir hacmini belirtir.

Burada, basınç sensörü basınç verileri alınır ve V ve $dV / d\theta$ terimler aşağıdaki denklem ile hesaplanır elde edilir:

$$V = Vc + A \cdot r \left\{ 1 - \cos \left(\frac{\pi A}{180} \right) + \frac{1}{\lambda} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \left(\frac{\pi \theta}{180} \right)} \right) \right\} \quad (3.14)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \left(\frac{\pi A}{180} \right) x r \left\{ \sin \left(\frac{\pi \theta}{180} \right) + \frac{\lambda^2 \sin^2 \left(\frac{\pi \theta}{180} \right)}{2x \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \left(\frac{\pi \theta}{180} \right)}} \right\} \quad (3.15)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \left(\frac{\pi A}{180}\right) x r \left\{ \sin\left(\frac{\pi\theta}{180}\right) + \frac{\lambda^2 \sin^2\left(\frac{\pi\theta}{180}\right)}{2x \sqrt{1-\lambda^2 \sin^2\left(\frac{\pi\theta}{180}\right)}} \right\} \quad (3.16)$$

$$\lambda = \frac{l}{r} \text{ ve } A = \frac{\pi D^2}{4}$$

krank yarıçapı $r = H/2$, l biyel kolu uzunluğu, D silindir çapı, A piston tepe alanı Vc strok hacmi

6. Isı Transferi

Yanma sırasında ortaya çıkan ısının bir kısmı gaz ile silindir duvarları arasında gerçekleşen ısı transferi nedeni ile kaybedilir. Bu durum;

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = hA(T - T_w) \quad (3.17)$$

şeklinde ifade edilir (Parlak, 2005; Stone, 1999).

Hohenberg ısı transferi katsayısı Woschni'nin çalışmasını inceleyen Hohenberg, özellikle hafif yüklerde elde edilen değerlerin olması gerekenden düşük olduğunu görmüş ve ilgili yöntemi geliştirmiştir.

$$h_c = C_1 V^{-0.06} P^{0.8} T^{-0.4} [C_m + C_2]^{0.8} \quad (3.18)$$

h_c ısı transfer katsayısı, V anlık silindir hacmi, P is anlık silindir basıncı, T gaz sıcaklığı, C_m piston hızı, C_1 ve C_2 sabitler deneysel olarak 130 ve 1.4 olduğu belirlenmiş (Hohenberg, 1979).

Hohenberg çalışmalarını direkt enjeksiyonlu dizel motorlarla yaptığından bu motor tipinde geçerli olduğu söylenebilir (Hohenberg, 1979).

7. Brüt ısı salımı

Hesaplanan net ısı salımı ve silindir duvarları ile gaz arasında gerçekleşen ısı transferi toplandığında, yanmadan kaynaklanan brüt ısı salımı elde edilir.

$$\frac{dQ_{brüt}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{d\theta} + \frac{dQ_{yüzey}}{d\theta} \quad (3.19)$$

8. Vuruntu yoğunluğu

Vuruntu yoğunluğunu belirlemek için Checkel and Dale (Checkel ve Dale, 1986) çalışmalarında, 3. Türev yöntemi kullanılmıştır.

$$dp(\theta) = \frac{[86(p_{i-4}-p_{i+4})+142(p_{i+3}-p_{i-3})+193(p_{i+2}-p_{i-2})+126(p_{i+1}-p_{i-1})]}{1118d\theta} \quad (3.20)$$

γ özgül ısılar oranı, Q ısı salınımı (J), P silindir basıncı (bar), V anlık silindir hacmi (m^3), Q_w ısı transfer oranı (J) (duvardan olup hohenberg ile hesaplanan (Hohenberg, 1979).

3.3. Performans Parametreleri

Motor jeneratör grubundan enerji çekimi için eşdeğer ısıtıcı rezistans grupları kullanılmıştır. Sistemde çekilen akım ve voltaj değerleri dikkate alınarak yapılan hesaplamada ($P_e=I*V$) 3,6-7,2-10,8 kW olacak şekilde üç kademe kullanımı kararlaştırılmıştır.

Deney düzeneğinde motor performans parametrelerinin belirlenmesi için yakıt tüketim değerleri hassas terazilerden alınmıştır. Bu amaçla yakıt değişimlerinde motor çalışma şartlarının istikrarlı hala gelmesi için en az 5 dakikalık bekleme süresi sonrasında 1-3-5 dakikalık yakıt tüketim değerleri belirlenmiş ve elde edilen ortalama değer aşağıdaki formülle kg/h olarak yakıt tüketim değeri kabul edilmiştir. Bu uygulama ikili yakıt uygulamalarında toplam yakıt tüketim esas alınarak kullanılmıştır.

$$B = \frac{m_y}{t} * \frac{60}{1000} \quad (\text{kg/h}) \quad (3.21)$$

m_y : ölçülen yakıt miktarı (gr)

t: zaman (dak)

B: yakıt tüketimi (kg/h)

Özgül yakıt tüketiminin hesabında tüketilen yakıt miktarı motordan çekilen güç dikkate alınarak, aşağıdaki formülle belirlenmiştir.

$$b_e = \frac{m_y}{P_e} \quad (\text{gr/kWh}) \quad (3.22)$$

Efektif verim,

$$\eta_e = \frac{3.6 \cdot 10^6}{b_e \cdot H_u} \quad (3.23)$$

formülüyle hesaplanır.

H_u : yakıtın alt ısı değeri (kJ/kg)

Deneylerde kullanılan yakıtların ısı değerleri Tablo 3.6.'da verilmiştir.

| Yakıt | Isıl Değer (kJ/kg) |
|---------|--------------------|
| Benzin | 43500 |
| Motorin | 42300 |
| Aspir | 39000 |
| B10 | 41970 |
| B20 | 41640 |
| B50 | 40650 |
| Etanol | 26825 |

Çizelge 3. 6. Yakıtların ısı değerleri

Karışımların ısı değerleri aşağıdaki formülle hesaplanmıştır.

$$H_u = \frac{(m_y)_1 \cdot (H_u)_1 + \dots + (m_y)_n \cdot (H_u)_n}{m_{y_1} + \dots + m_{y_n}} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.24)$$

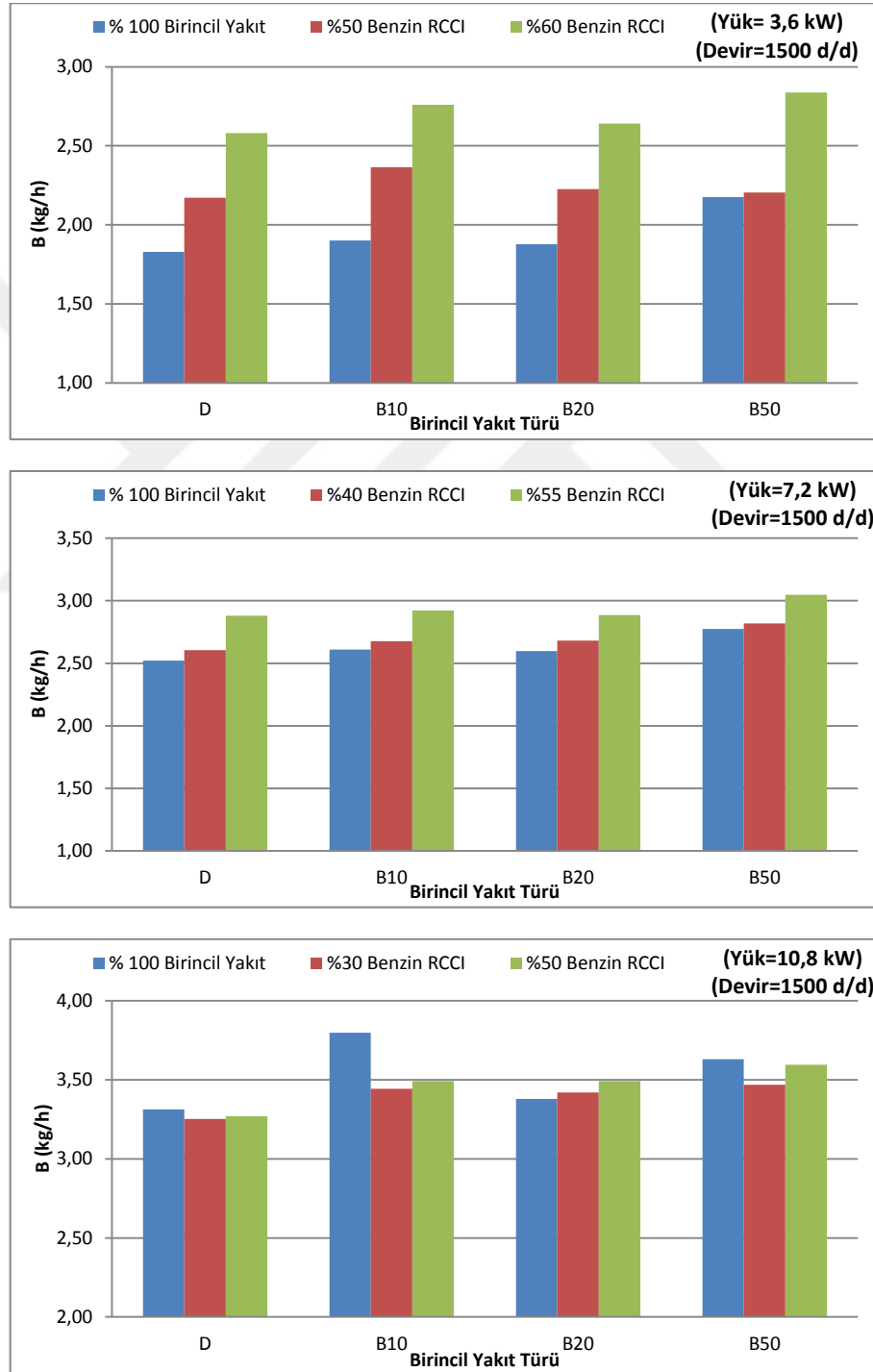
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Yapılan deneyler sonucunda Benzin ve Etanol RCCI uygulamaları için elde edilen verilerin ortalama değerleri alınarak grafiklere aktarılarak incelenmiştir.

4.1. Benzin RCCI Uygulaması

4.1.1. Performans Parametreleri

4.1.1.1. Yakıt Tüketimi (B)



Şekil 4. 1. Benzin RCCI yakıt tüketimi grafiği

Motorun 3,6 kW yük testlerinde %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla yakıt tüketimi artış göstermiş, saf dizelde 1,83 kg/h, B10 da 1,90 kg/h, B20 de 1,88 kg/h, B50 2,18 kg/h olmuştur. % 50 benzin RCCI uygulamasında toplam yakıt tüketimi artmış, saf dizelde 2.17 kg/h, B10 da 2,36 kg/h, B20 de 2,23 kg/h, B50 de 2,71 kg/h olmuştur. % 60 benzin RCCI uygulamasında yakıt tüketim artış göstermiş, saf dizelde 2,58 kg/h, B10 da 2,76 kg/h, B20 de 2,64 kg/h ve B50 de 2,84 kg/h olmuştur.

7,2 kW yükteki motor deneylerinde %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla yakıt tüketimi artış göstermiş, saf dizelde 2,52 kg/h, B10 da 2,61 kg/h, B20 de 2,60 kg/h, B50 2,78 kg/h olmuştur. % 40 benzin RCCI uygulamasında toplam yakıt tüketimi artmış, saf dizelde 2,60 kg/h, B10 da 2,68 kg/h, B20 de 2,68 kg/h, B50 de 2,82 kg/h olmuştur. % 55 benzin RCCI uygulamasında yakıt tüketim artış göstermiş, saf dizelde 2,88 kg/h, B10 da 2,92 kg/h, B20 de 2,89 kg/h ve B50 de 3,05 kg/h olmuştur.

10,8 kW yükte ise, %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla yakıt tüketimi artış göstermiş, saf dizelde 3,31 kg/h, B10 da 3,80 kg/h, B20 de 3,38 kg/h, B50 3,63 kg/h olmuştur. B10 da önemli artış gözlenmiştir. % 30 benzin RCCI uygulamasında toplam yakıt tüketimi B20 dışında azalmış, saf dizelde 3,25 kg/h, B10 da 3,44 kg/h, B20 de 3,42 kg/h, B50 de 3,47 kg/h olmuştur. % 50 benzin RCCI uygulamasında yakıt tüketimi B20 dışında azalma göstermiş, saf dizelde 3,27 kg/h, B10 da 3,49 kg/h, B20 de 3,49 kg/h ve B50 de 3,59 kg/h olmuştur.

Genel değerlendirmede % 100 birincil yakıt uygulamasında biyodizel yüzdesinin artışı yakıt tüketimini arttırmış, Benzin RCCI uygulamasında yüzde artışı yakıt tüketimini arttırmıştır. Yük artışı yakıt tüketimini arttırırken, RCCI uygulamasında 10,6 kW yükte % 100 birincil yakıt uygulamasının altında yakıt tüketim eğilimi söz konusudur.

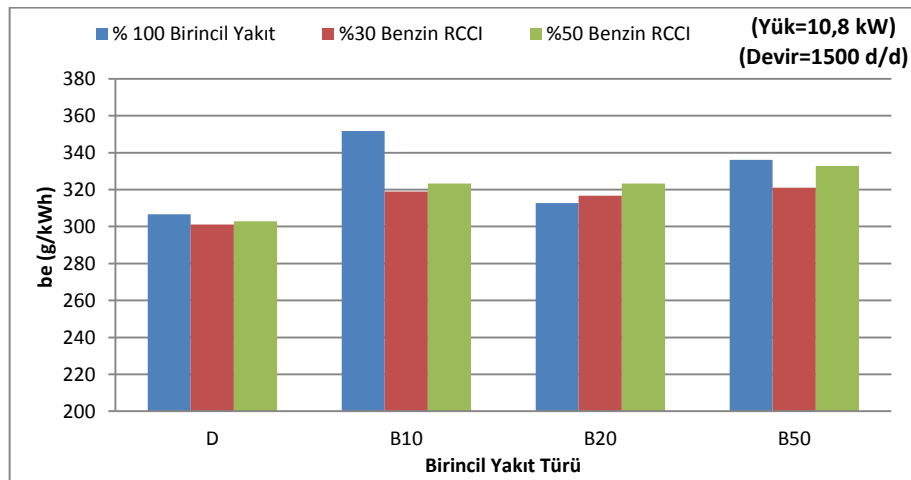
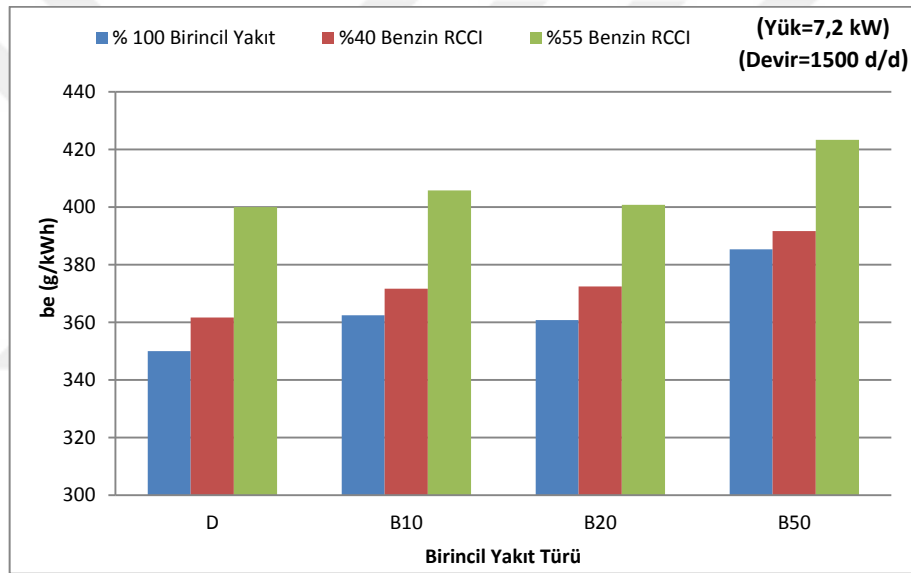
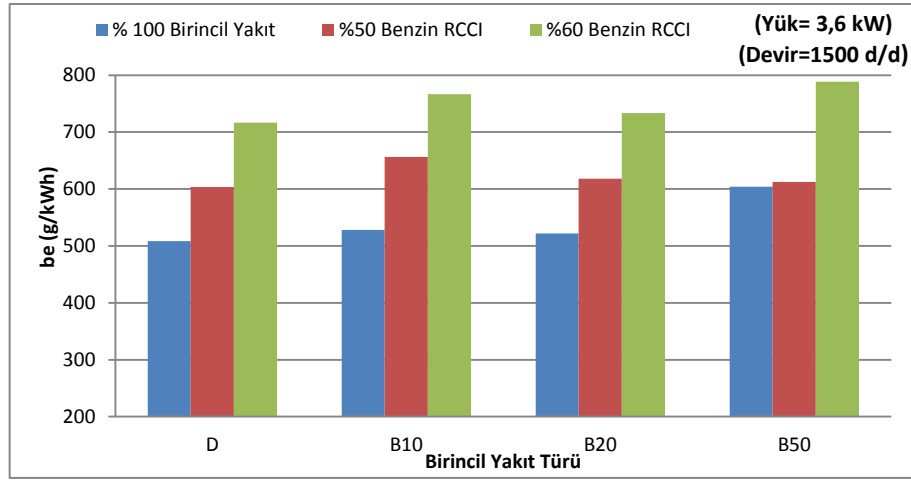
Yakıt tüketimi yanmayla açığa çıkan ısı enerjisini ifade eder. Aynı yük şartlarında biyodizel yüzdesinin artışı ısı değeri düşüreceğinden yakıt tüketimi artar. Yük artışında yakıt ısı değeri değişmediği için yakıt tüketimi artar.

Yapılan çalışmalarda düşük sıcaklıklı yanma stratejilerinde yakıt tüketiminin arttığı bildirilmiş, bunun geç enjeksiyon nedeniyle yakıtın tam yanmamasına bağlanmıştır (Imtenan ve ark., 2014).

Yapılan bir benzin RCCI uygulamasında daha geç yanma, uzun yanma olayları ve düşük alev sıcaklıkları ve sönme nedeniyle yakıt tüketiminin arttığı bildirilmiştir (Molina ve ark., 2015).

Düşük motor yüklerinde RCCI uygulamasında yakıt tüketim artışının silindir cidarında uzak bölgelerde eksik yanma ve alev soğumasına bağlı olduğu düşünülmektedir. Ancak RCCI uygulamasının etkin olduğu çalışma koşulları motorun orta yüklerinden sonraki yüksek yük değerleri ve bir öngörü ile %60'ın altındaki RCCI oranlarıdır. Nitekim 7,2 kW motor yükü deneylerinde tüm yakıtlar için yakıt tüketimi değerleri hemen hemen normal çalışma koşullarındaki duruma yaklaşmış ve 10,8 kW motor yükü deneylerinde ise yakıt tüketimi değerlerinin RCCI uygulaması ile birlikte azaldığı tespit edilmiştir. Bu durum yüksek motor yüklerinde RCCI ile oluşan yüksek alev hızı ve dolayısıyla kısa süren yanma periyodu ile gerçekleşen düşük ısı transfer değerleridir.

4.1.1.2. Özgül Yakıt Tüketimi (b_e)



Şekil 4. 2. Benzin RCCI özgül yakıt tüketimi grafiği

Motorda 3,6 kW yük ve %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla özgül yakıt tüketimi artış göstermiştir. Saf dizelde 508 g/kWh, B10 da 528 g/kWh, B20 de 522 g/kWh, B50 604 g/kWh olmuştur. % 50 benzin RCCI uygulamasında özgül yakıt tüketimi artmış, saf dizelde 603 g/kWh, B10 da 657 g/kWh, B20 de 618 g/kWh, B50 de 613 g/kWh olmuştur. % 60 benzin RCCI uygulamasında özgül yakıt tüketim artış göstermiş, saf dizelde 717 g/kWh, B10 da 767 g/kWh, B20 de 733 g/kWh ve B50 de 788 g/kWh olmuştur.

7,2 kW yük ve %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla özgül yakıt tüketimi artış göstermiş, saf dizelde 350 g/kWh, B10 da 363 g/kWh, B20 de 361 g/kWh, B50 385 g/kWh olmuştur. % 40 benzin RCCI uygulamasında özgül yakıt tüketimi artmış, saf dizelde 362 g/kWh, B10 da 372 g/kWh, B20 de 373 g/kWh, B50 de 392 g/kWh olmuştur. % 55 benzin RCCI uygulamasında özgül yakıt tüketim artış göstermiş, saf dizelde 400 g/kWh, B10 da 406 g/kWh, B20 de 401 g/kWh ve B50 de 423 g/kWh olmuştur.

10,8 kW yük ve %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla özgül yakıt tüketimi artış göstermiş, saf dizelde 307 g/kWh, B10 da 352 g/kWh, B20 de 313 g/kWh, B50 336 g/kWh olmuştur. B10 da önemli artış gözlenmiştir. % 30 benzin RCCI uygulamasında özgül yakıt tüketimi B20 dışında azalmış, saf dizelde 301 g/kWh, B10 da 319 g/kWh, B20 de 317 g/kWh, B50 de 333 g/kWh olmuştur. % 50 benzin RCCI uygulamasında özgül yakıt tüketimi B20 dışında azalma göstermiş, saf dizelde 303 g/kWh, B10 da 323 g/kWh, B20 de 323 g/kWh ve B50 de 333 g/kWh olmuştur.

Genel değerlendirmede % 100 birincil yakıt uygulamasında biyodizel yüzdesinin artışı özgül yakıt tüketimini arttırmış ayrıca düşük motor yüklerinde benzin RCCI uygulamasında düşük reaktiviteli yakıt oranının artışı özgül yakıt tüketimini arttırmıştır. Yük artışı tüm test yakıtları ve çalışma durumları için özgül yakıt tüketimini azaltırken, 10,8 kW yükte RCCI uygulamasıyla birincil yakıt uygulamasının altında özgül yakıt tüketim eğilimi söz konusudur.

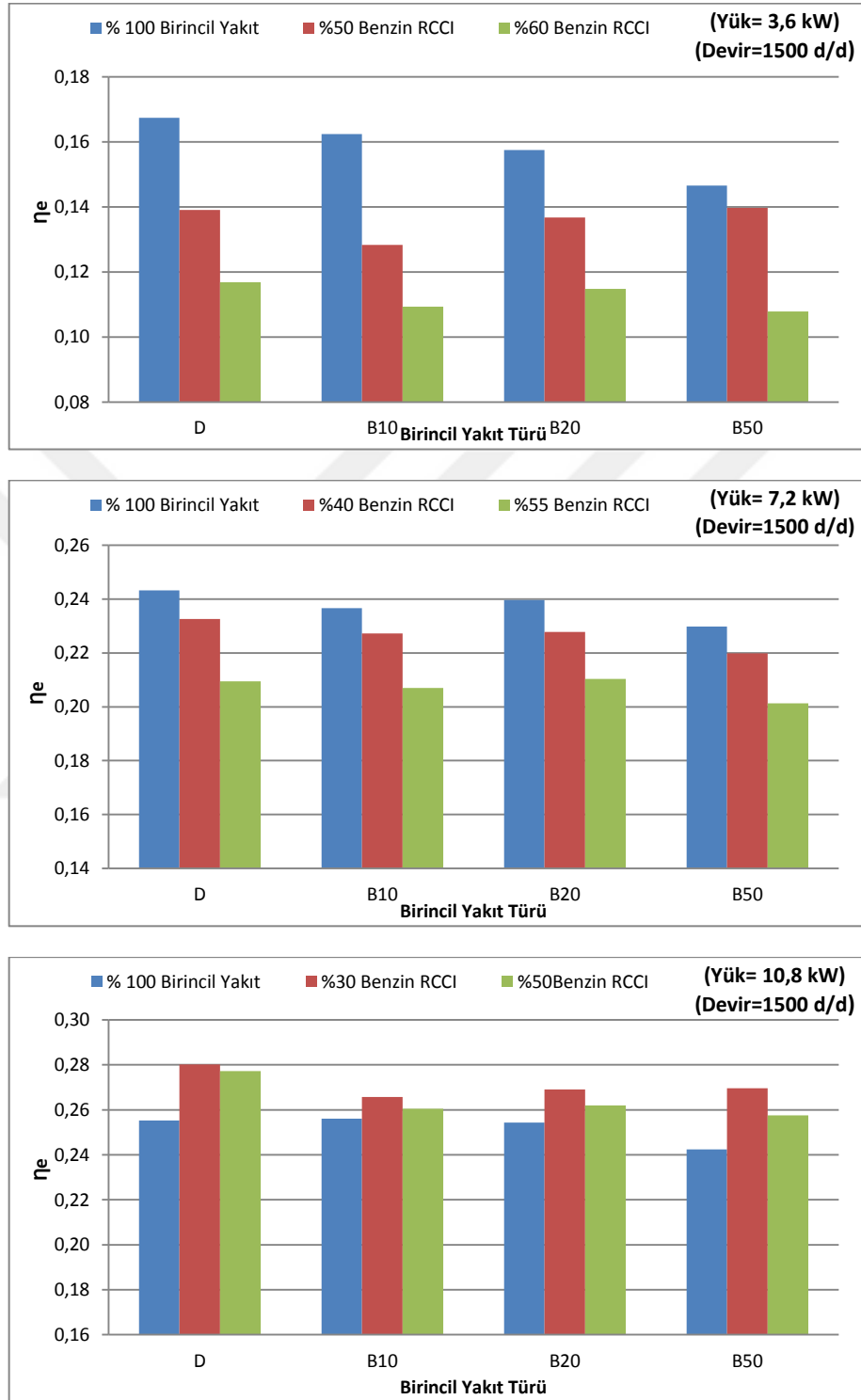
Özgül yakıt tüketimi motor performansını belirlemede önemli bir parametre olup, birim güç eldesi için harcanan yakıt miktarı olarak tanımlanabilir. Biyodizel kullanımında karışımın ısıl değeri düştüğü için dizele oranla daha yüksek özgül yakıt tüketimleri söz konusudur. Motor yakıtı olarak biyodizel kullanıldığı zaman fren özgül yakıt tüketimi

artışında düşük ısı içeriği ve yüksek viskoz niteliğinin etkili olduğu belirtilmektedir (Datta ve Mandal, 2016; Gumus, 2010).

Akcan (2013), yaptığı çalışmada ön karışımli MTBE uygulamasında tam yükte düşük yüzdeli uygulamada düşüş, yüksek yüzdede ve yarım yük uygulamalarında ise artış gözlemiştir. Yapılan bir benzin RCCI uygulamasında düşük yüklerde daha geç yanma, uzun yanma olayları ve düşük alev sıcaklıkları nedeniyle özgül yakıt tüketiminin arttığı bildirilmiştir (Molina ve ark., 2015).

Düşük motor yüklerinde RCCI uygulamasında özgül yakıt tüketimi artışının silindir cidarında uzak bölgelerde eksik yanma ve alev soğumasına bağlı gerçekleşen eksik yanma olduğu düşünülmektedir. Ancak RCCI uygulamasının etkin olduğu çalışma koşulları motorun orta yüklerinden sonraki yüksek yük değerleri ve bir öngörü ile %60'ın altındaki RCCI oranlarıdır. Nitekim 10,8 kW motor yükü deneylerinde özgül yakıt tüketimi değerlerinin RCCI uygulaması ile birlikte azaldığı tespit edilmiştir. Bu durum yüksek motor yüklerinde RCCI ile oluşan yüksek alev hızı ve dolayısıyla kısa süren yanma periyodu ile gerçekleşen düşük ısı transfer değerleridir. Bu durumda genişleme periyodunda elde edilen kullanılabilir iş miktarı azalmakta ve dolayısıyla motorun özgül yakıt tüketiminde azalmalar meydana gelmektedir.

4.1.1.3. Efektif Verim (η_e)



Şekil 4. 3. Benzin RCCI efektif verim grafiği

3,6 kW yükteki motor testlerinde %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla verim azalma göstermiş, saf dizelde 0,167, B10 da 0,162, B20 de 0,157, B50 0,147 olmuştur. % 50 benzin RCCI uygulamasında verim azalmış, saf dizelde 0,139, B10 da 0,128, B20 de 0,137, B50 de 0,140 olmuştur. % 60 benzin RCCI uygulamasında verim azalma göstermiş, saf dizelde 0,139, B10 da 0,109, B20 de 0,115 ve B50 de 0,108 olmuştur.

7,2 kW yük ise %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla verim azalma göstermiştir. Saf dizelde 0,243, B10 da 0,237, B20 de 0,240, B50 0,230 olmuştur. % 40 benzin RCCI uygulamasında verim azalmış, saf dizelde 0,233, B10 da 0,227, B20 de 0,228, B50 de 0,220 olmuştur. % 55 benzin RCCI uygulamasında verim azalma göstermiş, saf dizelde 0,233, B10 da 0,207, B20 de 0,210 ve B50 de 0,201 olmuştur.

Motorun 10,8 kW yük deneylerinde ise %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla verim azalma göstermiş, saf dizelde 0,255, B10 da 0,256, B20 de 0,254, B50 0,242 olmuştur. % 30 benzin RCCI uygulamasında verim artmış, saf dizelde 0,280, B10 da 0,266, B20 de 0,269, B50 de 0,270 olmuştur. % 50 benzin RCCI uygulamasında verim azalma göstermiş, saf dizelde 0,277, B10 da 0,261, B20 de 0,262 ve B50 de 0,258 olmuştur.

Genel olarak % 100 birincil yakıt uygulamasında biyodizel yüzdesinin artışı verimi düşük mertebelerde azaltmış, düşük yüklerde benzin RCCI uygulamasında, RCCI oranının artışı ile verim düşük mertebelerde azaltmıştır. Yük artışı verimi arttırırken, 10,8 kW yükte % 100 birincil yakıt uygulamasının üstünde verim eğilimi söz konusudur.

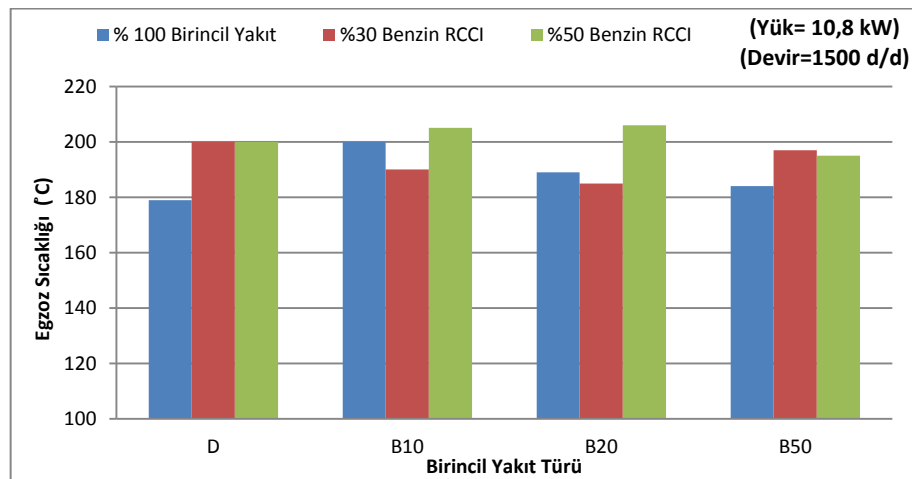
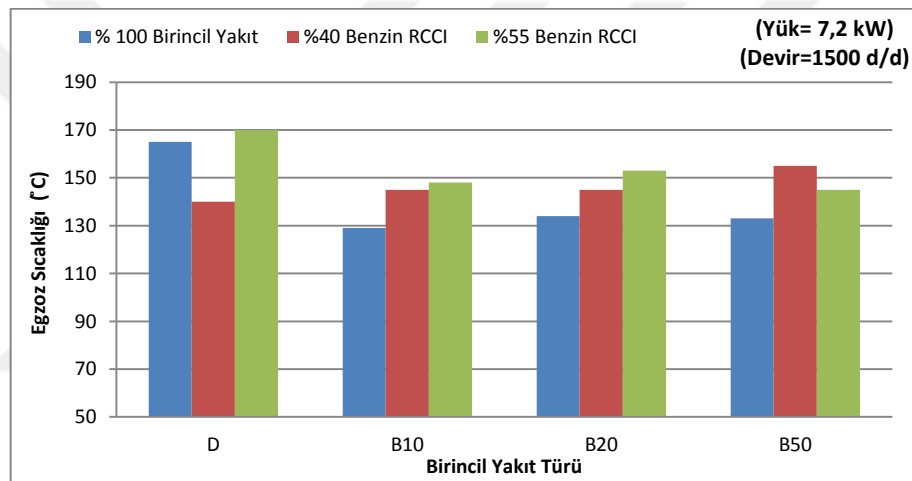
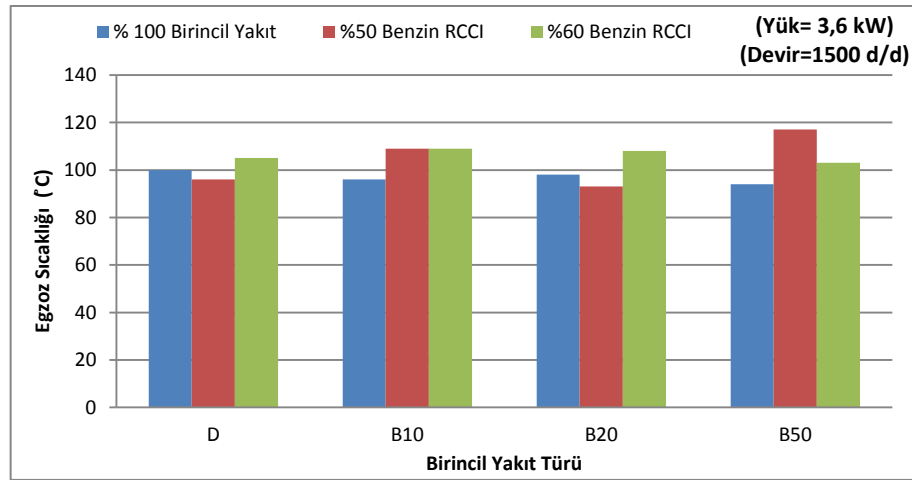
Birim zaman için motora verilen enerjinin motor fren gücüne oranı motor fren termal verimi veya efektif verim olarak adlandırılır. Enerji açısından bakıldığında motor için en önemli parametre olarak değerlendirilebilir. Yapılan çalışmalarda biyodizel kullanımının verimde azalmaya sebep olabileceği bildirilmiştir. Bu davranış biyodizelin dizele oranla düşük olan ısıl değeri ve yüksek viskozitesine bağlanmakta, enjeksiyon zamanının kontrolü, sıkıştırma oranı ve püskürtme basıncının arttırılmasıyla arttırılabileceği bildirilmektedir (Datta ve Mandal, 2016; Mahanta, 2006). Motor yakıtı olarak biyodizel kullanıldığı zaman fren özgül yakıt tüketimi artışında düşük ısı içeriği ve yüksek viskoz niteliğinin etkili olduğu ve bununla beraber verimin düştüğü

belirtilmektedir (Imtenan ve ark., 2014). Enjeksiyon zamanlaması, sıkıştırma oranı ve enjeksiyon basınç artışının geliştirilmesi ile verim arttırılabilir ve yakıt tüketimi düşürülebilir.

Akcan (2013) yaptığı çalışmada ön karışimli MTBE uygulamasında tam yükte yüksek yüzdeleri uygulamada artış, yarım yük uygulamalarında ise azalma gözlemiştir. Cho ve ark. (2011) yaptıkları çalışmada RCCI yanma modunda diğer yanma modlarına göre biraz daha yüksek ısıl verim gözlemlendiği bildirmiştir.

Özellikle yüksek motor yüklerinde RCCI uygulamasında yük artışı ile alev hızının artması, yanmanın daha çok tam yanmaya yaklaşması ve ısı transferinin azalması gibi nedenler verimi arttırmıştır. Bunun yanı sıra, RCCI yanmada silindir duvarı ve piston kafası yüzeyleri yakınında bulunan yüksek sıcaklık bölgelerinin ortadan kalkması da önemli bir etkidir. Bu ısı transfer kayıplarını azaltır ve genişleme işi artar. İkinci bir neden RCCI uygulamasının yanma başlangıç ve sonunu kontrol etmeyi daha kolay hale getirir olmasıdır. Yanma kontrolü ile yanma zamanlaması ve süresinin optimizasyonu sağlanır, sıkıştırma işi düşer ve genişleme işi artırılarak verim artar.

4.1.1.4. Egzoz Sıcaklığı (T_e)



Şekil 4. 4. Benzin RCCI egzoz gazı sıcaklığı grafiği

3,6 kW yük uygulamalarında %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla egzoz sıcaklığı azalma göstermiş, saf dizelde 100 °C, B10 da 96°C, B20 de 98°C, B50 94°C olmuştur. % 50 benzin RCCI uygulamasında egzoz sıcaklığı saf dizel ve B20 de azalmış, saf dizelde 96°C, B10 da 109°C, B20 de 93 °C, B50 de 117 °C olmuştur. % 60 benzin RCCI uygulamasında egzoz sıcaklığı artış göstermiş, saf dizelde 105 °C, B10 da 109 °C, B20 de 108 °C ve B50 de 103 °C olmuştur.

7,2 kW yük uygulamalarında %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla egzoz sıcaklığı azalma göstermiş, saf dizelde 165 °C, B10 da 129 °C, B20 de 134 °C, B50 133 °C olmuştur. % 40 benzin RCCI uygulamasında egzoz sıcaklığı saf dizel dışında artmış, saf dizelde 140°C, B10 da 145 °C, B20 de 145°C, B50 de 155°C olmuştur. % 55 benzin RCCI uygulamasında egzoz sıcaklığı artış göstermiş, saf dizelde 170°C, B10 da 148°C, B20 de 153°C ve B50 de 145°C olmuştur.

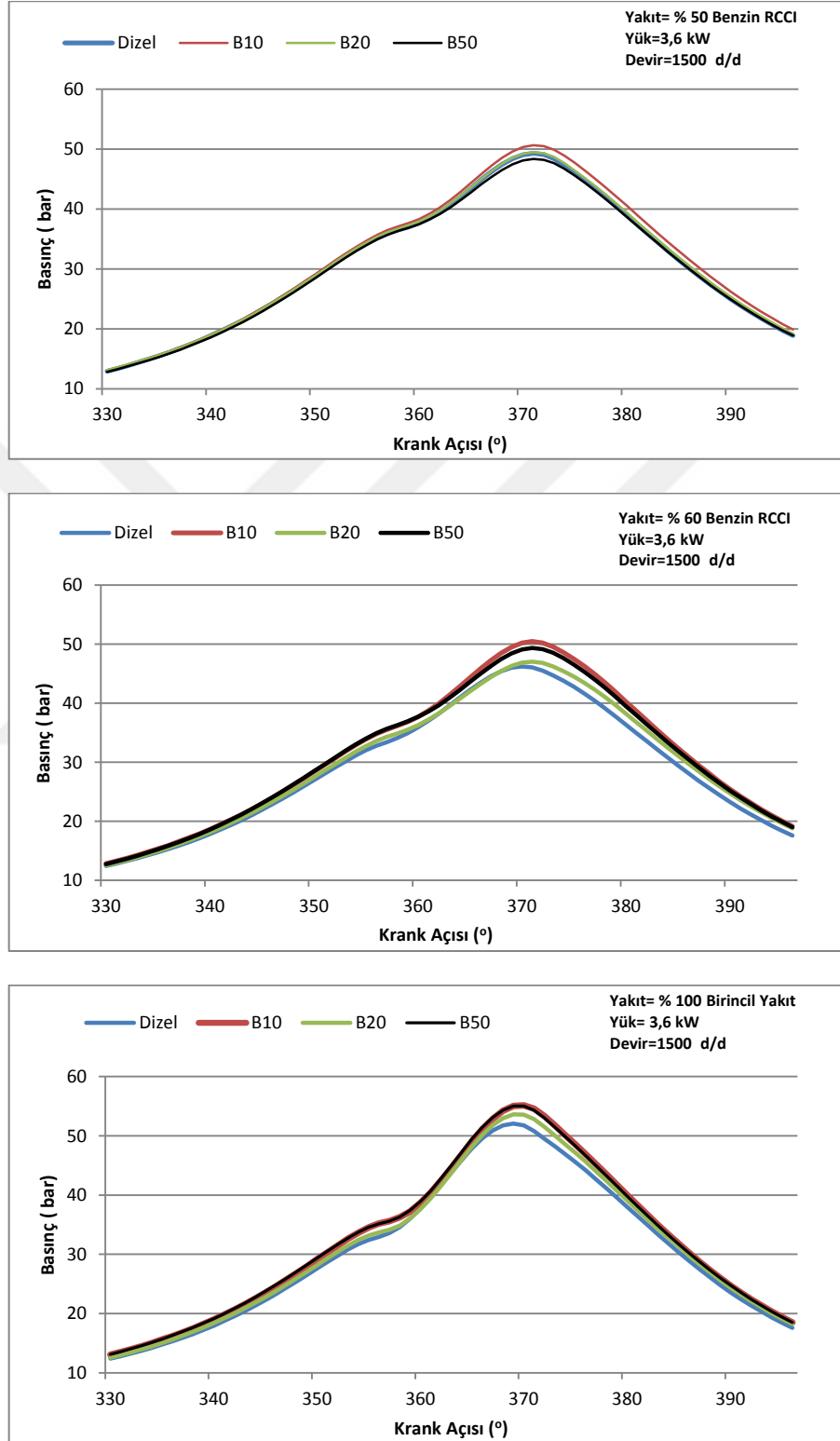
10,8 kW yük uygulamalarında %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla egzoz sıcaklığı artış göstermiştir, saf dizelde 179°C, B10 da 200°C, B20 de 189°C, B50 184°C olmuştur. % 30 benzin RCCI uygulamasında egzoz sıcaklığı saf dizel ve B50 de artmış, saf dizelde 200°C, B10 da 190°C, B20 de 185°C, B50 de 197°C olmuştur. % 50 benzin RCCI uygulamasında egzoz sıcaklığı artış göstermiş, saf dizelde 200°C, B10 da 205°C, B20 de 206°C ve B50 de 195°C olmuştur.

Genel değerlendirmede % 100 birincil yakıt uygulamasında biyodizel yüzdesinin artışı 10,8 kW dışında egzoz sıcaklığını azaltmış, Benzin RCCI uygulamasında yüzde artışı egzoz sıcaklığını arttırmıştır.

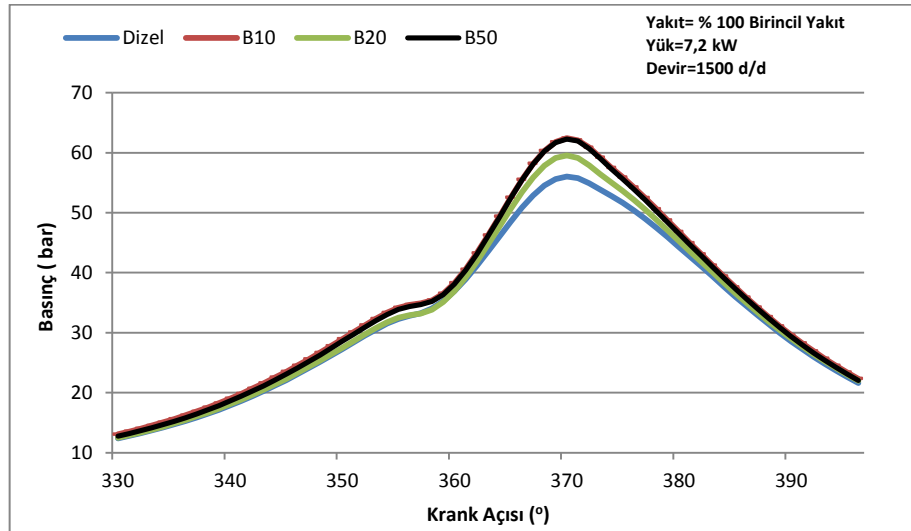
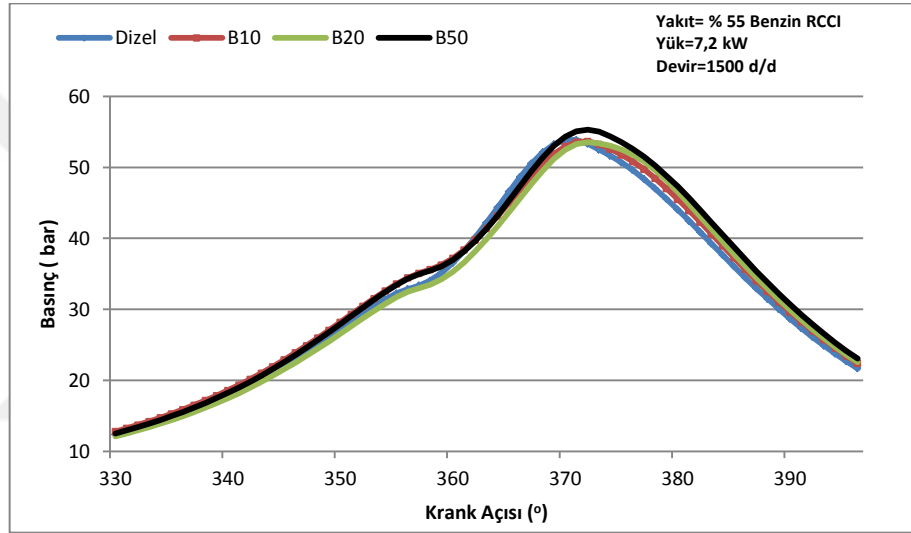
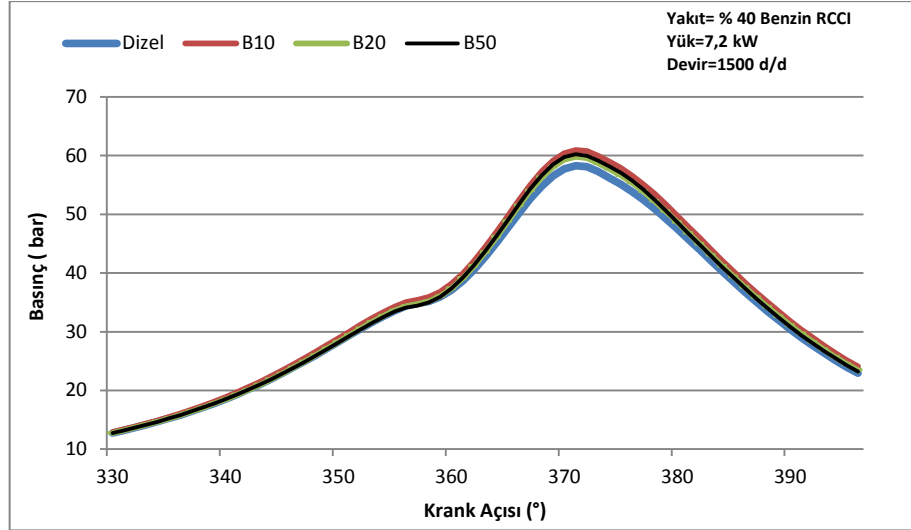
Yapılan çalışmalarda genel olarak fazladan O₂ içeriğinin yanmaya etkisinden dolayı egzoz sıcaklığının biyodizel kullanımında arttığı bildirilmiştir(Datta ve Mandal, 2016). Tek silindirli dizel motorda yapılan bir deneyde farklı biyodizel kullanımında eğilimin sıcaklığın azalması yönünde olduğu, durum düşük ısı değer nedeniyle açığa çıkan ısının azalmasıyla açıklanmıştır (Lin ve ark., 2009). Yüksek yakıt tüketimi yüksek ısı çıkışı ve sıcaklık artışına sebep olur (Schumacher ve ark., 1994).Dizel motorda yapılan bir çalışmada benzin RCCI uygulamasında egzoz sıcaklığının arttığı bildirilmiştir (Kokjohn, 2011).

4.1.2. Yanma Parametreleri

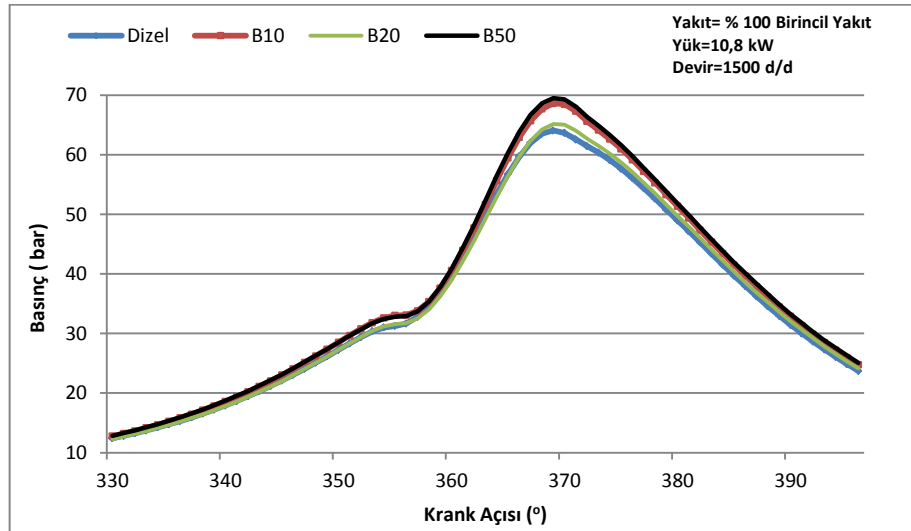
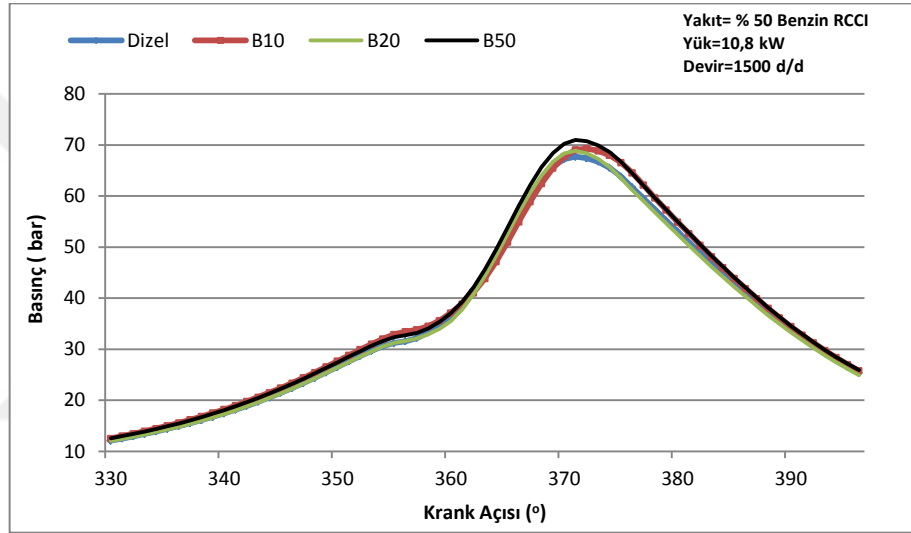
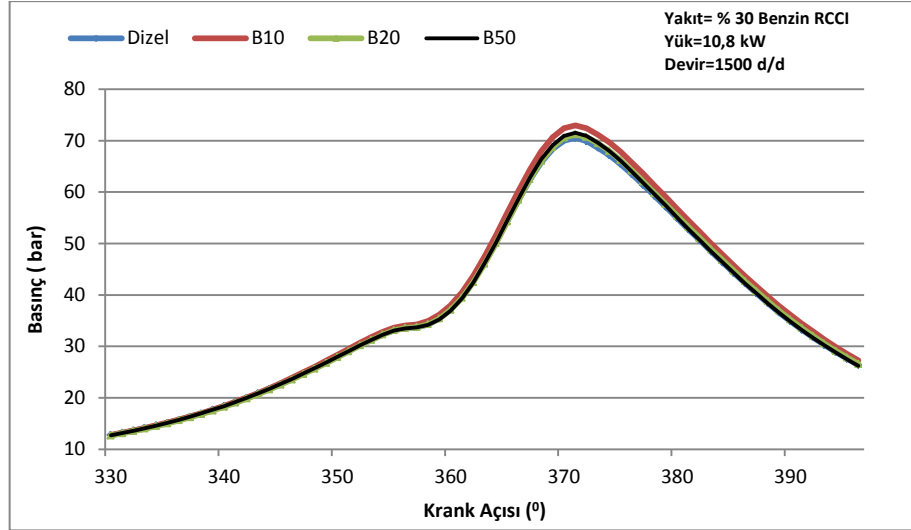
4.1.2.1. Basınç (P)



Şekil 4. 5. Basıncın krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-3,6 kW)



Şekil 4. 6. Basıncın krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-7,2 kW)



Şekil 4. 7. Basmaçın krank açısıyla değışimi (Benzine RCCI-10,8 kW)

3,6 kW motor yükünde yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum basınç 370 KMA da 55,13 bar ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 55 bar, B20 de 53,56 ve dizelde 51,74 bar sıralamasıyla devam etmiştir. % 50 benzin RCCI uygulamasında basınç değerlerinde kısmi düşüşler olup maksimum basınç 371 KMA da 50,65 bar ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B20 de 49,48 bar, Dizelde 49,29 bar ve B50 de 48,36 bar sıralamasıyla devam etmiştir. 3,6 kW motor yükünde ve % 60 benzin RCCI uygulamasında basınç değerlerindeki azalmalar daha belirgin hale gelmiş olup maksimum basınç 371 KMA da 50,45 bar ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 49,35 bar, B20 de 47,06 bar ve dizel de 46,08 bar sıralamasıyla devam etmiştir. Bu durum düşük yüklerde RCCI çalışmada, düşük reaktiviteye sahip yakıt miktarının artmasının yanmayı olumsuz etkilediğini göstermektedir. Bunu nedeninin düşük yüklerde soğuyan yanma ortamından dolayı düşük reaktiviteli yakıt içeren homojen dolguda alev cephesinin ilerlemesinin yavaşlaması ve sonuçta sönme gerçekleşmesi olduğu düşünülmektedir. Bu durum düşük yüklerde RCCI çalışma durumlarında ısı salınım hızı grafiklerinde Şekil 4.7. görülebileceği gibi genişleme strokunda ısı çıkışının azalmasıyla da desteklenebilir. Yapılan bir çalışmada RCCI uygulamasında düşük yüklerde zayıf yanmadan dolayı maksimum basınç ve ısı salınım oranı düşerken, orta ve yüksek yüklerde arttığı bildirilmiştir (Zhou ve ark., 2015).

7,2 kW motor yükündeki yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum basınç 370 KMA da 62,41 bar ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 62,30 bar, B20 de 59,54 ve Dizelde 56,04 bar sıralamasıyla devam etmiştir. % 40 benzin RCCI uygulamasında basınç değerlerinde yalnızca kısmi düşmeler gerçekleşmiş olup maksimum basınç 371 KMA da 60,95 bar ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 60,23 bar, B20 de 59,79 bar ve dizel de 58,23 bar sıralamasıyla devam etmiştir. % 55 benzin RCCI uygulamasında basınç değerlerindeki düşmeler daha olup maksimum basınç 372 KMA da 55,34 bar ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B10 de 53,65 bar, B20 de 53,56 bar ve dizel de 53,32 bar sıralamasıyla devam etmiştir. RCCI çalışmada motorun yükü oldukça önemli bir faktör olup, yük arttıkça düşük reaktiviteli yakıt ön püskürtme daha uygulanabilir bir yöntem olmaktadır. 7,2 kW yük ve % 40 düşük reaktiviteli yakıt püskürtme durumunda düşük yüklerden ötürü oluşan yanma sıcaklıklarındaki iyileşmelerden dolayı meydana gelen ve yanmayı olumsuz etkileyen faktörler azalmıştır. Ancak %55 RRCI durumunda düşük yüklerden kaynaklanan olumsuzluklar devam etmiştir. Bu durum yük durumu ile birlikte RCCI oranının da

uygulamada oldukça önemli bir faktör olduğunu göstermektedir. RCCI uygulamasında, yük ve RCCI miktarı koordinasyonun yapılması gereken en önemli işlerden olduğu görülmektedir.

Motorda 10,8 kW yükteki yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum basınç 369 KMA da 69,51 bar ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B10 de 68,65 bar, B20 de 65,18 ve Dizelde 64,07 bar sıralamasıyla devam etmiştir. % 30 benzin RCCI uygulamasında basınç değerlerinde kısmi artışlar olup maksimum basınç 371 KMA da 72,98 bar ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 71,52 bar, B20 de 71,21 bar ve dizel de 70,53 bar sıralamasıyla devam etmiştir. % 50 benzin RCCI uygulamasında ise kısmi artışlar olup maksimum basınç 371 KMA da 70,99 bar ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B10 de 69,30 bar, B20 de 68,85 bar ve dizel de 67,69 bar sıralamasıyla devam etmiştir. Bu durum RCCI uygulamasının yüksek yüklerde oldukça verimli olduğunu göstermektedir. Ortalama basınç değerlerindeki bu artışlar indike ortalama basınç ve sonuçta da indike ve efektif motor verimlerinin de artmasını sağlamıştır. Yük arttıkça artan sıcaklıklarla beraber alev hızının artması ve homojen benzin-hava dolgusu içerisinde dizel yanmasında ki sade havaya göre alevin daha hızlı ilerlemesi sonucu yanma süresi kısalmaktadır. Yanma süresinin kısılması ısı salınım oranının artmasını ve yanma odası cidarlarından ısı transfer oranının azalmasını sağlamaktadır. Sonuç olarak silindir içi basınç değerleri yüksek yüklerde RCCI uygulamasında normal dizel çalışmasına göre daha yüksek gerçekleşmektedir. Artan alev hızıyla beraber yanma süresinin kısılması ve RCCI oranının artmasıyla kontrolsüz yanma safhasında yanan yakıt (dizel) miktarının daha az olması, sonuç olarak RCCI uygulamasında NO_x emisyonlarının da azalmasını sağlamaktadır. Cho ve ark. (2011), yaptıkları çalışmada RCCI yanma modu tepe silindir basınç değerlerinde yükselme olduğu, diğer yanma modlarına göre daha erken yanma aşaması ve kısa yanma süresi gerçekleştiği bildirilmiştir.

Genel değerlendirmede % 100 birincil yakıt uygulamasında maksimum basınçların B10 ve B50 biyodizel kullanımında gerçekleşmiştir. Düşük yüklerde RCCI uygulamasında basınç düşüşü olurken 10,8 kW uygulamasında basınç artışı gözlenmiştir.

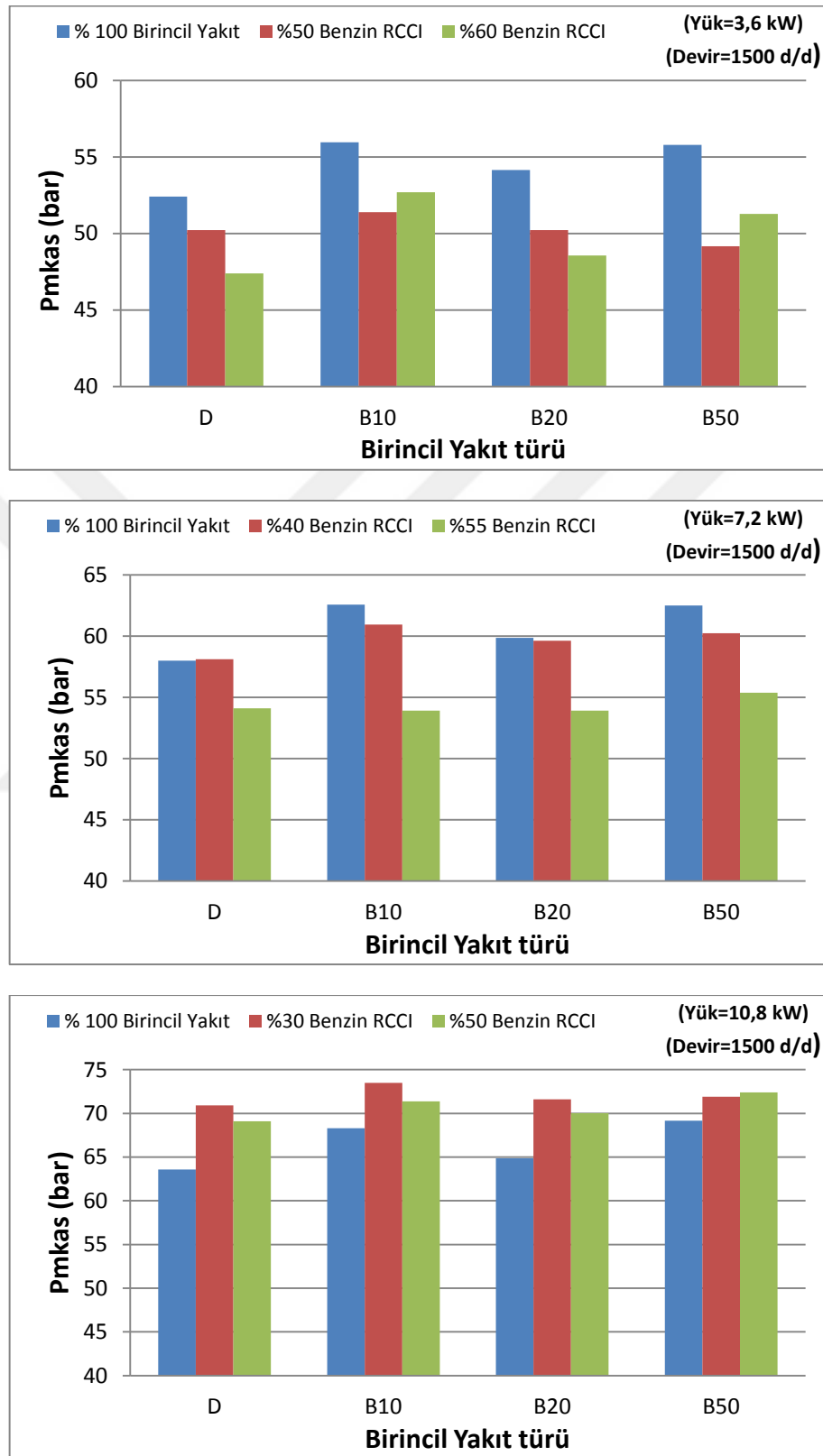
RCCI uygulamasında yanma, sürüklenen homojen hava/benzin karışımının içerisine dizel yakıtının enjeksiyonu ile başlar. Artan sıcaklık ve basıncın etkisi ile alevin yanma odasının diğer taraflarına yayılması ve fakir benzin dolgusu katmanlarında difüzyonu

ile devam eder. Dizel yanmasında ana enerji salınım aşamasını müteakip nispeten daha serin alev reaksiyonları mevcuttur. RCCI de dizel yakıt benzin-hava dolgusuna enjekte edildiğinde, buharlaşmış olur, yanma odasında düzgün olmayan tepkime tabakaları oluşur. Öncelikle yüksek reaktiviteli kısım yanarak yüksek sıcaklıklı ısı salınımı yapar. Sonrasında düşük reaktiviteli bölgelerde yanma devam eder. RCCI yanmada karışım reaktivite tabakaları olup, yanma yüksek sıcaklık bölgelerinden alçak bölgelere doğru olur. Benzin yüzdesi arttıkça genel yakıt reaktivitesinin düşmesi nedeniyle tutuşma gecikmesinde artış olur. Dizel jeti hava ve benzini sürüklemek için daha fazla zamana sahip olur. Yanma ön karışım aşamasından daha yüksek ısı piklerini göstermektedir. Benzin yüzde artışı ve dizel miktarının azalması kendi kendine tutuşma sıcaklığı değerlerini artırır. Ön karışım dizelin yanmasıyla basınç ve sıcaklık artışı olur sonrasında benzin dizel ve hava içeren katmanlar yanar. RCCI yanma pahalı arıtma sistemleri olmadan emisyon düzenlemeleri karşılamak için gelecek vaat eden bir yoldur. Ancak tüm motor çalışma aralığı için yararlı olan bir yakma kavramı elde etmek için daha çok çalışma yapılması gereklidir (Benajes ve ark., 2014).

RCCI uygulamasında benzinin dizele oranla daha düşük buharlaşma entalpisine sahip olması nedeniyle oranın artması pik basıncı düşürür.

RCCI ana dezavantajları özellikle düşük yüklerde ortaya çıkmakta ve düşük yanma verimi (Molina ve ark., 2015) ve düşük motor verimiyle beraber artan özgül yakıt tüketimi olarak karşımıza çıkmaktadır.

4.1.2.2. Maksimum Basınç



Şekil 4. 8. Maksimum basınç değışim grafikleri (Benzın RCCI)

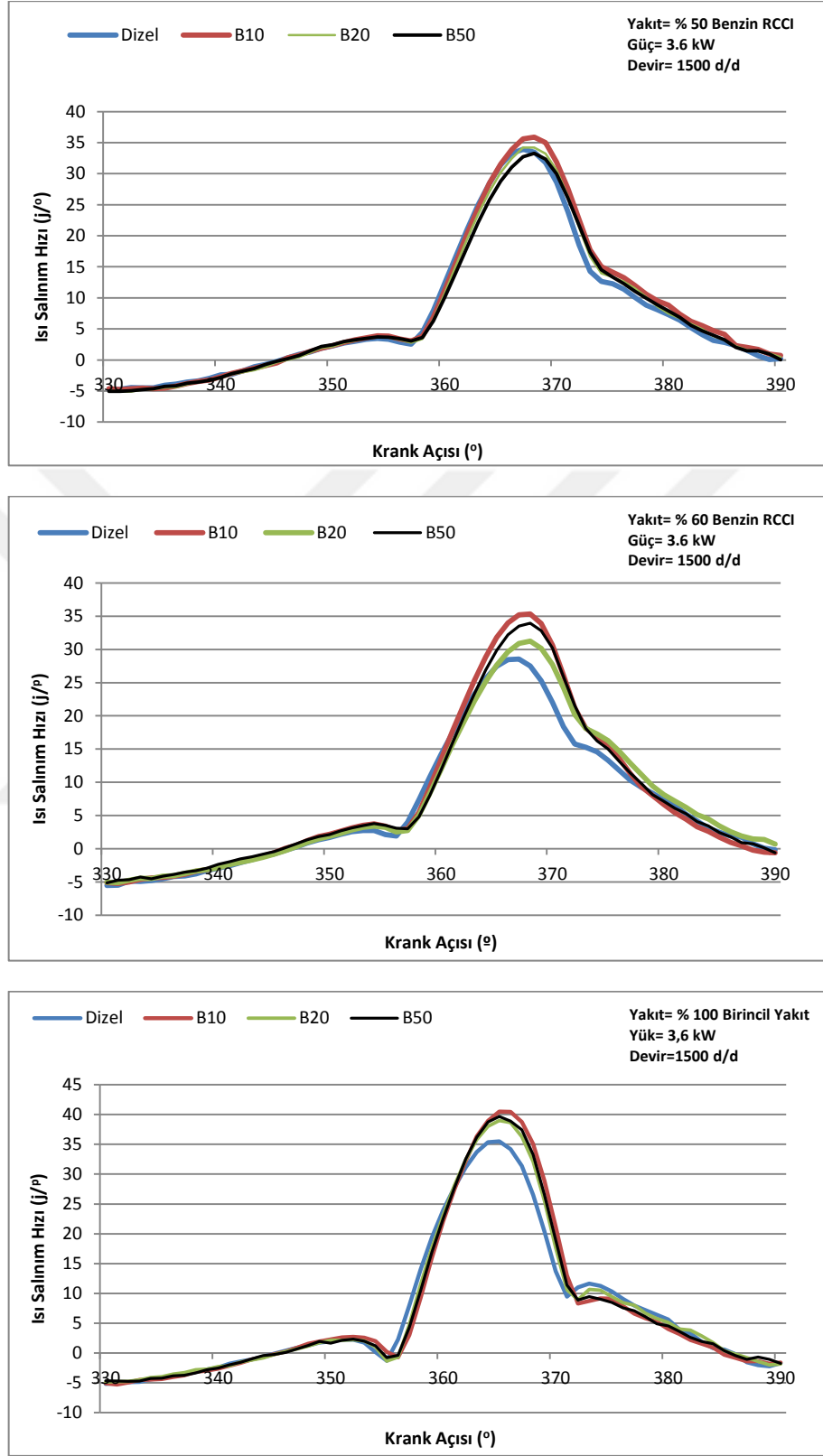
3,6 kW yük uygulamalarında birincil yakıt değerlendirmesinde, saf dizel uygulamasında 52,4 bar maksimum basınç gözlenirken, biyodizel karışımlarında genel olarak artış gözlenmiş B10 ve B50 de 56 bar, B20 de ise 54 bar değerleri elde edilmiştir. % 50 benzin RCCI uygulamalarında birincil yakıtlara nazaran maksimum basınç değerlerinde düşüşler gözlenmiştir. Bu değerler Saf dizel ve B20 de 50 bar, B10 da 51 bar ve B50 de 49 bar seviyelerindedir. % 60 benzin RCCI uygulamalarında birincil yakıtlara nazaran maksimum basınç değerlerinde düşüşler gözlenmiş, Saf dizelde 47 bar, B10 da 52 bar, B20 de 48 bar ve B50 de 51 bar seviyelerindedir.

7,6 kW yük uygulamalarında birincil yakıt değerlendirmesinde, saf dizel uygulamasında 58 bar maksimum basınç gözlenirken, biyodizel karışımlarında genel olarak artış gözlenmiş, B10 ve B50 de 62,5 bar, B20 de ise 60 bar değerleri elde edilmiştir. % 40 benzin RCCI uygulamalarında birincil yakıtlara nazaran maksimum basınç değerlerinde küçük düşüşler gözlenmiştir. Bu değerler Saf dizelde 58 bar ve B20 de 60 bar, B10 da 61 bar ve B50 de 60 bar seviyelerindedir. % 55 benzin RCCI uygulamalarında birincil yakıtlara nazaran maksimum basınç değerlerinde düşüşler gözlenmiş, Saf dizelde 54,1 bar, B10 ve B20 de 53,9 bar ve B50 de 55,4 bar seviyelerinde olup değerler çok yakındır.

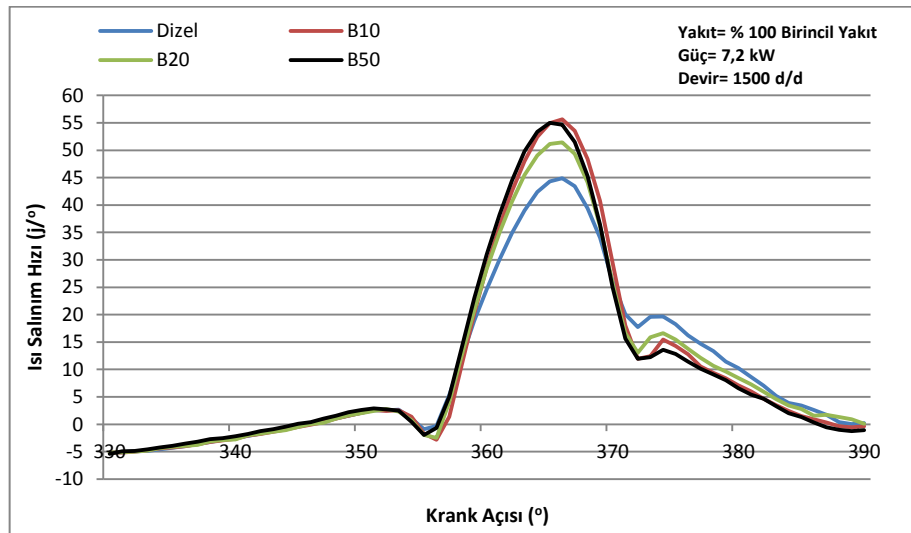
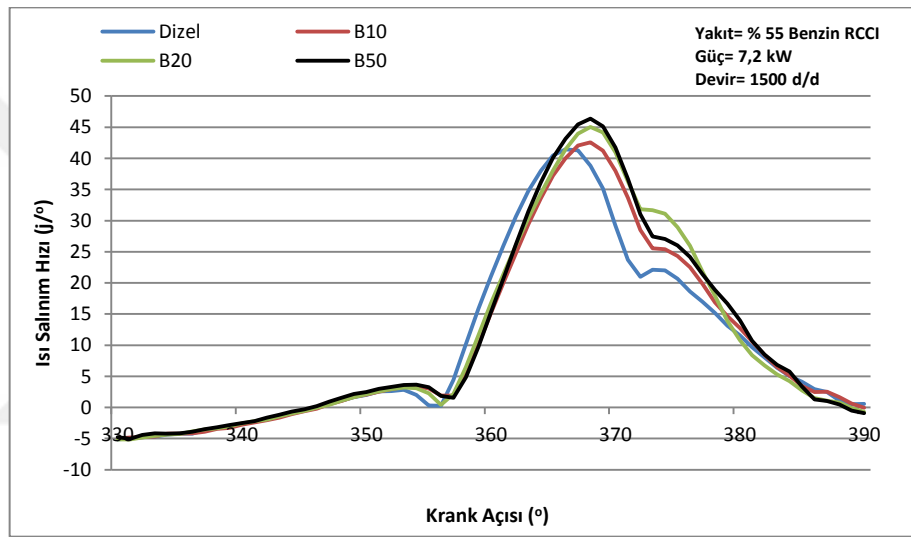
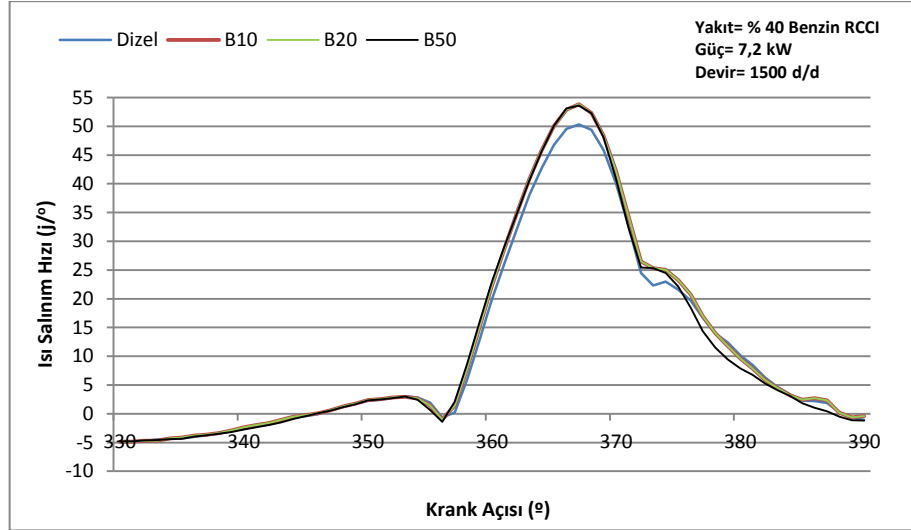
10,8 kW yük uygulamalarında birincil yakıt değerlendirmesinde, saf dizel uygulamasında 63,6 bar maksimum basınç gözlenirken, biyodizel karışımlarında genel olarak artış gözlenmiş B10 68,3 bar ve B20 de 65 bar, B50 de ise 69 bar değerleri elde edilmiştir. % 30 benzin RCCI uygulamalarında birincil yakıtlara nazaran maksimum basınç değerlerinde artışlar gözlenmiştir. Bu değerler Saf dizelde 71 bar ve B10 de 73,5 bar, B20 ve B50 de 71,9 bar seviyelerindedir. % 50 benzin RCCI uygulamalarında birincil yakıtlara nazaran maksimum basınç değerlerinde artışlar gözlenmiş, Saf dizelde 69,1 bar, B10 da 71,4 bar, B20 de 70 bar ve B50 de 72,4 bar seviyelerinde olup değerler çok yakındır.

Genel olarak % 100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzde artışı basıncı yükseltmektedir. Benzin RCCI uygulamalarında 3,6 ve 7,2 kW yüklerde basınç düşerken 10,8 kW yükünde artışlar vardır. Benzin yüzdesinin artışı üç yükte de genel olarak basıncı düşürmektedir.

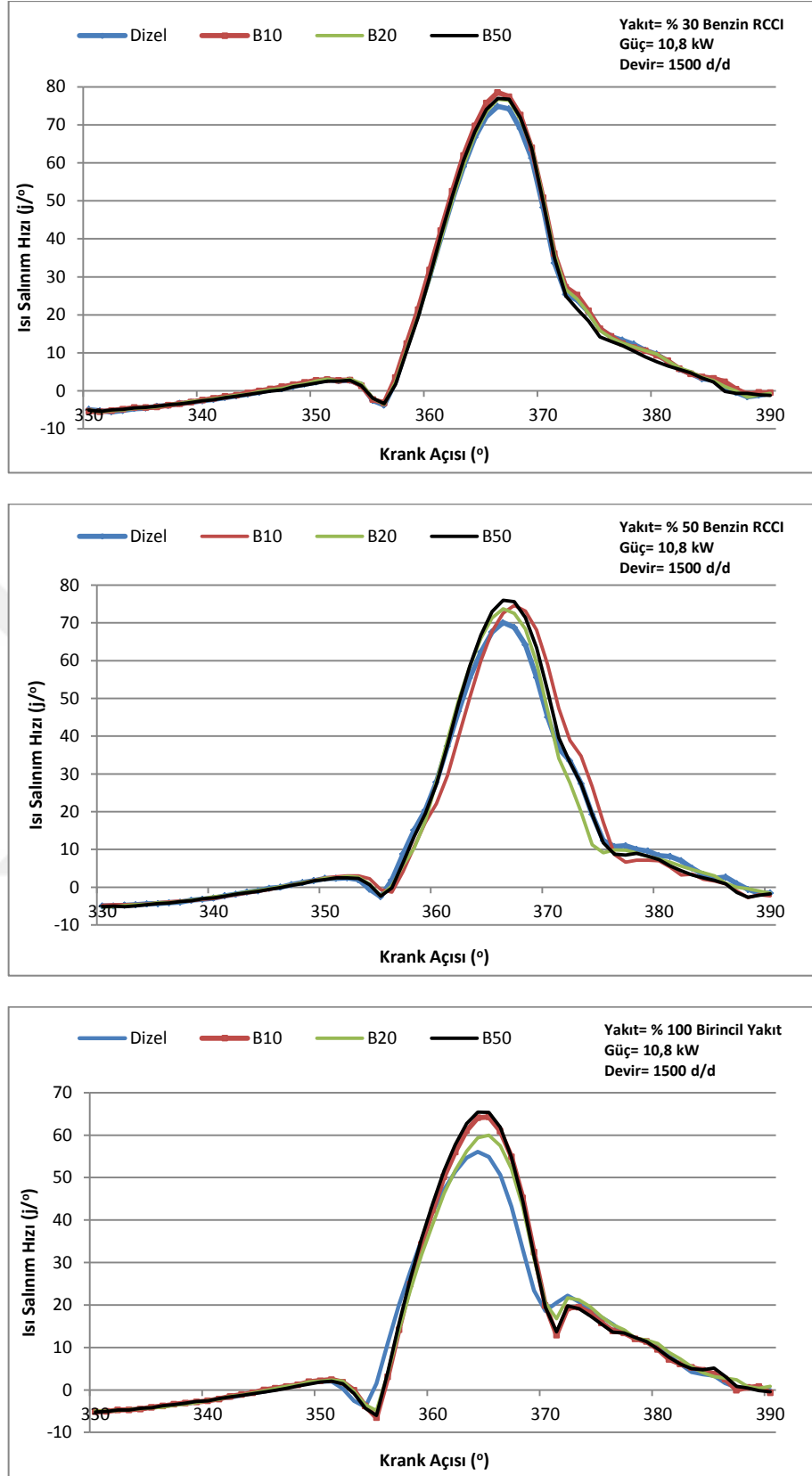
4.1.2.3. Isı Salınım Hızı



Şekil 4. 9. Isı salınım hızının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-3,6 kW)



Şekil 4. 10. Isı salınım hızının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-7,2 kW)



Şekil 4. 11. Isı salınım hızının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW)

Motorun 3,6 kW yükteki yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yanma 359 KMA da başlamış, maksimum ısı salınım hızı 365 KMA da 40,50 (j/°) ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 39,68 (j/°), B20 de 38,99 (j/°) ve dizelde 35,48 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir. %50 benzin RCCI uygulamasında ısı salınım hızında düşme olup, yanma 356 KMA da başlamış, maksimum ısı salınım hızı 368 KMA da 35,90 (j/°) ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B20 de 34,22 (j/°), Dizelde 33,44 (j/°) ve B50 de 33,27 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir. % 60 benzin RCCI uygulamasında ısı salınım hızında düşme olup maksimum yanma 356 KMA da başlamış, maksimum ısı salınım hızı 368 KMA da 35,32 (j/°) ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 33,93 (j/°), B20 de 33,87 (j/°) ve dizelde 28,54 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir. Düşük yüklerde RCCI uygulamasında yanma ortamında sıcaklıkların düşük olması nedeniyle alev ilerleme hızı düşer. Bu da yanma süresinin uzamasına ve alevin genişleme periyoduna sarkmasına ve sonuç olarak motorun indike veriminde azalmalara neden olmaktadır. Bu durum düşük yüklerde ısı salınım oranlarının RCCI uygulamasıyla azalmasına ve genişleme zamanında ise normal çalışmaya göre daha yüksek seyretmesine neden olmaktadır. Motorun 3,6 ve 7,2 kW yüklerinde RCCI modunda maksimum ısı salınım oranlarının düşük kalması bu şekilde açıklanmaktadır.

7,2 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yanma 355 KMA da başlamış, maksimum ısı salınım hızı 366 KMA da 55,61 (j/°) ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 55 (j/°), B20 de 51,44 (j/°) ve Dizelde 44,91 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir. % 50 benzin RCCI uygulamasında ısı salınım hızında düşme olup, yanma 356 KMA da başlamış, maksimum ısı salınım hızı 367 KMA da 53,85 (j/°) ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 53,62 (j/°), B20 de 52,89 (j/°) ve dizel de 50,33 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir. % 60 benzin RCCI uygulamasında ısı salınım hızında düşme olup maksimum yanma 355 KMA da başlamış, maksimum ısı salınım hızı 368 KMA da 46,38 (j/°) ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B20 de 45,02 (j/°), B10 de 42,55 (j/°) ve dizel de 41,45 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir.

10,8 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yanma 355 KMA da başlamış, maksimum ısı salınım hızı 364 KMA da 65,41 (j/°) ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B10 de 64,29 (j/°), B20 de 59,96 (j/°) ve Dizelde 56,08 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir. % 50 benzin RCCI uygulamasında ısı salınım hızında artış olup, yanma 356 KMA da başlamış, maksimum ısı salınım hızı 366 KMA da 78,55 (j/°) ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 76,96 (j/°), B20 de 76,43 (j/°) ve dizel de 74,85 (j/°)

sıralamasıyla devam etmiştir. % 60 benzin RCCI uygulamasında ısı salınım hızında artış olup maksimum yanma 355 KMA da başlamış, maksimum ısı salınım hızı 366 KMA da 75,99 (j/°) ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B10 de 74,65 (j/°), B20 de 73,70 (j/°) ve dizel de 70 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir.

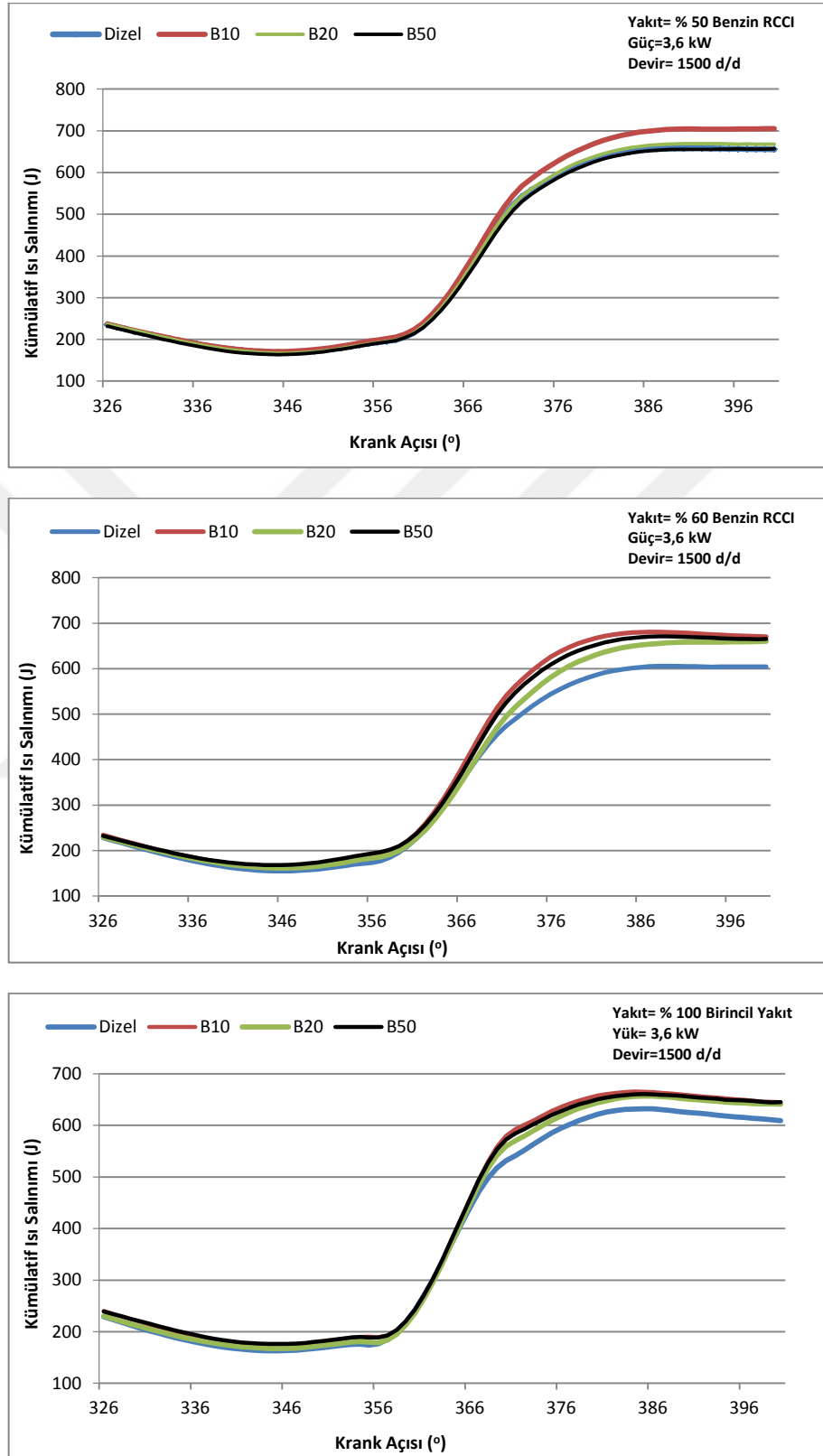
Motorun çalışma yükü belli bir yüksek değere ulaştığında, benzin RCCI çalışma durumunda artan sıcaklıklarla birlikte alev hızının %100 birincil yakıt çalışma moduna göre daha yüksek olmasını ve ısı salınım oranlarının artmasını sağlamıştır. Bu durum yüksek yüklerde RCCI ile hızlı yanmanın ve daha kısa yanma süresinin sağlandığının bir göstergesi olup indike termal verimde artış sağlamaktadır.

Isı salınım hızı, düşük yüklerde benzin RCCI yüzdesi arttıkça azalmaktadır. Düşük reaktiviteli yakıt gradiyanlarının oluşumu tutuşma gecikmesinin artmasına ve yanmanın gecikmesine, ısı salınım oranının ve tepe basınç artışı oranının düşmesine sebep olabilir (Li ve ark., 2015).

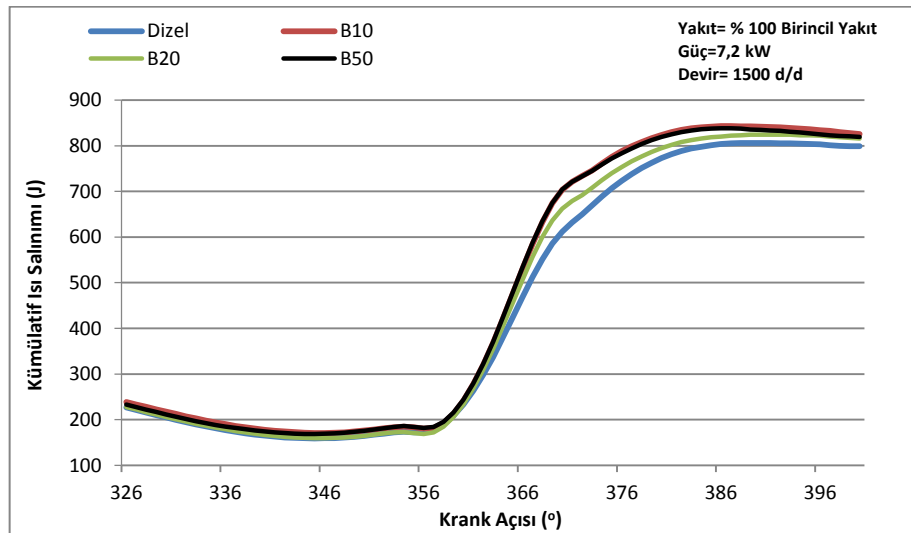
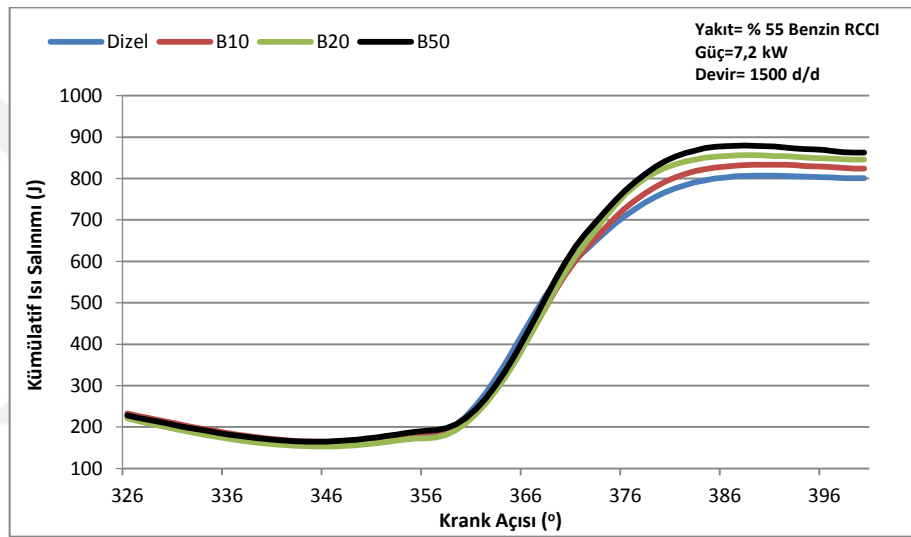
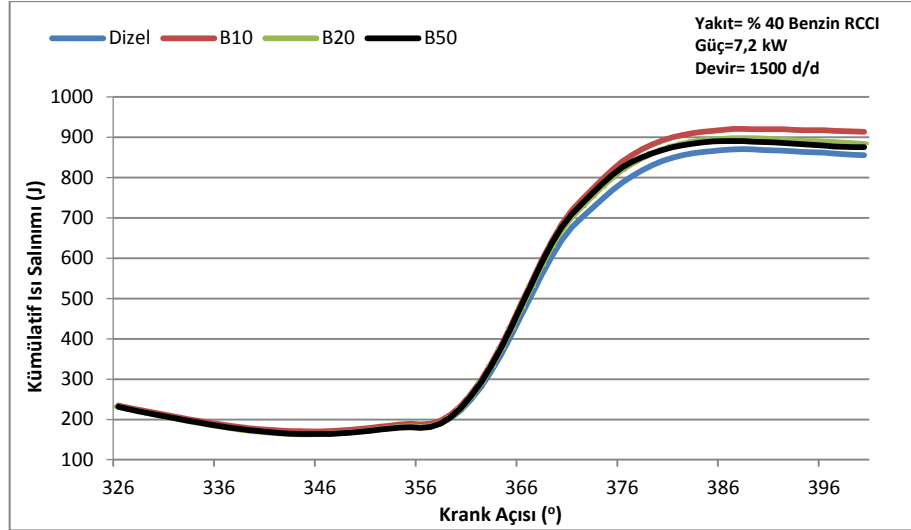
Benzin oranının artışı ile ısı salınımı, alkollere nazaran daha fazla yükseltir. (Bunun sebebi, alkollerin tek tip hidrokarbon yapısına ve tek bir kaynama noktasına sahip olmasıdır.) Yüklemin artmasıyla birlikte ısı salınım oranı üst ölü noktaya yakın bölgelerde gerçekleşmekte ve üst ölü noktadan uzaklaştıkça ani bir düşüş göstermektedir. Isı salınımının büyük bir kısmının üst ölü noktaya yakın bir bölgede gerçekleşmesi ise ısıl verimin artmasını sağlar. Alkoller tek bir kaynama noktasına sahip oldukları için yakıtın tamamı birlikte buharlaşmakta ve benzine göre daha homojen karışım oluşturmakta ve daha temiz yanmaktadır (Eyidoğan ve ark., 2011).

Test yakıtları karşılaştırıldığında, hem normal çalışma modunda hem de RCCI uygulamalarında ve tüm yük koşullarında biyodizel karışım yakıtlarının kullanımı ile maksimum basınç değerlerinde kısmi artışlar ve ısı salınım hızı değerlerinde de artışlar tespit edilmiştir. Ancak tüm çalışma koşullarında dizel yakıtı ile çalışmada yanma başlangıcının öne çekildiği görülmektedir. Bu durum biyodizel karışım yakıtlarının setan sayılarının çalışmada kullanılan ULSD yakıtından daha düşük olması ile açıklanmaktadır. Bu durum kontrolsüz yanma safhasında yanan yakıt miktarının biodizel yakıtı için bir miktar daha fazla olmasına ve dolayısıyla ısı salınım hız ve maksimum silindir basınçlarında artışlara neden olmaktadır.

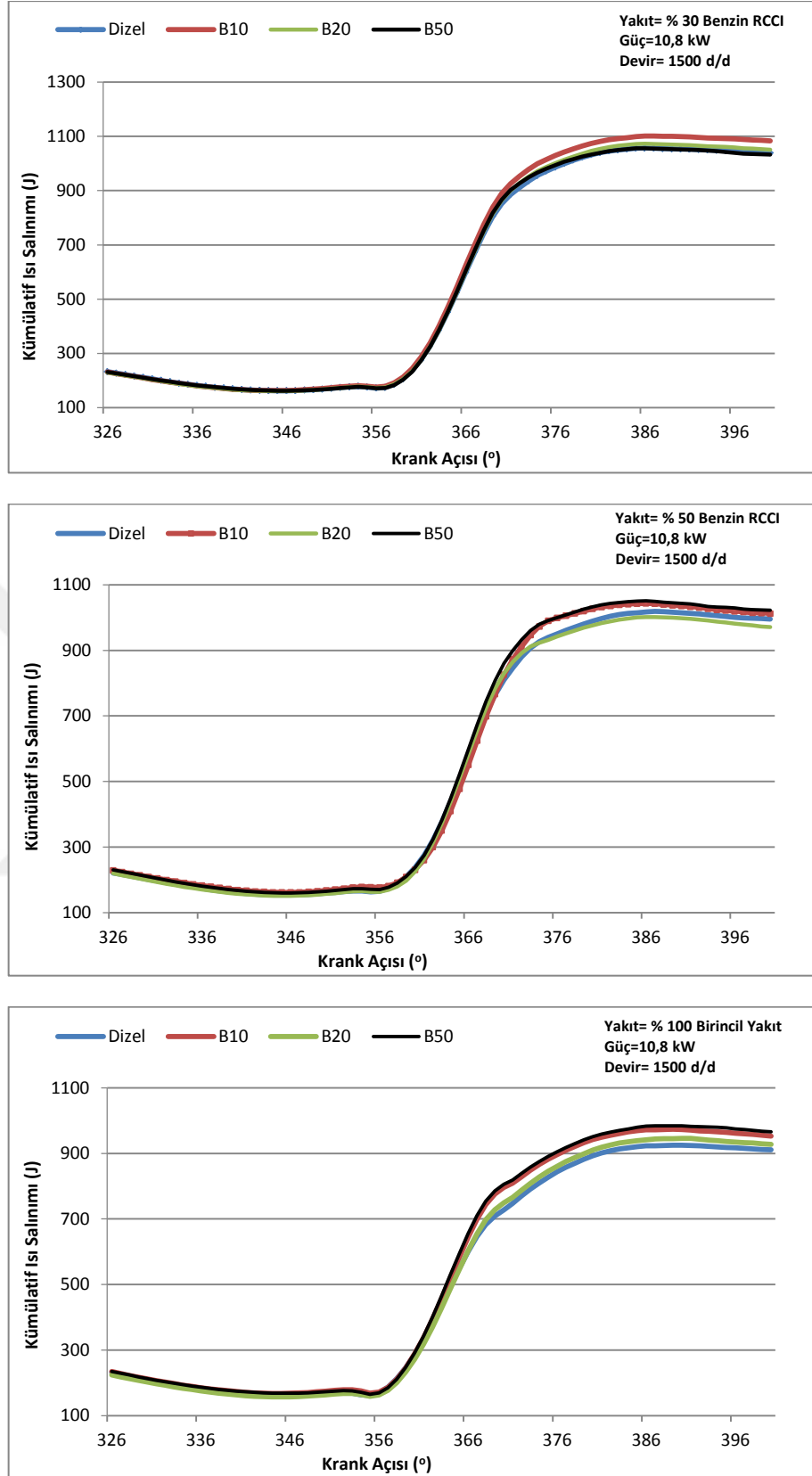
4.1.2.4. Kümülatif Isı Salınımı



Şekil 4. 12. Kümülatif ısı salınımının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-3,6 kW)



Şekil 4. 13. Kümülatif ısı salınımının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-7,2 kW)



Şekil 4. 14. Kümülatif ısı salınımının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW)

3,6 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında kümülatif ısı salınımında yanma başlangıcı sonrası değer ayrılmaları 367 KMA da başlamış, yanma sonu maksimum kümülatif ısı salınımı 665,5 (J) ile B10 da gerçekleşmiş, B50 de 660,6 (J), B20 de 656,7 (J) ve dizelde 632,3 (J) olmuştur. % 50 benzin RCCI uygulamasında ayrılmalar 372 KMA da başlamakta, maksimum kümülatif ısı salınımı 699,3 (J) ile B10 da gerçekleşmiş, B20 de 664,8 (J), B50 de 651,8 (J) ve dizelde 655,3 (J) olmuştur. % 60 benzin RCCI uygulamasında ayrılmalar 367 KMA da başlamakta, maksimum kümülatif ısı salınımı 680,2 (J) ile B10 da gerçekleşmiş, B50 de 669,4 (J), B20 de 652,2 (J) ve dizelde 603,1 (J) olmuştur.

7,2 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında kümülatif ısı salınım yanma başlangıcı sonrası değer ayrılmaları 364 KMA da başlamakta, yanma sonu maksimum kümülatif ısı salınımı 842,8 (J) ile B10 da gerçekleşmiş, B50 de 838,5 (J), B20 de 842,8 (J) ve dizelde 803,8 (J) olmuştur. % 40 benzin RCCI uygulamasında ayrılmalar 370 KMA da başlamakta, maksimum kümülatif ısı salınımı 918,6 (J) ile B10 da gerçekleşmiş, B20 de 896,4 (J), B50 de 890,6 (J) ve dizelde 868,5 (J) olmuştur. % 55 benzin RCCI uygulamasında ayrılmalar 373 KMA da başlamakta, maksimum kümülatif ısı salınımı 878 (J) ile B50 de gerçekleşmiş, B20 de 854,5 (J), B10 de 828,6 (J) ve dizelde 802,6 (J) olmuştur.

10,8 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında kümülatif ısı salınım yanma başlangıcı sonrası değer ayrılmaları 367 KMA da başlamakta, yanma sonu maksimum kümülatif ısı salınımı 983 (J) ile B50 da gerçekleşmiş, B10 de 971,9 (J), B20 de 941,4 (J) ve dizelde 922,8 (J) olmuştur. % 30 benzin RCCI uygulamasında ayrılmalar 371 KMA da başlamakta, maksimum kümülatif ısı salınımı 1101 (J) ile B10 da gerçekleşmiş, B20 de 1072,5 (J), dizel de 1057 (J) ve B50 1055 (J) olmuştur. % 50 benzin RCCI uygulamasında ayrılmalar 370 KMA da başlamakta, maksimum kümülatif ısı salınımı 1051 (J) ile B50 da gerçekleşmiş, B10 de 1043,7 (J), dizel de 1017,6 (J) ve B20 de 1001 (J) olmuştur.

Biyodizel kullanım oranının artışıyla genel olarak azalan son distilasyon sıcaklıkları ile gerçekleşen hızlı yanma sonucunda görüldüğü üzere kümülatif ısı yayılımı pikleri giderek ÜÖN'ya doğru kaymaktadır. Yanma başlangıcında artan gecikmeye rağmen, yanmanın başlamasından çok kısa bir süre sonra ısı yayılımı oranı dizel yanmasından daha fazla ve hızlı gerçekleşmektedir. Dizel yakıtı ile çalışması durumunda, yüksek

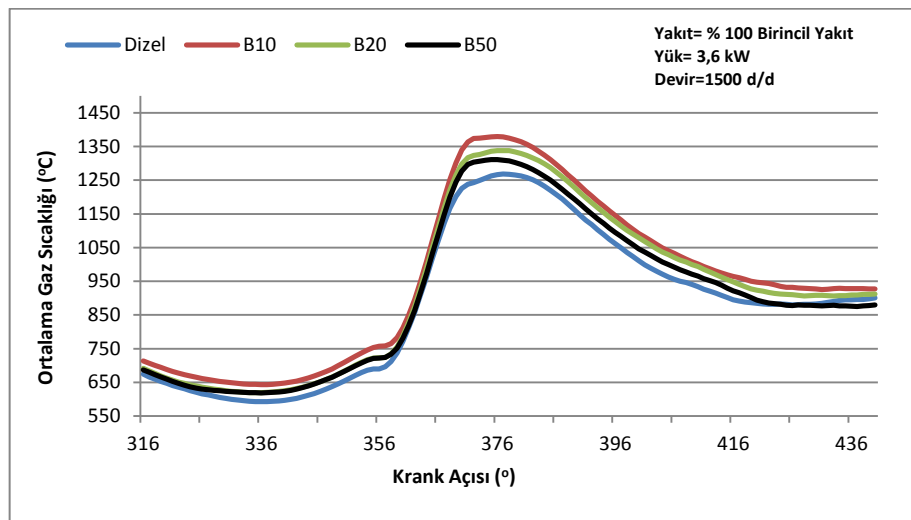
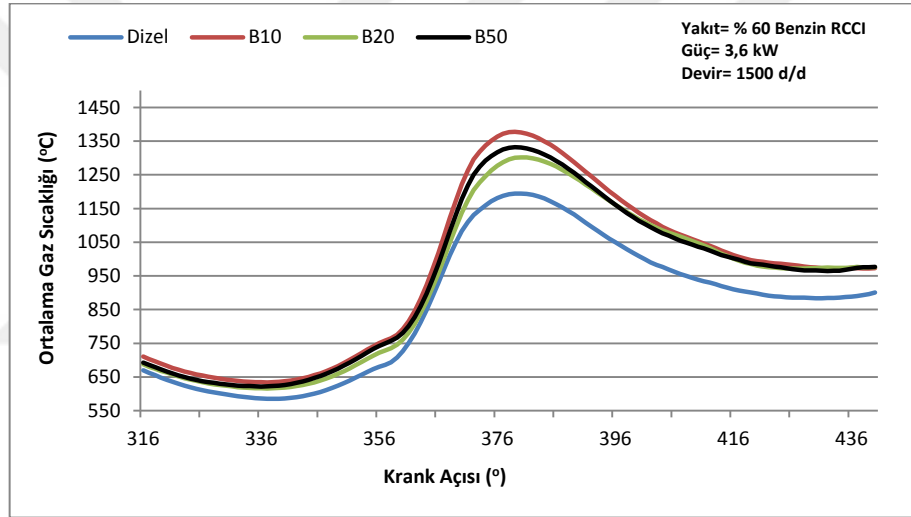
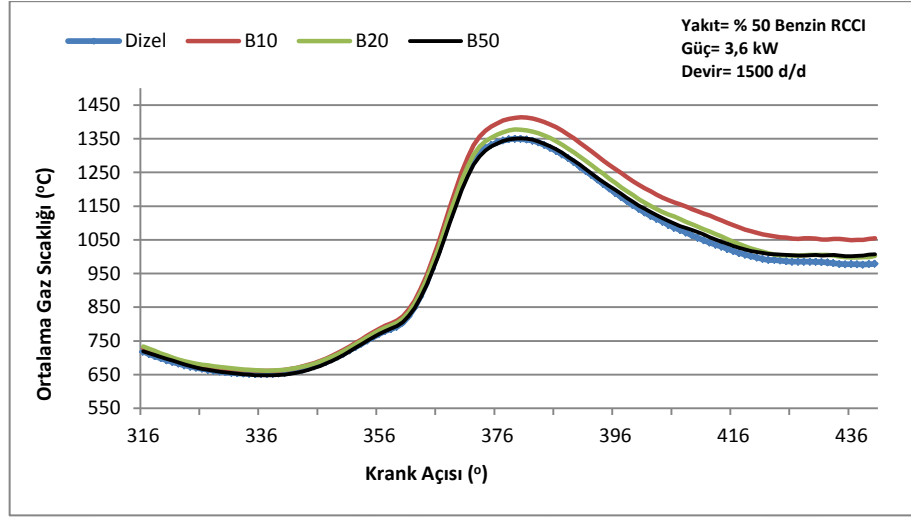
motor yüklerinde difüzyon yanma aşaması için geçen süre çok daha uzun sürmektedir (Can, 2012). Yanma hızının artmasına ve ani yanma fazının daha yüksek değerlere ulaşmasına neden olur. Benzin yüzdesinin artışı yakıtın uçuculuğunun artmasına ve dolayısıyla yakıtın buharlaşması için ortamdaki daha fazla ısı çekilmesiyle alev hızının yavaşlamasına yol açar.

RCCI uygulamasında ortaya çıkan ısı salınımı dizel yakıt enjeksiyon ile üretilene göre kısmen daha büyüktür. Bu durum benzinin buharlaşma gizli ısısının kısmen daha düşük olmasıyla ilişkilendirilir. Bu üretilen ısının buharlaşmaya ayrılan kısmını dizel oranla azaltır.

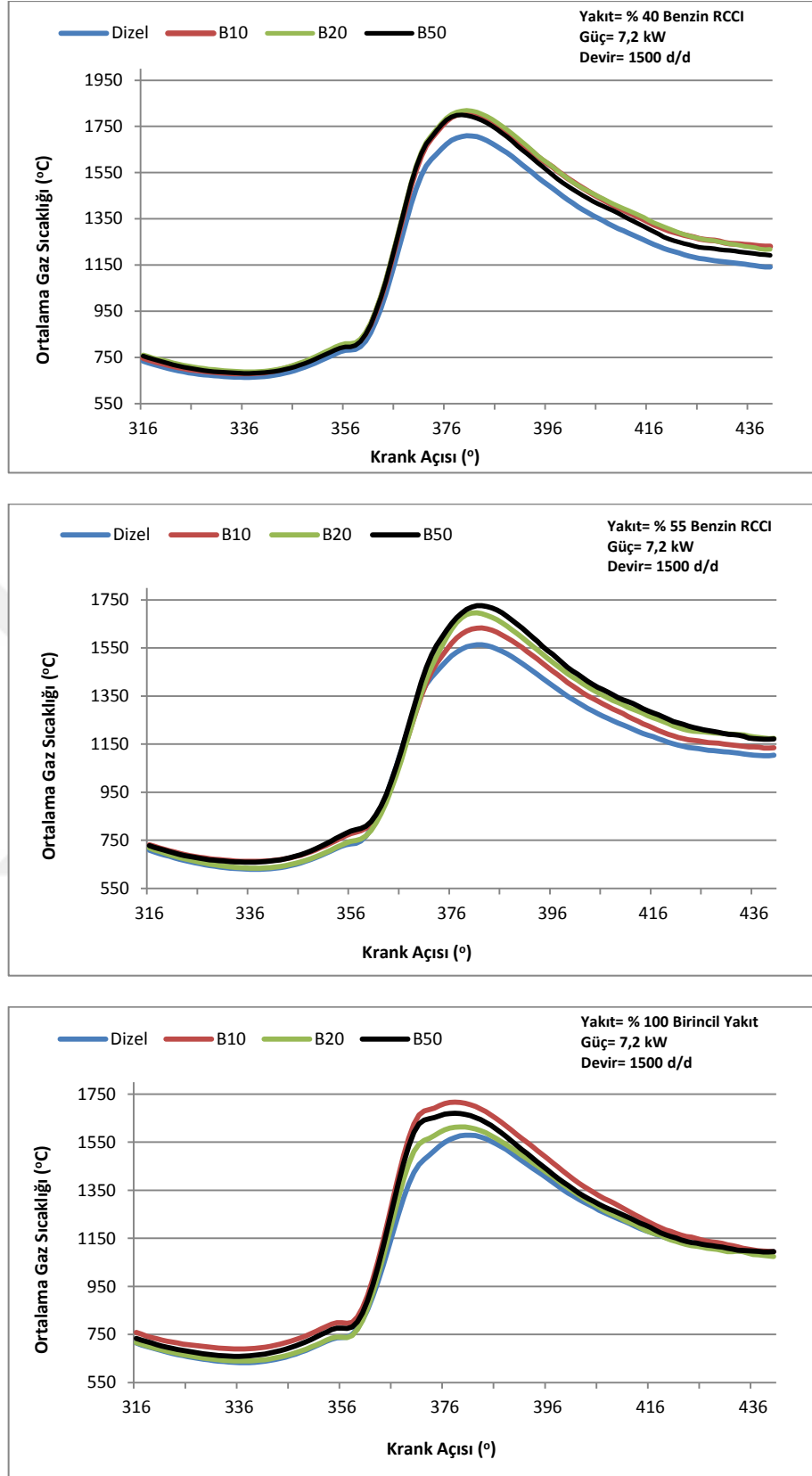
RCCI yüzde artışı ısı salınım zirvesinde bir azalma ve daha büyük yanma gelişimini sağlar. Karışımdaki düşük reaktiviteli yakıt fraksiyonu arttıkça bu davranış nedeniyle silindir içi genel reaktivite azalmış olur.

Yüksek motor yüklerinde RCCI benzin uygulamasında ısı salınımında artış ve daha hızlı yanma gözlenmiş, bu silindir cidarındaki reaksiyon hızlarının düşük olmasına neden olan soğuk bölgelerin elimine edilerek yanmanın tamamlanmasına bağlıdır (Reitz ve Duraisamy, 2015). RCCI yanmada piston kafası yüzeyine yakın yüksek sıcaklık bölgeleri önlenir, bu ısı kayıplarını azaltır. Geliştirilmiş kontrollü yanma zamanlaması ve süresinin optimize edilmesi, minimum sıkıştırma işi ve maksimum genişleme işi elde edilmesine yardımcı eder. Yanmalı motorlarda vurununun ısı aktarımını artırdığı bilinmektedir, yüksek yüklerde vurunuyu azaltarak daha verimli yanma sağlar.

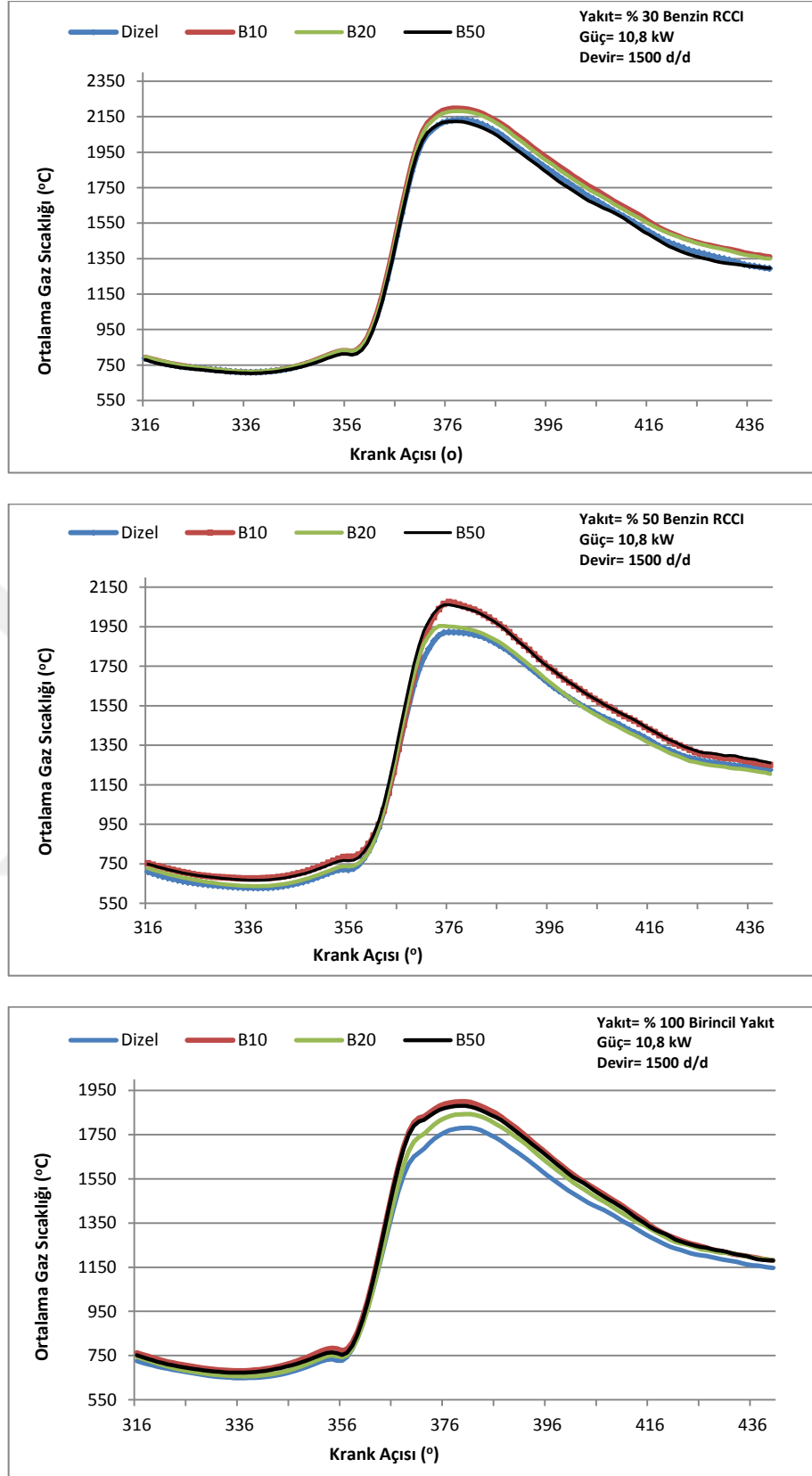
4.1.2.5. Ortalama Gaz Sıcaklığı



Şekil 4. 15. Ortalama gaz sıcaklığının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-3,6 kW)



Şekil 4. 16. Ortalama gaz sıcaklığının krank açısıyla değişimi (Benzine RCCI-7,2 kW)



Şekil 4. 17. Ortalama gaz sıcaklığının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW)

Motorun 3,6 kW yükündeki yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ortalama gaz sıcaklığı 376 KMA da 1379,6 °C ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B20 de 1337,9 °C, B50 de 1311°C ve dizelde 1266,4 °C değerleri görülmüştür. % 50 benzin RCCI uygulamasında sıcaklıklarda dizel dışında artış olup, 380 KMA da 1413,3 °C ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B20 de 1377 °C, B50 de 1351°C ve dizelde 1349 °C değerleri görülmüştür. % 60 benzin RCCI uygulamasında sıcaklıklarda azalma eğilimi olup, 379 KMA da 1372 °C ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 1330,6 °C, B20 de 1300 °C ve dizelde 1194 °C değerleri görülmüştür.

Motorda 7,2 kW yükteki yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ortalama gaz sıcaklığı 378 KMA da 1716,5 °C ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 1670 °C, B20 de 1612 °C ve dizelde 1570 °C değerleri görülmüştür. % 40 benzin RCCI uygulamasında sıcaklıklarda dizel dışında artış olup, 380 KMA da 1819 °C ile B20 kullanımında gerçekleşmiş, B10 de 1807 °C, B50 de 1797,5°C ve dizelde 1709 °C değerleri görülmüştür. % 55 benzin RCCI uygulamasında sıcaklıklarda B10 ve dizelde azalma eğilimi olup, 382 KMA da 1726 °C ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B20 de 1692 °C, B10 de 1633 °C ve dizelde 1562,7 °C değerleri görülmüştür.

10,8 kW yükteki motorda yanma deneylerinde ise % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ortalama gaz sıcaklığı 380 KMA da 1899 °C ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 1879,4 °C, B20 de 1842,6 °C ve dizelde 1780,4 °C değerleri görülmüştür. % 30 benzin RCCI uygulamasında sıcaklıklarda dizel dışında artış olup, 378 KMA da 2198 °C ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B20 de 2181 °C, B50 de 2123,5 °C ve dizelde 2131,8 °C değerleri görülmüştür. % 50 benzin RCCI uygulamasında sıcaklıklarda artma eğilimi olup, 376 KMA da 2076 °C ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 2060 °C, B20 de 1951,5 °C ve dizelde 1922,6 °C değerleri görülmüştür.

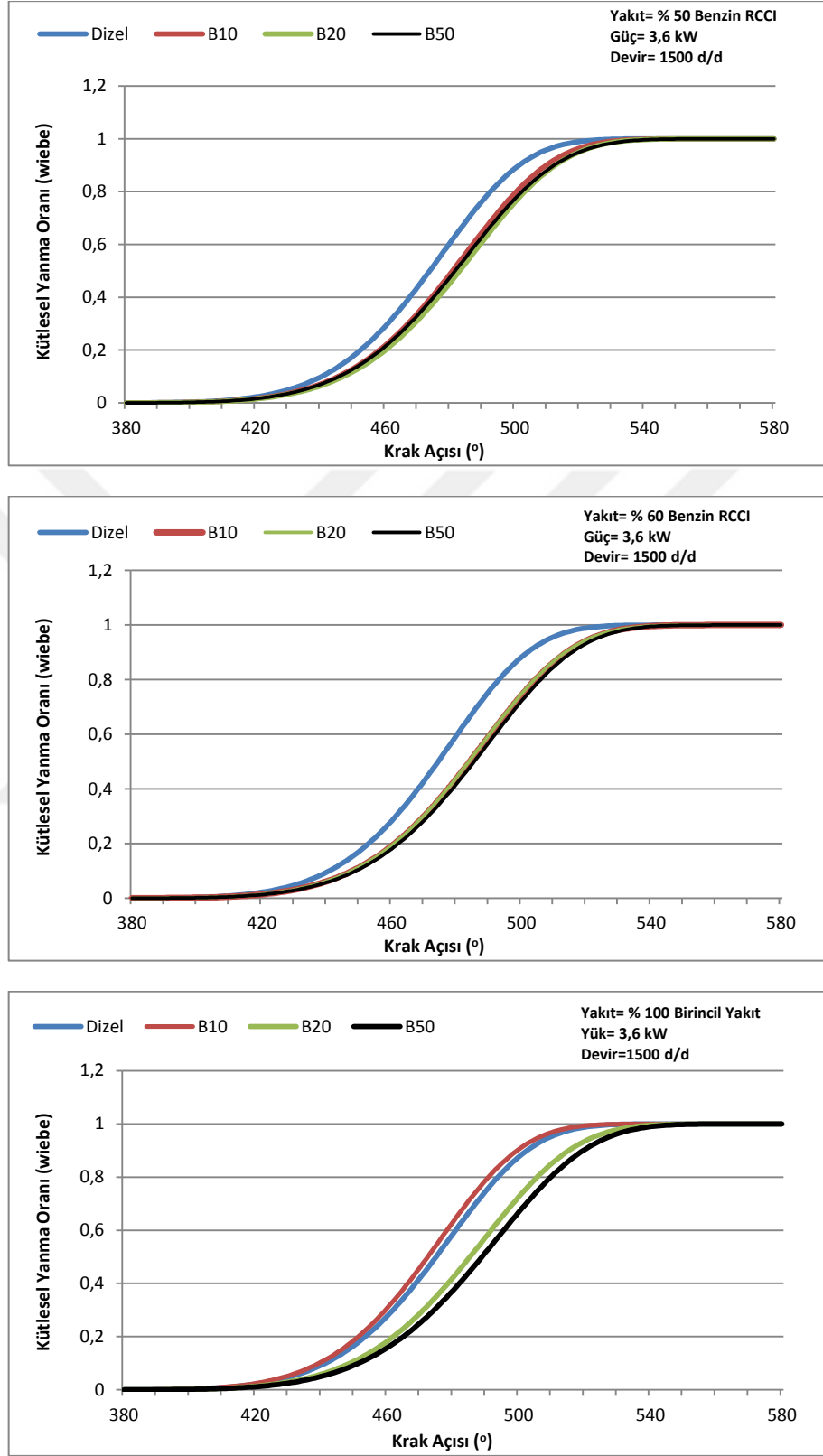
Tek yakıt motor çalışması değerleri ile karşılaştırıldığında, dizel ve biyodizel harmanlarının ortalama gaz sıcaklığı tepe değerleri RCCI işleminde arttığı görülebilir. Yanma odasındaki sıcaklık artışı esas olarak daha düşük ısı transferi ve yanan gazlardan yanma odası cidarına ısı kaybı ve dolayısıyla sıcaklık yükselmesidir.

Biyodizel kullanımında oksijen içeriği nedeniyle kısmi sıcaklık artışları mevcuttur. Benzin RCCI uygulamalarında düşük ve orta yükte yüzde artışı sıcaklıkta düşme eğilimi göstermiş, belirleyici etkenlerden sıkıştırma sırasında çekilen ısı miktarı buharlaşma gizli ısılarının yakın olması nedeniyle ayırım yapılmasını sağlayacak etki gözlenmemektedir. Yüksek yüklemelerde yanmada oluşan faz farkları nedeniyle maksimum ısı yayılımı artışıyla maksimum sıcaklıklar artmaktadır (Can, 2012).

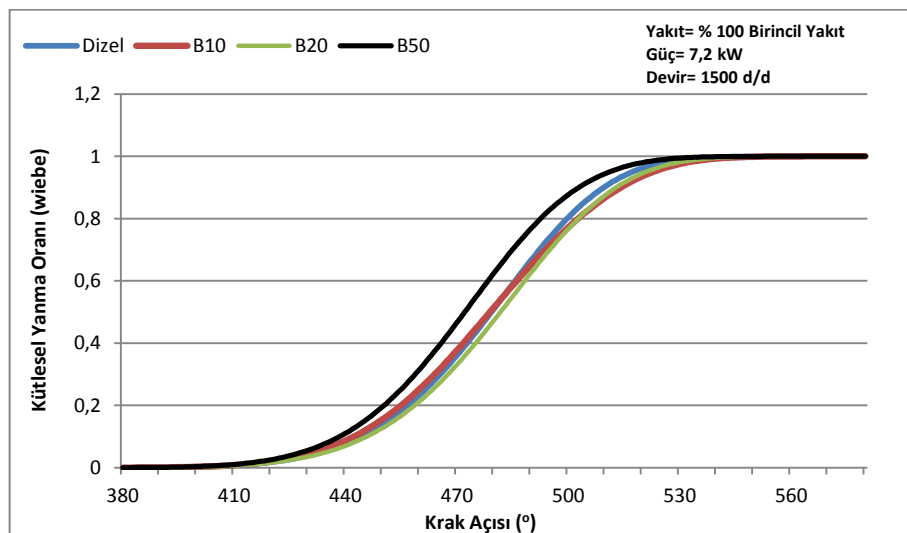
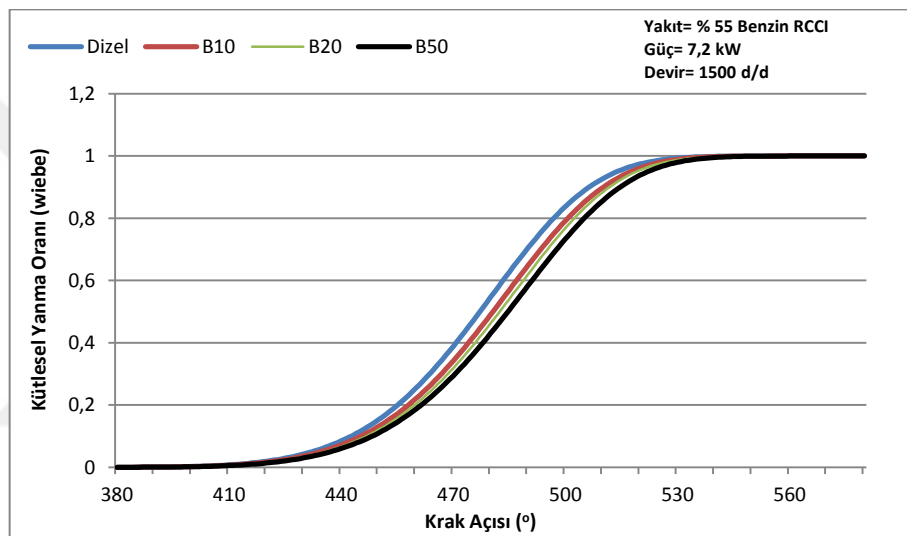
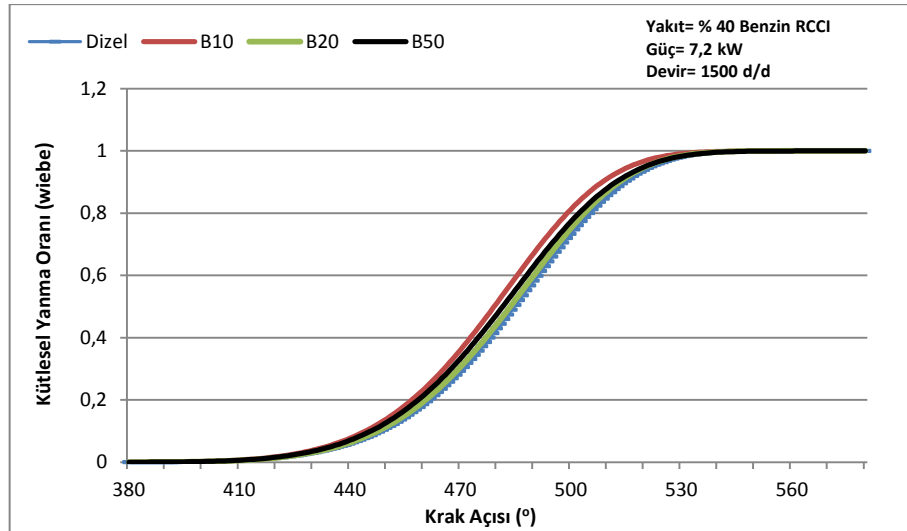
Yapılan RCCI deneyinde geleneksel dizelle karşılaştırıldığında ortalama gaz sıcaklıklarının daha yüksek, maksimum sıcaklığın ise daha düşük olduğu, maksimum sıcaklıkların piston kafası yakınında olduğu ve yakıt jetinin penetrasyonu ile ilgili olduğu, yüksek sıcaklığın ısı kaybını arttırdığı ve ısıl verimi düşürdüğü belirlenmiştir (Kokjohn, 2011).

Genel olarak ilk yanma pikleri üst ölü noktadan önce gerçekleşmiş, genel ısı salınım pikleri üst ölü nokta sonrasında gerçekleşmiştir. Tutuşma gecikmesinin artırılması kontrolsüz yanma aşamasının artırarak başta yanma süresini kısaltarak birinci pikleri azaltarak maksimum ısı pikleri ve bırakımı ikinci aşamada geliştirir.

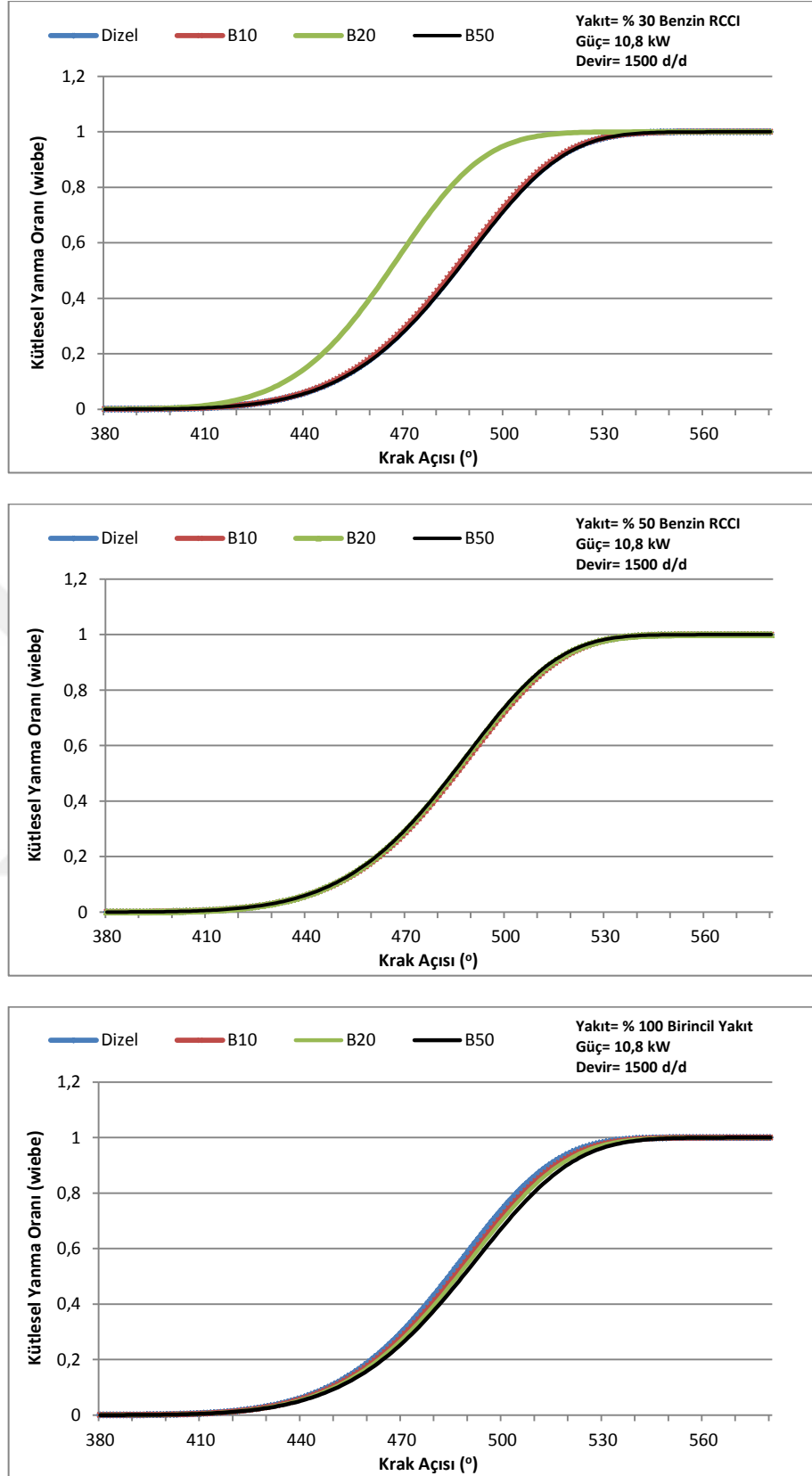
4.1.2.6. Kütlesel Yanma Oranı



Şekil 4. 18. Kütlesel yanma oranının krank açısıyla değişimi (Benzine RCCI-3,6 kW)



Şekil 4. 19. Kütlesel yanma oranının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-7,2 kW)



Şekil 4. 20. Kütlesel yanma oranının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW)

3,6 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 90 KMA (424-514 KMA arası), B10 da 88 KMA (423-511 KMA arası),B20 de 97 KMA (431-528 KMA arası),B50 de 99 KMA (433-532 KMA arası) sürmüştür. % 50 benzin RCCI uygulamasında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 90 KMA (424-514 KMA arası), B10 da 94 KMA (428-522 KMA arası), B20 de 96 KMA (429-525 KMA arası), B50 de 97 KMA (428-525 KMA arası) sürmüştür. % 60 benzin RCCI uygulamasında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 89 KMA (424-513 KMA arası), B10 da 96 KMA (430-526 KMA arası), B20 de 96 KMA (430-526 KMA arası), B50 de 97 KMA (431-528 KMA arası) sürmüştür.

7,2 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 96 KMA (427-523 KMA arası), B10 da 104 KMA (425-529 KMA arası),B20 de 98 KMA (428-526 KMA arası),B50 de 96 KMA (422-518 KMA arası) sürmüştür. % 50 benzin RCCI uygulamasında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 93 KMA (426-519 KMA arası), B10 da 94 KMA (428-522 KMA arası), B20 de 95 KMA (429-524 KMA arası), B50 de 97 KMA (430-527 KMA arası) sürmüştür. % 60 benzin RCCI uygulamasında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 95 KMA (424-519 KMA arası), B10 da 93 KMA (430-523 KMA arası), B20 de 94 KMA (430-524 KMA arası), B50 de 98 KMA (431-527 KMA arası) sürmüştür.

10,8 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 96 KMA (430-526 KMA arası), B10 da 97 KMA (431-528 KMA arası),B20 de 100 KMA (432-532 KMA arası),B50 de 86 KMA (432-518 KMA arası) sürmüştür. % 50 benzin RCCI uygulamasında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 97 KMA (431-528 KMA arası), B10 da 98 KMA (430-528 KMA arası), B20 de 86 KMA (419-505 KMA arası), B50 de 97 KMA (431-528 KMA arası) sürmüştür. % 60 benzin RCCI uygulamasında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 97 KMA (430-527 KMA arası), B10 da 98 KMA (430-528 KMA arası), B20 de 97 KMA (430-527 KMA arası), B50 de 96 KMA (430-526 KMA arası) sürmüştür.

Kütlesel yanma oranından yanma süresi belirlenirken tutuşma gecikmesi (% 1,5-5) dikkate alınarak %1-99 arasında alınabilir (Brown, 2001). Uç noktadaki hassasiyet nedeniyle yanma süresi %3-97 arasındaki süre olarak alınmıştır.

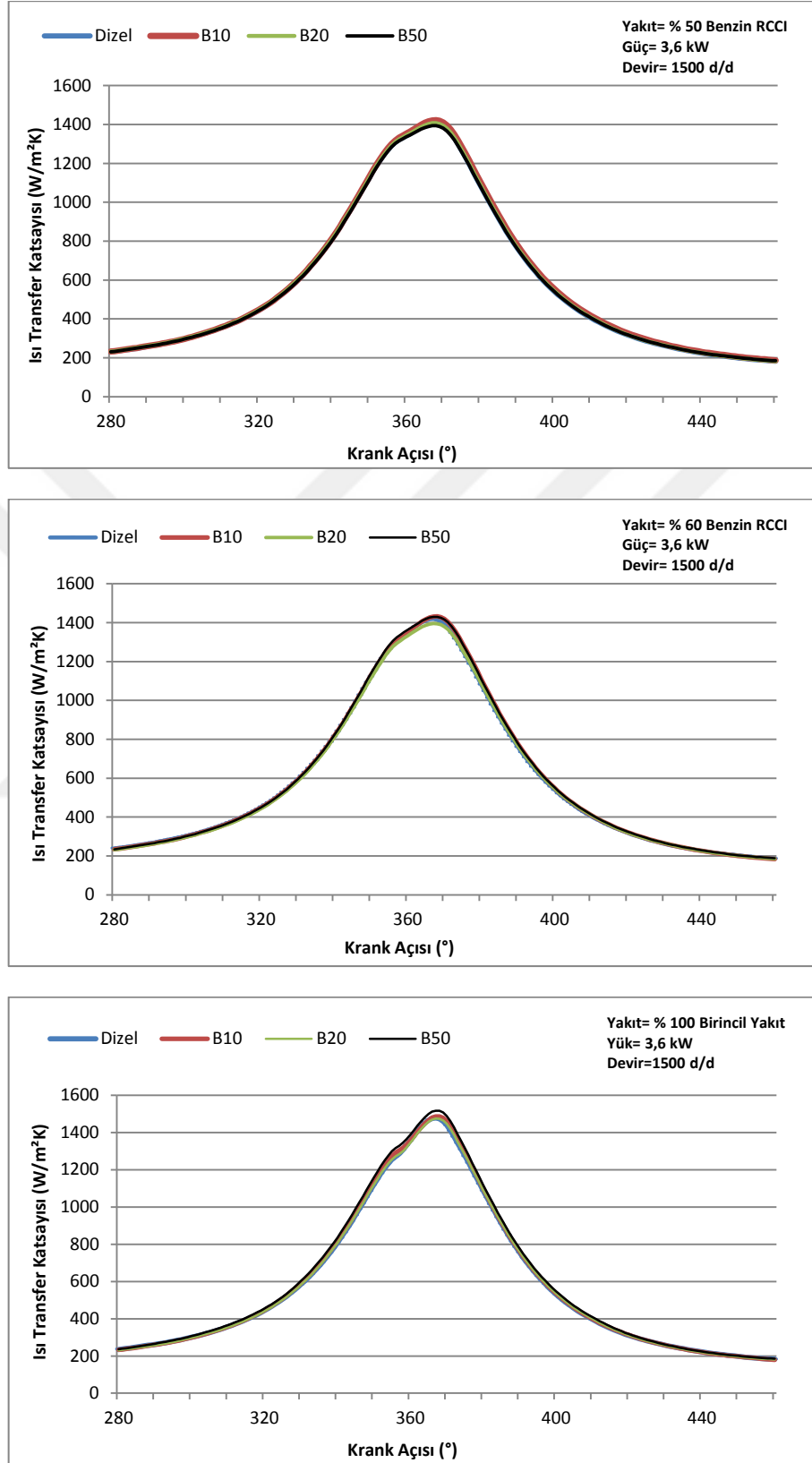
Kütlesel yanma oranları tek yakıt ve RCCI modları için oldukça benzerdir. Yüksek yüklerde ve RCCI uygulamasında, kütlesel yanma oranından, benzin yüzdesinin artışı

yanma süresini azaltma eğilimindedir. Bu durum üzerinde, karışımın tutuşmasının kolaylaşması ve silindir içinde gelişen alev hızının artması etkindir.

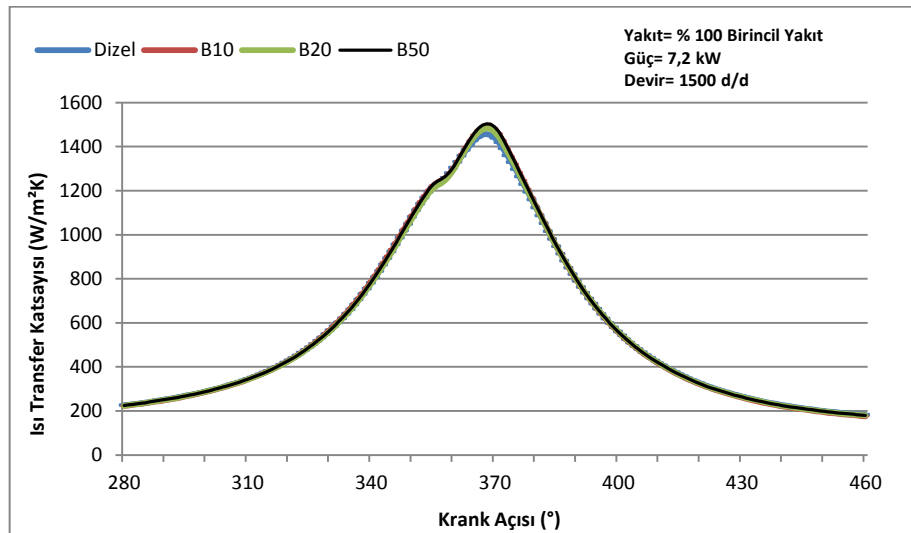
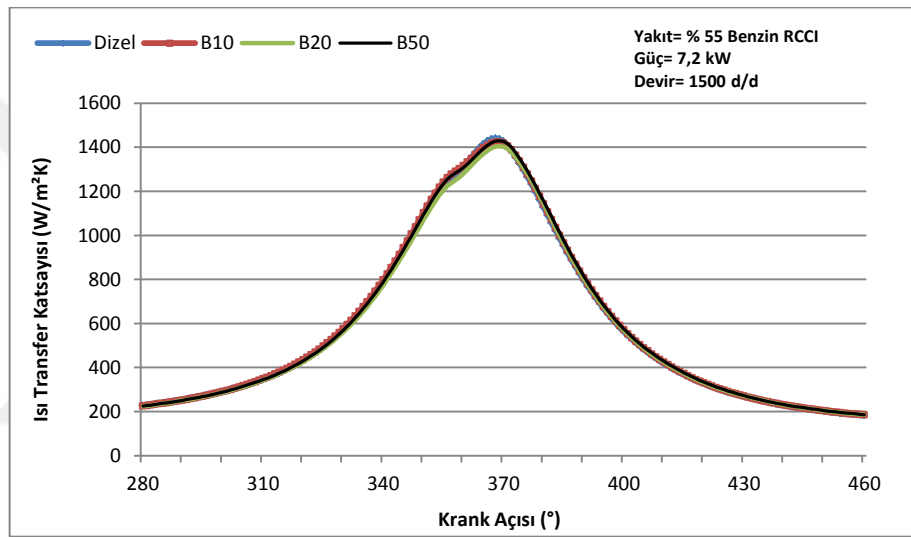
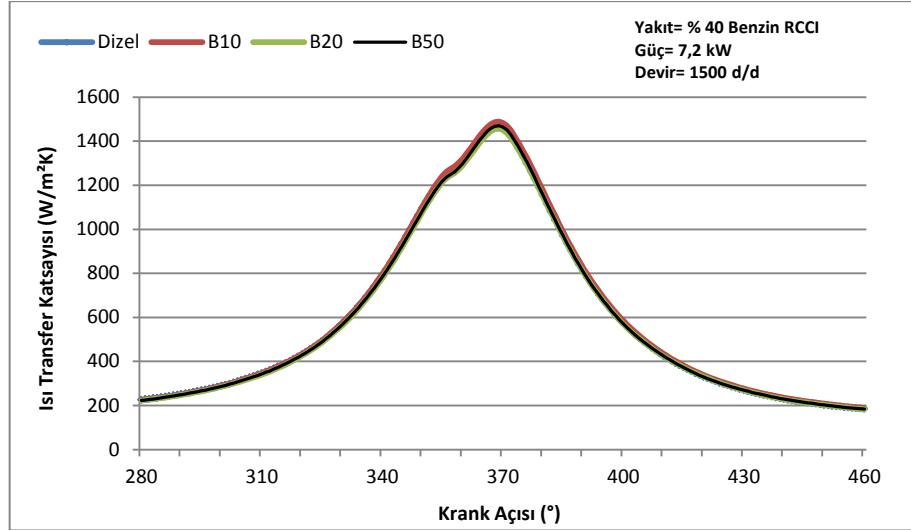
Yakıt miktarı artışının etkisi yanında benzinin yüksek alev hızı önemlidir. Yük artışıyla çevrimler arası fark azalmaktadır. Artan yanma hızından dolayı, silindir duvarı ve yanma odasından çevreye olan ısı transferindeki artış termik verimi olumsuz etkileyebilmektedir (Gürbüz ve ark., 2011). Ancak yüksek motor yüklerinde alev hızının yüksek olması ve yanmanın daha kısa sürmesi ısı transferi için gerekli olan zamanı azaltmış bu da RCCI uygulamasında termal verimin artmasını sağlamıştır.



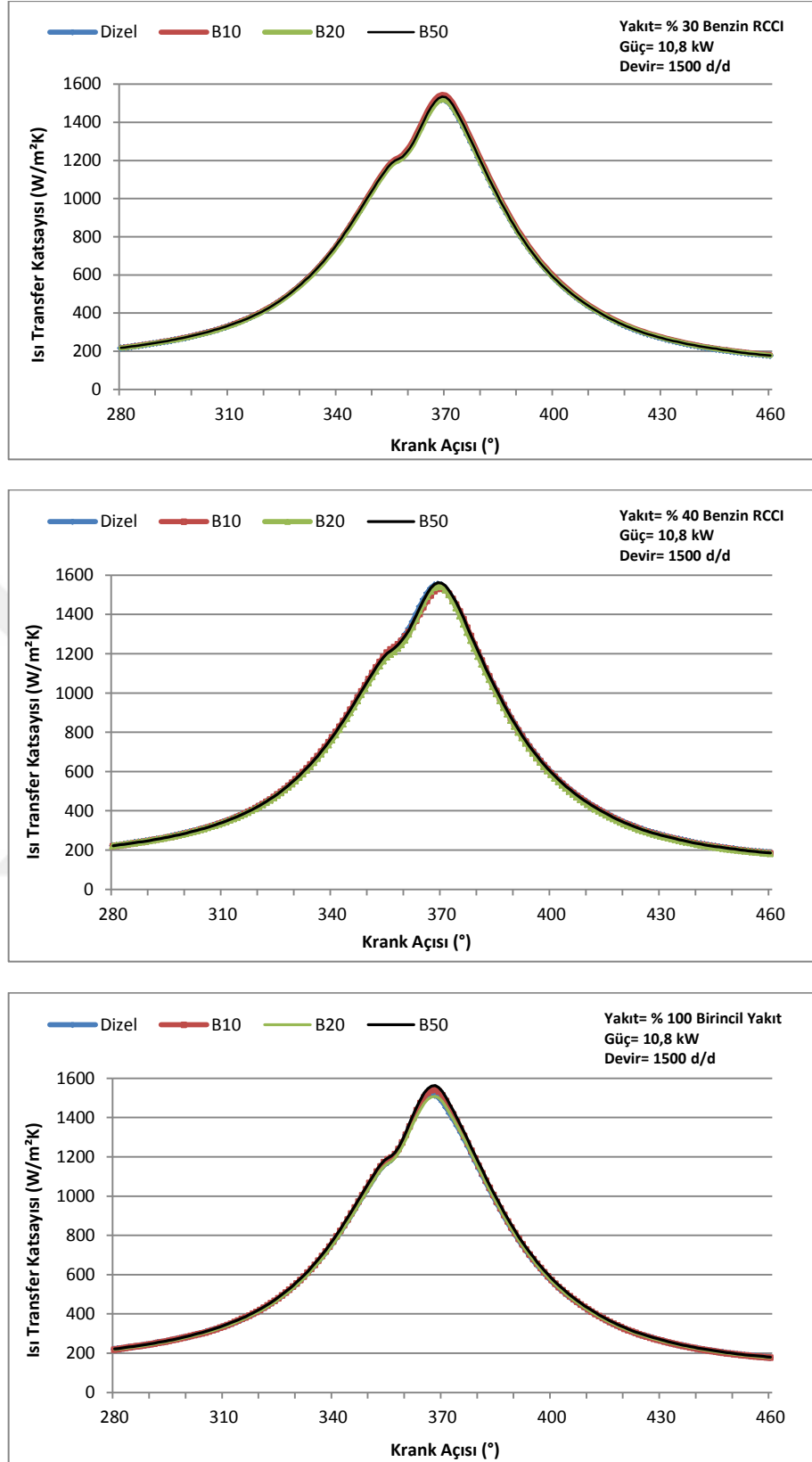
4.1.2.7. Isı Transfer Katsayısı



Şekil 4. 21. Isı transfer katsayısının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-3,6 kW)



Şekil 4. 22. Isı transfer katsayısının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-7,2 kW)



Şekil 4. 23. Isı transfer katsayısının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW)

3,6 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ısı transferi katsayısı 367 KMA da 1517 W/m²K ile B50 de gerçekleşmiş, B10 de 1486 W/m²K, dizelde 1477 W/m²K, B20 de 1475 W/m²K olduğu belirlenmiştir. % 50 benzin RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi katsayısı 368 KMA da 1422 W/m²K ile B10 de gerçekleşmiş, dizelde de 1408 W/m²K, B20 de 1407 W/m²K, B50 de 1393 W/m²K olduğu belirlenmiştir. % 60 benzin RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi katsayısı 368 KMA da 1432 W/m²K ile B50 de gerçekleşmiş, B10 de 1430 W/m²K, dizel de 1418 W/m²K, B20 de 1395 W/m²K olduğu belirlenmiştir.

7,2 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ısı transferi katsayısı 367 KMA da 1504 W/m²K ile B50 de gerçekleşmiş, B10 de 1493 W/m²K, B20 de 1483 W/m²K, dizel de 1456 W/m²K olduğu belirlenmiştir. % 40 benzin RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi katsayısı 369 KMA da 1489 W/m²K ile B10 de gerçekleşmiş, B50 de de 1470 W/m²K, dizel de 1462 W/m²K, B20 de 1456 W/m²K olduğu belirlenmiştir. % 55 benzin RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi katsayısı 368 KMA da 1441 W/m²K ile dizel de gerçekleşmiş, B50 de 1430 W/m²K, B10 de 1425 W/m²K, B20 de 1405 W/m²K olduğu belirlenmiştir.

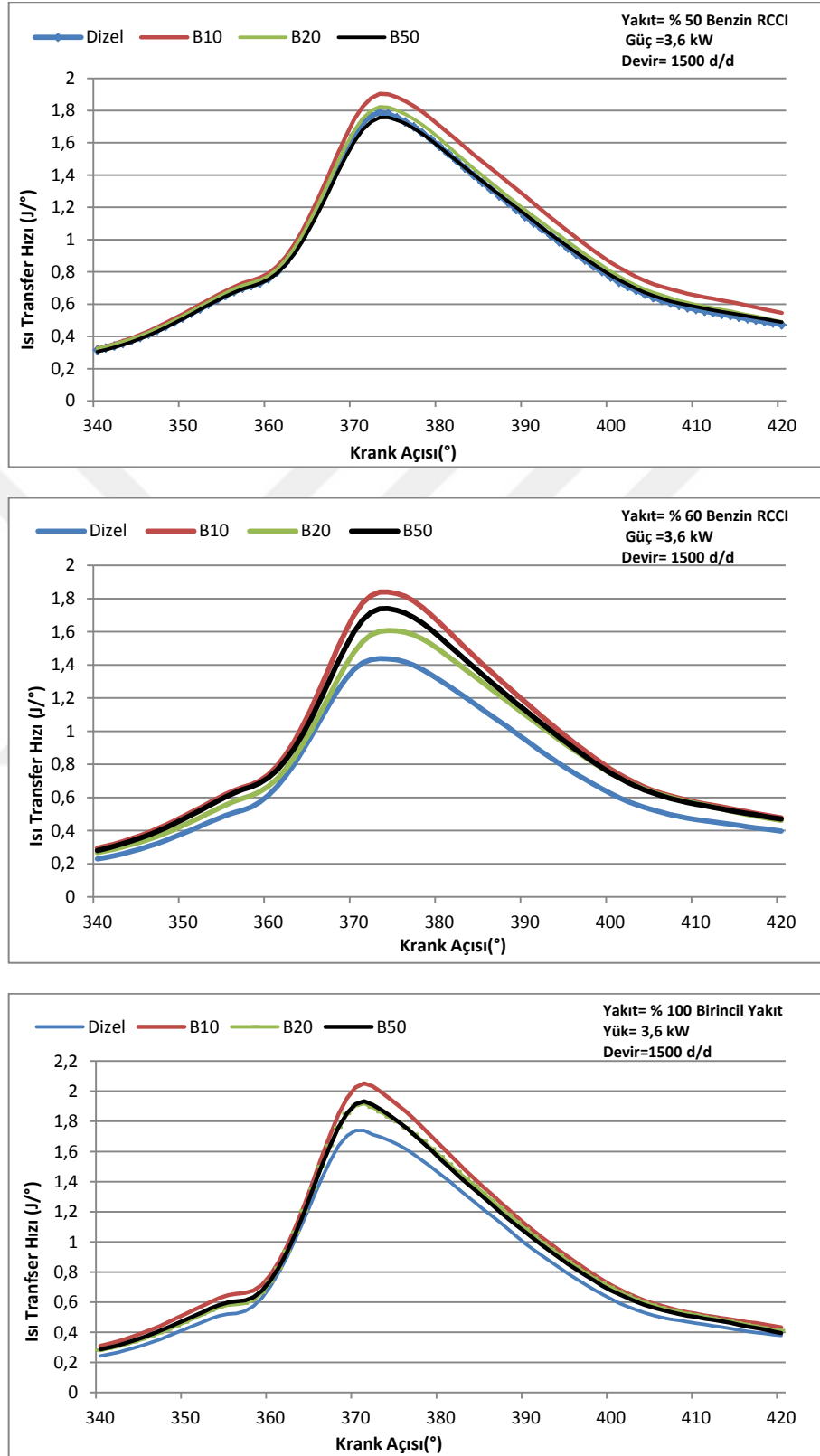
10,8 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ısı transferi katsayısı 369 KMA da 1563 W/m²K ile B50 de gerçekleşmiş, B10 de 1541 W/m²K, dizel de 1513 W/m²K, B20 de 1509 W/m²K olduğu belirlenmiştir. % 30 benzin RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi katsayısı 369 KMA da 1546 W/m²K ile B10 de gerçekleşmiş, B50 de de 1533 W/m²K, dizel de 1518 W/m²K, B20 de 1517 W/m²K olduğu belirlenmiştir. % 40 benzin RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi katsayısı 369 KMA da 1561 W/m²K ile B50 de gerçekleşmiş, dizel de 1554 W/m²K, B20 de 1543 W/m²K, B10 de 1532 W/m²K olduğu belirlenmiştir.

Isı transfer katsayısının artmasına yüksek motor hızı ile artan yüzey sıcaklığı ve silindir gaz hızı ile ilişkilidir. Motor devri arttıkça, silindir içindeki gaz daha hızlı hareket etmek zorunda kalır, gaz hızını ve dolayısıyla ısı transfer katsayısını artırarak, yanmayı hızlandırır. Motor hızı yükseldikçe, yüksek sıcaklık gaz ısı transfer katsayısı artışına, daha yüksek ısı akışı ve daha yüksek üst sıcaklıklara rağmen kayıp ısıda bir azalmaya yol açar, ısı daha kısa bir süre için bir cidarlarla ile temas halinde kalması nedeniyle. Artan bir hızla toplam ısı transfer oranı artarken yakıt tüketiminin artışıyla enerji girişi de artmaktadır (Martins, 2014). Bunun yanı sıra motorun yanma odasında yanma

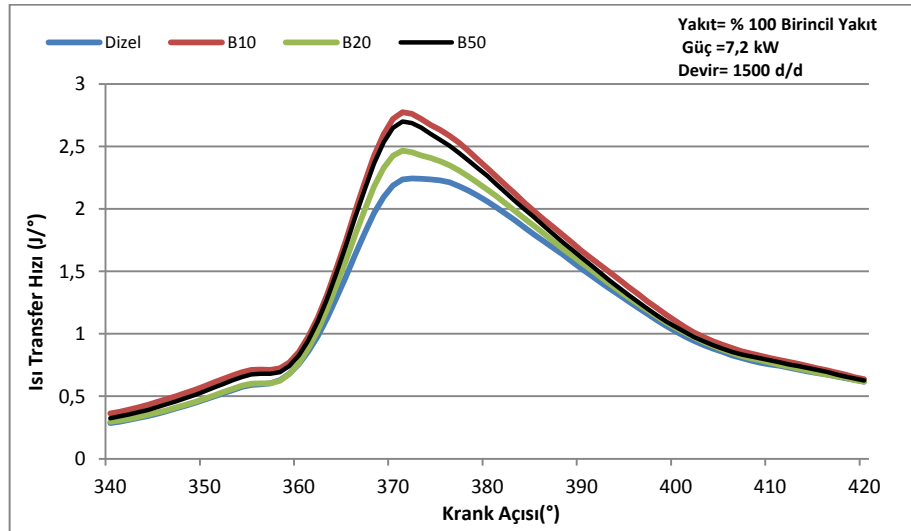
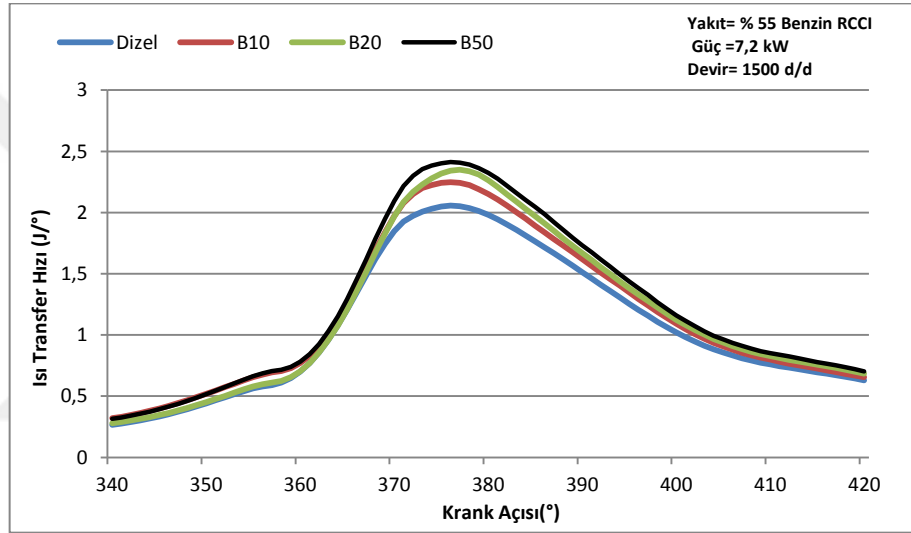
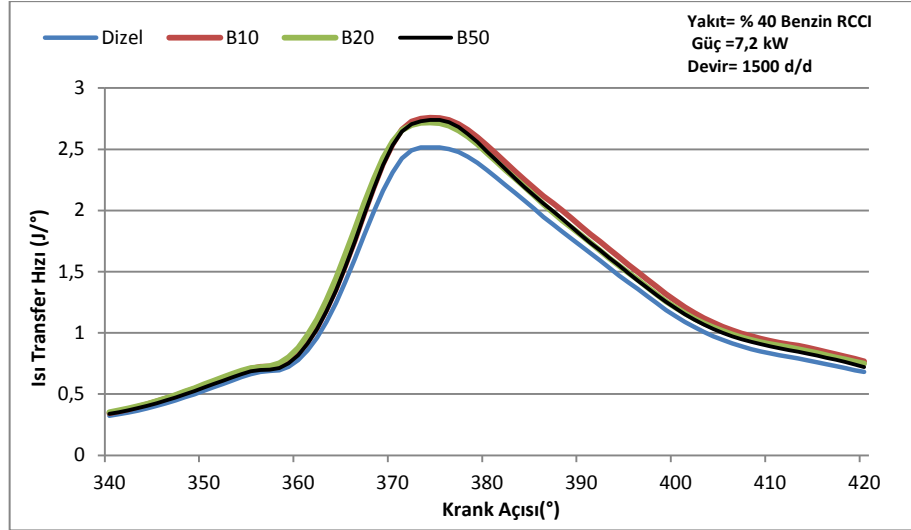
ürünlerinden cidarlar arasındaki ısı transfer katsayısı ve gerçekleşen ısı transfer hızı, alevin yoluna cidarlara olan uzaklığına ve dolayısıyla sıcak alev bölgelerinin cidarlara olan uzaklığına da bağlıdır. Motor yükü arttıkça yanma ürünlerinin sıcaklığı arttığından ısı transfer hızı artmaktadır. Ancak RCCI uygulamasında cidarlara yakın kısımlarda sıcaklık düşmelerinden dolayı ısı transfer hızı azalmaktadır. Bu durum RCCI uygulamalarında indike termal verim değerlerinde artışa neden olmaktadır. Isı transferi değerlerindeki azalmaları ile birlikte gerçekleşen verim artışı yüksek motor yüklerinde etkin bir şekilde gözlemlenmiştir. Çünkü ısı transferindeki azalmalar genişleme zamanında elde edilen kullanılabilir işin artmasını sağlamıştır.



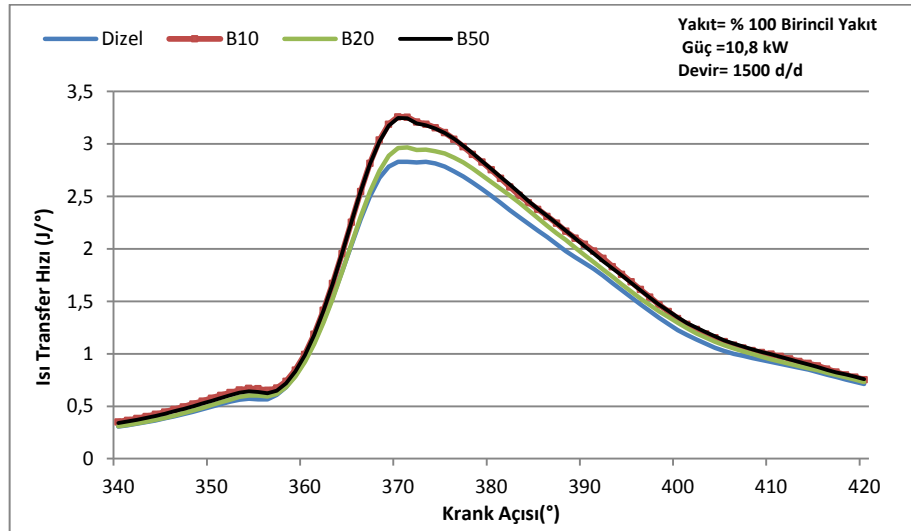
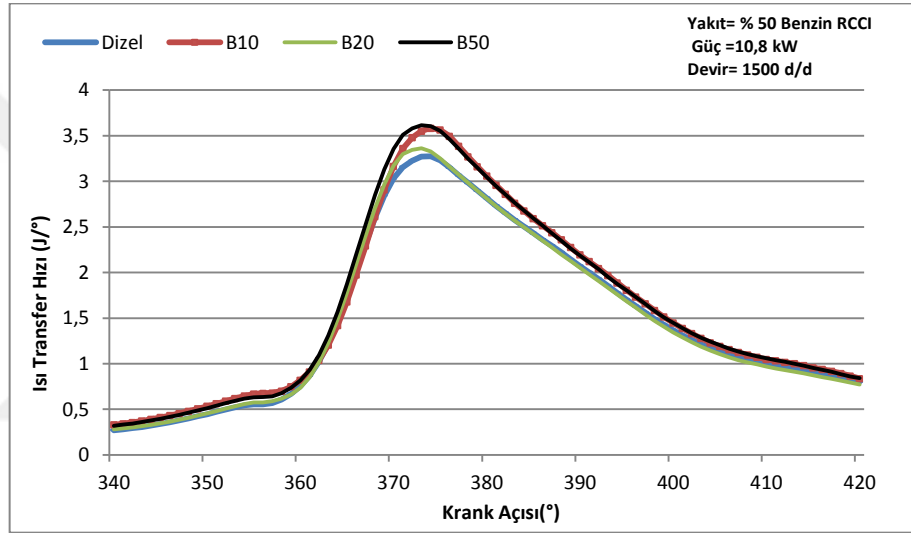
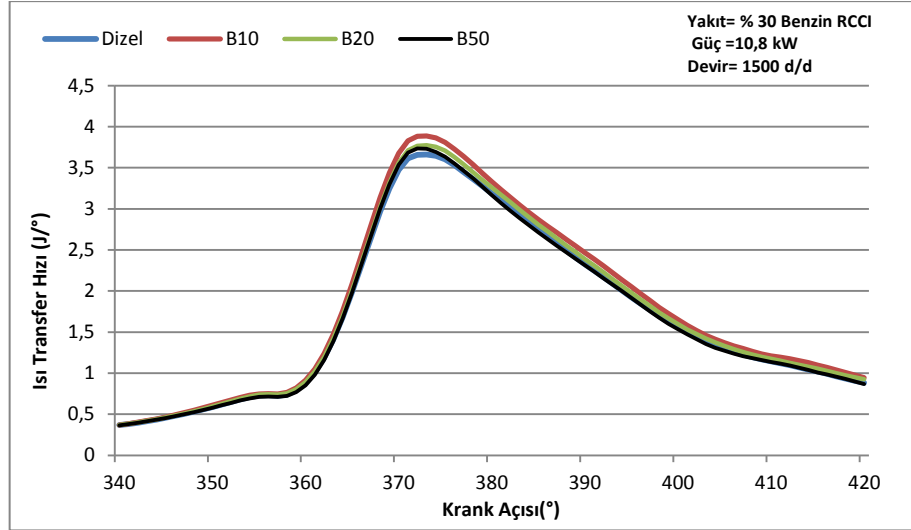
4.1.2.8. Isı Transfer Hızı



Şekil 4. 24. Isı transfer hızının krank açısıyla değişimi (Benzine RCCI-3,6 kW)



Şekil 4. 25. Isı transfer hızının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-7,2 kW)



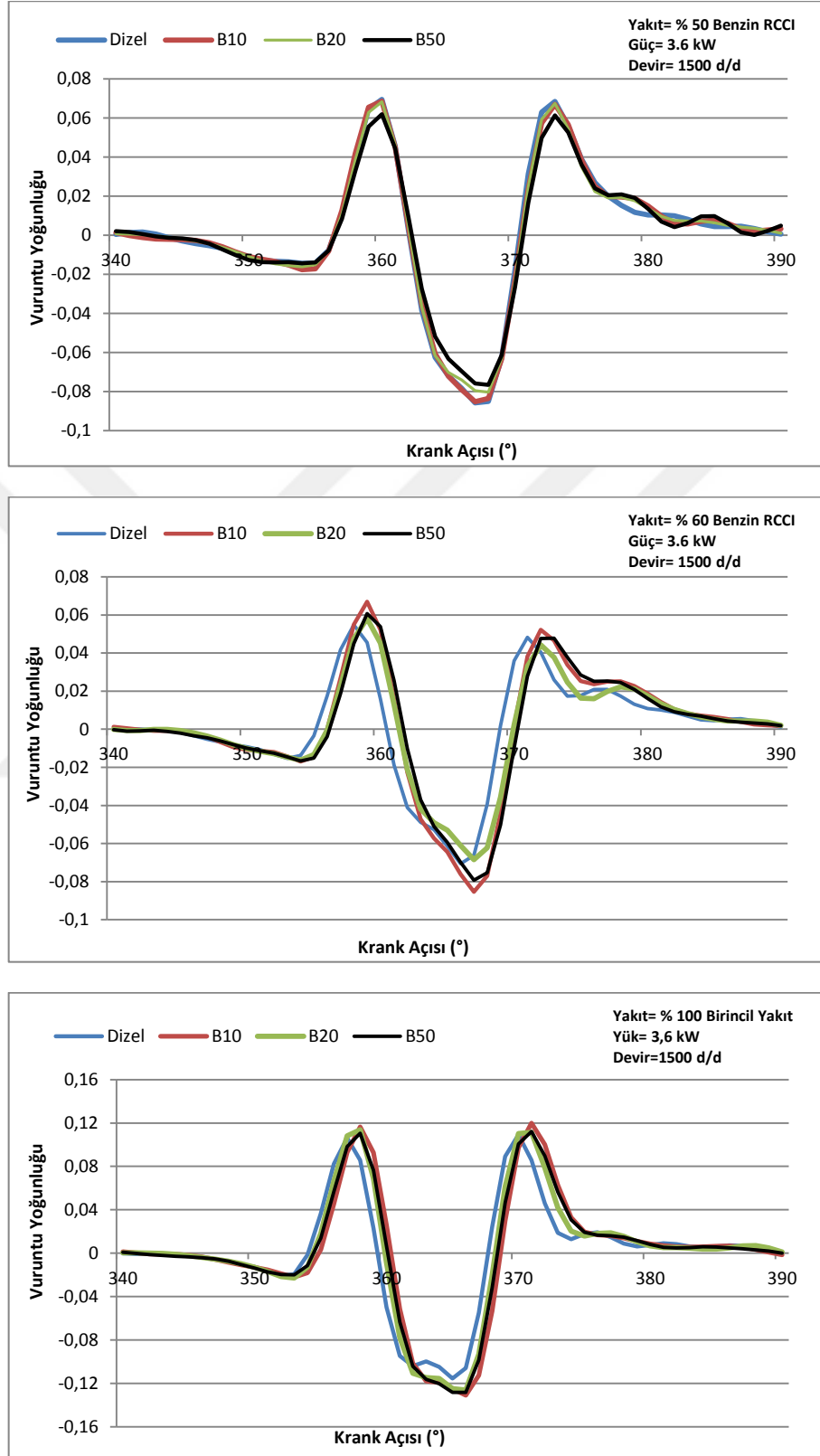
Şekil 4. 26. Isı transfer hızının krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW)

3,6 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ısı transferi hızı 371 KMA da 2,05 ($J/^{\circ}$) ile B10 de gerçekleşmiş, B50 de 1,93 ($J/^{\circ}$), B20 de 1,92 ($J/^{\circ}$), dizel de 1,74 ($J/^{\circ}$) olduğu belirlenmiştir. % 50 benzin RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi hızı 374 KMA da 1,90 ($J/^{\circ}$) ile B10 de gerçekleşmiş, B20 de 1,82 ($J/^{\circ}$), dizel de 1,78 ($J/^{\circ}$), B50 de 1,75 ($J/^{\circ}$) olduğu belirlenmiştir. % 60 benzin RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi hızı 374 KMA da 1,84 ($J/^{\circ}$) ile B10 de gerçekleşmiş, B50 de 1,74 ($J/^{\circ}$), B20 de 1,60 ($J/^{\circ}$), dizel de 1,43 ($J/^{\circ}$) olduğu belirlenmiştir.

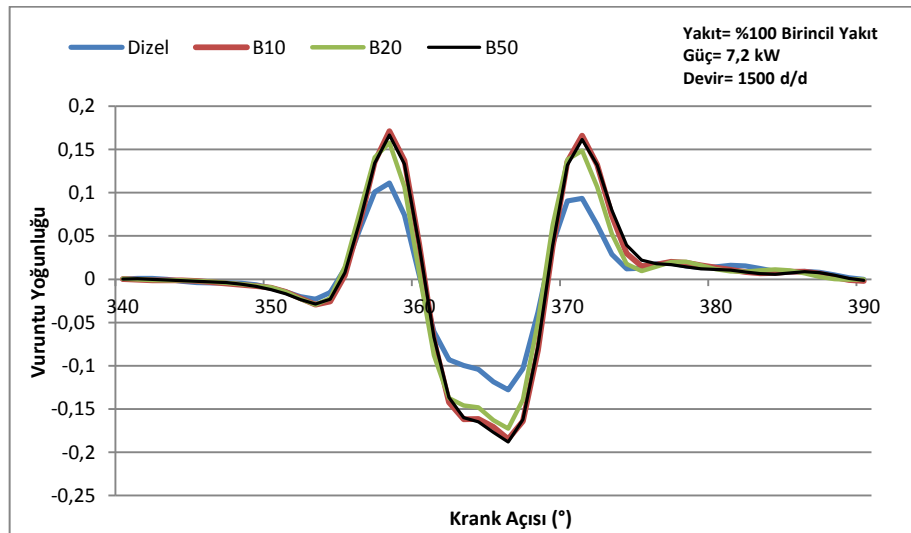
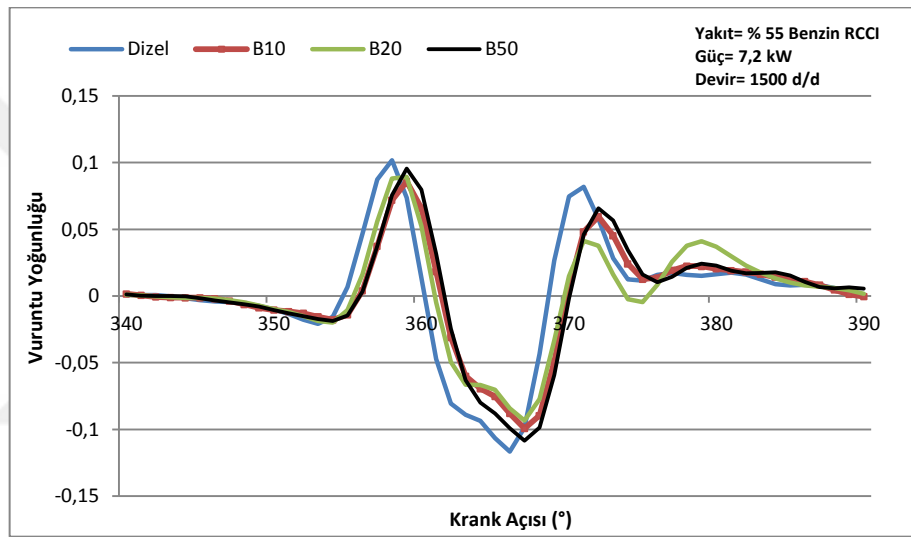
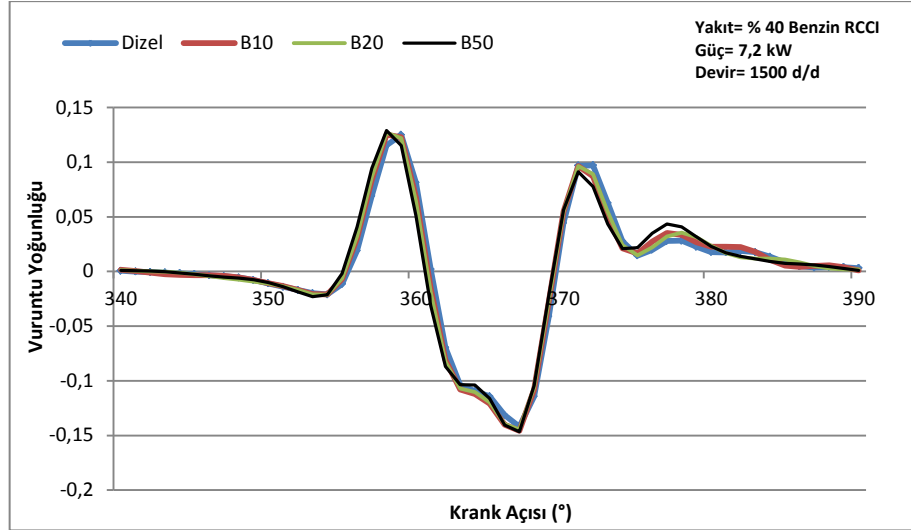
7,2 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ısı transferi hızı 371 KMA da 2,77 ($J/^{\circ}$) ile B10 de gerçekleşmiş, B50 de 2,70 ($J/^{\circ}$), B20 de 2,46 ($J/^{\circ}$), dizel de 2,24 ($J/^{\circ}$) olduğu belirlenmiştir. % 40 benzin RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi hızı 374 KMA da 2,75 ($J/^{\circ}$) ile B10 de gerçekleşmiş, B50 de 2,74 ($J/^{\circ}$), B20 de 2,72 ($J/^{\circ}$), dizel de 2,51 ($J/^{\circ}$) olduğu belirlenmiştir. % 55 benzin RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi hızı 376 KMA da 2,41 ($J/^{\circ}$) ile B50 de gerçekleşmiş, B20 de 2,35 ($J/^{\circ}$), B10 de 2,25 ($J/^{\circ}$), dizel de 2,06 ($J/^{\circ}$) olduğu belirlenmiştir.

10,8 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ısı transferi hızı 370 KMA da 3,26 ($J/^{\circ}$) ile B10 de gerçekleşmiş, B50 de 3,25 ($J/^{\circ}$), B20 de 2,95 ($J/^{\circ}$), dizel de 2,83 ($J/^{\circ}$) olduğu belirlenmiştir. % 30 benzin RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi hızı 373 KMA da 3,88 ($J/^{\circ}$) ile B10 de gerçekleşmiş, B20 de 3,77 ($J/^{\circ}$), B50 de 3,73 ($J/^{\circ}$), dizel de 3,66 ($J/^{\circ}$) olduğu belirlenmiştir. % 40 benzin RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi hızı 373 KMA da 3,61 ($J/^{\circ}$) ile B50 de gerçekleşmiş, B10 de 3,58 ($J/^{\circ}$), B20 de 3,36 ($J/^{\circ}$), dizel de 3,27 ($J/^{\circ}$) olduğu belirlenmiştir.

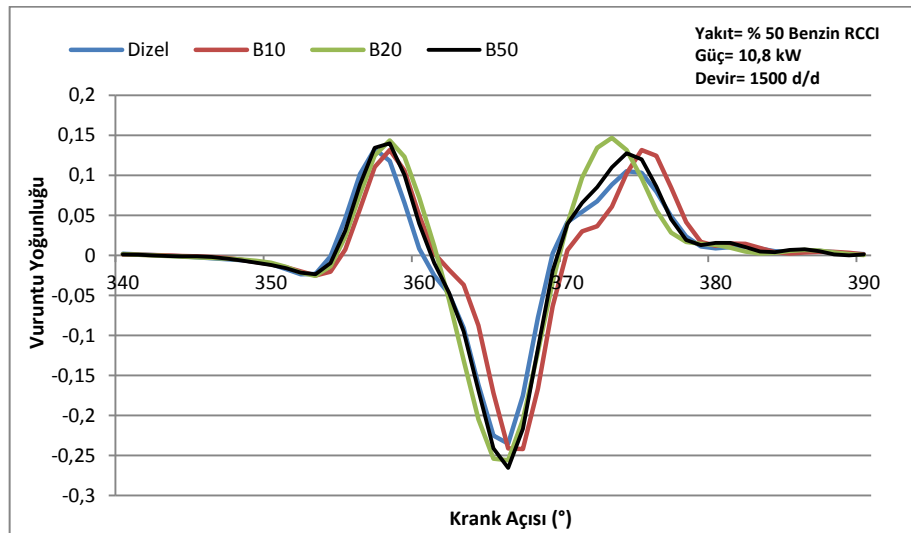
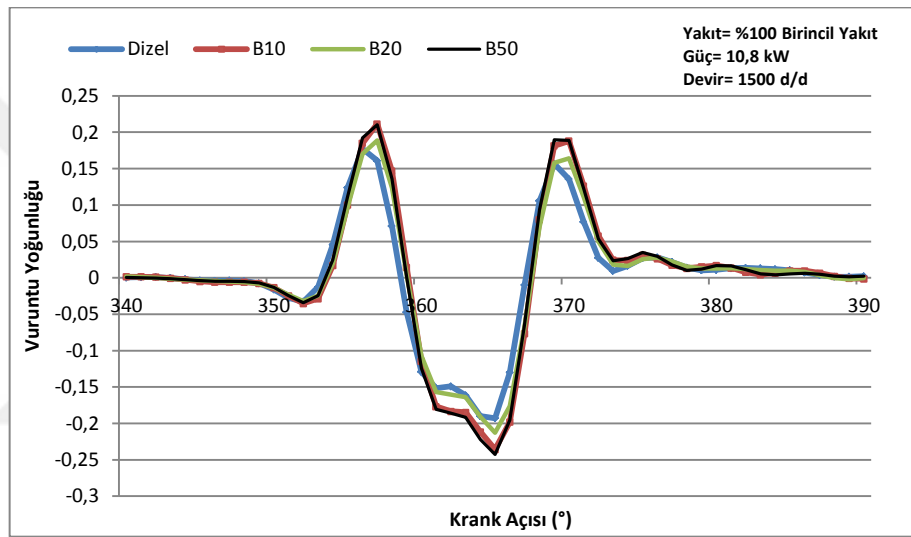
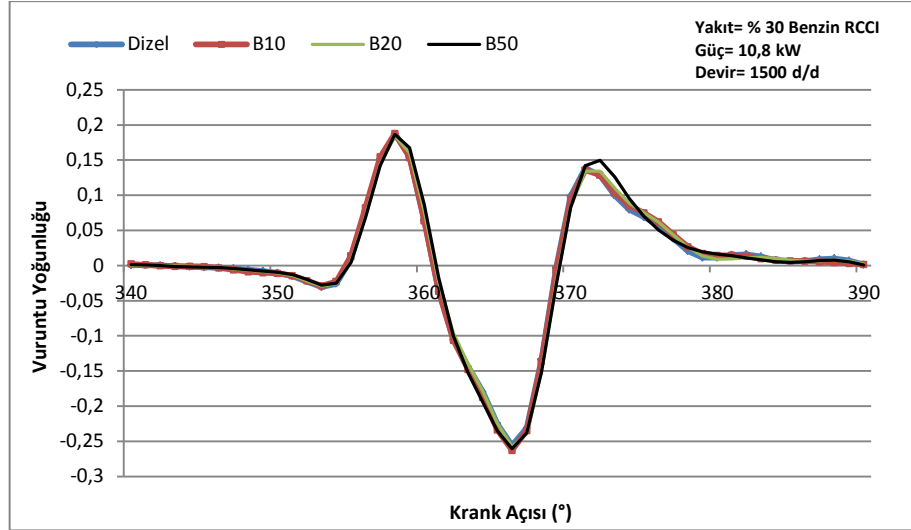
4.1.2.9. Vuruntu Yoğunluğu



Şekil 4. 27. Vuruntu yoğunluğunun krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-3,6 kW)



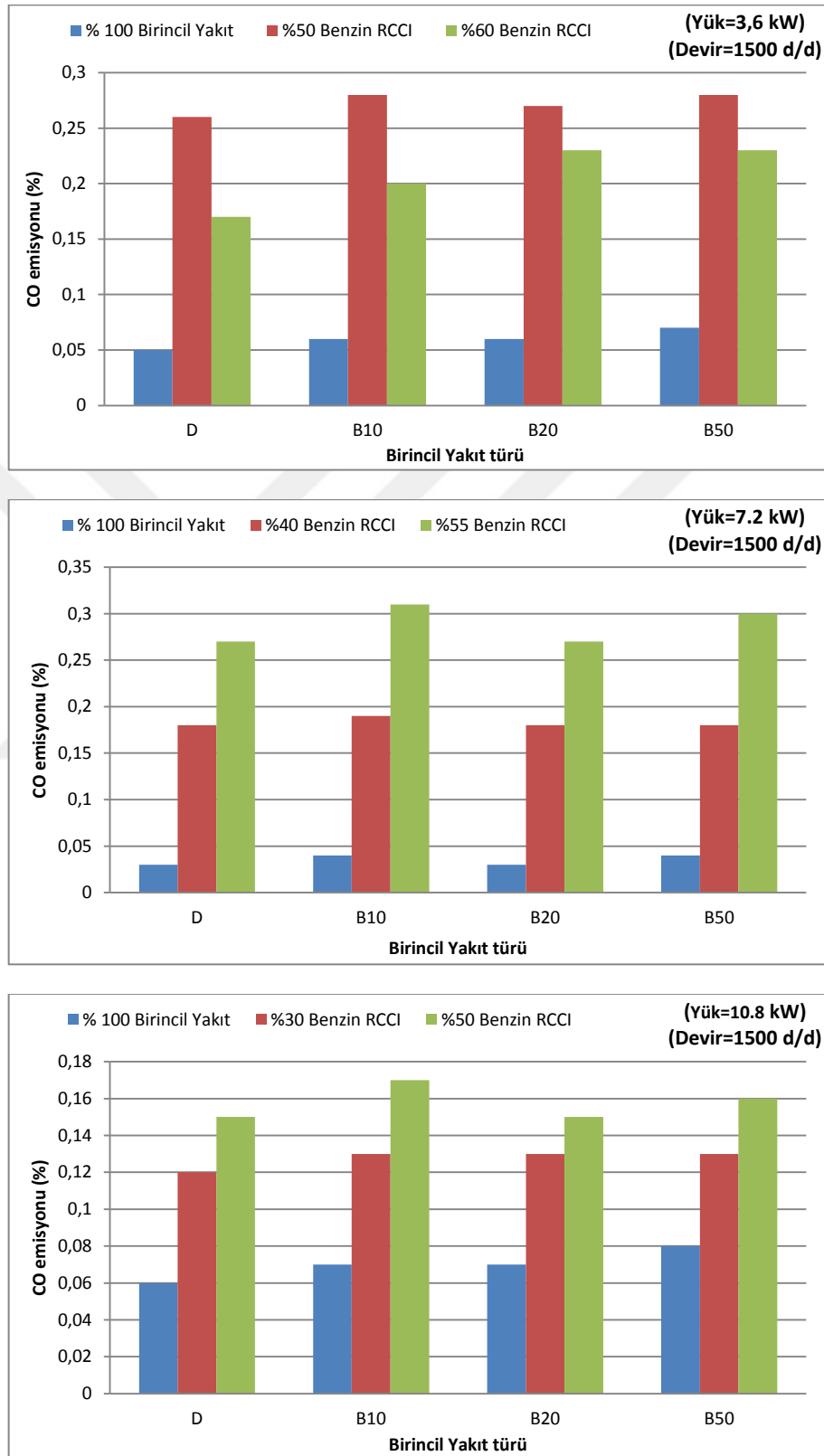
Şekil 4. 28. Vuruntu yoğunluğunun krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW)



Şekil 4. 29. Vuruntu yoğunluğunun krank açısıyla değişimi (Benzin RCCI-10,8 kW)

4.1.3. Emisyon Parametreleri

4.1.3.1. Karbonmonoksit



Şekil 4. 30. Benzin RCCI CO değişim grafikleri

3,6 kW yük uygulamasında CO emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel olarak artışa neden olmuş, saf dizelde % 0,05, B10 ve B20 de % 0.06, B50 de % 0.07 olmuştur. % 50 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak ciddi artışlar olmuş, saf dizelde % 0.26, B10 ve B50 de 0,28, B20 de %0,27 olmuştur. % 60 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak ciddi artışlar gözlenmiş, saf dizelde %0,17, B20 de % 0.20, B20 ve B50 de % 0.23 olmuştur.

7,2 kW yük uygulamasında CO emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel olarak artışa neden olmuş, saf dizel ve B20 de % 0,03, B10 ve B50 de % 0.04 olmuştur. % 40 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak ciddi artışlar olmuş, saf dizel, B20 ve B50 de % 0.18, B10 da % 0,19 olmuştur. % 55 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak ciddi artışlar gözlenmiş, saf dizel ve B20 de %0,27, B10 da % 0,31, B50 de % 0,3 olmuştur.

10,8 kW yük uygulamasında CO emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel olarak artışa neden olmuş, saf dizelde %0,06, B10 ve B20 de % 0.07 ve B50 de % 0.08 olmuştur. % 30 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak ciddi artışlar olmuş, saf dizelde % 0.12, B10, B20 ve B50 de % 0,13 olmuştur. % 50 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak artışlar gözlenmiş, saf dizel ve B20 de %0,15, B10 da % 0,17, B50 de % 0,16 olmuştur.

Genel olarak CO emisyonu değerleri tüm çalışma koşullarında ve RCCI uygulamasında sınır değerlerin altında ve düşük seviyelerde gerçekleşmiştir. Ayrıca bekleneceği gibi dizel motorlar genel olarak fazla hava ile çalıştıklarından CO emisyonları düşük olur. CO emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel düşük düzeylerde olarak artmıştır. 3,6 kW yük uygulaması dışında Benzin RCCI yüzdesinin artışı ile CO emisyonu değerleri artmıştır. 3,6 kW yük uygulamasındaki sıkıntın yükün istikrarlı çalışma için yeterli olmamasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Ayrıca, düşük sıcaklıklı yanma özelliği arttığından CO oluşumu düşük seviyelerde kalmıştır. Yük artışıyla emisyon değerleri düşmektedir.

Dizel motorları genellikle fakir karışım bölgesinde çalışır. Bu nedenle CO emisyonları dizel motorları için çok fazla önem arz etmemektedir. Literatür çalışmalarının çoğunda dizel motorlarda, dizel yakıtı yerine biyodizel kullanıldığında CO emisyonlarının düştüğü bildirilmiş (Anonymous, 1999; Anonymous, 2002) olmakla beraber birkaç

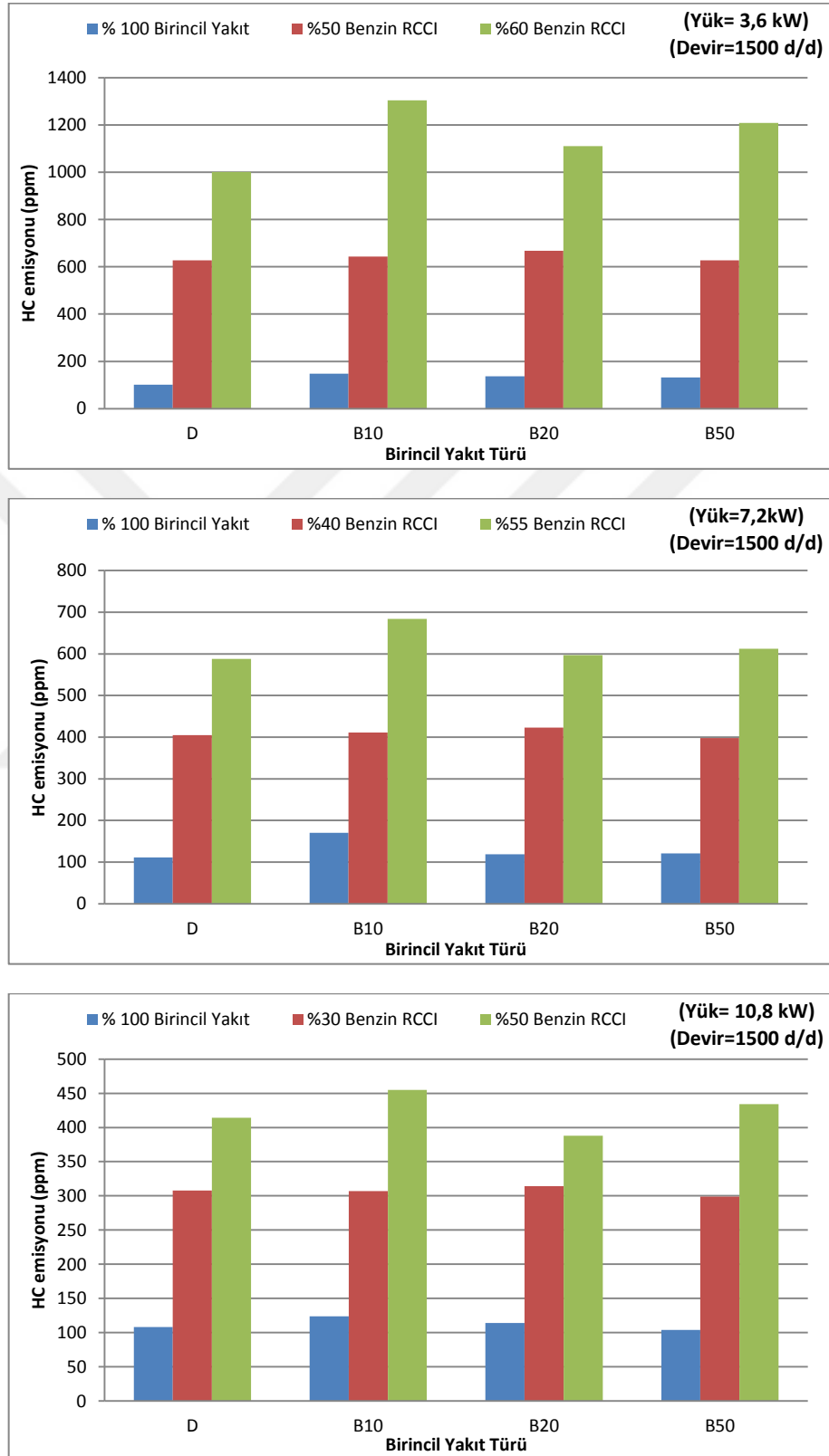
çalışma da fark olmadığı (Serdari ve ark., 1999) veya çok az arttığı bildirilmiştir (Hamasaki ve ark., 2001).

Dizel motorda yapılan bir çalışmada benzin RCCI uygulamasında CO emisyonu, arttığı bildirilmiştir. (Kokjohn, 2011) Bir çalışmada Ön karışimli MTBE uygulamasında tam yükte düşük yüzdeli uygulamalarda, yarım yükte ise sürekli bir artış tespit edilmiştir. CO emisyonu oluşumunun önemli ölçüde silindir sıcaklığına bağlı olduğu, genişleme zamanında sıcaklığın artmasıyla CO emisyonunda azalma meydana geleceği bildirilmiştir (Akcan, 2013).

Bir çalışmada RCCI uygulamasında genişleme ve egzoz işlemleri sırasında düşük yanma gazı sıcaklığı RCCI yanma modunda yüksek CO emisyonlarının baskın kaynağı gibi görüldüğü, düşük sıcaklık yanma (LTC) sistemlerinde CO emisyonunun baskın kaynaklarından birinin yanma sıcaklıklarının CO oksidasyonu için düşük olduğu bilinmektedir (Cho ve ark., 2011).

Yapılan çalışmada düşük sıcaklıklı yanmada düşük yanma sıcaklığı ve düşük oksijen konsantrasyonu nedeniyle CO emisyonun arttığı bildirilmiştir (Imtenan ve ark., 2014).

4.1.3.2. Hidrokarbon



Şekil 4. 31. Benzin RCCI HC değişim grafikleri

3,6 kW yük uygulamasında HC emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını arttırmış, saf dizelde 102 (ppm), B10 da 148 (ppm) , B20 de 137 (ppm) ve B50 de 132 (ppm) olmuştur. % 50 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak artışlar olmuş, saf dizelde 627 (ppm), B10 da 643 (ppm), B20 de 668 (ppm) ve B50 de 627 (ppm) olmuştur. % 60 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak artışlar olmuş, saf dizelde 1001 (ppm), B10 da 1304 (ppm), B20 de 1110 (ppm) ve B50 de 1208 (ppm) olmuştur.

7,2 kW yük uygulamasında HC emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını arttırmış, saf dizelde 111 (ppm), B10 da 170 (ppm), B20 de 119 (ppm) ve B50 de 121 (ppm) olmuştur. % 40 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak artışlar olmuş, saf dizelde 405 (ppm) , B10 da 411 (ppm), B20 de 423 (ppm) ve B50 de 398 (ppm) olmuştur. % 55 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak artışlar olmuş, saf dizelde 588 (ppm) , B10 da 684 (ppm) , B20 de 597 (ppm)ve B50 de 612 (ppm) olmuştur.

10,8 kW yük uygulamasında HC emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını arttırmış, saf dizelde 108 (ppm) , B10 da 124 (ppm) , B20 de 114 (ppm) ve B50 de 104 (ppm) olmuştur. % 30 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak artışlar olmuş, saf dizelde 308 (ppm), B10 da 307 (ppm), B20 de 314 (ppm) ve B50 de 299 (ppm) olmuştur. % 50 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak artışlar olmuş, saf dizelde 414 (ppm), B10 da 455 (ppm), B20 de 388 (ppm) ve B50 de 434 (ppm) olmuştur.

Genel değerlendirmede HC emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel olarak az miktarda artmış veya değişmemiş, aynı şekilde RCCI yüzde artışı emisyonu arttırmıştır. Yükün artışıyla emisyon değerleri düşmektedir.

Literatürdeki birçok çalışmada biyodizel yakıtının konvansiyonel dizel yakıtı yerine kullanılması halinde HC emisyonlarının çok hızlı bir şekilde düştüğü bildirilmiştir (Monyem ve Van Gerpen, 200; Schmidt ve Van Gerpen, 1996). Ancak bir kısım çalışmada HC emisyonlarının değişmediği (Schumacher ve ark., 1994; Serdari ve ark., 1999), ve bir kısım çalışmada az oranda arttığı (Hamasaki ve ark., 2001), bir kısım çalışmada (Tinaut ve ark., 2005) yüksek biyodizel içeriği ile HC emisyonlarının azaldığı fakat düşük oranda kullanılan karışımlar için arttığı bildirilmiştir.

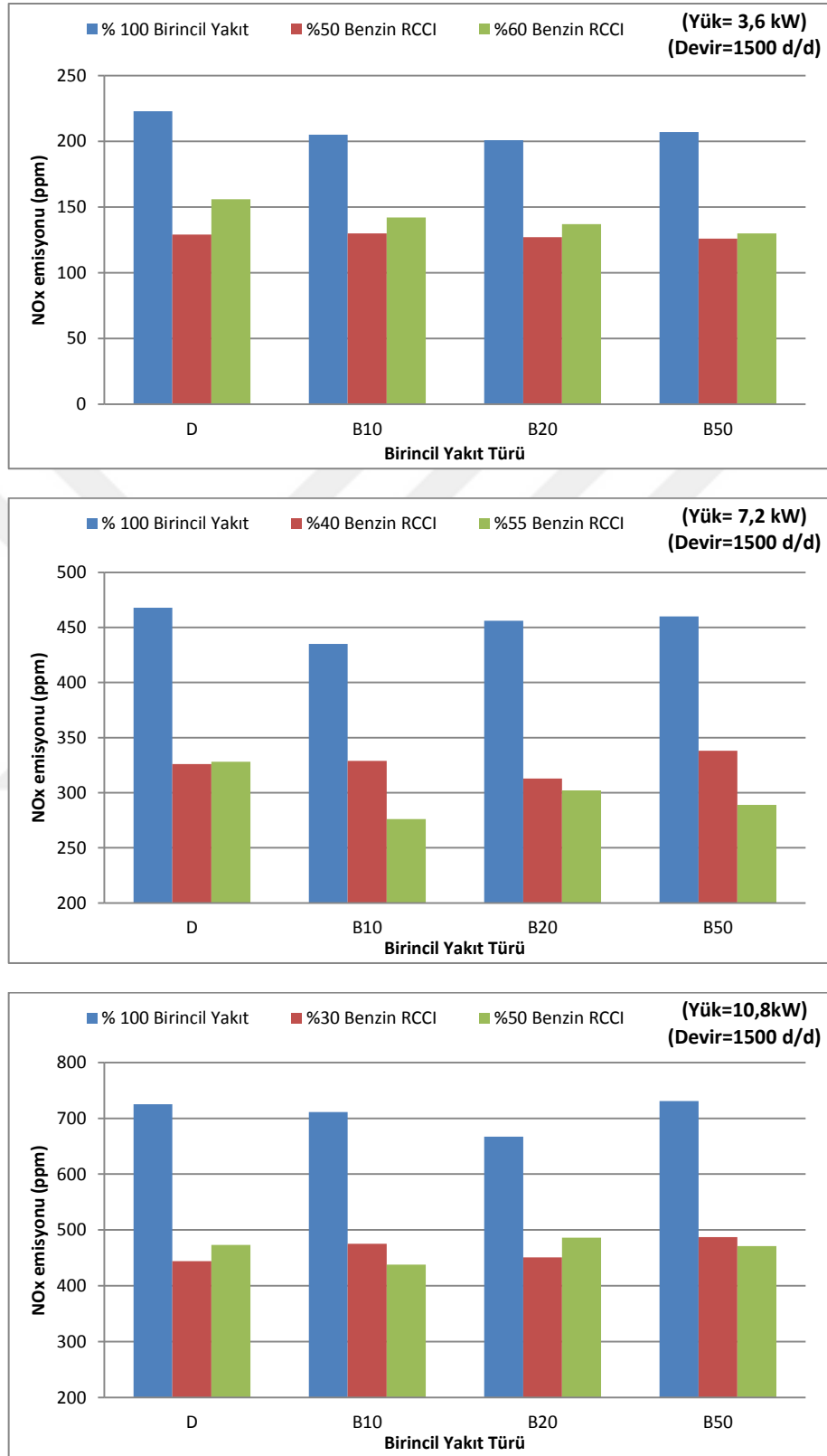
Bir çalışmada ön karışimli MTBE uygulamasında tam ve yarım yükte HC emisyonunda artış tespit edilmiştir. Durum Silindir cidarlarında alev sönmesi, piston tepesi ve silindir cidarı arasına sıkıştırma esnasında dolan ön karışımın genişleme esnasında basıncın düşmesi ile silindire tekrar geri dolması ve yanmadan silindir dışına atılması HC emisyonlarındaki artışına sebep olmasına bağlanmıştır (Akcan, 2013).

Yapılan bir çalışmada RCCI yanma modu sırasında yüksek HC emisyonları artmasının yanma ani soğutma tabakası kalınlığı yanı sıra ani soğutma katmanında zengin ve önceden karıştırılmış yakıt ve hava karışımı HC emisyonlarının ana kaynağı olabileceği bildirilmiştir (Cho ve ark., 2011).

Yapılan bir çalışmada, düşük sıcaklıklı yanmada düşük yanma sıcaklığı ve düşük oksijen konsantrasyonu nedeniyle HC emisyonun arttığı bildirilmiştir (Imtenan ve ark., 2014).

RCCI uygulamasında ve yüzde artışında, yanma doğrudan yanma odasına enjekte edilen yüksek reaktiviteli yakıt enjeksiyonu ile başlar, düşük reaktivite yakıtın artışı, ateşleme kaynağı olan yüksek reaktiviteli yakıtta azalamaya neden olur, uzun süreli tutuşma gecikmesi yeterli karışım oluşum süresi sağlar, oluşan fakir karışım nedeniyle uzak bölgelerde eksik yanma ve dolayısıyla sönme olur ve HC artar.

4.1.3.3. Azotoksit



Şekil 4. 32. Benzin RCCI NO_x değişim grafikleri

3,6 kW yük uygulamasında NO_x emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını düşürmüştür, saf dizelde 223 (ppm), B10 da 205 (ppm), B20 de 201 (ppm) ve B50 de 207 (ppm) olmuştur. % 50 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde 129 (ppm) , B10 da 130 (ppm) , B20 de 127 (ppm) ve B50 de 126 (ppm) olmuştur. % 60 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde 156 (ppm), B10 da 142 (ppm), B20 de 127 (ppm) ve B50 de 130 (ppm) olmuştur.

7,2 kW yük uygulamasında NO_x emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını düşürmüştür, saf dizelde 468 (ppm) , B10 da 435 (ppm), B20 de 456 (ppm) ve B50 de 460 (ppm) olmuştur. % 40 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde 326 (ppm) , B10 da 329 (ppm), B20 de 313 (ppm) ve B50 de 338 (ppm) olmuştur. % 55 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde 328 (ppm) , B10 da 276 (ppm) , B20 de 302 (ppm) ve B50 de 289 (ppm) olmuştur.

10,8 kW yük uygulamasında NO_x emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını düşürmüştür, saf dizelde 725 (ppm), B10 da 711(ppm) , B20 de 667 (ppm) ve B50 de 731 (ppm) olmuştur. % 30 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde 444 (ppm) , B10 da 475 (ppm) , B20 de 451 (ppm) ve B50 de 487 (ppm) olmuştur. % 50 Benzin RCCI uygulamasında saf dizel ve B20 de artış B10 ve B50 de düşüşler olmuş, saf dizelde 473 (ppm), B10 da 438 (ppm), B20 de 486 (ppm) ve B50 de 471 (ppm) olmuştur.

Genel değerlendirmede NO_x emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel düşük yüzdelerde azalmış, yüzdenin artışıyla genel olarak arttırmıştır, aynı şekilde RCCI yüzde artışı emisyonu düşürme eğilimindedir. Yükün artışıyla emisyon değerleri artmaktadır.

Literatür araştırmalarının çoğu biyodizel kullanımı sırasında NO_x emisyonlarında artış görüleceği ve etkilenme miktarında motor tipi ve çalışma koşullarının etkili olacağını belirtilmiştir (Schumacher ve ark., 1994; Marshall ve ark., 1995; Graboski ve McCormick, 1998). NO_x emisyonlarındaki artışı açıklamak için biyodizel ile ilgili yapılan araştırmalar viskozite, yoğunluk, sıkıştırılabilirlik ve ses hızı gibi fiziksel özelliklerden dolayı püskürtme avansı dolayısıyla yanma işleminin avanslı olduğunu göstermiş (Cardone ve ark., 2002), yakın geçmişte enjeksiyon pompasının avansı

biyodizel kullanımında elektronik olarak ayarlanmış ve NO_x emisyonunun artmasındaki temel nedenin püskürtme ile ilgili olduğunu göstermiştir (Tat, 2003). Yapılan bir çalışmada biyodizel kullanımında NO_x emisyonların bütün motor devirlerinde düşüş gösterdiği ve bu durumun yanma sonu sıcaklığın düşük olmasından kaynaklandığı bildirilmiştir (Carraretto ve ark., 2004).

Yakıtın buharlaşması, hava içerisine nüfuziyeti ve etkileşimi, yakıt taneciklerinin momentumları ve taneciklerin büyüklüğü gibi püskürtme karakteristikleri, yakıtın viskozitesi, yüzey gerilimi ve kaynama sıcaklığı gibi özelliklerine bağlıdır. Bütün bu fiziksel etkenler püskürtme avansına, tutuşma gecikmesine, ön yanmaya ve alev yayılımına sonuç olarak NO_x oluşumuna etki ederler. Bütün bu çalışmalar dikkate alındığında NO_x emisyonları artışının nedenlerinden olan sadece püskürtme başlangıcının ve yakıtın O₂ içeriğinin en kesin noktalar olduğu söylenebilir. Bu durum direkt püskürtmeli sistemlerde daha önemli bir rol oynamaktadır.

Dizel motorda yapılan bir çalışmada benzin RCCI uygulamasında daha düşük NO_x ve is emisyonu oluştuğu, CO emisyonu, egzoz sıcaklığı ve verimin arttığı, bunda nispeten daha zayıf yanma ve azalan emme oksijen konsantrasyonu nedeniyle alev sıcaklıklarının NO_x oluşumu eşiğinin altında kalmasının etken olduğu bildirilmiştir. Piston kafası yakınında yakıt jetinin penetrasyonu nedeniyle oluşan sıcaklık katmanları piston kafasından ısı transferini artırarak verimi düşürür, RCCI de yanma kontrolü düşük sıcaklıkla verim artar.(Kokjohn, 2011)

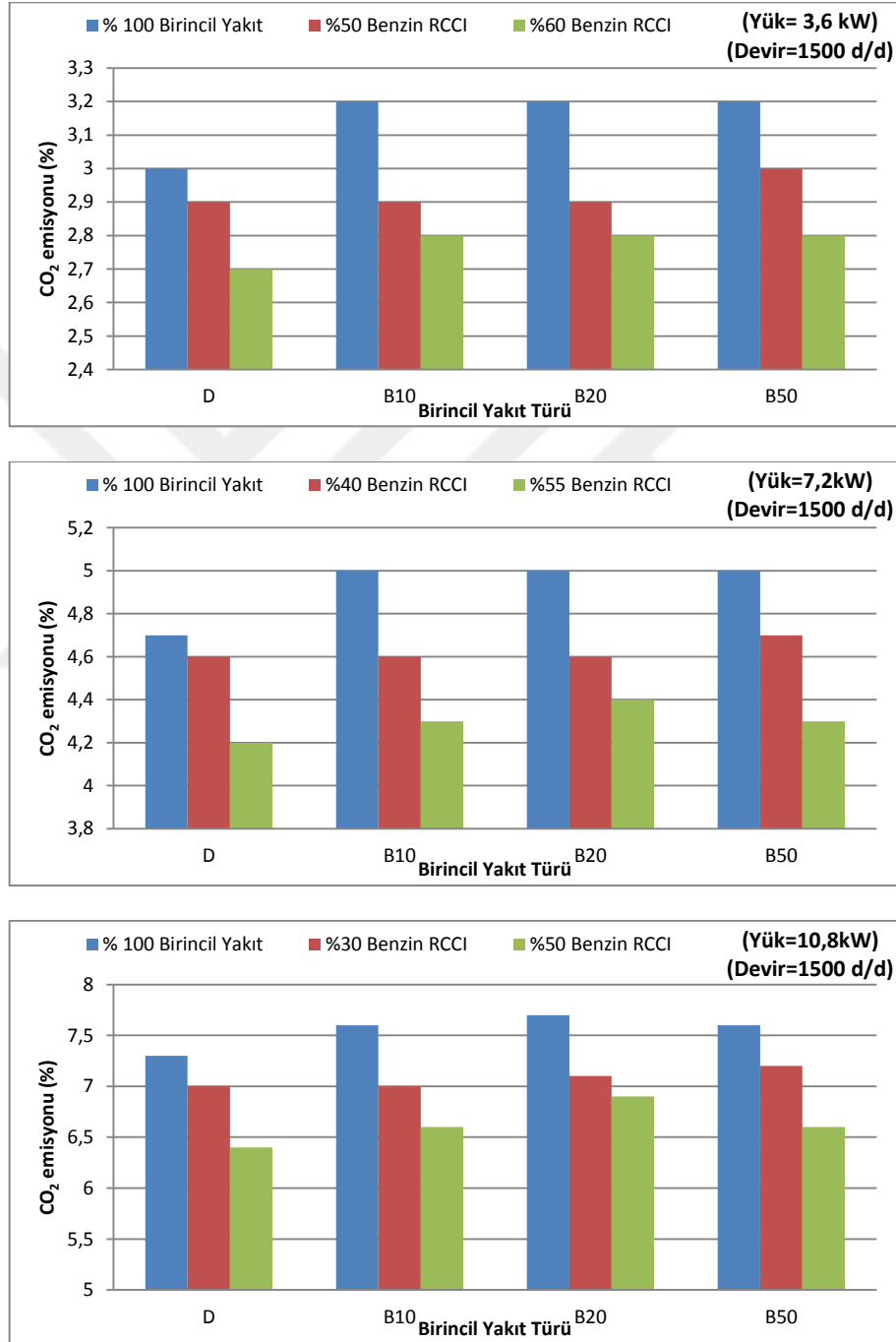
Bir çalışmada Ön karışımli MTBE (Metil Tersiyer Bütil Eter oktan sayısını artırıcı özellikte) yakıtı düşük basınçlı bir enjeksiyon sistemi ile motorun emme manifolduna püskürtülmüş, tam yük çalışma şartlarında NO_x emisyonlarında bir artış meydana geldiği, yarım yükte belirgin fark olmadığı bildirilmiştir (Akcan, 2013).

Yapılan çalışmada enjeksiyon süresinin artışıyla lokal tepe sıcaklıkları ve yüksek sıcaklık bölgelerinin azaldığı ve buna bağlı olarak NO_x oluşumunda azalma olacağı bildirilmiştir (Nemati ve ark., 2011). Yapılan çalışmada ön karışım oranının artmasıyla NO_x emisyonunun azalacağı bildirilmiştir (Zhao ve ark., 2014).

Yapılan çalışmada düşük sıcaklıklı yanma modunda NO_x emisyonunun azaldığı, silindir sıcaklığının daha düşük, uzun tutuşma gecikmesi ve yanma hızının etken olduğu bildirilmiştir (Imtenan ve ark., 2014).

Yapılan bir benzin RCCI uygulamasında daha geç yanma, kısa yanma olayları ve düşük alev sıcaklıkları nedeniyle NO_x emisyonunun azaldığı bildirilmiştir (Molina ve ark., 2015).

4.1.3.4. Karbondioksit



Şekil 4. 33. Benzin RCCI CO₂ değişim grafikleri

3,6 kW yük uygulamasında CO₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını arttırmıştır, saf dizelde % 3, B10, B20 ve B50 de % 3,2 olmuştur. % 50 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizel, B10 ve B20 de % 2,9 ve B50 de 3 olmuştur. % 60 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde % 2,7, B10, B20 ve B50 de % 2,8 olmuştur.

7,2 kW yük uygulamasında CO₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını arttırmıştır, saf dizelde % 4,7, B10, B20 ve B50 de % 5 olmuştur. % 40 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizel, B10 ve B20 de % 4,6 ve B50 de % 4,7 olmuştur. % 55 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde % 4,2, B10 da % 4,3, B20 de % 4,4 ve B50 de % 4,3 olmuştur.

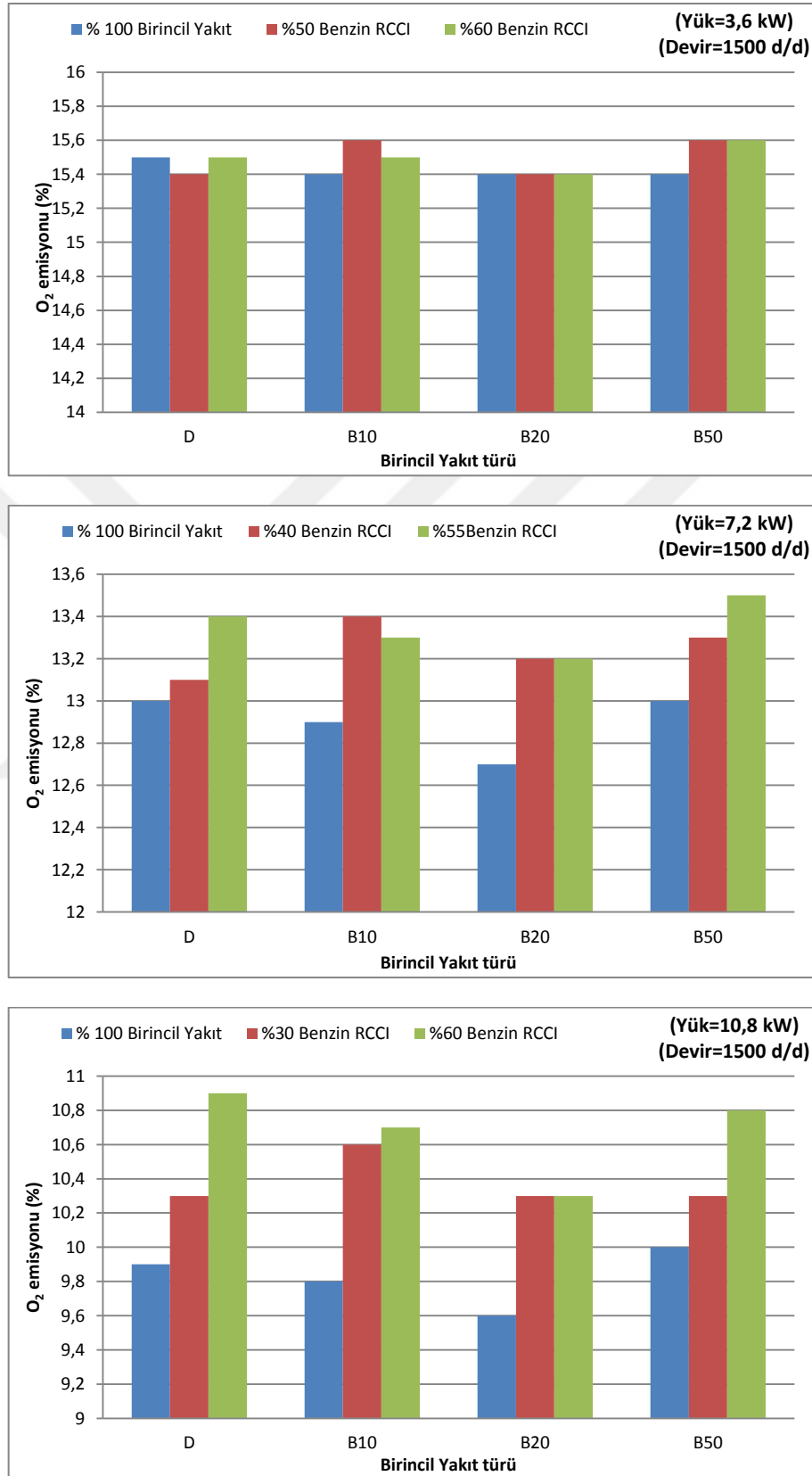
10,8 kW yük uygulamasında CO₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını arttırmıştır, saf dizelde % 7,3, B10 da % 7,6, B20 de % 7,7 ve B50 de % 7,6 olmuştur. % 30 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde % 7, B10 da % 7, B20 de % 7,1 ve B50 de % 7,2 olmuştur. % 50 Benzin RCCI uygulamasında saf dizel ve B20 de artış B10 ve B50 de düşüşler olmuş, saf dizelde % 6,4, B10 da % 6,6, B20 de % 6,9 ve B50 de % 6,6 olmuştur.

Genel değerlendirmede CO₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel olarak arttırmıştır, RCCI yüzde artışı emisyonu düşürmüştür. Yükün artışıyla emisyon değerleri arttırmaktadır.

CO₂ emisyonların da artış olması biyodizelin daha eksiksiz bir yanma ve bu nedenle daha çok CO' in CO₂'e dönüşmüş olmasıyla açıklanır (Ghazali ve ark., 2015). Çalışmaların çoğu biyoyakıt kullanımında yüksek oksijen içeriğinin yanma kalitesini arttırmaya yardımcı olduğu, CO₂ emisyonun artış gösterdiği, CO₂ emisyonunda tutarsızlıklar olabileceği bildirilmiştir (Mofijur ve ark., 2016). Yanma odasında tam yanma ile CO₂ emisyonu artacağı iyi bilinmektedir.

RCCI uygulamasında tam olmayan yanma ve yalın karışım yanan gazlardan soğutma etkisi yapan silindir cidarlarına olan ısı transferini azaltır, artan püskürtme bölgeleri CO' in CO₂ ye oksidasyonunu azaltır. Böylece CO₂ emisyonları düşük seviyelerde kalırken CO emisyonları ise yüksek düzeylerde gerçekleşir.

4.1.3.5. Oksijen



Şekil 4. 34. Benzin RCCI O₂ değişim grafikleri

3,6 kW yük uygulamasında O₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarında çok küçük azalma olmuş, saf dizelde % 15,5, B10, B20 ve B50 de % 15,4 olmuştur. % 50 Benzin RCCI uygulamasında biyodizelerde genel olarak küçük artma eğilimi olmuş, saf dizelde % 15,4, B10 de % 15,6 ve B20 de % 15,4 ve B50 de de % 15,6 olmuştur. % 60 Benzin RCCI uygulamasında biyodizelerde genel olarak küçük artma eğilimi olmuş, saf dizel ve, B10 da % 15,5, B20 % 15,4 ve B50 de % 15,6 olmuştur.

7,2 kW yük uygulamasında O₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını küçük oranda azaltmıştır, saf dizelde % 13, B10 da % 13,3, B20 de % 12,7 ve B50 de % 13 olmuştur. % 40 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak artış olmuş, saf dizelde % 13,1, B10 da % 13,4 ve B20 de % 13,2 ve B50 de % 13,3 olmuştur. % 55 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak artış olmuş, saf dizelde % 13,4, B10 da % 13,3, B20 de % 13,2 ve B50 de % 13,5 olmuştur.

10,8 kW yük uygulamasında O₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını küçük oranda azaltmıştır, saf dizelde % 9,9, B10 da % 9,8, B20 de % 9,6 ve B50 de % 10 olmuştur. % 30 Benzin RCCI uygulamasında genel olarak artış olmuş, saf dizelde % 10,3, B10 da % 10,6, B20 de % 10,3 ve B50 de % 10,3 olmuştur. % 50 Benzin RCCI uygulamasında saf dizel ve B20 de artış B10 ve B50 de artış olmuş, saf dizelde % 10,9, B10 da % 10,7, B20 de % 10,3 ve B50 de % 10,8 olmuştur.

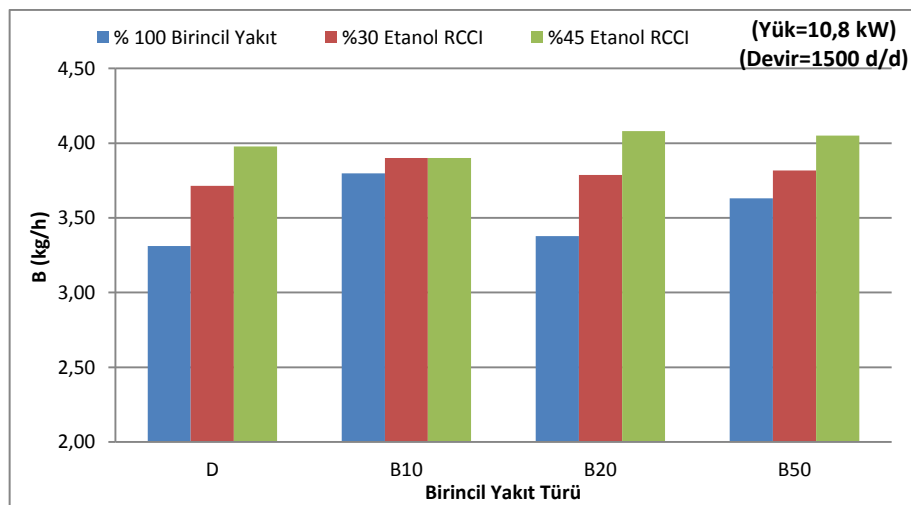
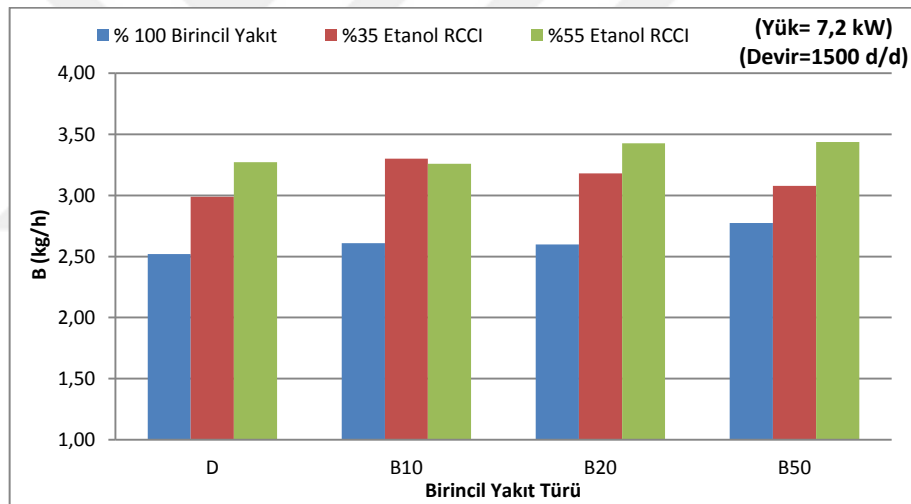
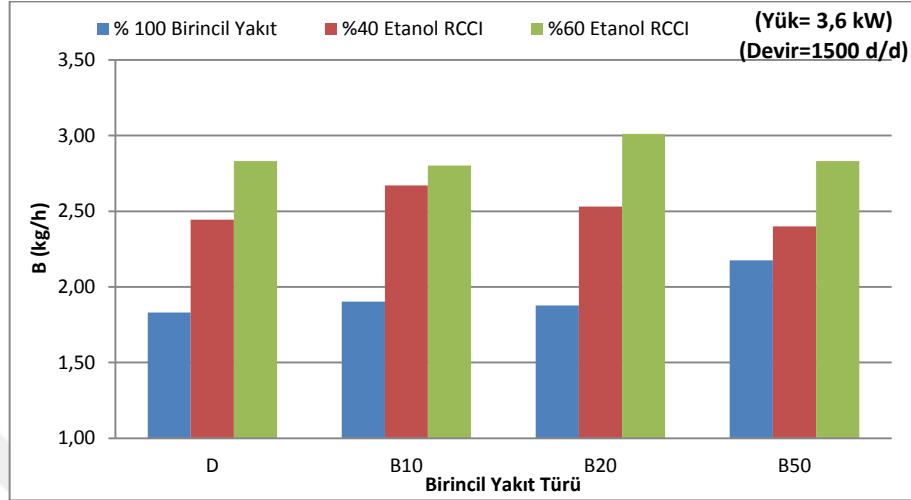
Genel değerlendirmede O₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla B50 dışında genel olarak küçük yüzdelerde azalmıştır, RCCI yüzde artışı emisyonunu arttırma eğilimindedir. Yükün artışıyla emisyon değerleri azalmaktadır.

Biyodizel yakıtların yapısındaki O₂ molekülleri sayesinde oksijen emisyonlarını arttırdığı söylenebilir (Staat ve Gateau, 1995; Benajes ve ark., 2014). Ancak biyodizelin bu tür emisyonları arttırıp arttırmadığı tam olarak bilinmemekle beraber, bazı çalışmalarda bu tür emisyonlar azalmakta veya değişmektedir (Anonymous, 2002; Munack ve ark., 2001).

4.2. Etanol RCCI Uygulaması

4.2.1. Performans Parametreleri

4.2.1.1. Yakıt Tüketimi (B)



Şekil 4. 35. Etanol RCCI yakıt tüketimi grafiği

Deneysel çalışmada 3,6 kW yükte %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla yakıt tüketimi artış göstermiştir, saf dizelde 1,83 kg/h, B10 da 1,90 kg/h, B20 de 1,88 kg/h, B50 2,18 kg/h olmuştur. % 40 Etanol RCCI uygulamasında toplam yakıt tüketimi artmaktadır, saf dizelde 2,45 kg/h, B10 da 2,67 kg/h, B20 de 2,53 kg/h, B50 de 2,40 kg/h olmuştur. % 60 Etanol RCCI uygulamasında yakıt tüketim artış göstermiş, saf dizelde 2,83 kg/h, B10 da 2,80 kg/h, B20 de 3,01 kg/h ve B50 de 2,83 kg/h olmuştur.

7,2 kW yük uygulamalarında %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla yakıt tüketimi artış göstermiştir, saf dizelde 2,52 kg/h, B10 da 2,61 kg/h, B20 de 2,60 kg/h, B50 2,78 kg/h olmuştur. % 35 Etanol RCCI uygulamasında toplam yakıt tüketimi artmaktadır, saf dizelde 2,99 kg/h, B10 da 3,30 kg/h, B20 de 3,18 kg/h, B50 de 3,08 kg/h olmuştur. % 55 Etanol RCCI uygulamasında yakıt tüketim artış göstermiş, saf dizelde 3,27 kg/h, B10 da 3,26 kg/h, B20 de 3,43 kg/h ve B50 de 3,44 kg/h olmuştur.

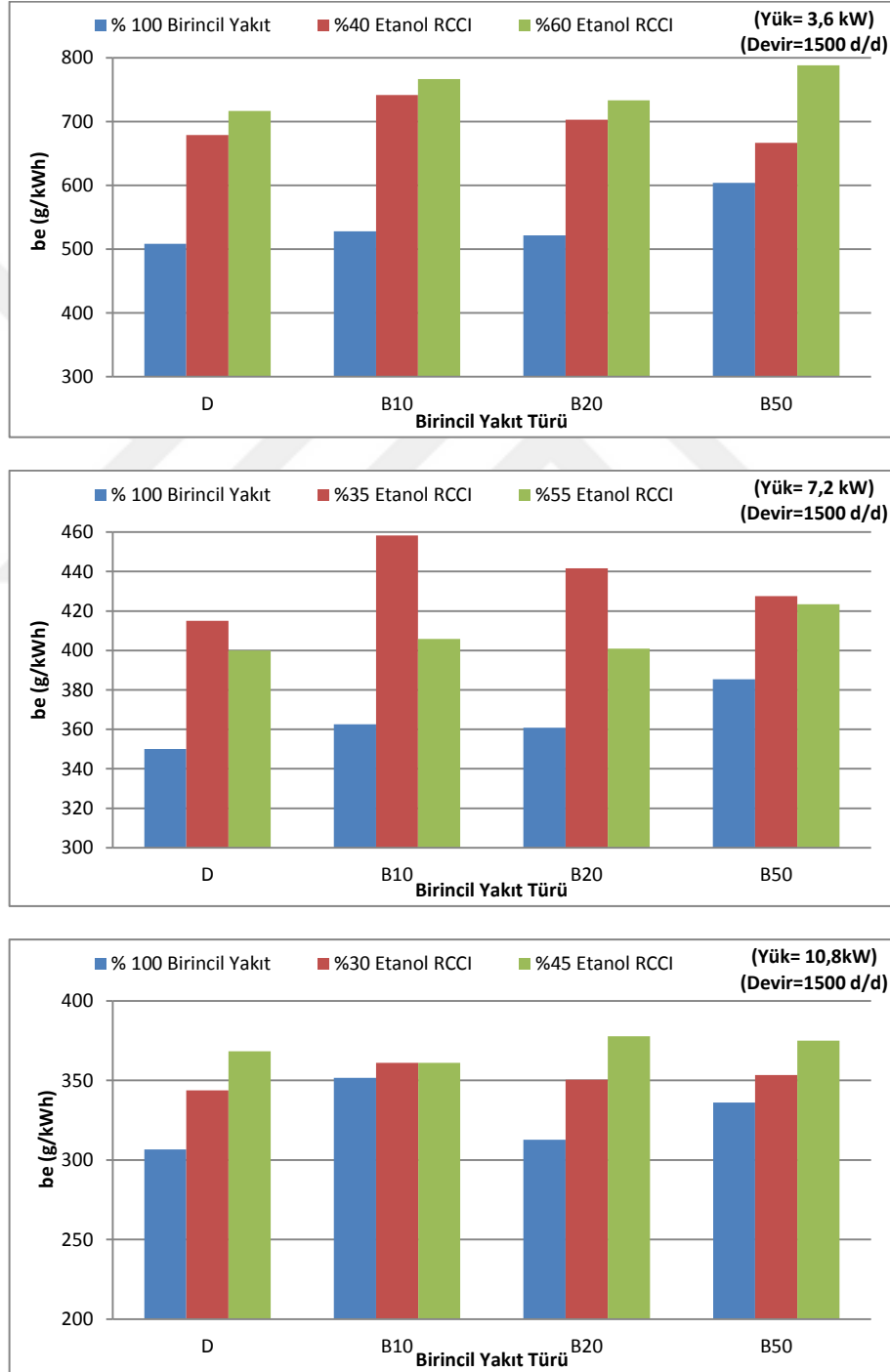
10,8 kW yük uygulamalarında %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla yakıt tüketimi artış göstermiştir, saf dizelde 3,31 kg/h, B10 da 3,80 kg/h, B20 de 3,38 kg/h, B50 3,63 kg/h olmuştur. % 30 Etanol RCCI uygulamasında toplam yakıt tüketimi artmaktadır, saf dizelde 3,71 kg/h, B10 da 3,90 kg/h, B20 de 3,79 kg/h, B50 de 3,82 kg/h olmuştur. % 45 Etanol RCCI uygulamasında yakıt tüketimi artış göstermiş, saf dizelde 3,98 kg/h, B10 da 3,90 kg/h, B20 de 4,08 kg/h ve B50 de 4,05 kg/h olmuştur.

Genel değerlendirmede % (100) birincil yakıt uygulamasında biyodizel yüzdesinin artışı yakıt tüketimini arttırmış, Etanol RCCI uygulamasında ikincil yakıt oranı artışı yakıt tüketimini arttırmıştır ayrıca yük artışı da bekleneceği gibi yakıt tüketimini arttırmıştır. Biyodizel karışımları tek yakıt olarak kullanıldığında ve RCCI uygulamalarında dizel yakıtı göre daha yüksek yakıt tüketimi değerlerine sahiptir. Bu biyodizelin daha düşük olan alt ısıl değerine bağlanmaktadır. Bu nedenle, aynı miktarda güç elde etmek için dizele kıyasla biyodizelden daha büyük bir miktar tüketilmektedir. Ayrıca biyodizelin yüksek yoğunluğuna bağlı olarak, hacimsel olarak pompa tarafından ayarlanan enjeksiyon sırasında yüksek miktarda kütleli yakıt tüketimine yol açar.

Düşük yüklerde RCCI uygulamasında kütleli yakıt tüketimi artışı silindir cidarının uzak kenarlarında tam yanma olmamasına bağlı olduğu kabul edilir. RCCI modunda alev sıcaklığı düşerken gazlardan cidara ısı transfer katsayısı düşer.

Şahin (2002), çalışmasında düşük yoğunluğa sahip yakıt olarak dizel motorda etanol kullanılması durumunda etanolün ısıl değerinin daha düşük olması nedeniyle yüzde artışıyla yakıt tüketiminin ve özgül yakıt tüketiminin arttığı bildirmiştir

4.2.1.2. Özgül Yakıt Tüketimi (b_e)



Şekil 4. 36. Etanol RCCI özgül yakıt tüketimi grafiği

Deneysel çalışmada 3,6 kW yükte %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla özgül yakıt tüketimi artış göstermiştir, saf dizelde 508 g/kWh, B10 da 528 g/kWh, B20 de 522 g/kWh, B50 604 g/kWh olmuştur. % 40 Etanol RCCI uygulamasında özgül yakıt tüketimi artmaktadır, saf dizelde 679 g/kWh, B10 da 742 g/kWh, B20 de 703 g/kWh, B50 de 667 g/kWh olmuştur. % 60 Etanol RCCI uygulamasında özgül yakıt tüketim artış göstermiş, saf dizelde 787 g/kWh, B10 da 778 g/kWh, B20 de 837 g/kWh ve B50 de 787 g/kWh olmuştur.

7,2 kW yük uygulamalarında %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla özgül yakıt tüketimi artış göstermiştir, saf dizelde 363 g/kWh, B10 da 363 g/kWh, B20 de 361 g/kWh, B50 385 g/kWh olmuştur. % 35 Etanol RCCI uygulamasında özgül yakıt tüketimi artmaktadır, saf dizelde 415 g/kWh, B10 da 458 g/kWh, B20 de 442 g/kWh, B50 de 428 g/kWh olmuştur. % 55 Etanol RCCI uygulamasında özgül yakıt tüketim artış göstermiş, saf dizelde 455 g/kWh, B10 da 453 g/kWh, B20 de 476 g/kWh ve B50 de 478 g/kWh olmuştur.

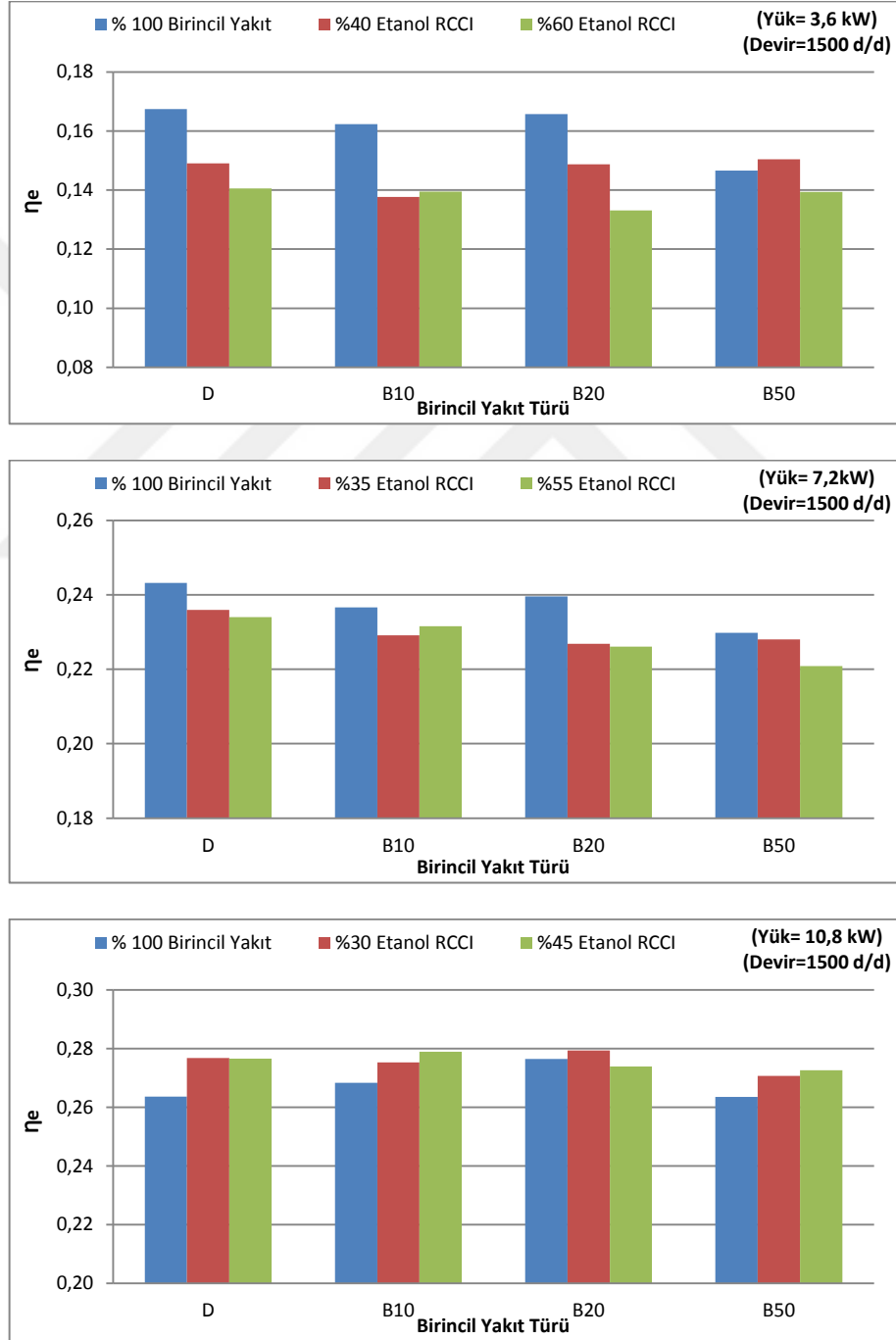
10,8 kW yük uygulamalarında %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla özgül yakıt tüketimi artış göstermiştir, saf dizelde 307 g/kWh, B10 da 352 g/kWh, B20 de 313 g/kWh, B50 336 g/kWh olmuştur. % 30 Etanol RCCI uygulamasında özgül yakıt tüketimi artmaktadır, saf dizelde 344 g/kWh, B10 da 361 g/kWh, B20 de 351 g/kWh, B50 de 353 g/kWh olmuştur. % 45 Etanol RCCI uygulamasında özgül yakıt tüketimi artış göstermiş, saf dizelde 368 g/kWh, B10 da 361 g/kWh, B20 de 378 g/kWh ve B50 de 375 g/kWh olmuştur.

Genel değerlendirmede % birincil yakıt uygulamasında biyodizel yüzdesinin artışı özgül yakıt tüketimini arttırmış, Etanol RCCI uygulamasında yüzde artışı özgül yakıt tüketimini 3,6 kW ve 10,8 kW yüklerde arttırmış, 7,2 kW yükünde azaltmıştır. Yük artışı özgül yakıt tüketimini azaltırken, 7,2 kW yükü haricinde özgül yakıt tüketimleri arasındaki fark azalmaktadır.

Biyodizel ve etanol RCCI uygulamasında özgül yakıt tüketiminin artış nedeni biyodizel ve etanolün düşük ısı değerlerine bağlı olarak motor silindir haznesine enerji girişinin azalmasıdır. Bu nedenle, etanol RCCI uygulamasında her ne kadar kütle ve özgül yakıt tüketimleri artsa da, özellikle motorun orta ve yüksek yük çalışma şartlarında özgül enerji tüketimi değerleri azalmaktadır. Bu durum söz konusu çalışma şartlarında hesaplanan verim değerlerinden de anlaşılmaktadır.

Yapılan bir çalışmada dizel motorda MTBE (metil tersiyer bütül eter, oktan sayısını ve oksijen içeriğini arttırıcı özellikte) HCCI uygulamasında MTBE enjeksiyonu ile özgül yakıt tüketimi değerlerindeki artışın MTBE yakıtının ısıl değerinin düşük olmasından kaynaklandığı, aynı motor gücünü alabilmek için daha fazla yakıtın silindir içerisine püskürtülmesini gerektirdiği düşünülmektedir (Akcan, 2013).

4.2.1.3. Efektif Verim (η_e)



Şekil 4. 37. Etanol RCCI efektif verim grafiği

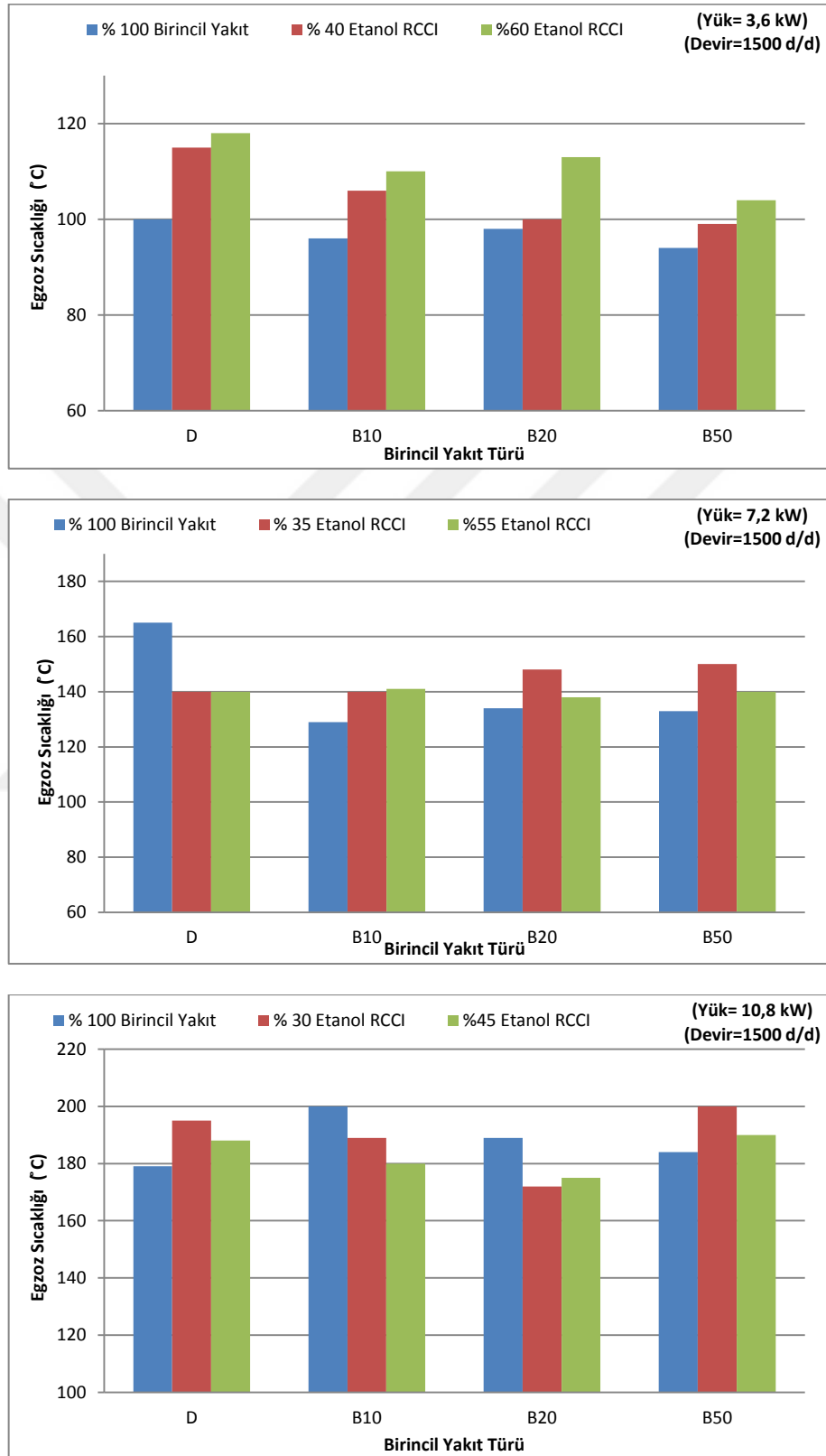
Deneysel çalışmada 3,6 kW yükte %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla verim azalma göstermiştir, saf dizelde 0,167, B10 da 0,162, B20 de 0,166, B50 0,147 olmuştur. % 40 Etanol RCCI uygulamasında verim azalmaktadır, saf dizelde 0,149, B10 da 0,138, B20 de 0,149, B50 de 0,150 olmuştur. % 60 Etanol RCCI uygulamasında verim azalma göstermiş, saf dizelde 0,141, B10 da 0,140, B20 de 0,133 ve B50 de 0,139 olmuştur.

7,2 kW yük uygulamalarında %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla verim azalma göstermiştir, saf dizelde 0,243, B10 da 0,237, B20 de 0,240, B50 0,230 olmuştur. % 35 Etanol RCCI uygulamasında verim azalmaktadır, saf dizelde 0,236, B10 da 0,229, B20 de 0,227, B50 de 0,228 olmuştur. % 55 Etanol RCCI uygulamasında verim azalma göstermiş, saf dizelde 0,234, B10 da 0,232, B20 de 0,226 ve B50 de 0,221 olmuştur.

10,8 kW yük uygulamalarında %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla B50 dışında verim artış göstermiştir, saf dizelde 0,264, B10 da 0,268, B20 de 0,276, B50 0,263 olmuştur. % 30 Etanol RCCI uygulamasında verim artış, saf dizelde 0,277, B10 da 0,275, B20 de 0,279, B50 de 0,271 olmuştur. % 45 Etanol RCCI uygulamasında verim göstermiş, saf dizelde 0,277, B10 da 0,279, B20 de 0,274 ve B50 de 0,273 olmuştur.

Genel değerlendirmede % 100 birincil yakıt uygulamasında 10,8 kW yükü dışında biyodizel yüzdesinin artışı verimi düşük mertebelerde azaltmış, en yüksek verim B20 de elde edilmiş, Etanol RCCI uygulamasında ikincil yakıt oranı artışı aynı şekilde B10 dışında düşük mertebelerde verimi azaltmış. Etanol RCCI uygulamasında yük artışı verimi arttırırken, 10,6 kW maksimum yükte % 100 birincil yakıt uygulamasının üstünde verim eğilimi söz konusudur. RCCI uygulamasında maksimum motor gücüne (%75) karşılık gelen 10,8 kW uygulamasında tek yakıt moduna kıyasla efektif verim artmıştır. RCCI konsepti motorun yanma kayıplarını azaltarak verimliliği arttırmıştır. Bu durumun iki sebebe bağlı olduğu düşünülmektedir. Birinci sebep RCCI yanmanın silindir cidarı ve piston başı yüzeyleri yakınında bulunan yüksek sıcaklık bölgelerinin ortadan kaldırmasıdır. Bu nedenle, ısı transfer kayıpları azalır genişletme işi artar. İkinci neden RCCI uygulamasında yanmanın başlangıç ve sonunu kontrol etmenin daha kolay hale gelmesidir. Geliştirilen kontrollü yanma zamanlaması ve süresinin optimizasyonu sıkıştırma işini azaltır.

4.2.1.4. Egzoz Sıcaklığı (T_e)



Şekil 4. 38. Etanol RCCI egzoz gazı sıcaklığı grafiği

Deneysel çalışmada 3,6 kW yükte %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla egzoz sıcaklığı azalma göstermiştir, saf dizelde 100 °C, B10 da 96°C, B20 de 98°C, B50 94°C olmuştur. % 40 etanol RCCI uygulamasında egzoz sıcaklığı artmaktadır, saf dizelde 115°C, B10 da 106°C, B20 de 100°C, B50 de 99°C olmuştur. % 60 etanol RCCI uygulamasında egzoz sıcaklığı artış göstermiş, saf dizelde 118°C, B10 da 110°C, B20 de 113°C ve B50 de 104°C olmuştur.

7,2 kW yük uygulamalarında %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla egzoz sıcaklığı azalma göstermiştir, saf dizelde 165°C, B10 da 129°C, B20 de 134°C, B50 133°C olmuştur. % 35 etanol RCCI uygulamasında egzoz sıcaklığı saf dizel dışında artmaktadır, saf dizelde 140°C, B10 da 140°C, B20 de 148°C, B50 de 150°C olmuştur. % 55 etanol RCCI uygulamasında egzoz sıcaklığı saf dizel dışında artış göstermiş, saf dizelde 140°C, B10 da 141°C, B20 de 138°C ve B50 de 140°C olmuştur.

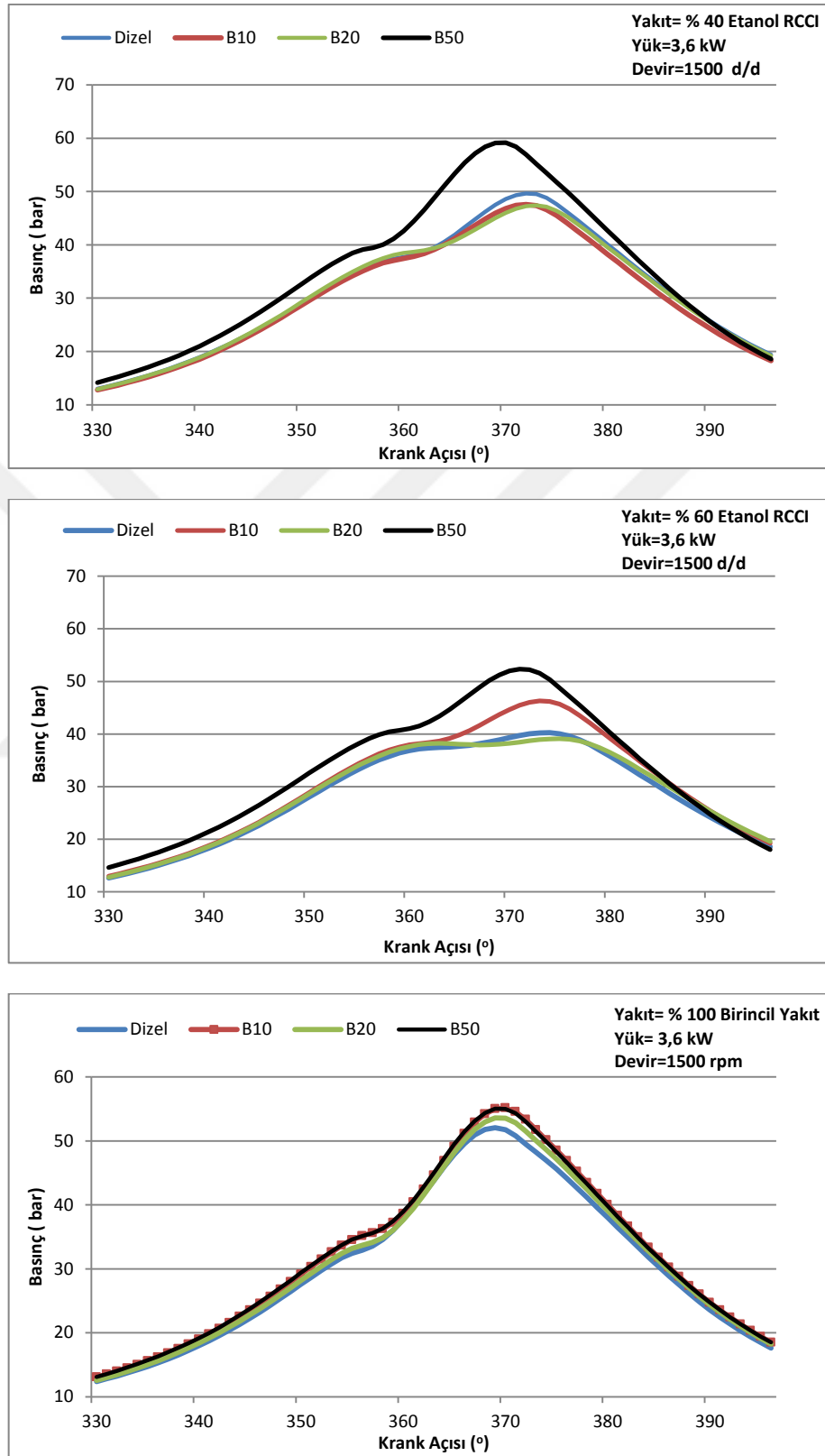
10,8 kW yük uygulamalarında %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla egzoz sıcaklığı artış göstermiştir, saf dizelde 179°C, B10 da 200°C, B20 de 189°C, B50 184°C olmuştur. % 30 etanol RCCI uygulamasında egzoz sıcaklığı saf dizel ve B50 de artmaktadır, saf dizelde 195°C, B10 da 189°C, B20 de 172°C, B50 de 200°C olmuştur. % 45 etanol RCCI uygulamasında egzoz sıcaklığı saf dizel ve B50 de artış göstermiş, saf dizelde 188°C, B10 da 180°C, B20 de 175°C ve B50 de 190°C olmuştur.

Genel değerlendirmede % 100 birincil yakıt uygulamasında biyodizel yüzdesinin artışı maksimum yük dışında egzoz sıcaklığını azaltmış, Etanol RCCI uygulamasında yüzde artışı düşük yüklerde artış, maksimum yükte azalma etkisi yapmıştır.

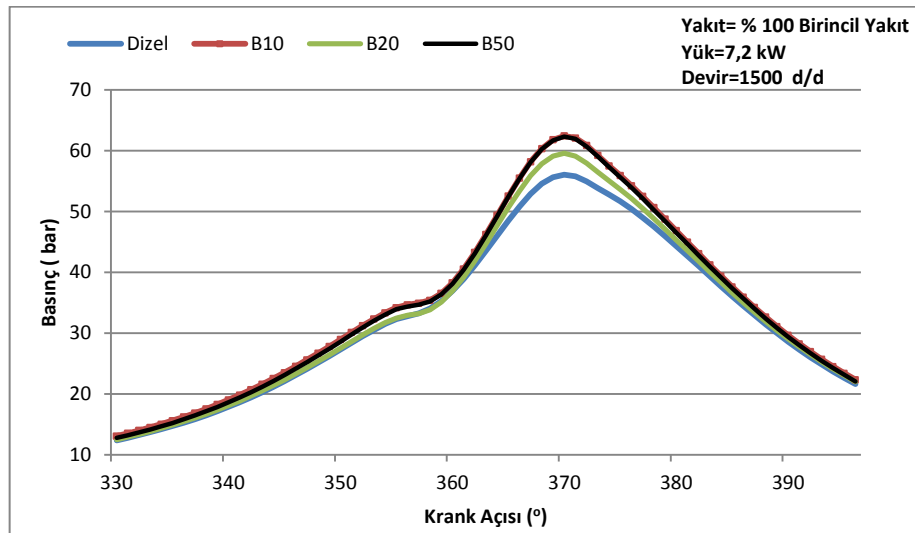
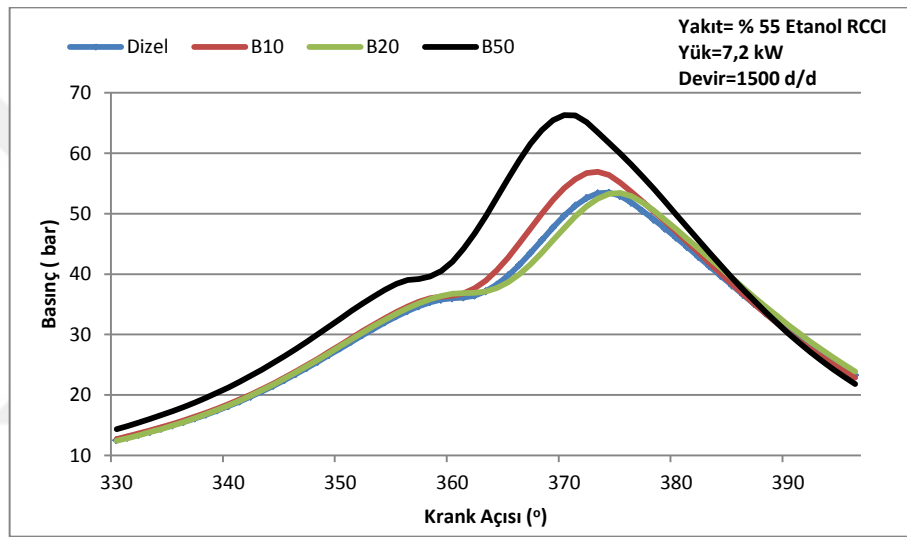
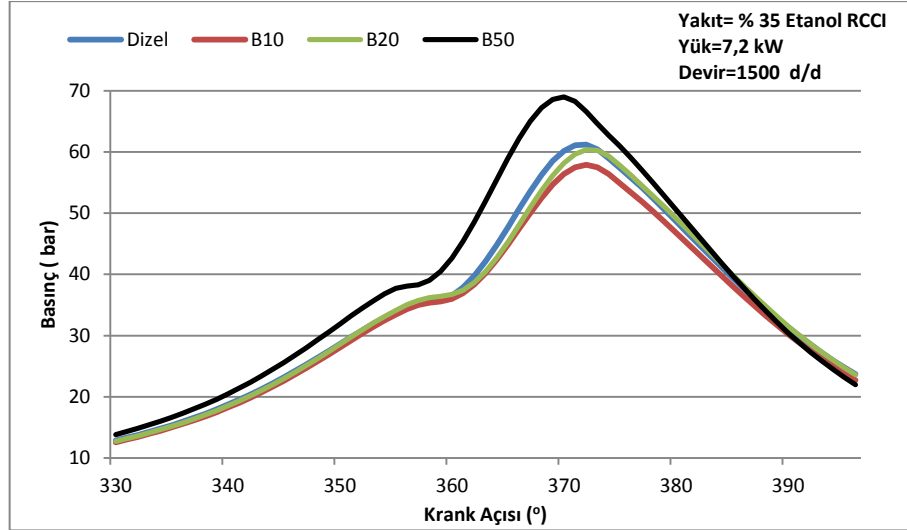
Egzoz gazı sıcaklık değerlerinin azalması, egzoz kayıplarının azaltılması ile verimlilik artışının temel nedenlerinden biri olarak kabul edilir.

4.2.2. Yanma Parametreleri

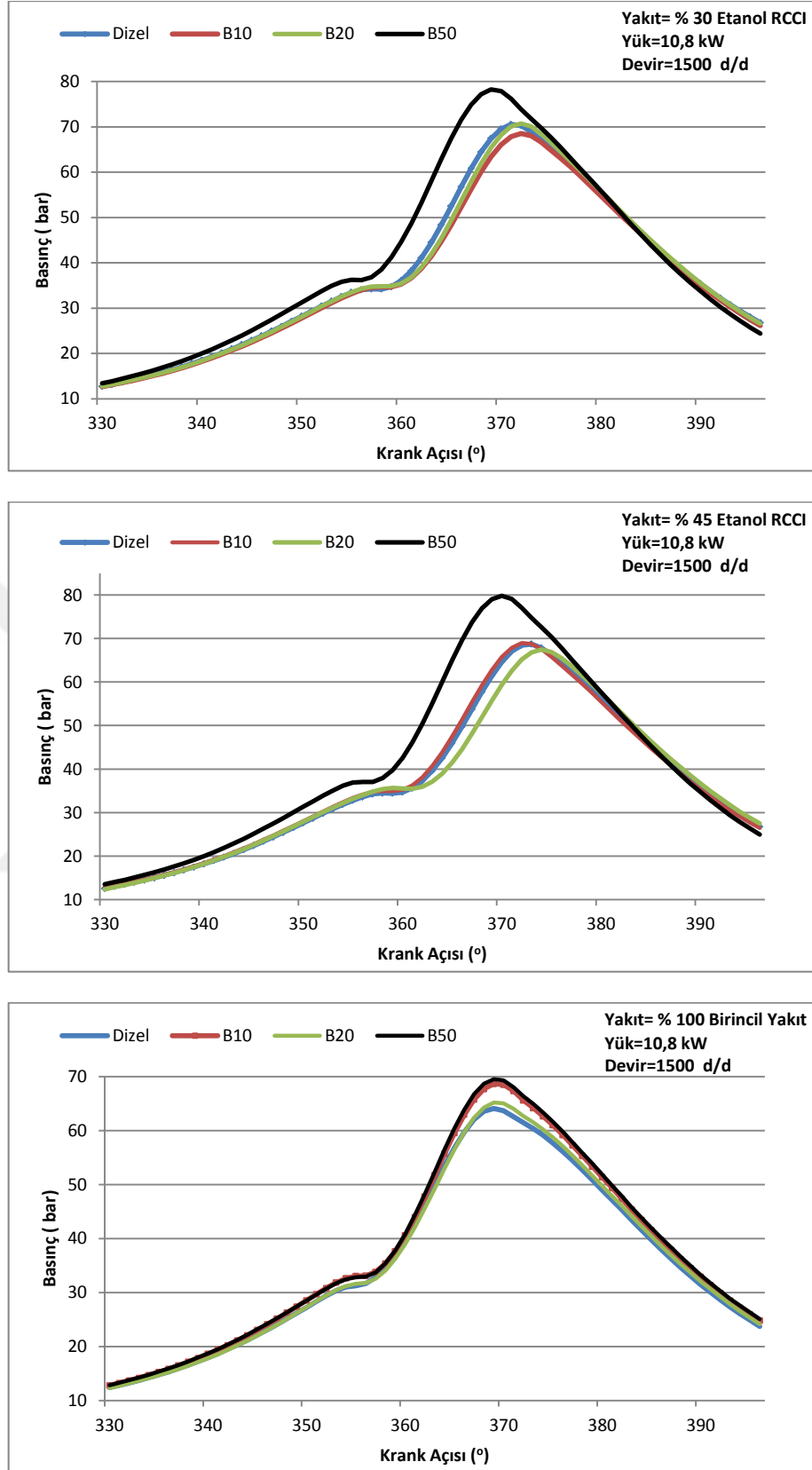
4.2.2.1. Basınç (P)



Şekil 4. 39. Basıncın krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW)



Şekil 4. 40. Basıncın krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW)



Şekil 4. 41. Basıncın krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW)

3,6 kW yükteki yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum basınç 370 KMA da 55,13 bar ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 55 bar, B20 de 53,56 ve Dizelde 51,74 bar sıralamasıyla devam etmiştir. % 40 Etanol RCCI uygulamasında B50 dışında kısmi düşme olup maksimum basınç 370 KMA da 59,65 bar ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, Dizelde 49,50 bar, B10 de 47,58 bar ve B20 de 47,41 bar sıralamasıyla devam etmiştir. % 60 Etanol RCCI uygulamasında kısmi düşme olup maksimum basınç 371 KMA da 52,35 bar ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B10 de 46,30 bar, dizel de 40,23 bar ve B20 de 39,09 bar sıralamasıyla devam etmiştir.

7,2 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum basınç 370 KMA da 62,41 bar ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 62,30 bar, B20 de 59,54 ve Dizelde 56,04 bar sıralamasıyla devam etmiştir. % 35 Etanol RCCI uygulamasında kısmi artış olup maksimum basınç 370 KMA da 68,96 bar ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, dizel de 61,18 bar, B20 de 60,37 bar ve B10 de 57,89 bar sıralamasıyla devam etmiştir. % 55 Etanol RCCI uygulamasında B50 dışında kısmi düşme olup maksimum basınç 370 KMA da 66,23 bar ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B10 de 56,93 bar, dizel de 53,47 bar ve B20 de 53,41 bar sıralamasıyla devam etmiştir.

10,8 kW motor yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum basınç 369 KMA da 69,51 bar ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B10 de 68,65 bar, B20 de 65,18 ve Dizelde 64,07 bar sıralamasıyla devam etmiştir. % 30 Etanol RCCI uygulamasında kısmi artış olup maksimum basınç 369 KMA da 78,26 bar ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B20 de 70,74 bar, dizel de 70,50 bar ve B10 da 68,54 bar sıralamasıyla devam etmiştir. % 45 Etanol RCCI uygulamasında kısmi artış olup maksimum basınç 371 KMA da 79,85 bar ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B10 de 68,95 bar, dizel de 68,74 bar ve B20 de 67,69 bar sıralamasıyla devam etmiştir.

Silindir basıncı kontrolsüz yanma aşamasında yakılan yakıt oranına bağlıdır. Yüksek tepe basıncı kontrolsüz yanma aşamasında yakılan yakıtın büyük miktarına karşılık gelir. Etanol RCCI işlemi özellikle B50 gibi yüksek reaktiviteli yakıt kullanıldığında pik basınç değerleri artmıştır. Çünkü yüksek viskozite ve kötü buharlaşma özellerine bağlı olarak yanma genişleme kısmına sarmaktadır. Tepe basınç noktası ise öne çekilmektedir. Etanol RCCI miktarı artışı ise tepe basıncını geciktirir. RCCI etanol

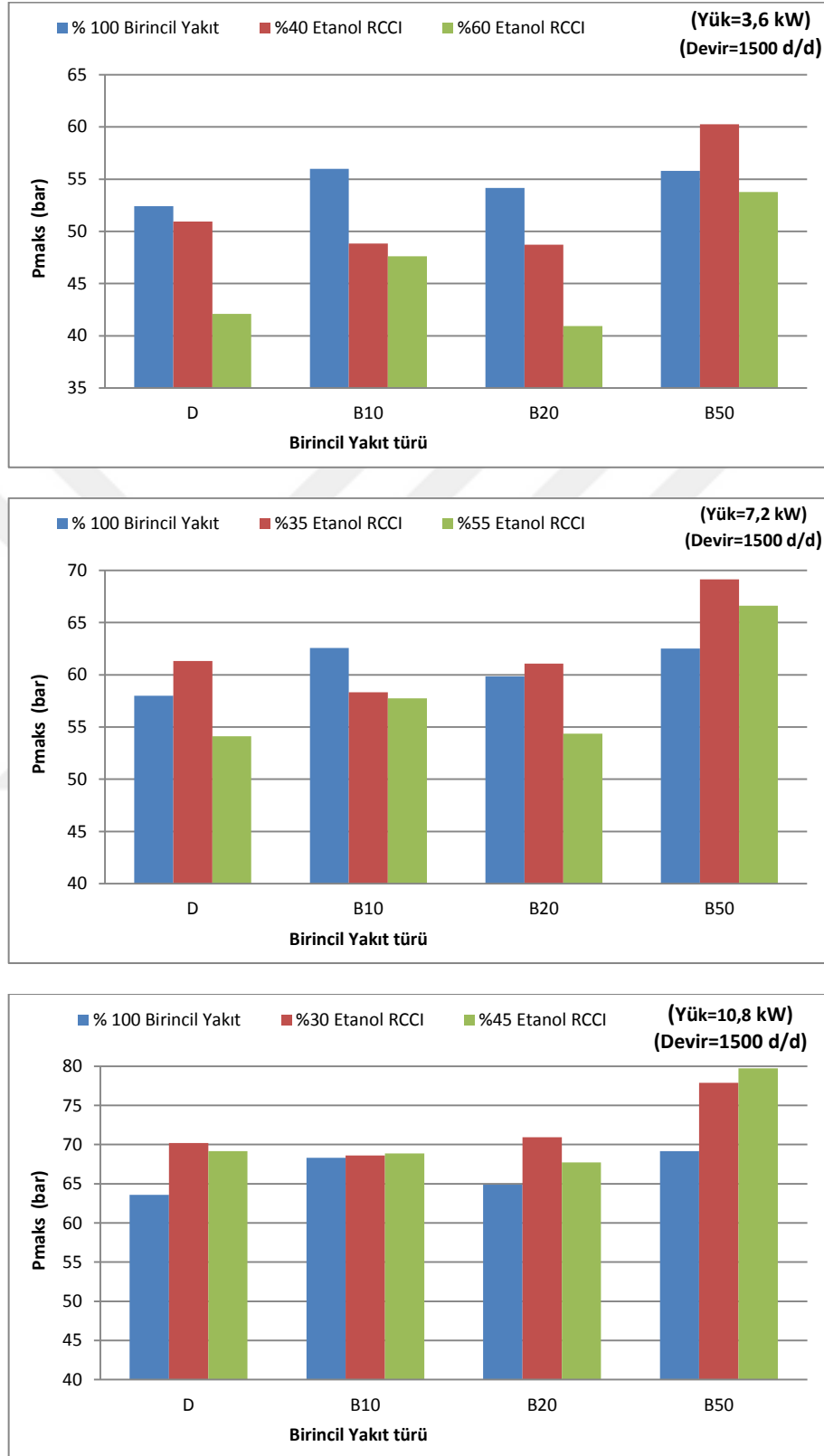
oranının artması ile tutuşma gecikmesinin uzaması karışımın düşük setan sayısına bağlıdır. RCCI modlarında biyodizel oranının artışı tutuşma zamanın geciktirir ve tepe silindir basıncını arttırır. Artan biyodizel oranı ile elde edilen erken tepe basıncının nedenin, biyodizelin yüksek yoğunluğu nedeniyle oluşan erken enjeksiyon zamanlaması olduğu kabul edilir. Yapılan bir çalışmada etanol kullanımında silindir içi basınçta ve ısı salım hızında artış olduğu ve durumun motor arızasına yol açabileceği belirtilmiştir (Loaiza ve ark., 2015).

Yapılan bir çalışmada tek silindirli dizel motorunda ön karışimli di-etil eter (uçuculuğu yüksek ve kolay yanma özelliğinde) yakıtı sabit motor hızında kullanılmış, ön karışimli tek aşamalı tutuşma gerçekleştiği bildirilmiştir. DEE artışının kontrolsüz yanma aşamasında maksimum silindir basıncı ve ısı yayılım oranını yükselttiği, yanmada fazların farklı oluştuğu, dizel yakıtının azalmasıyla difüzyon kontrollü yanmada ısı yayılımının düşük olduğu bildirilmiştir (Çınar ve ark., 2010).

Yapılan bir çalışmada dizel motorda HCCI etanol uygulamasında, yakıtın emme zamanında port tipi etanol enjeksiyonu ile içeriye alınarak homojen dolgu oluşturulduğu, sıkıştırma zamanı sonunda direkt olarak pilot dizel yakıt enjeksiyonu ile ilk olarak pilot dizel yakıtı kendi kendine tuttuğu ve sonrasında ön karışimli homojen dolgu ile pilot dizel yakıtının birlikte hızla yanmasının gerçekleştiği, sonrasında, difüzyon yanma aşamasında geriye kalan pilot dizel yakıtın yandığı, etanolün laminer alev hızının fazla olması nedeniyle homojen dolgunun alev gelişimi için geçen sürenin kısaldığı, maksimum silindir basınç değeri ve ön karışimli yanma aşamasında ısı yayılım oranının arttığı bildirilmiştir (Can, 2012).

Yapılan bir çalışmada dizel motorda dizel ve biyodizel yakıtında etanol rcci uygulamasında etanol yüzde artışında (E20 + ULSD, E85 + ULSD) maksimum basınçlar artmış, en yüksek değer E85 + B20 yakıtında elde edilmiş, termal verimliliğin arttığı, NOx emisyonun yüksek yüklerde artış eğiliminde olduğu, CO ve HC? emisyonlarının arttığı, etanol karışımlarının EGR kullanmadan RCCI de daha yüksek yüklemeye işlemi için izin verdiği, biyodizel kullanımında emisyon ve performans hedeflerini karşılamak için karışım yüzdesinin düşük tutulması gerektiği bildirilmiştir (Curram ve ark., 2012).

4.2.2.2. Maksimum Basınç



Şekil 4. 42. Maksimum Basınç grafikleri

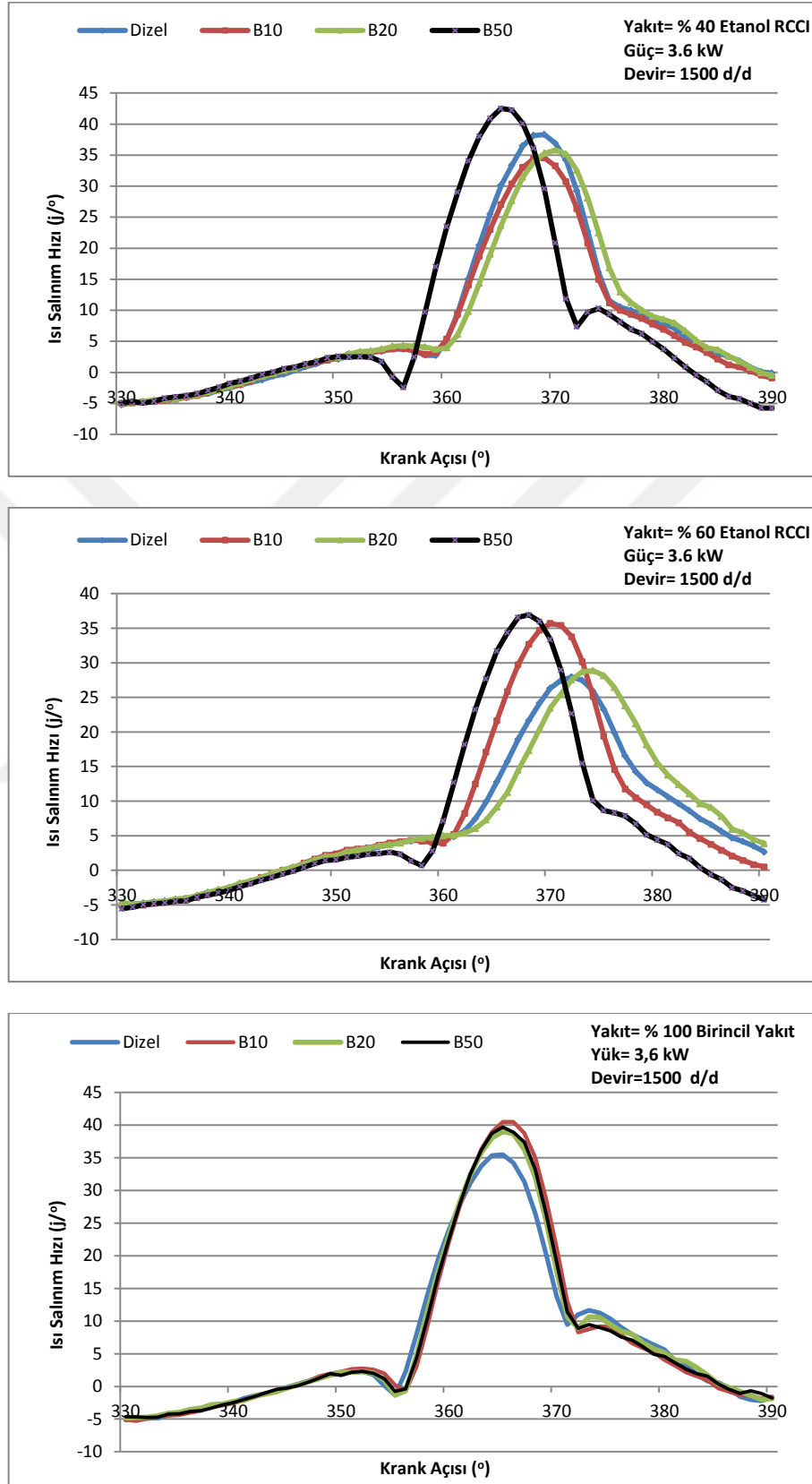
3,6 kW yük uygulamalarında birincil yakıt değerlendirmesinde, saf dizel uygulamasında 52,4 bar maksimum basınç gözlenirken, biodizel karışımlarında genel olarak artış gözlenmiş B10 ve B50 de 56 bar, B20 de ise 54 bar değerleri elde edilmiştir. % 40 Etanol RCCI uygulamalarında birincil yakıtlara nazaran maksimum basınç değerlerinde B50 dışında düşüşler gözlenmiştir. Bu değerler Saf dizelde 50,9, B10 ve B20 de 49 bar ve B50 de 60 bar seviyelerindedir. % 60 Etanol RCCI uygulamalarında birincil yakıtlara nazaran maksimum basınç değerlerinde düşüşler gözlenmiş, Saf dizelde 42 bar, B10 da 47,6 bar, B20 de 41 bar ve B50 de 53,8 bar seviyelerindedir.

7,6 kW yük uygulamalarında birincil yakıt değerlendirmesinde, saf dizel uygulamasında 58 bar maksimum basınç gözlenirken, biodizel karışımlarında genel olarak artış gözlenmiş B10 ve B50 de 62,5 bar, B20 de ise 60 bar değerleri elde edilmiştir. % 35 Etanol RCCI uygulamalarında birincil yakıtlara nazaran maksimum B10 dışındakilerde basınç değerlerinde artışlar gözlenmiştir. Bu değerler Saf dizelde 61,3 bar, B10 da 58,3 bar, B20 de 61 bar ve B50 de 69 bar seviyelerindedir. % 55 Etanol RCCI uygulamalarında birincil yakıtlara nazaran maksimum basınç değerlerinde B50 dışındakilerde düşüşler gözlenmiş, Saf dizelde 54,1 bar, B10 da 57,7 bar, B20 de 54,4 bar ve B50 de 66,6 bar seviyelerindedir. Etanol yüzde artışı kendi arasında basıncı düşürmüştür.

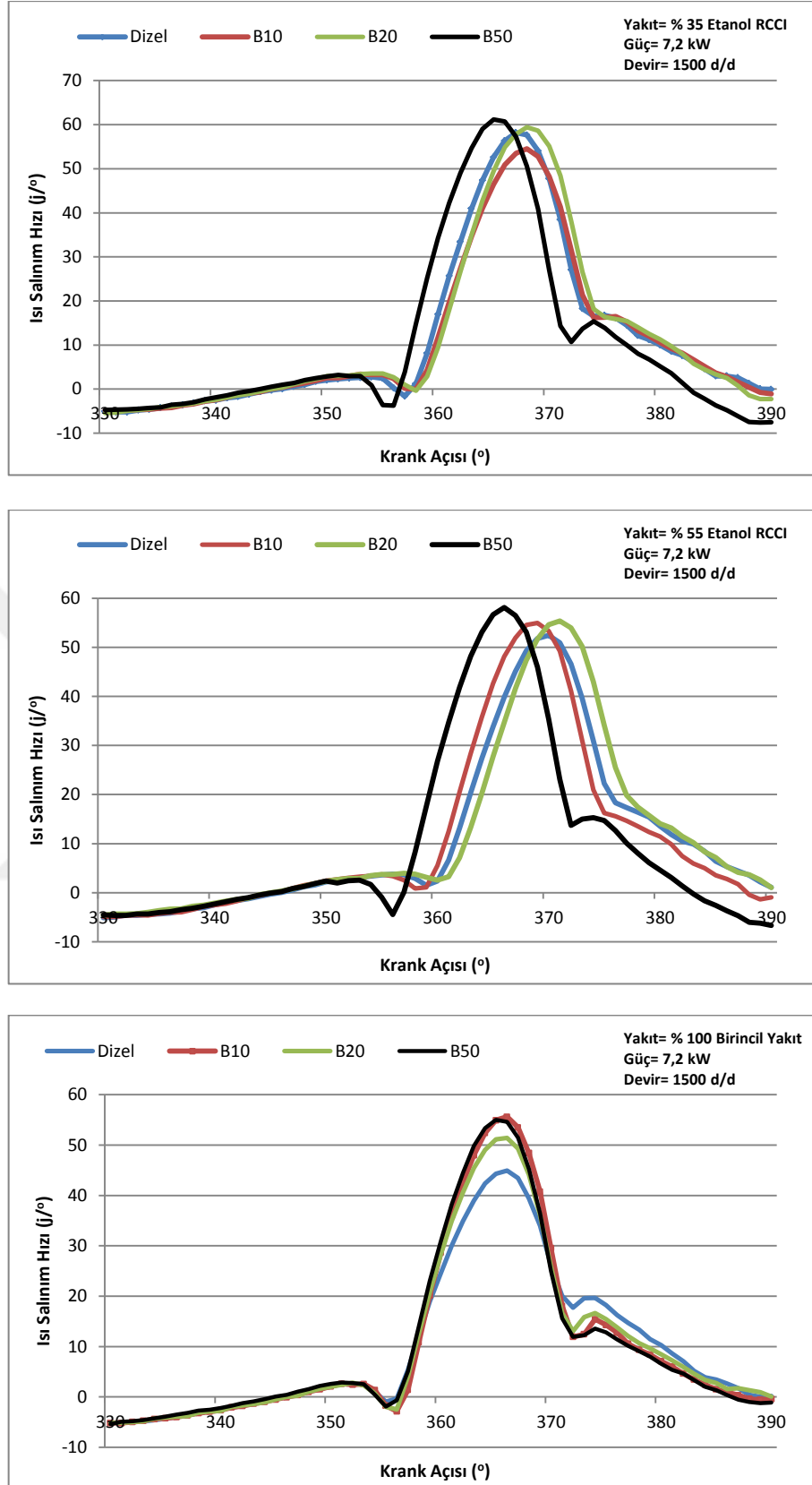
10,8 kW yük uygulamalarında birincil yakıt değerlendirmesinde, saf dizel uygulamasında 63,6 bar maksimum basınç gözlenirken, biyodizel karışımlarında genel olarak artış gözlenmiş B10 68,3 bar ve B20 de 65 bar, B50 de ise 69 bar değerleri elde edilmiştir. % 30 Etanol RCCI uygulamalarında birincil yakıtlara nazaran maksimum basınç değerlerinde artışlar gözlenmiştir. Bu değerler Saf dizelde 70 bar B10 da 68,6 bar, B20 de 71 bar ve B50 de 77,9 bar seviyelerindedir. % 45 Etanol RCCI uygulamalarında birincil yakıtlara nazaran maksimum basınç değerlerinde artışlar gözlenmiş, Saf dizelde 69,1 bar, B10 da 68,9, B20 de 67,7 bar ve B50 de 79,7 bar seviyelerindedir. Etanol yüzde artışı, Saf dizel ve B20 de azalma B10 ve B50 de artışa neden olmuştur.

Genel olarak % 100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzde artışı basıncı yükseltmektedir. Etanol RCCI uygulamalarında 3,6 kW yükünde basınç düşerken 7,2 kW ve 10,8 kW yüklerinde artışlar vardır. Etanol yüzdesinin artışı üç yükte de genel olarak basıncı düşürmektedir.

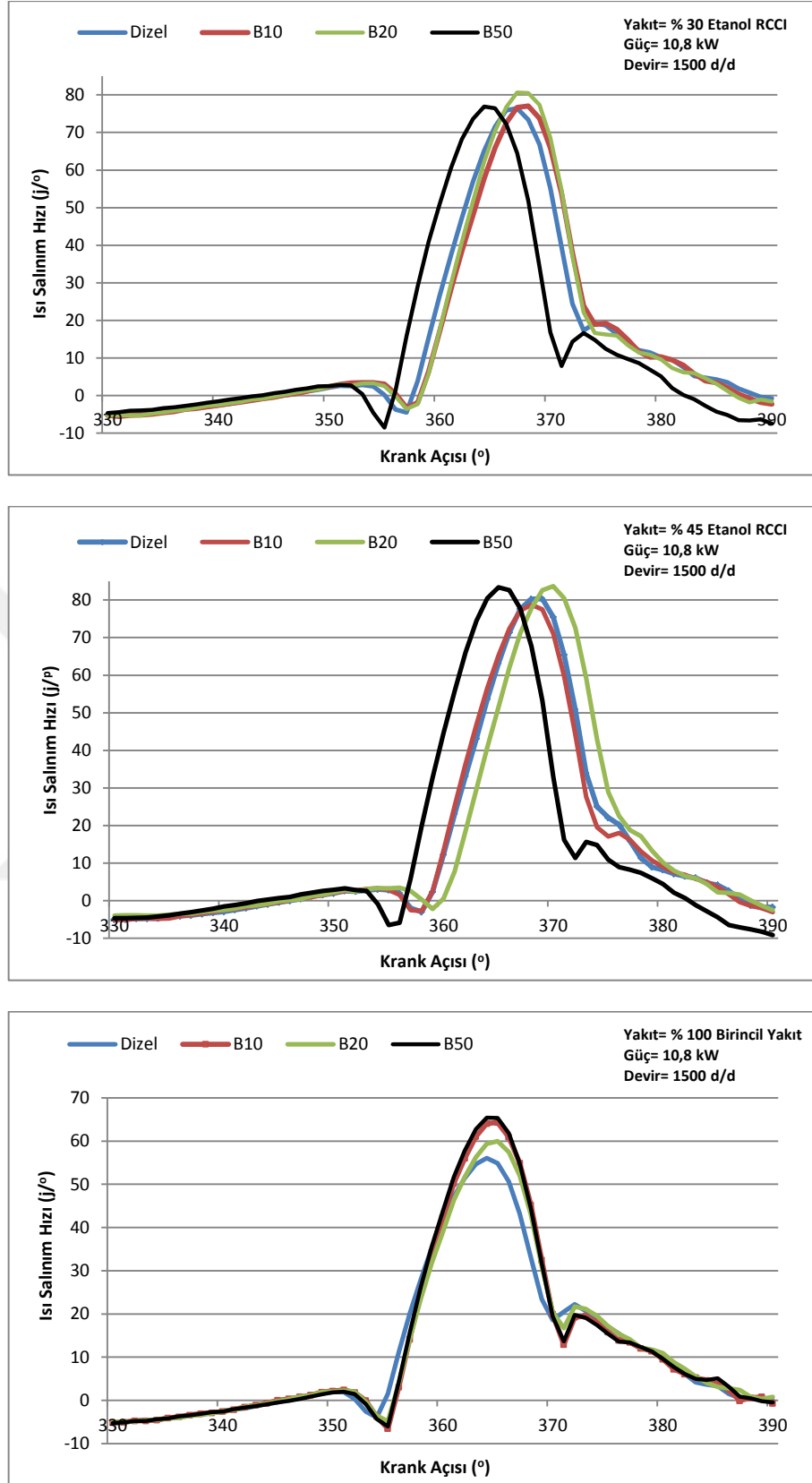
4.2.2.3. Isı Salınım Hızı



Şekil 4. 43. Isı salınım hızının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW)



Şekil 4. 44. Isı salınım hızının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW)



Şekil 4. 45. Isı salınım hızının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW)

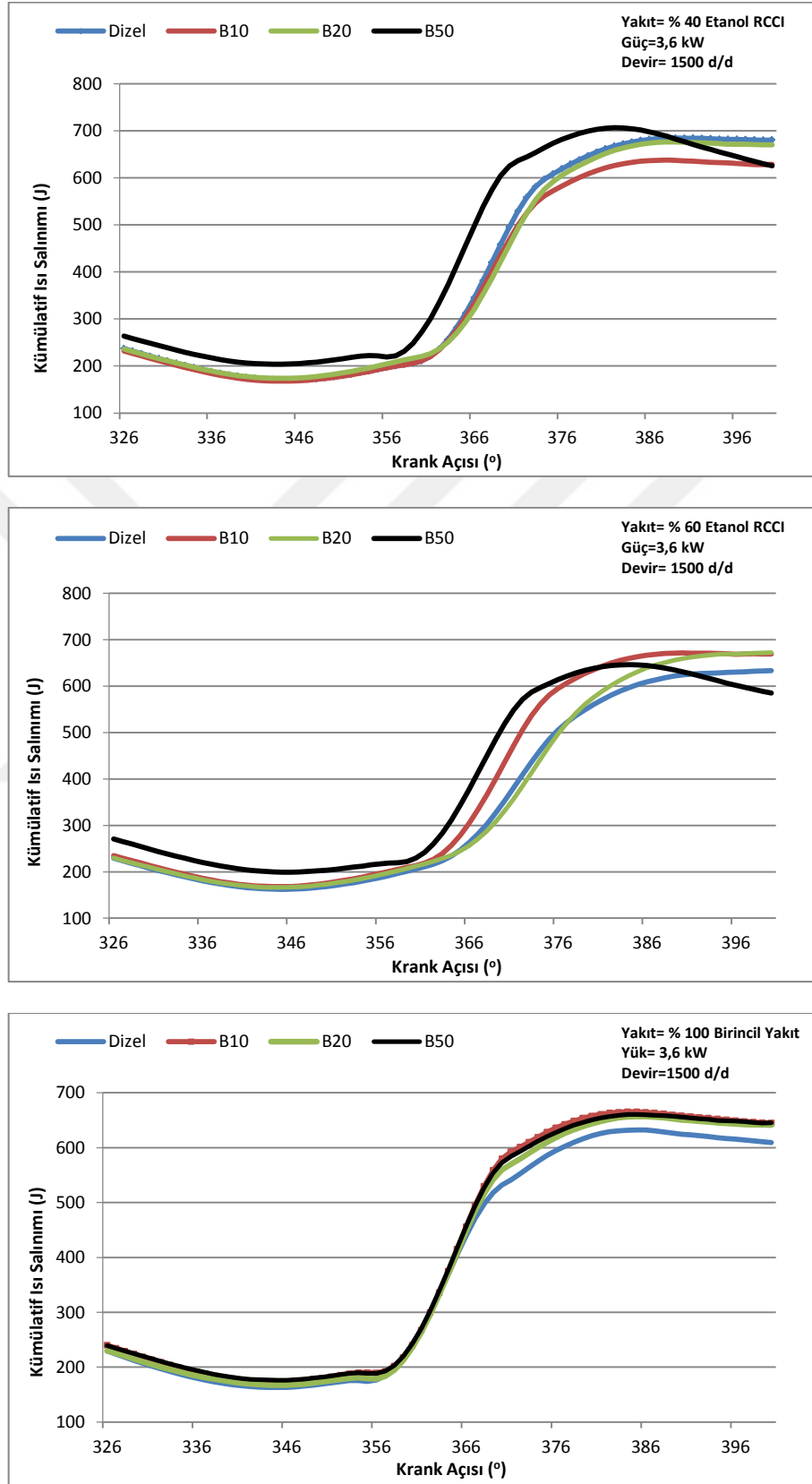
3,6 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yanma 359 KMA da başlamış, maksimum ısı salınım hızı 365 KMA da 40,50 (j/°) ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 39,68 (j/°), B20 de 38,99 (j/°) ve dizelde 35,48 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir. % 50 Etanol RCCI uygulamasında ısı salınım hızında düşme olup, genel olarak yanma 359 KMA da başlamış (B50 uygulamasında başlangıç 357 KMA) maksimum ısı salınım hızı 365 KMA da 42,51 (j/°) ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, dizel de 38,29 (j/°), B20 35,81 (j/°) ve B10 de 34,56 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir. % 60 Etanol RCCI uygulamasında ısı salınım hızında düşme olup, genel olarak yanma 362 KMA da başlamış (B50 uygulamasında başlangıç 356 KMA) maksimum ısı salınım hızı 365 KMA da 36,93 (j/°) ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B10 da 35,71 (j/°), B20 28,87 (j/°) ve dizel de 27,97 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir.

7,2 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yanma 355 KMA da başlamış, maksimum ısı salınım hızı 366 KMA da 55,61 (j/°) ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 55 (j/°), B20 de 51,44 (j/°) ve Dizelde 44,91 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir. % 35 Etanol RCCI uygulamasında ısı salınım hızında artış olup, genel olarak yanma 358 KMA da başlamış (B50 uygulamasında başlangıç 357 KMA) maksimum ısı salınım hızı 365 KMA da 61,17 (j/°) ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B20 da 59,41 (j/°), dizel de 58,21 (j/°) ve B10 da 54,54 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir. %55 Etanol RCCI uygulamasında ısı salınım hızında artış olup, genel olarak yanma 359 KMA da başlamış (B50 uygulamasında başlangıç 357 KMA) maksimum ısı salınım hızı 366 KMA da 58,09 (j/°) ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B20 da 55,38 (j/°), B10 da 54,93 (j/°) ve dizel de 52,45 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir.

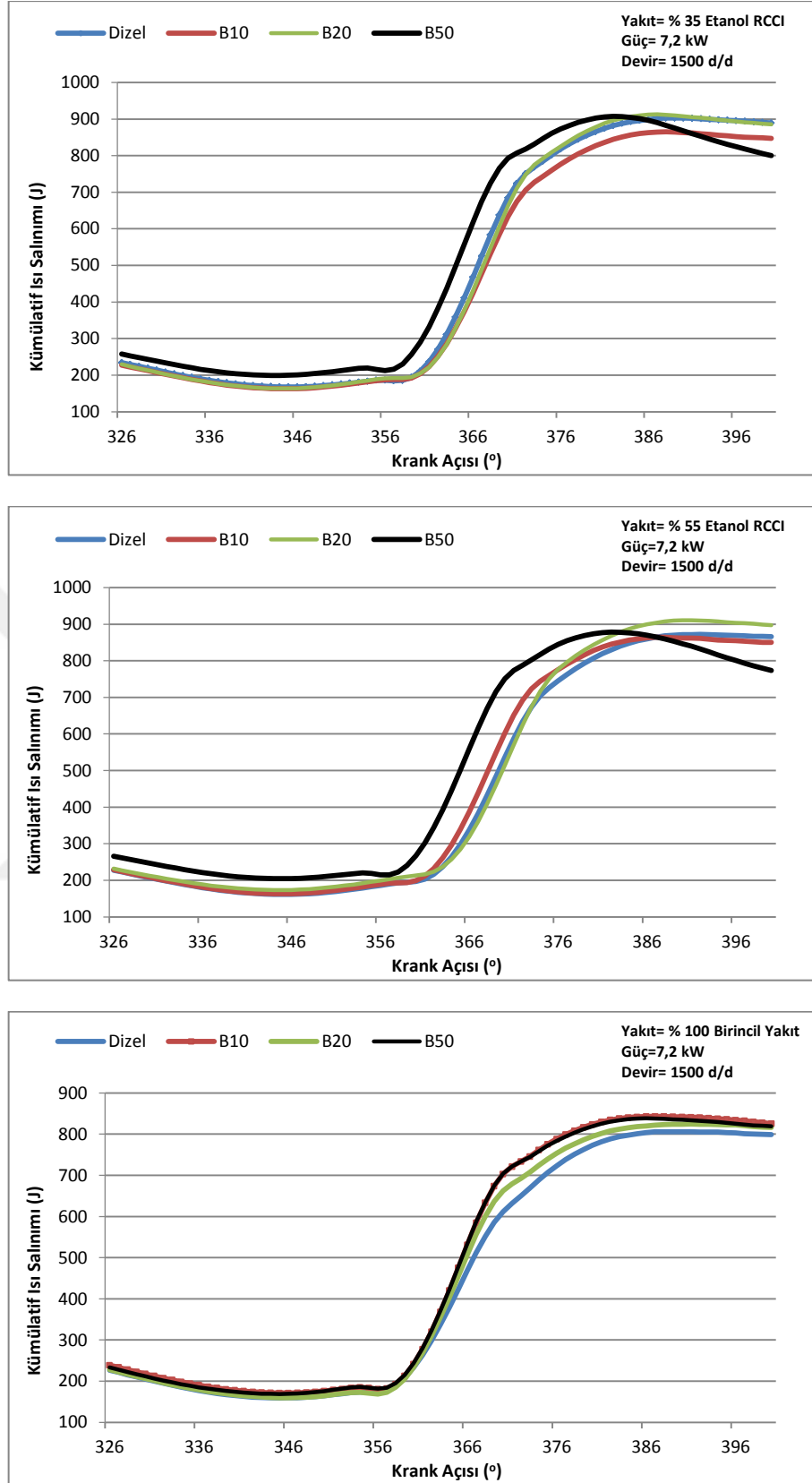
10,8 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yanma 356 KMA da başlamış, maksimum ısı salınım hızı 364 KMA da 65,41 (j/°) ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B10 de 64,29 (j/°), B20 de 59,96 (j/°) ve Dizelde 56,08 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir. % 30 Etanol RCCI uygulamasında ısı salınım hızında artış olup, genel olarak yanma 358 KMA da başlamış (B50 uygulamasında başlangıç 357 KMA) maksimum ısı salınım hızı 365 KMA da 77,33 (j/°) ile B20 kullanımında gerçekleşmiş, B10 da 77,08 (j/°), B50 76,89 (j/°) ve dizel de 76,41 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir. % 45 Etanol RCCI uygulamasında ısı salınım hızında artış olup, genel olarak yanma 359 KMA da başlamış (B50 uygulamasında başlangıç 357 KMA) maksimum ısı salınım hızı 370 KMA da 83,70 (j/°) ile B20 kullanımında gerçekleşmiş, B50 da 83,38 (j/°), dizelde 80,29 (j/°) ve B10 da 78,73 (j/°) sıralamasıyla devam etmiştir.

Dizel, B10, B20 ve B50 yakıtlarının kontrolsüz yanma sırasında ısı salınım eğrileri karşılaştırıldığında, dizel yakıtla kıyasla karışımların ısı salınımı benzer ancak daha yüksek tepe değerli bulunmuştur. Tek yakıtlı yanmada öncelikle buharlaşma ve yakıt hava karışım etkileşimini gösterir, devamında kontrolsüz yanma ana aşamasında enerji serbest bırakma ve art yanma izler. Yüksek reaktiviteli ana yakıt içeren havaya düşük reaktiviteli etanol enjekte edildiğinde yanma odası içinde homojen olmayan bir reaktivite tabakası buharlaşır. Bu nedenle, yanma davranışı değişir. Yüksek reaktiviteli yakıt hava bölgesinin kendiliğinden tutuşması kontrolsüz yanma aşamasında yanan yakıt kütesinin artması yüksek ısı salınım tepeleri ile sonuçlanır. Bu nedenle toplam ısı salınımı ve ısı salınım oranı zirveleri tüm test yakıtları için etanol RCCI yanmada artmıştır. Artan etanol RCCI oranı ile geciktirilmiş tutuşma zamanlaması nedeniyle, karışık yakıt ÜÖN' dan uzakta ısıyı serbest bırakır, açığa çıkan enerji daha sonra genişleme işine dönüştürülür. RCCI modlarında etanol yüksek alev hızı nedeniyle yanmanın büyük kısmının kontrollü yanma sırasında tamamlandığı kabul edilir ve art yanma aşamasında ısı bırakma düşük kalmıştır.

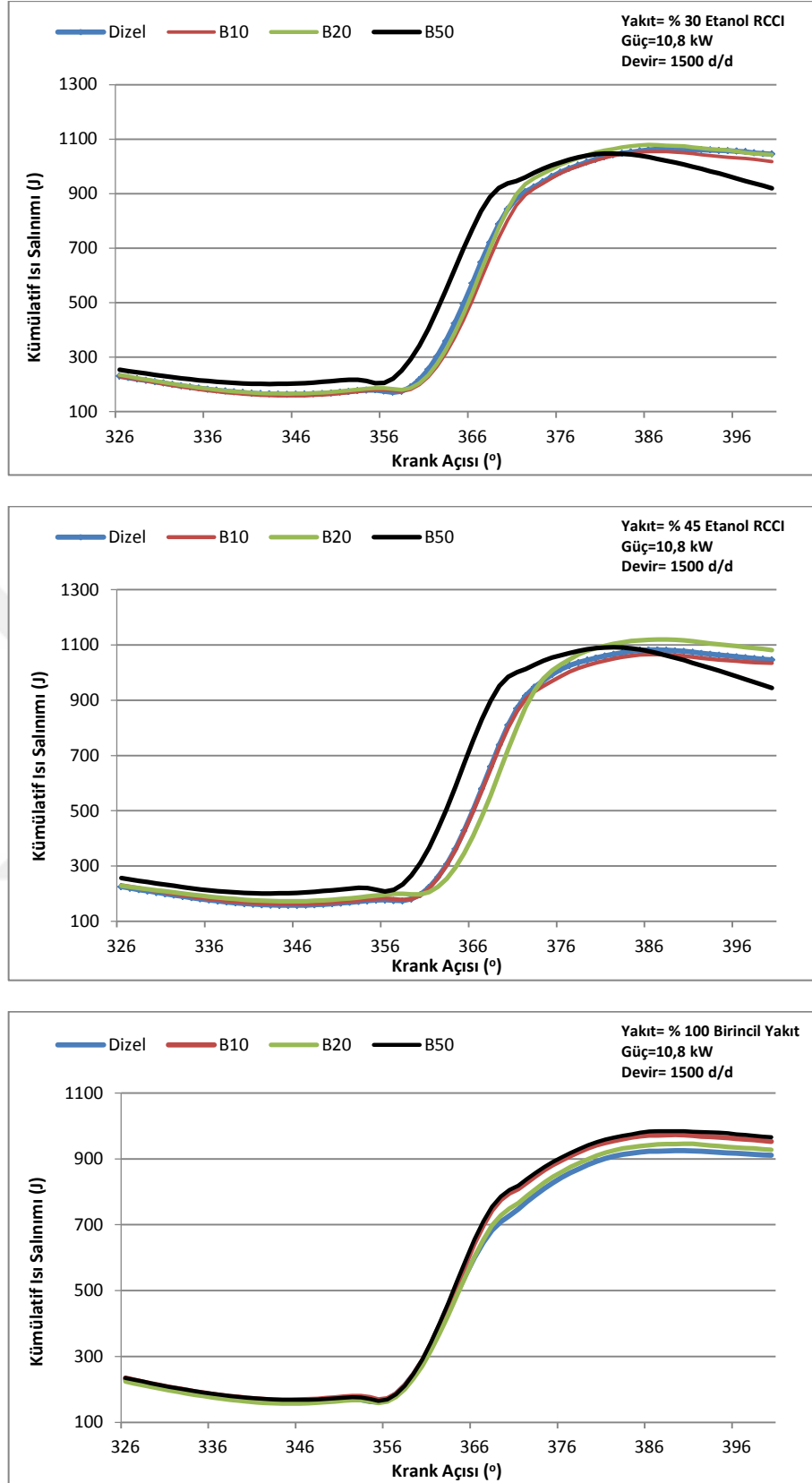
4.2.2.4. Kümülatif Isı Salınımı



Şekil 4. 46. Kümülatif ısı salınımının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW)



Şekil 4. 47. Kümülatif ısı salınımının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW)



Şekil 4. 48. Kümülatif ısı salınımının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW)

Motorun 3,6 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında kümülatif ısı salınım yanma başlangıcı sonrası değer ayrılmaları 367 KMA da başlamış, yanma sonu maksimum kümülatif ısı salınımı 665,5 (J) ile B10 da gerçekleşmiş, B50 de 660,6 (J), B20 de 656,7 (J) ve dizelde 632,3 (J) olmuştur. % 40 Etanol RCCI uygulamasında ayrılmalar 370 KMA da başlamış, maksimum kümülatif ısı salınımı 697,6 (J) ile B50 da gerçekleşmiş, dizel de 681,8 (J), B20 de 673,8 (J) ve B10 da 636,5 (J) olmuştur. % 60 Etanol RCCI uygulamasında ayrılmalar 369 KMA da başlamış, maksimum kümülatif ısı salınımı 666,7 (J) ile B10 da gerçekleşmiş, B50 de 644,5 (J), B20 de 639,6 (J) ve dizelde 609 (J) olmuştur.

7,2 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında kümülatif ısı salınım yanma başlangıcı sonrası değer ayrılmaları 364 KMA da başlamış, yanma sonu maksimum kümülatif ısı salınımı 842,8 (J) ile B10 da gerçekleşmiş, B50 de 838,5 (J), B20 de 842,8 (J) ve dizelde 803,8 (J) olmuştur. % 40 Etanol RCCI uygulamasında ayrılmalar 370 KMA da başlamış, maksimum kümülatif ısı salınımı 918,6 (J) ile B10 da gerçekleşmiş, B20 de 896,4 (J), B50 de 890,6 (J) ve dizelde 868,5 (J) olmuştur. % 55 Etanol RCCI uygulamasında ayrılmalar 373 KMA da başlamış, maksimum kümülatif ısı salınımı 878 (J) ile B50 de gerçekleşmiş, B20 de 854,5 (J), B10 de 828,6 (J) ve dizelde 802,6 (J) olmuştur.

10,8 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında kümülatif ısı salınım yanma başlangıcı sonrası değer ayrılmaları 367 KMA da başlamış, yanma sonu maksimum kümülatif ısı salınımı 983 (J) ile B50 da gerçekleşmiş, B10 de 971,9 (J), B20 de 941,4 (J) ve dizelde 922,8 (J) olmuştur. % 35 Etanol RCCI uygulamasında ayrılmalar 371 KMA da başlamış, maksimum kümülatif ısı salınımı 912,3 (J) ile B20 da gerçekleşmiş, dizel de 898,7 (J), B50 de 896 (J) ve B10 862,4 (J) olmuştur. % 55 Etanol RCCI uygulamasında ayrılmalar 370 KMA da başlamış, maksimum kümülatif ısı salınımı 899,3 (J) ile B20 de gerçekleşmiş, B50 de 870 (J), B10 da 862,6 (J) ve dizel de 860 (J) olmuştur.

Tek bir çevrim sırasında toplam ısı salınımı, kümülatif ısı salınımı, toplam ısı salınımı veya sadece ısı salınımı olarak adlandırılır. Kümülatif ısı eğrisi yanma oluşumunda önemli bir göstergedir. Buharlaşma ve karıştırma özelliklerinden etkilenir, ayrıca dizel motorlarında sıvı yakıtların alev özellikleri etkendir. Daha hızlı yanma ve alev

özellikleri nedeniyle ısıнын motor cidarından kaybı düşük olur ve Kümülatif ısı bırakma değerleri etanol RCCI miktarının artması ile artar.

Canda (2012), yaptığı çalışmada ısı transfer kayıplarının dizele oranla RCCI yanma için azalması, sadece tepe sıcaklığı düşüşleri dolayısıyla değil, aynı zamanda yüksek sıcaklık bölgelerini piston yüzeyinden uzakta tutarak olacağı bildirilmiştir.

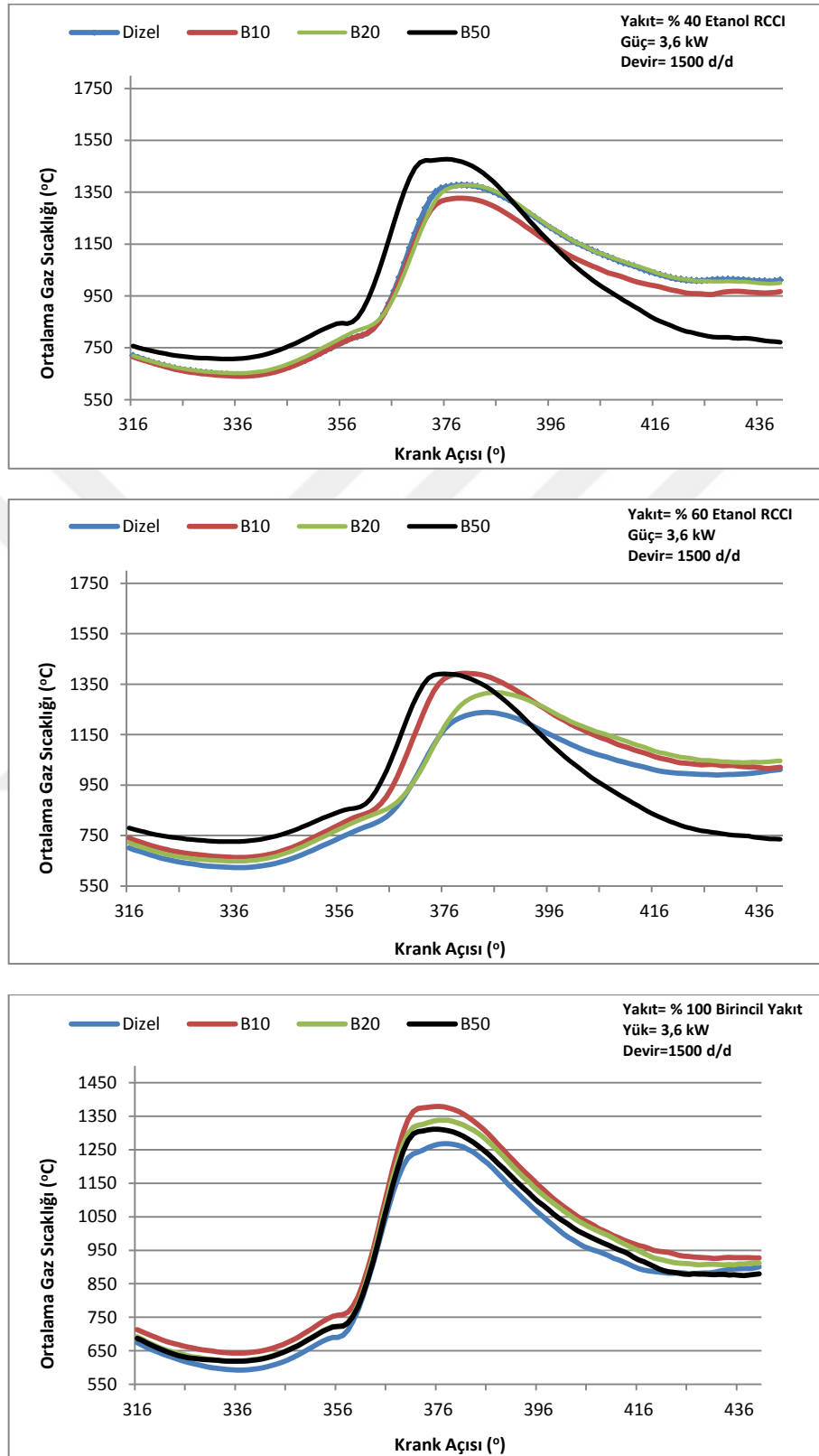
Lu ve ark. (2008), yaptıkları çalışmada etanol ve biyodizel çift yakıt kullanımında etanol port enjeksiyonunda fakir yakıt / hava karışımının tutuşma zamanlamasını geciktirdiği, silindir gaz basıncı ve maksimum gaz sıcaklığı pik değerlerinin azaldığı, etanol oranının artması ile ısı salınım oranının maksimum değerinin arttığı bildirilmiştir.

Han ve ark. (2013), yaptıkları çalışmada dizel motorda etanol kullanımı ile yanma kontrolü ile düşük sıcaklıklı yanma elde edildiği, uzun tutuşma gecikmesi ve gelişmiş bir Dolgu homojenliği ile özellikle yüksek yüklerde ısı salınımının düşme eğilimi gösterdiği bildirilmiştir.

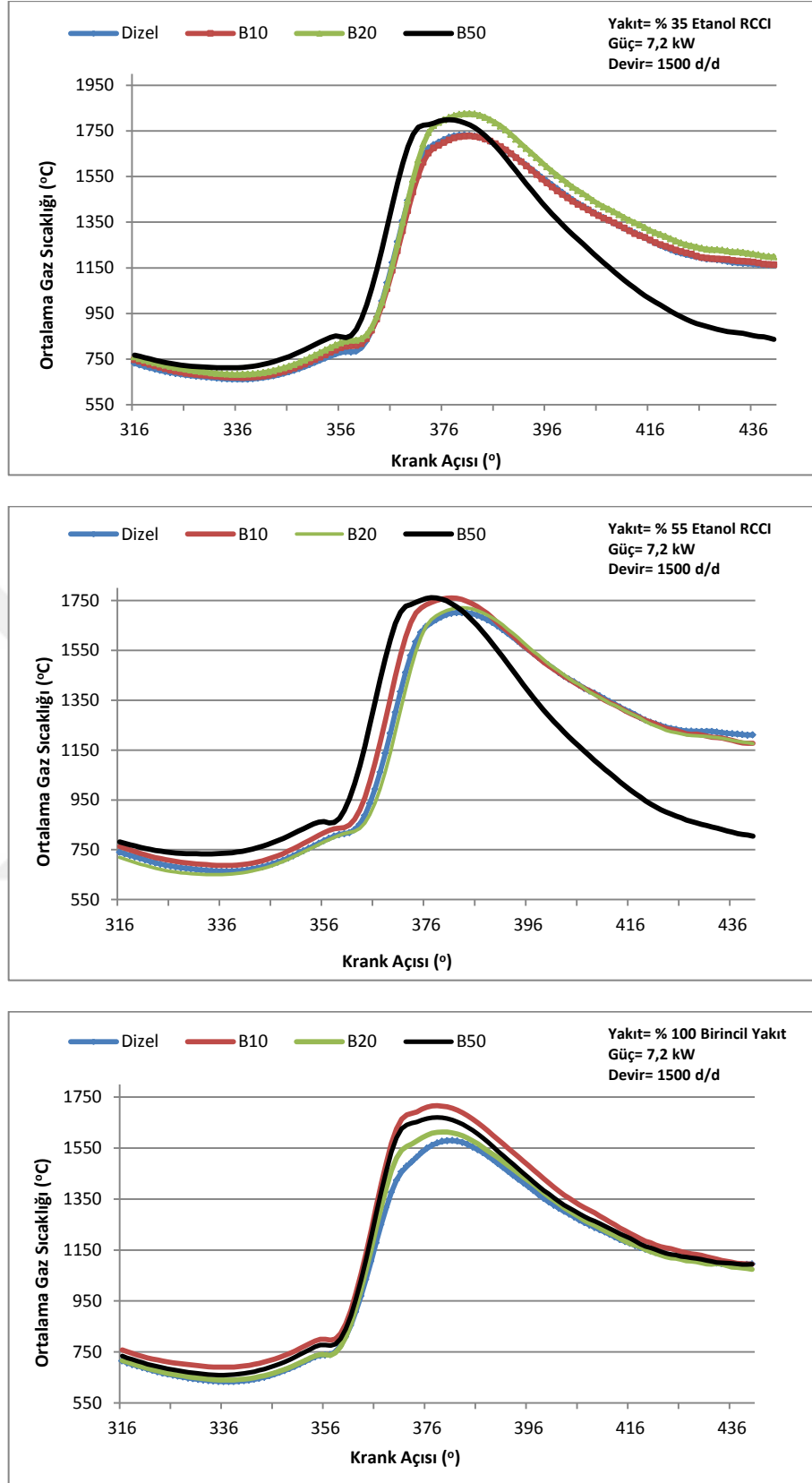
Şengüler (2011), yaptığı çalışmada dizel motorda ısı açığa çıkış eğrisinin ön yanma fazındaki bölümünün yükten nispeten bağımsız yani ilk karışım püskürtme süresinden bağımsız olduğu, bu sürenin ikinci pik değerini gerçekleştirdiği karışım kontrollü yanma fazında etkin olduğu, püskürtme süresinin uzamasının yakıt miktarını arttırdığı, kontrollü yanma fazındaki ısı açığa çıkış pik değerinin yükseldiğini ve süresini uzattığı, ön karışımli yanma sırasında açığa çıkan yakıtın ısı enerjisi, difüzyonlu yanma sırasında açığa çıkan yakıtın ısı enerjisinden daha az olduğu, yanmanın ön karışımli yanma ağırlıklı olması durumunda yanma gidişinin eğiminde azalmaya neden olacağı bildirilmiştir.

Can, (2012), yaptığı çalışmada dizel motorda HCCI etanol uygulamasında emme zamanında ön karışımli etanol yakıtının buharlaşması sonucunda dolgu soğuduğu, artan motor yükü ile birlikte yüksek etanol miktarlarında yanma başlangıcı geciktiği ve pilot yakıt enjeksiyonu için tutuşma gecikmesinin arttığı, pilot dizel yakıtı ile ısı yayılımının ani olarak arttığı ve yanma hızlı bir şekilde gerçekleştiği, klasik dizel yanması ile karşılaştırıldığında, ön karışımli etanol miktarı ile silindir basınç artış oranının oldukça yüksek olduğu, yüksek motor yüklerinde daha fazla yakıtın aynı anda yanmaya katıldığı ve birim krank açısı için ısı yayılım oranının daha yüksek olduğu bildirilmiştir.

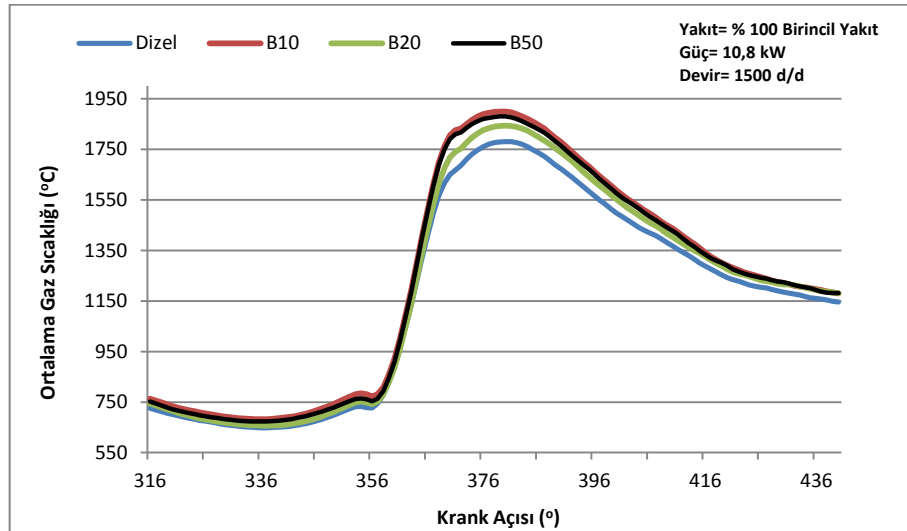
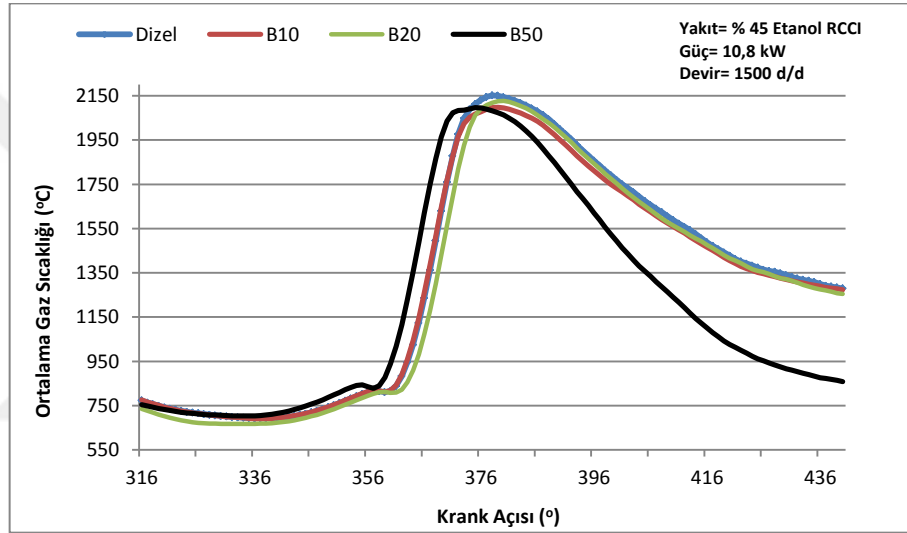
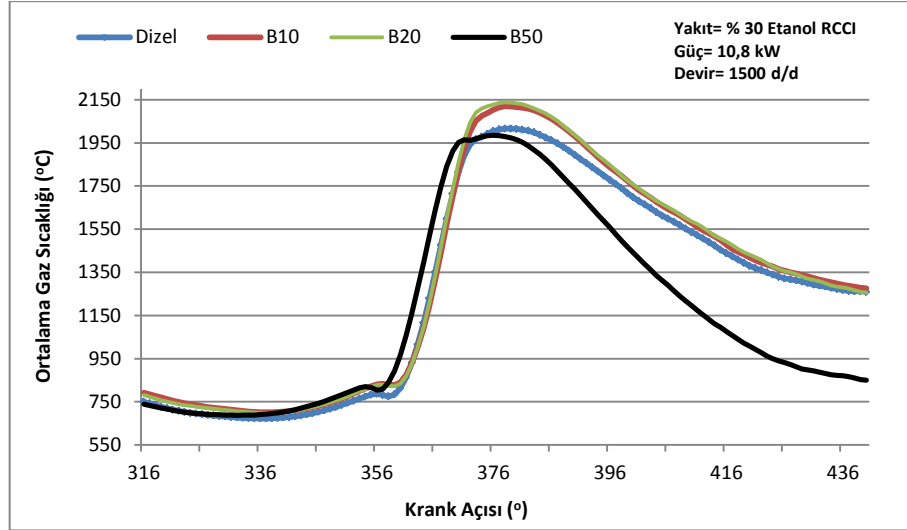
4.2.2.5. Ortalama Gaz Sıcaklığı



Şekil 4. 49.Ortalama gaz sıcaklığının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW)



Şekil 4. 50.Ortalama gaz sıcaklığının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW)



Şekil 4. 51.Ortalama gaz sıcaklığının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW)

3,6 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ortalama gaz sıcaklığı 376 KMA da 1379,6 °C ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B20 de 1337,9 °C, B50 de 1311°C ve dizelde 1266,4 °C değerleri görülmüştür. % 40 Etanol RCCI uygulamasında sıcaklıklarda B20 dışında artış olup, 380 KMA da 1393 °C ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 1390 °C, B20 de 1317°C ve dizelde 1238,4 °C değerleri görülmüştür. % 60 Etanol RCCI uygulamasında sıcaklıklarda artma eğilimi olup, 376 KMA da 1477,7 °C ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, dizelde de 1377,5 °C, B20 de 1376,9 °C ve B10 da 1327,6 °C değerleri görülmüştür.

7,2 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ortalama gaz sıcaklığı 378 KMA da 1716,5 °C ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 1670 °C, B20 de 1612 °C ve dizelde 1570 °C değerleri görülmüştür. % 35 Etanol RCCI uygulamasında sıcaklıklarda artış olup, 381 KMA da 1825 °C ile B20 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 1799 °C, dizel de 1731°C ve B10 da 1727,5 °C değerleri görülmüştür. % 55 Etanol RCCI uygulamasında sıcaklıklarda artma eğilimi olup, 377 KMA da 1761,5 °C ile B50 kullanımında gerçekleşmiş, B10 de 1760 °C, B20 de 1720,6 °C ve dizelde 1701 °C değerleri görülmüştür.

10,8 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ortalama gaz sıcaklığı 380 KMA da 1899 °C ile B10 kullanımında gerçekleşmiş, B50 de 1879,4 °C, B20 de 1842,6 °C ve dizelde 1780,4 °C değerleri görülmüştür. % 30 Etanol RCCI uygulamasında sıcaklıklarda artış olup, 378 KMA da 2137,5 °C ile B20 kullanımında gerçekleşmiş, B10 da 2107,6 °C, dizel de 2015,5 °C ve B50 de 1983 °C değerleri görülmüştür. % 50 Etanol RCCI uygulamasında sıcaklıklarda artma eğilimi olup, 378 KMA da 2151,6 °C ile dizel kullanımında gerçekleşmiş, B20 de 2125 °C, B10 de 2097 °C ve B50 da 2096 °C değerleri görülmüştür.

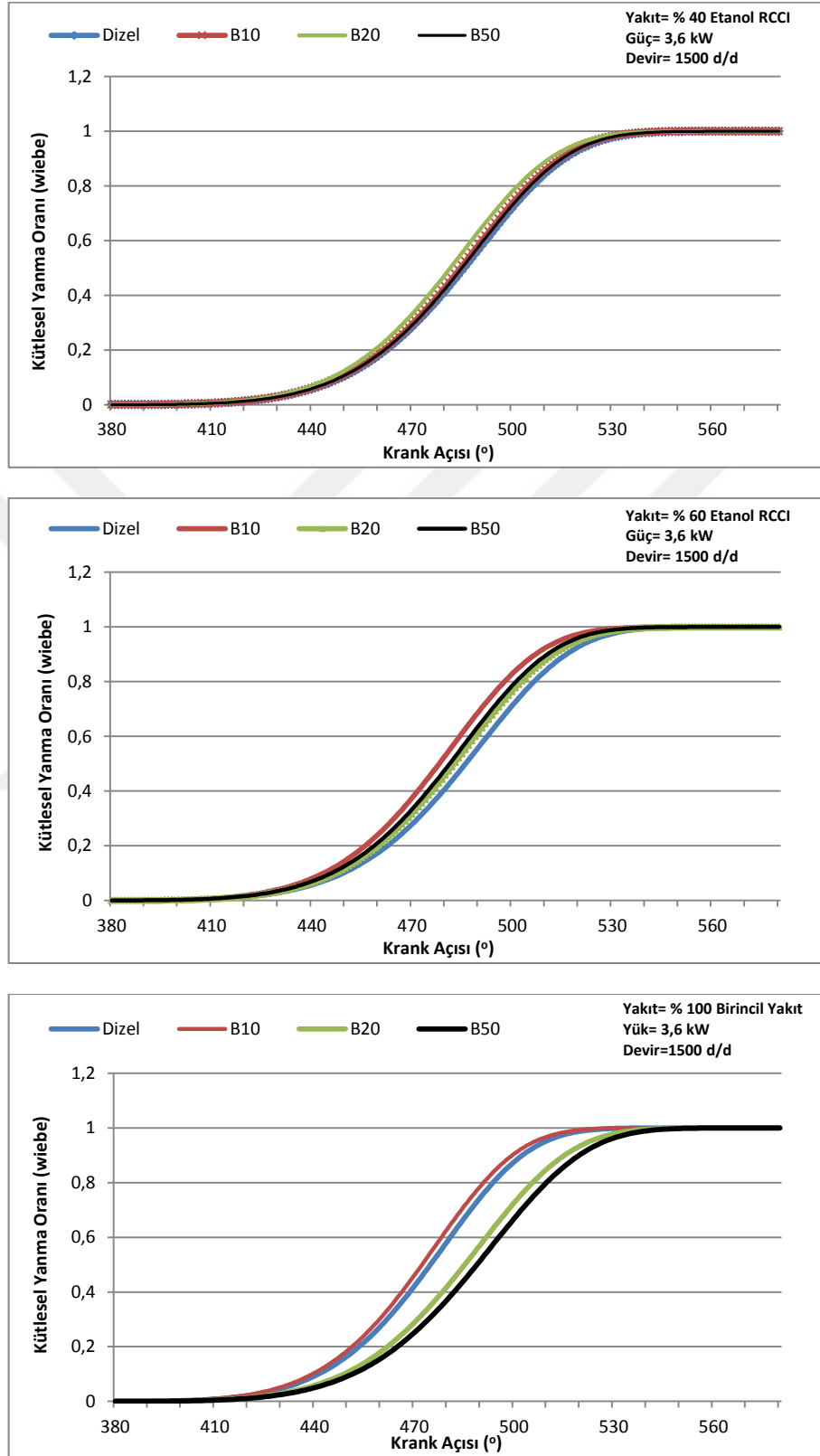
Dizel ve biyodizel karışımlarının ortalama gaz sıcaklığı tepe değerleri RCCI işleminde arttığı görülebilir. Yanma odasındaki sıcaklık artışı nedeninin esas olarak ısının yanma odası cidarından daha düşük transferi olduğu düşünülmektedir. B50 ve RCCI operasyonlarının art yanma evresinde ortalama sıcaklık değerlerinin diğer yakıtlara göre oldukça düşük olması, erken enjeksiyon ve yanmanın başlangıcı ve biyodizelin düşük son damıtma sıcaklığı nedeniyle erken tamamlanmış yanma gibi nedenlere bağlanabilir. Tek yakıt modunda karışım yakıtların ortalama gaz sıcaklığı değerlerinin dizelden daha

yüksek olmasının nedeni, biyodizelin yüksek oksijen muhtevası ve adiyabatik alev sıcaklığına atfedilebilir.

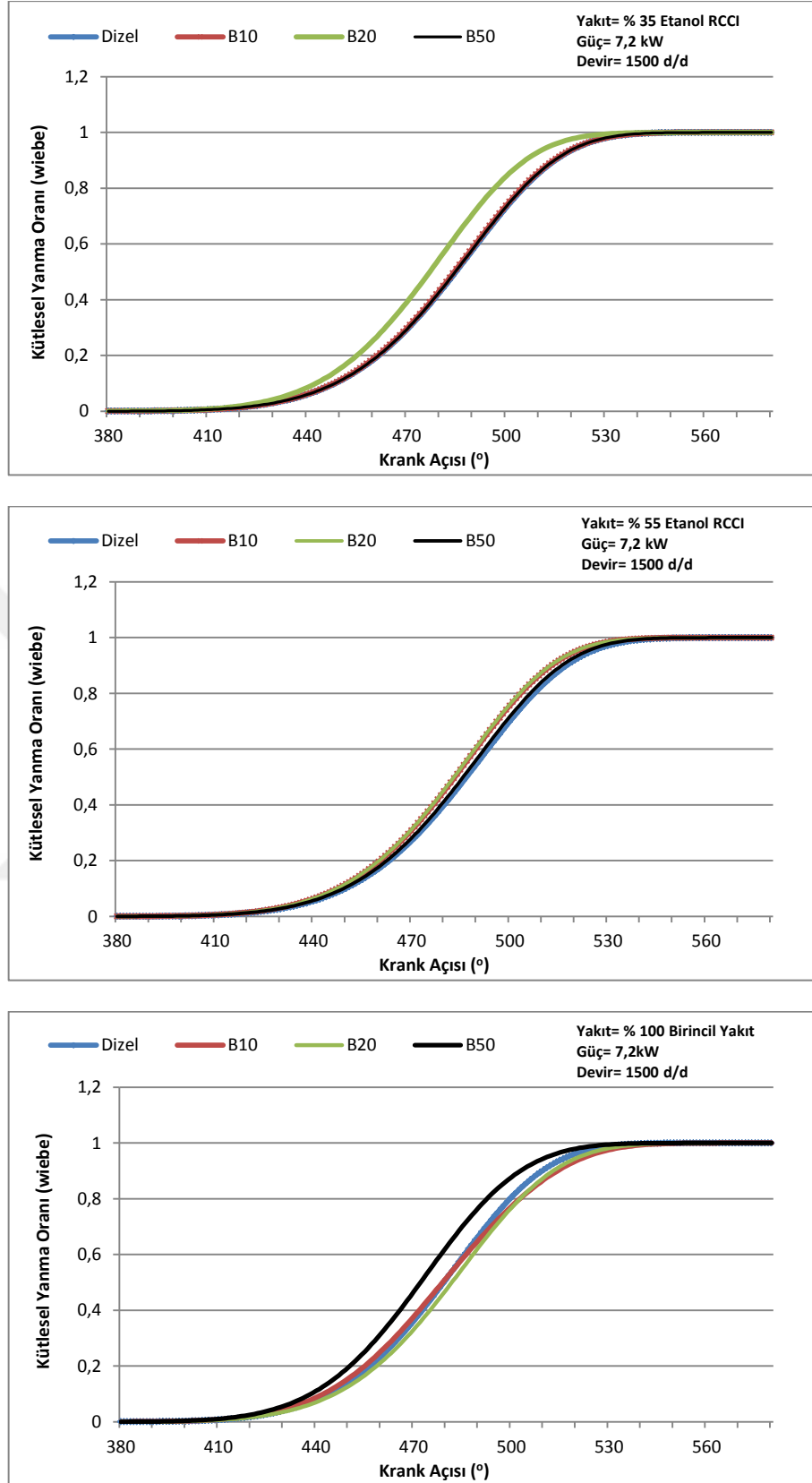
Jha ve ark. (2008), yaptıkları çalışmada etanol ve biyodizel uygulamalarında dizele oranla alev sıcaklığının arttığı, oksijen içeriğinin bunda etkili olduğu, etanolde sıcaklığın daha yüksek olması yüksek oksijen içeriği ve uçuculuğuna bağlanmıştır.

Cho ve ark. (2011), yaptıkları çalışmada, benzin RCCI uygulaması yapılmış, genişleme ve egzoz sırasındaki düşük yanma sıcaklığı düşük yanma odası duvar sıcaklığı nedeniyle CO ve HC emisyonlarında önemli artış, NOx emisyonunda önemli azalmalar, maksimum basınçların daha yüksek, daha erken yanma başlangıcı ve daha kısa yanma süresi, ısı salınımının ve ortalama gaz sıcaklıklarının daha erken başlayıp daha yüksek olduğu bildirilmiştir.

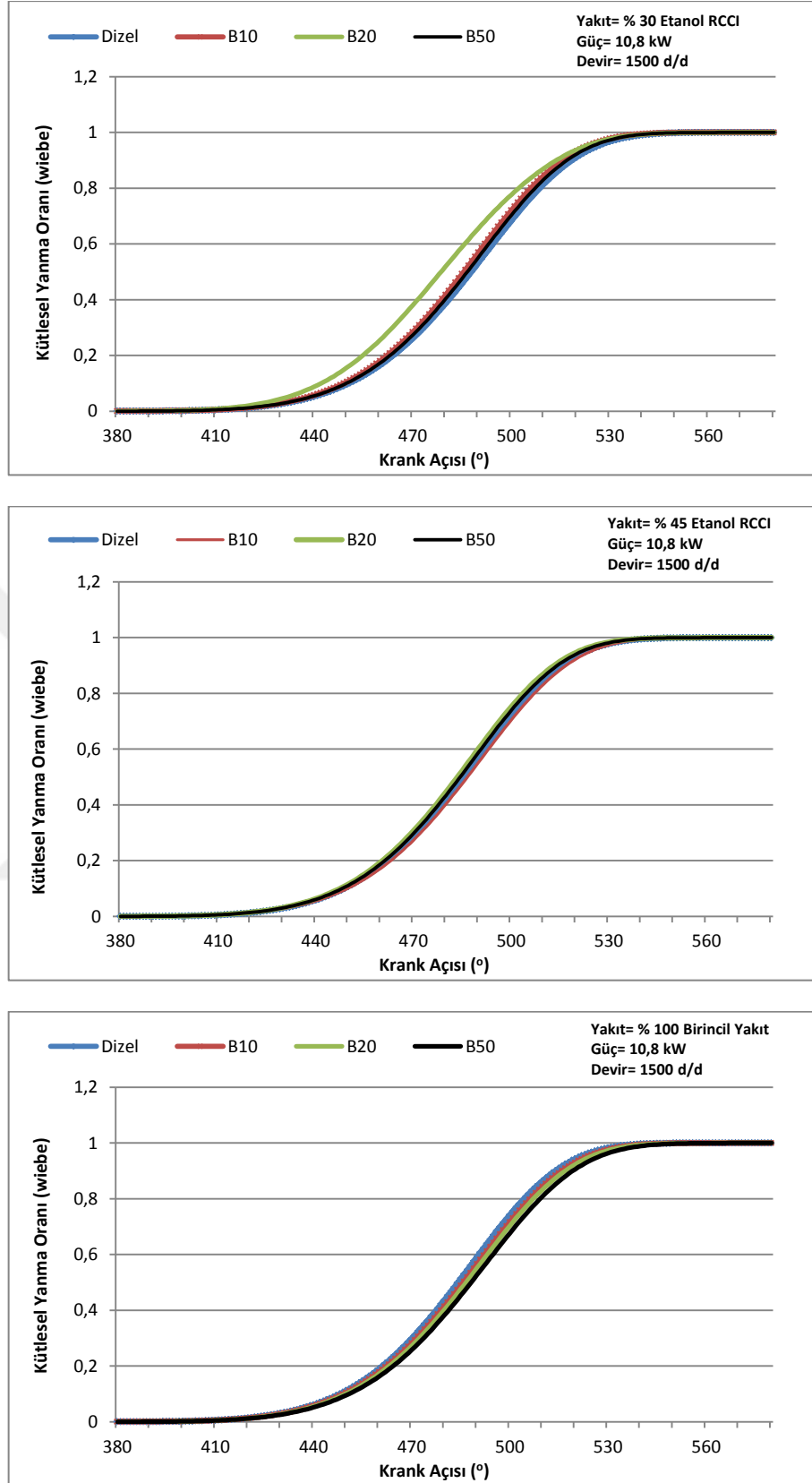
4.2.2.6. Kütlesel Yanma Oranı



Şekil 4. 52. Kütlesel yanma oranının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW)



Şekil 4. 53. Kütlesel yanma oranının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW)



Şekil 4. 54. Kütlesel yanma oranının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW)

3,6 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 90 KMA (424-514 KMA arası), B10 da 88 KMA (423-511 KMA arası), B20 de 97 KMA (431-528 KMA arası), B50 de 99 KMA (433-532 KMA arası) sürmüştür. % 40 Etanol RCCI uygulamasında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 97 KMA (431-528 KMA arası), B10 da 100 KMA (426-526 KMA arası), B20 de 95 KMA (429-524 KMA arası), B50 de 99 KMA (428-527 KMA arası) sürmüştür. % 60 Etanol RCCI uygulamasında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 98 KMA (431-529 KMA arası), B10 da 93 KMA (426-519 KMA arası), B20 de 96 KMA (429-525 KMA arası), B50 de 95 KMA (428-523 KMA arası) sürmüştür.

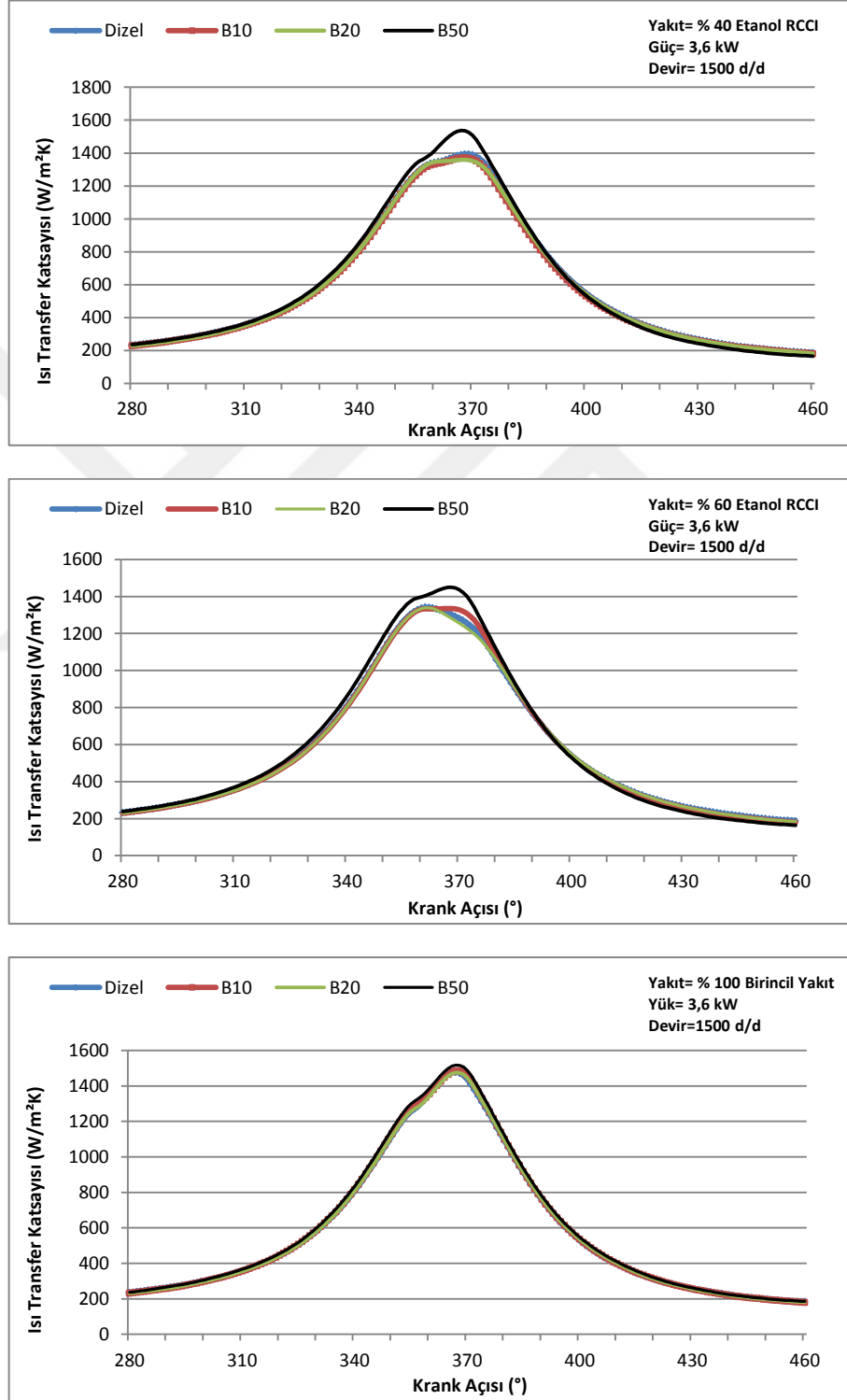
7,2 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 96 KMA (427-523 KMA arası) ,B10 da 104 KMA (425-529 KMA arası), B20 de 98 KMA (428-526 KMA arası), B50 de 96 KMA (422-518 KMA arası) sürmüştür. % 35 Etanol RCCI uygulamasında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 97 KMA (430-527 KMA arası), B10 da 97 KMA (430-527 KMA arası), B20 de 93 KMA (425-518 KMA arası), B50 de 97 KMA (430-527 KMA arası) sürmüştür. % 55 Etanol RCCI uygulamasında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 98 KMA (432-530 KMA arası), B10 da 95 KMA (430-525 KMA arası), B20 de 96 KMA (429-525 KMA arası), B50 de 97 KMA (431-528 KMA arası) sürmüştür.

10,8 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 96 KMA (430-526 KMA arası) ,B10 da 97 KMA (431-528 KMA arası), B20 de 100 KMA (432-532 KMA arası), B50 de 86 KMA (432-518 KMA arası) sürmüştür. % 30 Etanol RCCI uygulamasında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 99 KMA (432-531 KMA arası), B10 da 97 KMA (431-528 KMA arası), B20 de 103 KMA (425-528 KMA arası), B50 de 98 KMA (431-529 KMA arası) sürmüştür. % 45 Etanol RCCI uygulamasında yakıtın % 97 sinin yanması dizelde 98 KMA (430-528 KMA arası), B10 da 98 KMA (431-529 KMA arası), B20 de 95 KMA (430-525 KMA arası), B50 de 96 KMA (430-526 KMA arası) sürmüştür.

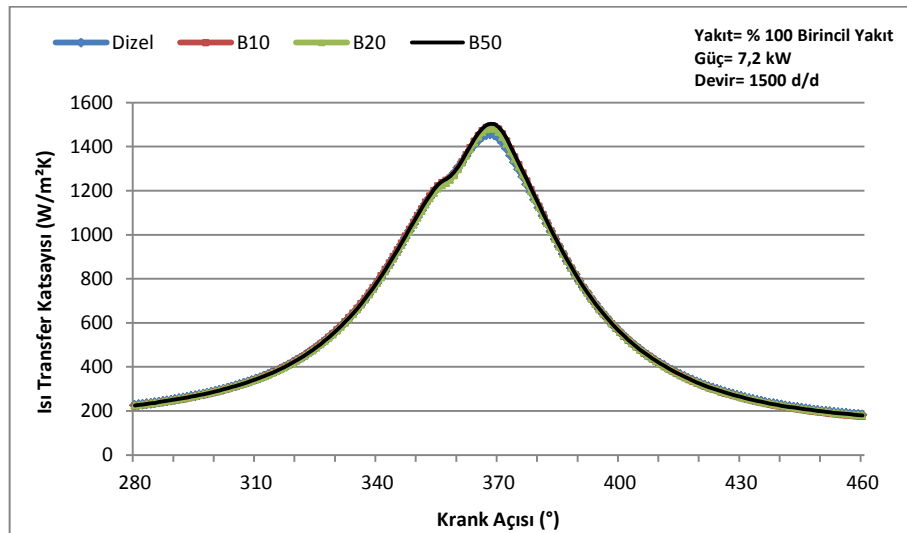
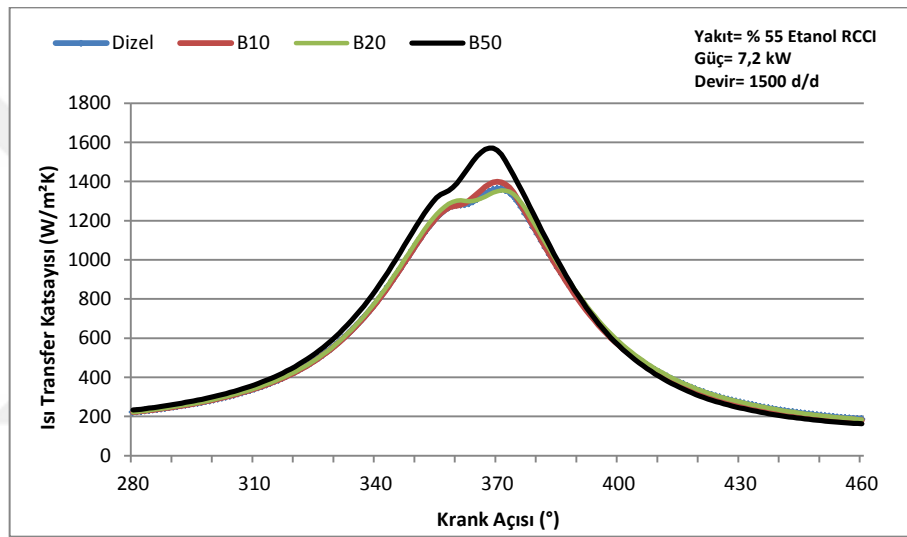
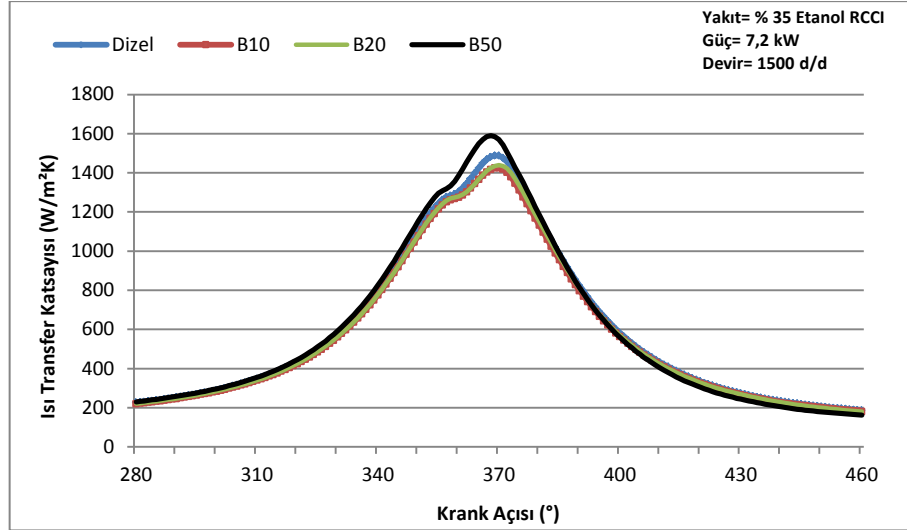
Bir motorda kütleli yanma oranı, yanma sürecinin önemli bir göstergesidir. Kütleli yanma oranları tek yakıt ve RCCI modları için oldukça benzerdir. RCCI uygulamasında, yüksek yüklerde etanol yüzdesinin artışı yanma süresini cüzi değerlerde (1-2 KMA) azaltma eğilimindedir. Bu durum üzerinde, karışımın tutuşmasının

kolaylaşması ve silindir içinde gelişen alevin hızının artmasının etkin olduğu düşünülmektedir. Yük artışıyla değerler arası farkların tutarlılığı artmaktadır.

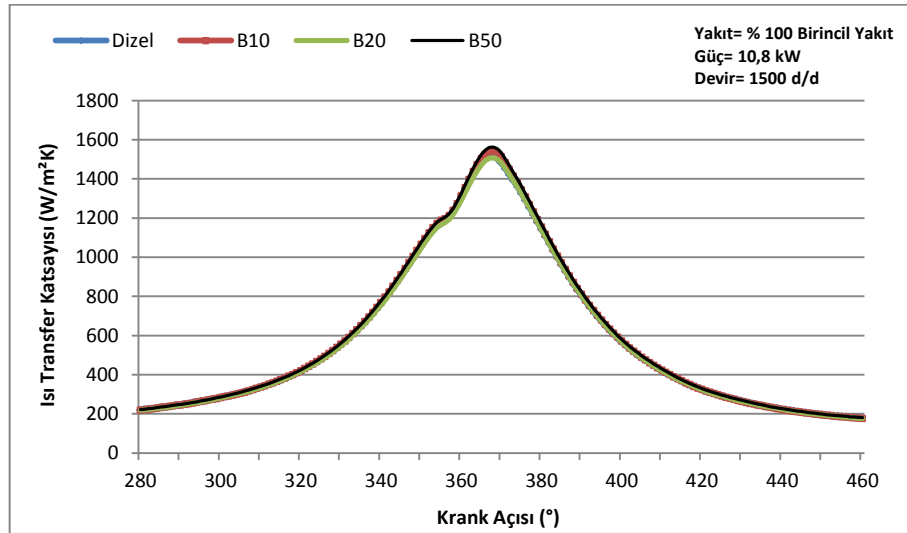
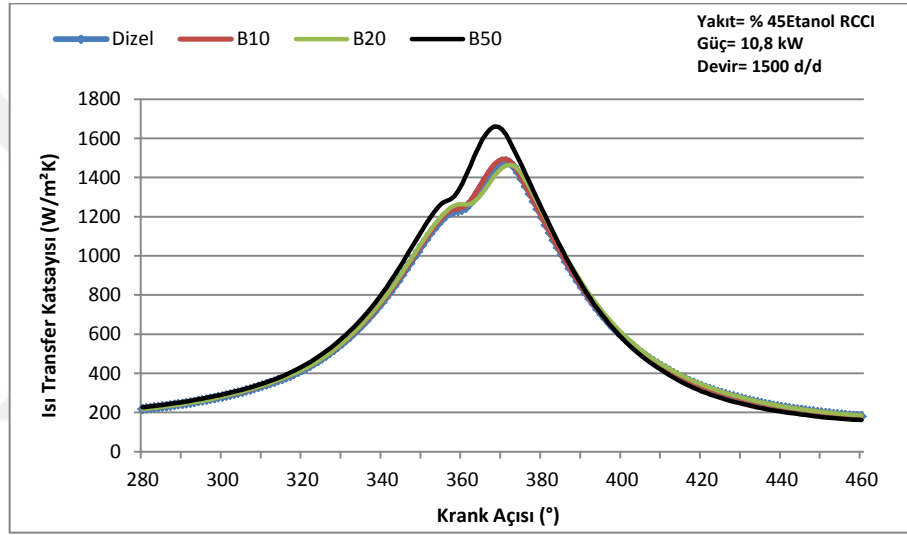
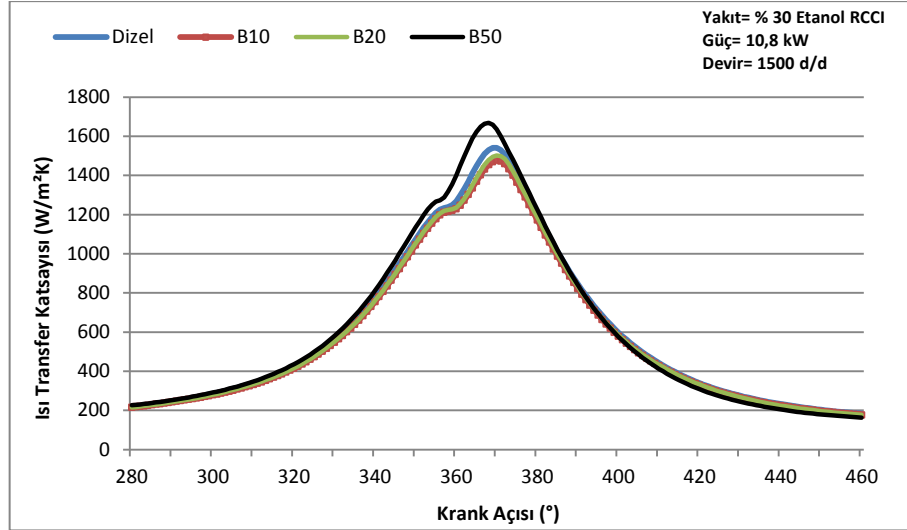
4.2.2.7. Isı Transfer Katsayısı



Şekil 4. 55. Isı transfer katsayısının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW)



Şekil 4. 56. Isı transfer katsayısının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW)



Şekil 4. 57. Isı transfer katsayısının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW)

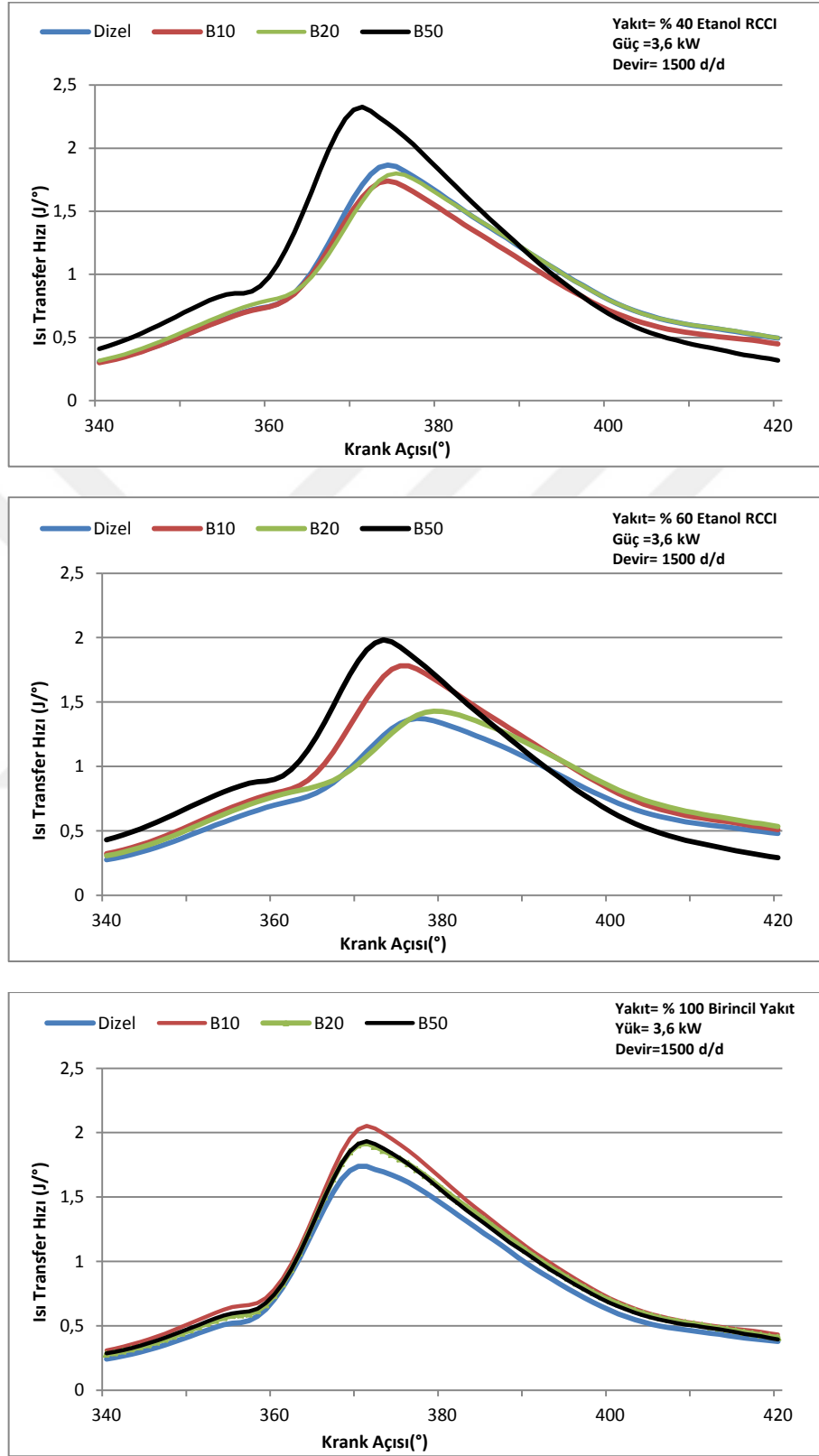
3,6 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ısı transferi katsayısı 367 KMA da 1517 W/m²K ile B50 de gerçekleşmiş, B10 de 1486 W/m²K, dizelde 1477 W/m²K, B20 de 1475 W/m²K olduğu belirlenmiştir. % 40 Etanol RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi katsayısı 367 KMA da 1538 W/m²K ile B50 de gerçekleşmiş, dizelde de 1393 W/m²K, B10 de 1372 W/m²K, B20 de 1359 W/m²K olduğu belirlenmiştir. % 60 Etanol RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi katsayısı 367 KMA da 1450 W/m²K ile B50 de gerçekleşmiş, dizelde de 1341 W/m²K, B20 de 1338 W/m²K, B10 de 1334 W/m²K olduğu belirlenmiştir.

7,2 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ısı transferi katsayısı 367 KMA da 1504 W/m²K ile B50 de gerçekleşmiş, B10 de 1493 W/m²K, B20 de 1483 W/m²K, dizel de 1456 W/m²K olduğu belirlenmiştir. % 35 Etanol RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi katsayısı 368 KMA da 1590 W/m²K ile B50 de gerçekleşmiş, dizel de de 1488 W/m²K, B20 de 1435 W/m²K, B10 de 1425 W/m²K olduğu belirlenmiştir. % 55 Etanol RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi katsayısı 368 KMA da 1571 W/m²K ile B50 de gerçekleşmiş, B10 de 1398 W/m²K, dizel de 1362 W/m²K, B20 de 1354 W/m²K olduğu belirlenmiştir.

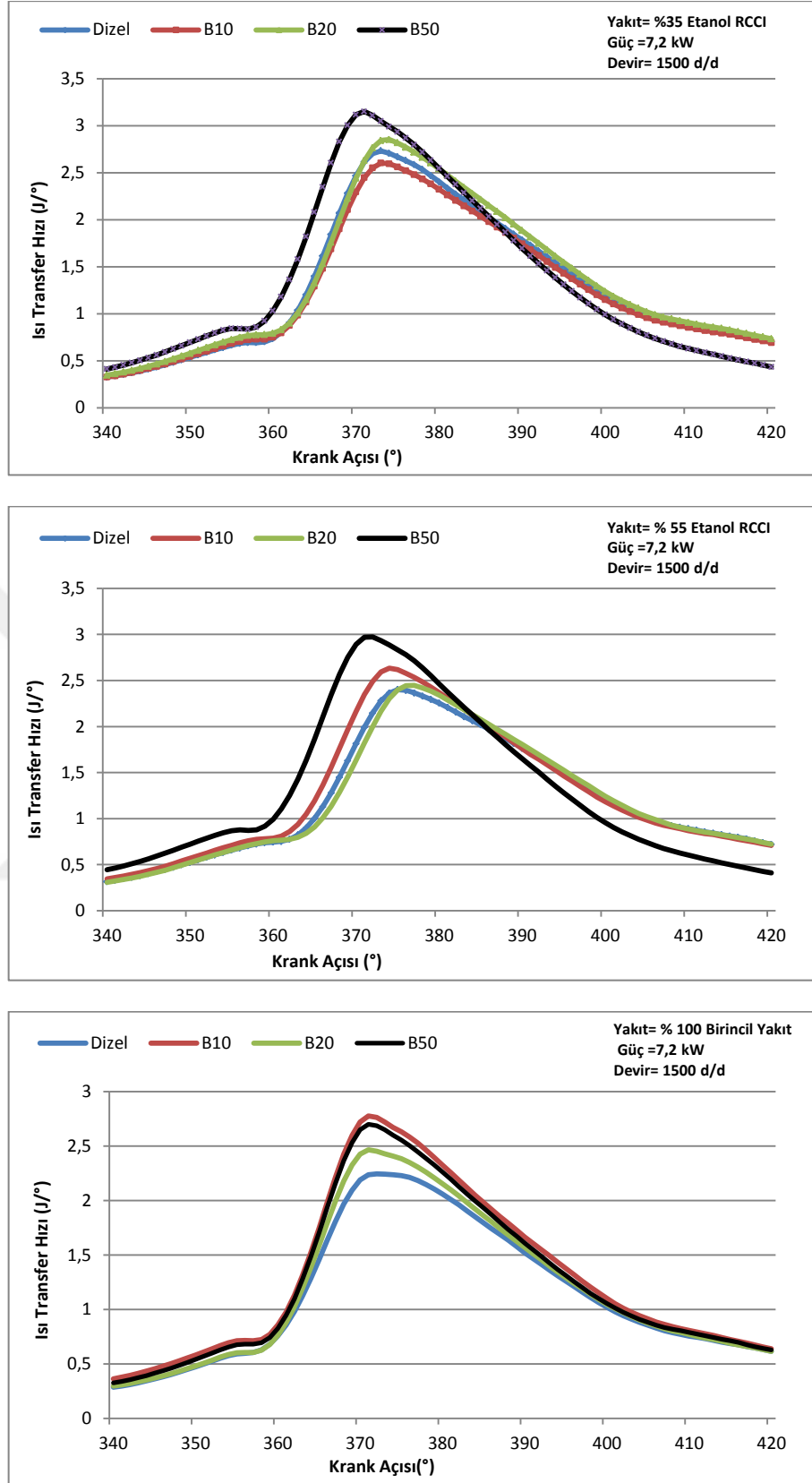
10,8 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ısı transferi katsayısı 369 KMA da 1563 W/m²K ile B50 de gerçekleşmiş, B10 de 1541 W/m²K, dizel de 1513 W/m²K, B20 de 1509 W/m²K olduğu belirlenmiştir. % 30 Etanol RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi katsayısı 368 KMA da 1668 W/m²K ile B50 de gerçekleşmiş, dizel de de 1541 W/m²K, B20 de 1502 W/m²K, B10 de 1477 W/m²K olduğu belirlenmiştir. % 45 Etanol RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi katsayısı 368 KMA da 1660 W/m²K ile B50 de gerçekleşmiş, B10 de 1494 W/m²K, dizel de 1482 W/m²K, B20 de 1465 W/m²K olduğu belirlenmiştir.

Bütün test yakıtları için RCCI modlarında ısı transferi katsayısı nedeniyle düşük ısı kaybı gerçekleşmiştir. Tek yakıt modunda, tüm test yakıtları için ısı transferi katsayısı oldukça benzer ve RCCI modları için hesaplanandan daha yüksektir.

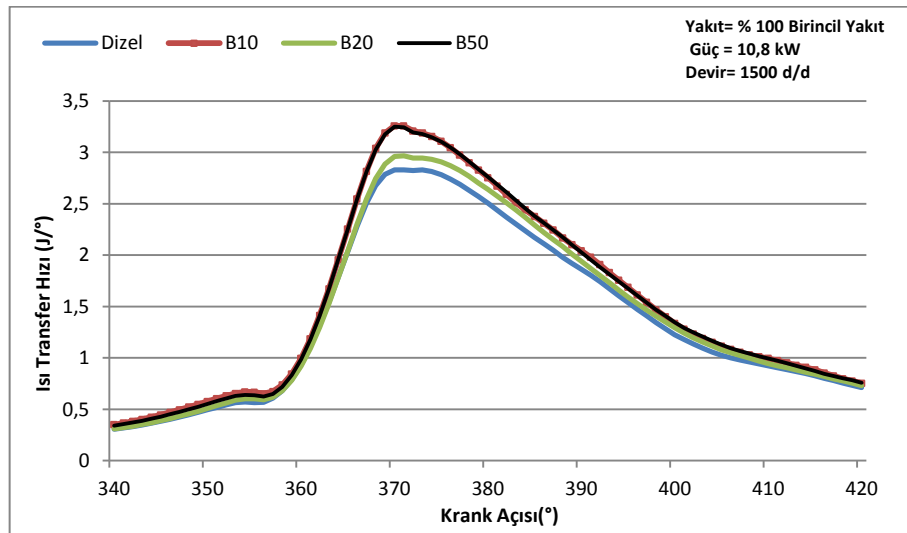
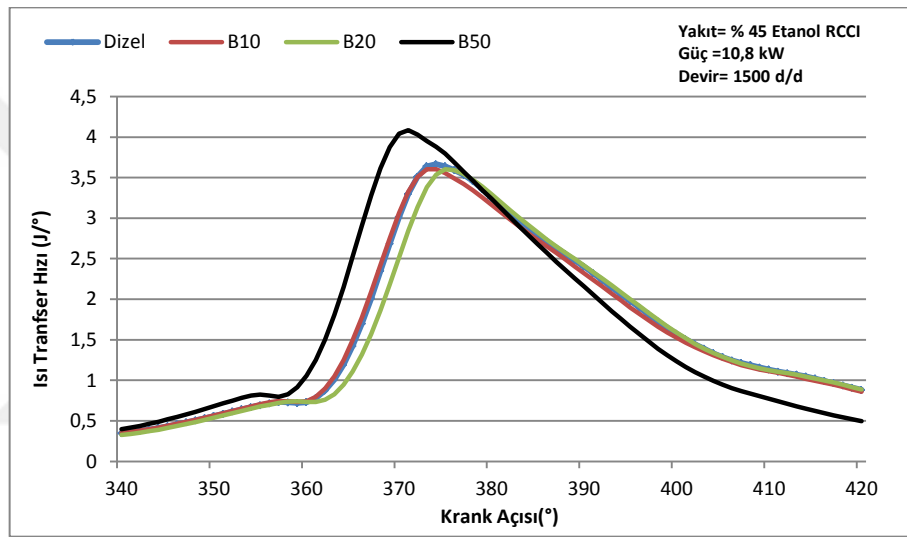
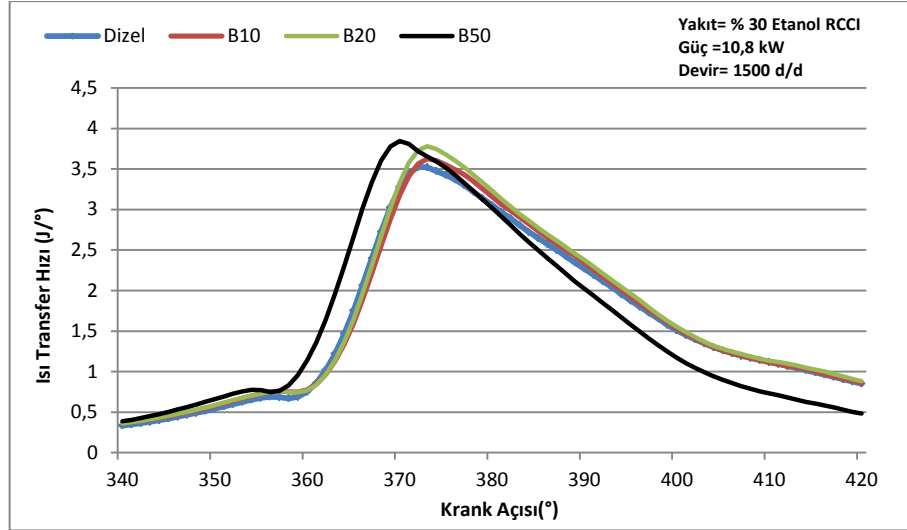
4.2.2.8. Isı Transfer Hızı



Şekil 4. 58. Isı transfer hızının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW)



Şekil 4. 59. Isı transfer hızının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW)



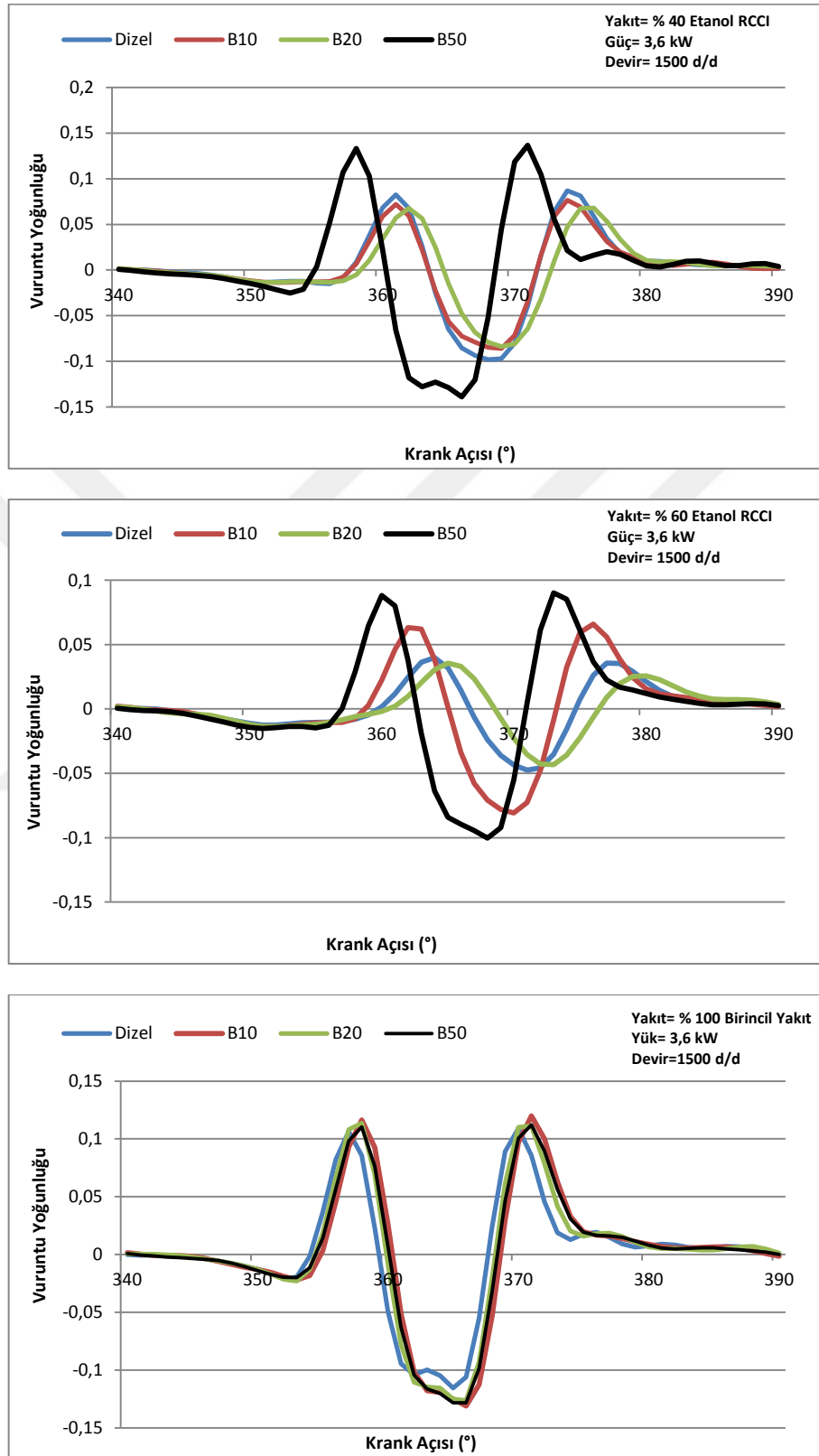
Şekil 4. 60. Isı transfer hızının krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW)

3,6 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ısı transferi hızı 371 KMA da 2,05 ($J/^\circ$) ile B10 de gerçekleşmiş, B50 de 1,93 ($J/^\circ$), B20 de 1,92 ($J/^\circ$), dizel de 1,74 ($J/^\circ$) olduğu belirlenmiştir. % 40 Etanol RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi hızı 371 KMA da 2,32 ($J/^\circ$) ile B50 de gerçekleşmiş, dizel de 1,86 ($J/^\circ$), B20 de 1,80 ($J/^\circ$), B10 de 1,74 ($J/^\circ$) olduğu belirlenmiştir. % 60 Etanol RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi hızı 373 KMA da 1,98 ($J/^\circ$) ile B50 de gerçekleşmiş, B10 de 1,78 ($J/^\circ$), B20 de 1,43 ($J/^\circ$), dizel de 1,37 ($J/^\circ$) olduğu belirlenmiştir.

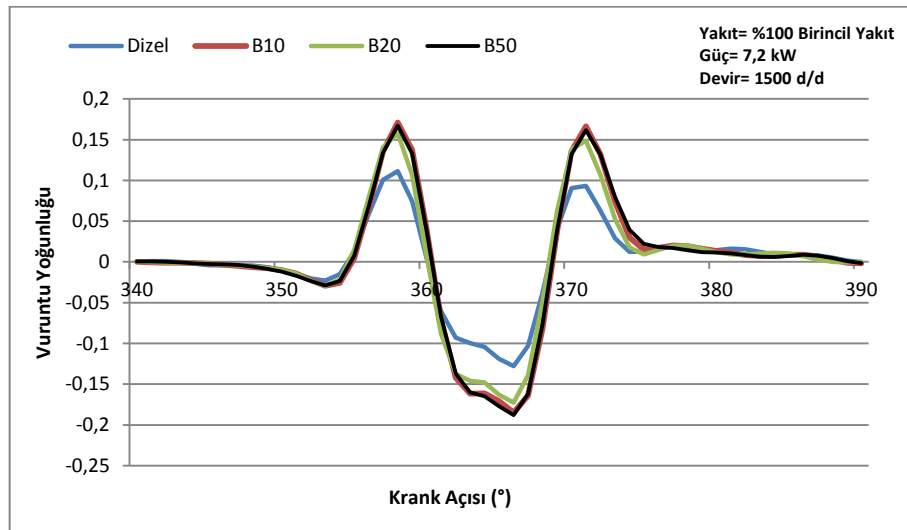
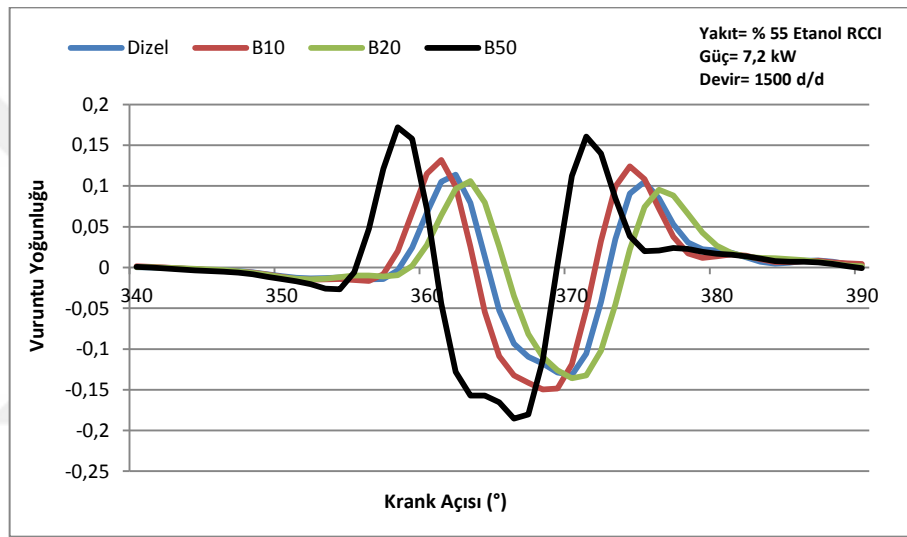
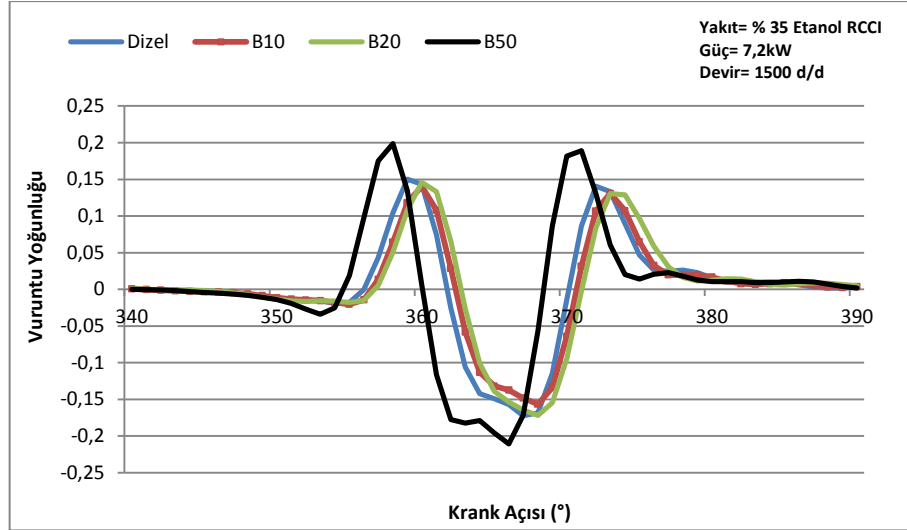
7,2 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ısı transferi hızı 371 KMA da 2,77 ($J/^\circ$) ile B10 de gerçekleşmiş, B50 de 2,70 ($J/^\circ$), B20 de 2,46 ($J/^\circ$), dizel de 2,24 ($J/^\circ$) olduğu belirlenmiştir. % 35 Etanol RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi hızı 371 KMA da 3,15 ($J/^\circ$) ile B50 de gerçekleşmiş, B20 de 2,85 ($J/^\circ$), dizel de 2,73 ($J/^\circ$), B10 da 2,60 ($J/^\circ$) olduğu belirlenmiştir. % 55 Etanol RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi hızı 377 KMA da 2,97 ($J/^\circ$) ile B50 de gerçekleşmiş, B10 de 2,63 ($J/^\circ$), B20 de 2,44 ($J/^\circ$), dizel de 2,40 ($J/^\circ$) olduğu belirlenmiştir.

10,8 kW yükü yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında maksimum ısı transferi hızı 3370 KMA da 3,26 ($J/^\circ$) ile B10 de gerçekleşmiş, B50 de 3,25 ($J/^\circ$), B20 de 2,95 ($J/^\circ$), dizel de 2,83 ($J/^\circ$) olduğu belirlenmiştir. % 30 Etanol RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi hızı 370 KMA da 3,84 ($J/^\circ$) ile B50 de gerçekleşmiş, B20 de 3,78 ($J/^\circ$), B10 de 3,62 ($J/^\circ$), dizel de 3,52 ($J/^\circ$) olduğu belirlenmiştir. % 45 Etanol RCCI uygulamasında maksimum ısı transferi hızı 371 KMA da 4,08 ($J/^\circ$) ile B50 de gerçekleşmiş, dizel de 3,66 ($J/^\circ$), B10 de 3,60 ($J/^\circ$), B20 de 3,60 ($J/^\circ$) olduğu belirlenmiştir.

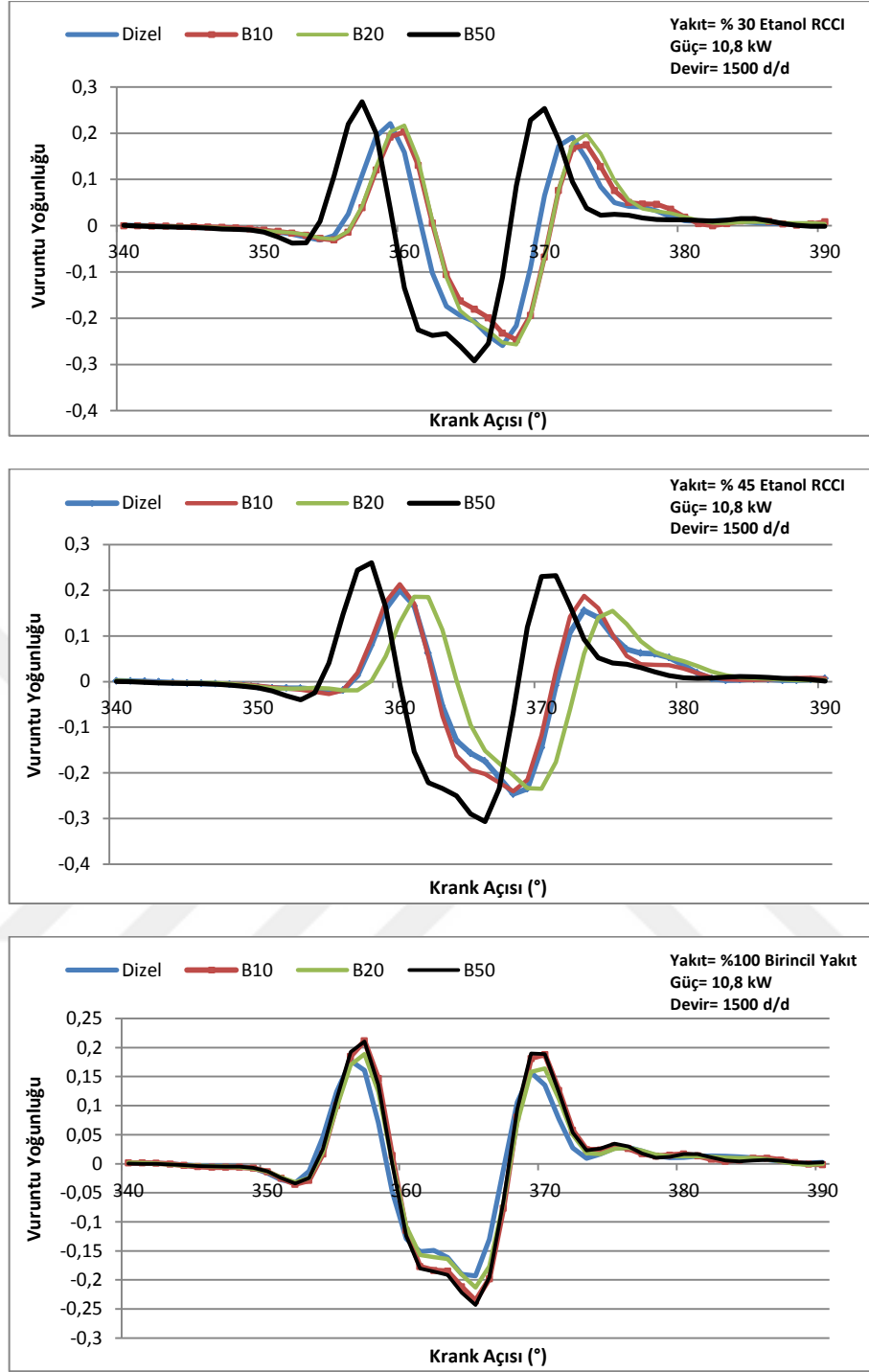
4.2.2.9. Vuruntu Yoğunluğu



Şekil 4. 61. Vuruntu yoğunluğunun krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-3,6 kW)



Şekil 4. 62. Vuruntu yoğunluğunun krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-7,2 kW)

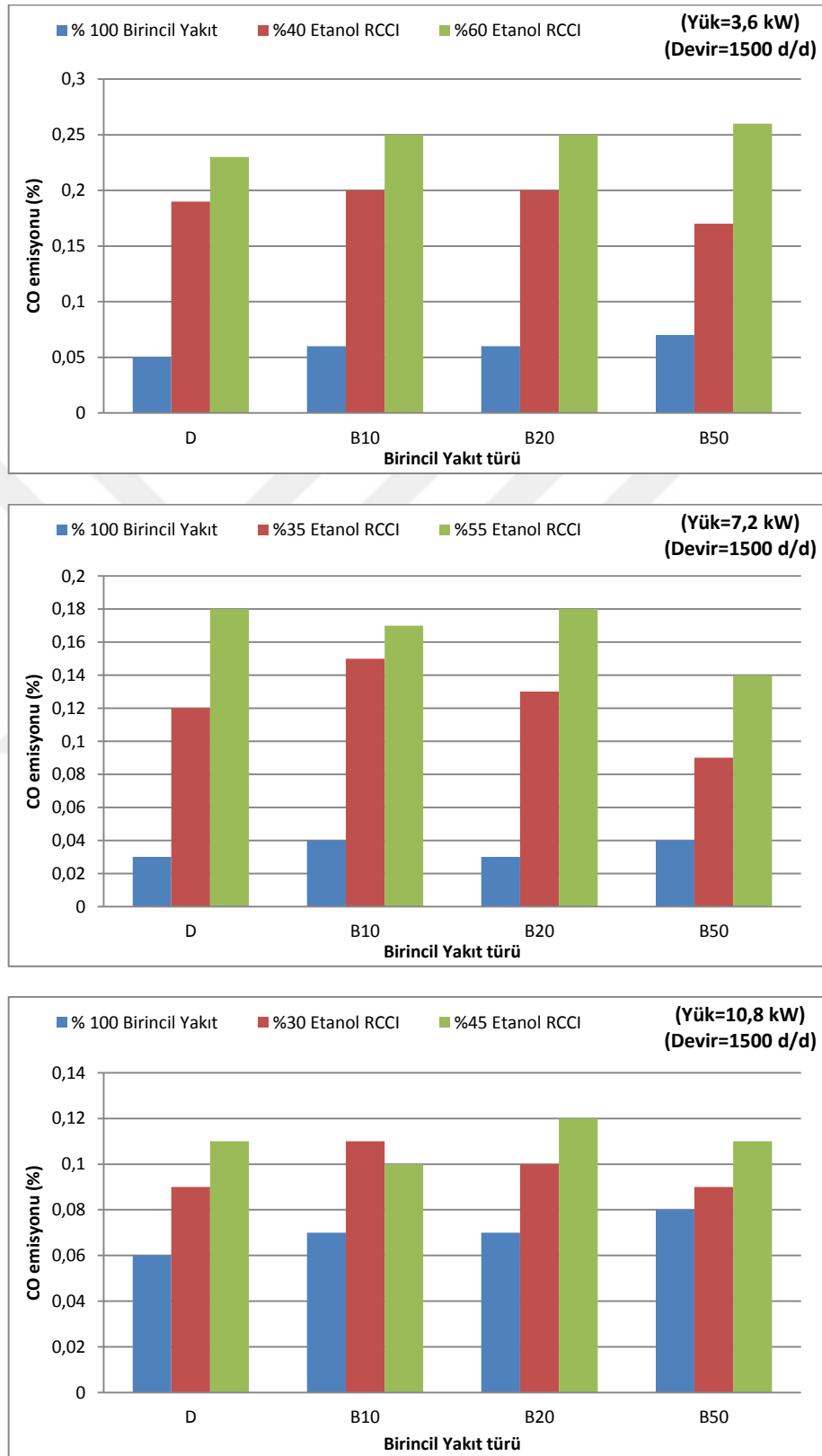


Şekil 4. 63. Vuruntu yoğunluğunun krank açısıyla değişimi (Etanol RCCI-10,8 kW)

Karışımlar ve dizel için tek yakıt kullanımında vuruntu yoğunluğu B50 hariç oldukça benzer bulunmuştur. B50 daha yüksek olsa da vuruntu olarak görmek mümkün değildir. Basınç ve vuruntu yoğunluk sinyalleri birlikte incelendiğinde motorun tek yakıt veya etanol RCCI işlemleri için vuruntu olduğu söylenemez. B50 için erken enjeksiyon ve yüksek oranda biyodizel içeren yakıtın yanması ile diğerlerinden ayrılır.

4.2.3. Emisyon Parametreleri

4.2.3.1. Karbonmonoksit



Şekil 4. 64. Etanol RCCI CO değişim grafikleri

Motorun 3,6 kW yük altındaki testlerinde CO emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel olarak artışa neden olmuş, saf dizelde % 0,05, B10 ve B20 de % 0,06, B50 de % 0,07 olmuştur. % 40 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak artış olmuş, saf dizelde % 0,18, B10 ve B20 de 0,2, B50 de %0,17 olmuştur. % 60 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak daha yüksek artışlar gözlenmiş, saf dizelde %0,23, B10 ve B20 de % 0.25, B50 de % 0.26 olmuştur.

7,2 kW yük uygulamasında CO emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel olarak artışa neden olmuş, saf dizel ve B20 de % 0,03, B10 ve B50 de % 0.04 olmuştur. % 35 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak artış olmuş, saf dizelde % 0,12, B10 da 0,15, B20 de % 0.13, B50 de % 0,09 olmuştur. % 55 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak daha yüksek oranlarda artışlar gözlenmiş, saf dizel ve B20 de %0,18, B10 da % 0,17, B50 de % 0,14 olmuştur.

10,8 kW yüksek ise CO emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel olarak artışa neden olmuş, saf dizelde %0,06, B10 ve B20 de % 0.07 ve B50 de % 0.08 olmuştur. % 30 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak artış olmuş, bu artışlar saf dizel ve B50 de % 0.09, B10 da % 0,11, B20 de % 0,10 şeklinde olmuştur. % 45 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak ciddi artışlar gözlenmiş, saf dizel ve B50 de % 0,11, B10 da %0,10, B20 de % 0,12 olmuştur.

Genel olarak CO emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel olarak artmış, aynı şekilde Etanol RCCI yüzdesinin artışı ile emisyon değerleri artmıştır. Yük artışıyla emisyon değerleri azalmıştır. Ancak, tüm çalışma koşullarında ve RCCI uygulamasında sınır değerlerin altında ve düşük seviyelerde gerçekleşmiştir. Ayrıca bekleneneği gibi dizel motorlar genel olarak fazla hava ile çalıştıklarından CO emisyonları düşük olur.

Yüksek sıcaklık bölgelerinde lokal veya genel oksijen eksiklikleri CO oluşumunun ana ortamlardır. Bunun yanı sıra yüksek sıcaklıklarda CO daha hızlı oksitleme işlemi ile sonuçlanabilir fakat tutuşma üst ölü nokta yakınında olursa CO oluşumu düşüktür. CO emisyonları dizel motorlarda genellikle düşüktür. Bu nedenle, tüm test yakıtlarında konvansiyonel dizel ve RCCI modlarında CO emisyonları oldukça düşüktür. RCCI modunda CO emisyonu artsa da oldukça düşük olduğu görülmektedir. Bu sonuçların nedeni tam olmayan yanma ve aşırı fakir karışımdır ve ısı kaybı azalarak soğutma etkisiyle CO-CO₂ oksidasyonu azalır.

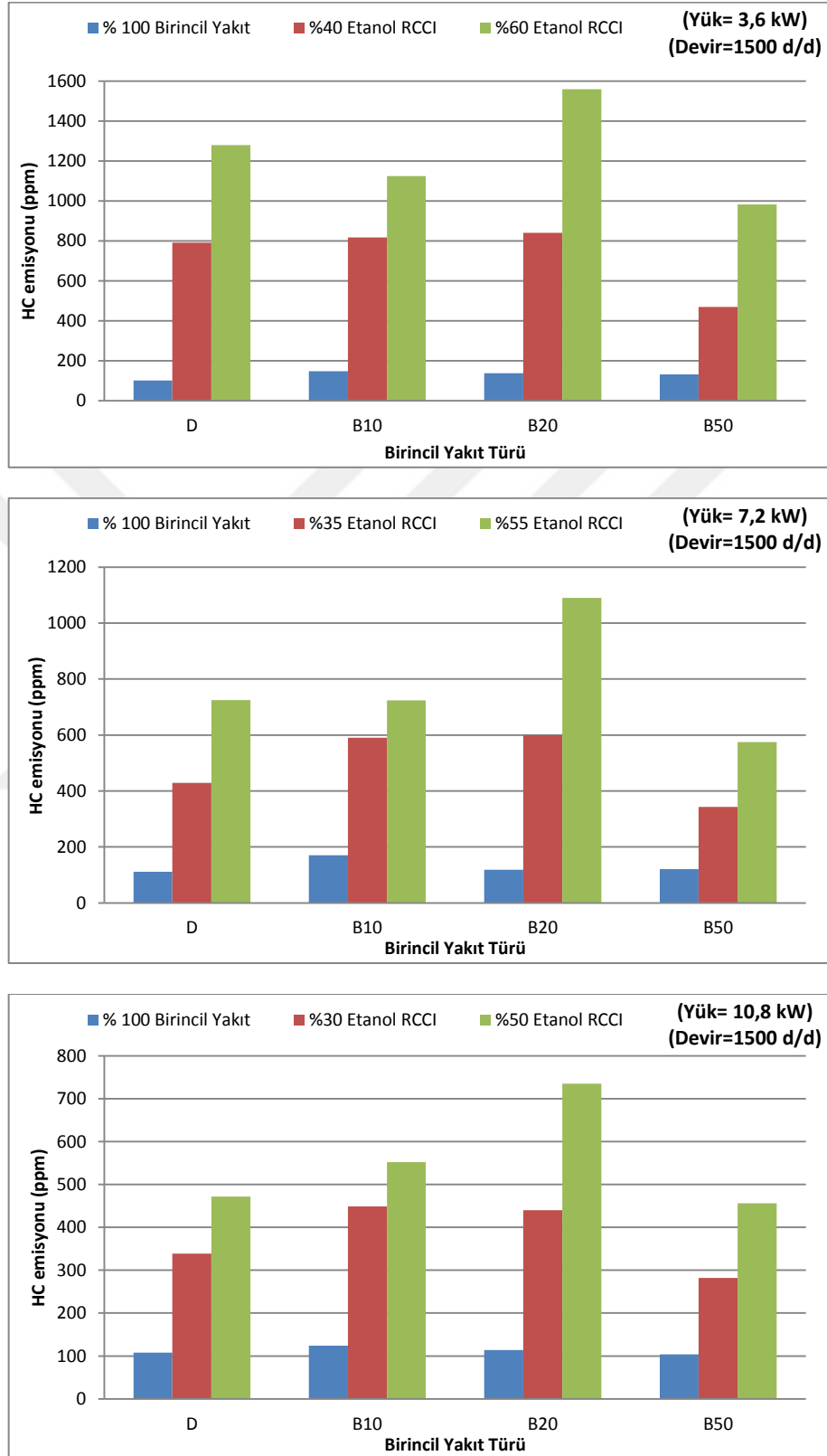
Yapılan bir çalışmada etanol ve biyodizel çift yakıt kullanımında manifoldta etanol enjeksiyonu oranının artışıyla CO emisyonun arttığı bildirilmiştir (Lu ve ark., 2008).

Yapılan başka bir çalışmada manifoldta etanol enjeksiyonu uygulamasında HC ve CO emisyonlarının arttığı, NOx emisyonundaki azalmanın yük artışıyla azaldığı, yanma veriminin ise azaldığı bildirilmiştir (Sarjovaara ve ark., 2015).

Yapılan bir çalışmada hafif yakıt olarak dizel motorda etanol kullanılması durumunda CO emisyonunun arttığı, NOx emisyonunun azaldığı, yanma sürelerinin yakın olup yüksek oranlardaki kullanımlarda arttığı, yakıtın bir bölümünün genişleme zamanında yanması nedeniyle sıcaklıkların düştüğü, düşük devirlerde NOx azalma oranının yüksek olması sıcaklıkların düşük olması ve yanma için daha fazla süre olduğu, CO emisyonundaki artışın düşen sıcaklıklarla ilişkili olduğu bildirilmiştir (Şahin, 2002).

Yapılan başka bir çalışmada ise dizel motorunda HCCI uygulamasında ön karışımli yakıt olarak, tek aşamalı tutuşma karakteristiğine ve yüksek oktan sayısı ile düşük kaynama noktasına sahip olduğu için etanol kullanılmış, NOx ile duman emisyonlarında eş zamanlı azalma, CO ve HC emisyonlarında artış görüldüğü bildirilmiştir (Can, 2012).

4.2.3.2.Hidrokarbon



Şekil 4. 65. Etanol RCCI HC değişim grafikleri

3,6 kW jeneratör çıkış gücü uygulamasında HC emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını arttırmış, saf dizelde 102 (ppm), B10 da 148 (ppm), B20 de 137 (ppm) ve B50 de 132 (ppm) şeklinde olmuştur. % 40 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak artışlar olmuş, saf dizelde 791 (ppm) , B10 da 818 (ppm) , B20 de 840 (ppm) ve B50 de 469 (ppm) olmuştur. % 60 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak artışlar olmuş, saf dizelde 1280 (ppm) , B10 da 1124 (ppm) , B20 de 1560 (ppm) ve B50 de 982 (ppm) şeklinde olmuştur.

7,2 kW yük uygulamasında HC emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını arttırmış, saf dizelde 111 (ppm), B10 da 170 (ppm) , B20 de 119 (ppm) ve B50 de 121 (ppm) olmuştur. % 40 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak artışlar olmuş, saf dizelde 429 (ppm), B10 da 590 (ppm), B20 de 600 (ppm) ve B50 de 398 (ppm) olmuştur. % 60 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak artışlar olmuş, saf dizelde 588 (ppm) , B10 da 684 (ppm) , B20 de 597 (ppm) ve B50 de 612 (ppm) olmuştur.

10,8 kW yük uygulamasında HC emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını arttırmış, saf dizelde 108 (ppm) , B10 da 124 (ppm) , B20 de 114 (ppm) ve B50 de 104 (ppm) olmuştur. % 35 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak artışlar olmuş, saf dizelde 308 (ppm), B10 da 307 (ppm), B20 de 314 (ppm) ve B50 de 343 (ppm) olmuştur. % 55 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak artışlar olmuş, saf dizelde 339 (ppm) , B10 da 449 (ppm), B20 de 440 (ppm) ve B50 de 282 (ppm) olmuştur.

Genel değerlendirmede HC emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel olarak artmış, aynı şekilde RCCI yüzde artışı emisyonu arttırmıştır. Yükün artışıyla emisyon değerleri düşmektedir. B50 kullanımında emisyonunda genel düşme eğilimi vardır.

RCCI yanmanın tek yakıt uygulamasından daha yüksek HC emisyonu üretmesinin nedeni, etanol RCCI de fakir karışım ve dolayısıyla düşük sıcaklıklı yanmanın eksik yanmaya yol açmasıdır. RCCI yanma sırasında yanma doğrudan yanma odasına yüksek reaktivite yakıt enjeksiyonu ile başlatılır. Düşük reaktivite etanol artışı, bir ateşleme kaynağı olan yüksek reaktivite yakıtta bir azalmaya neden olmuştur. RCCI yanmada tutuşma gecikmesinin uzaması yeterli karışım oluşumu süresi sağlar ve fakir karışım oluşarak yanma odasının uzak kısımlarında eksik yanma sonucu ortaya çıkar. Öte

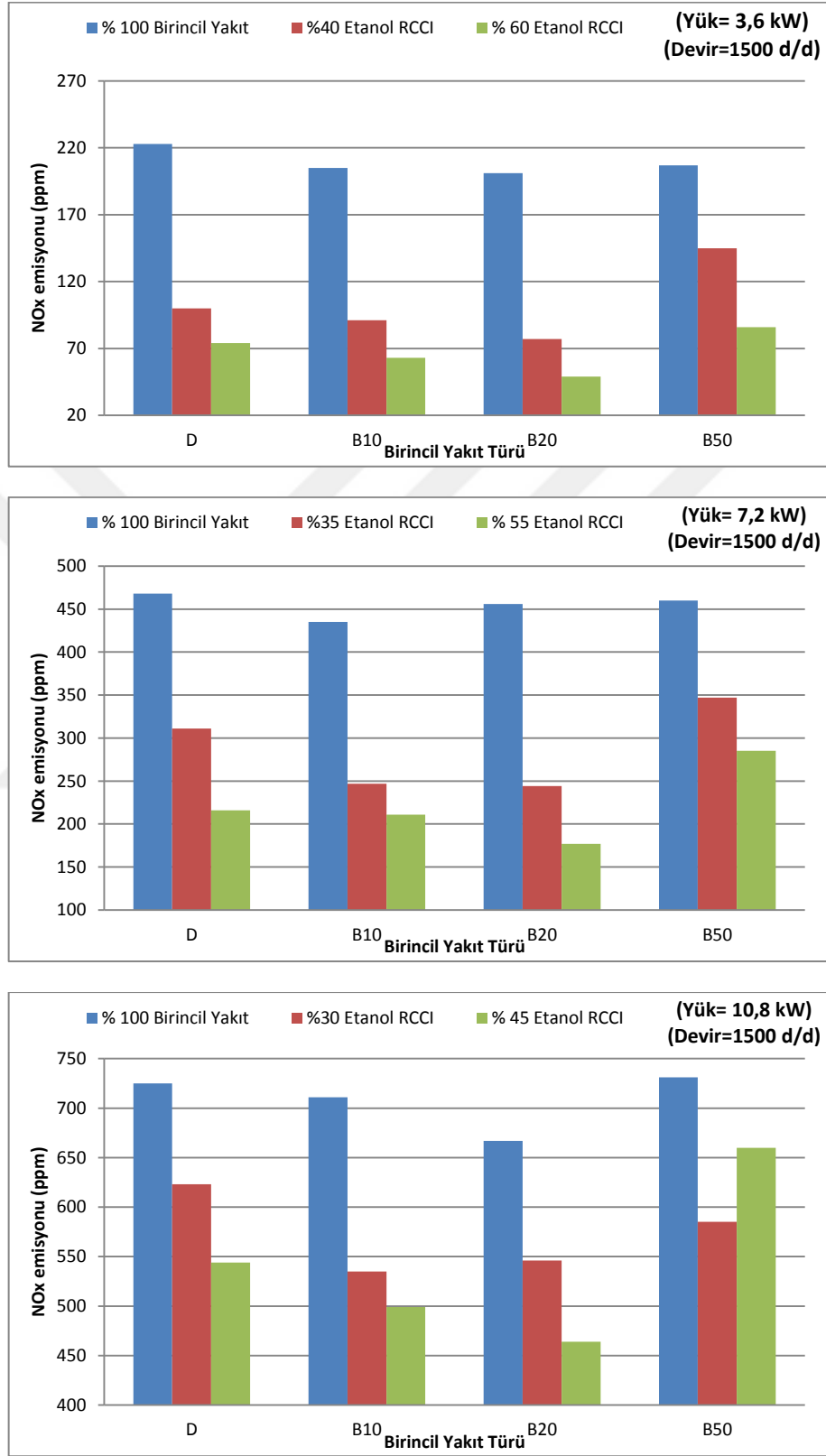
yandan, etanolün buharlaşma gizil ısı yüksek, bölgesel olarak düşük silindir sıcaklığına neden olur ve özellikle silindir duvarlarına yakın girintilerde oluşan sönme bölgelerine neden olduğundan yanmamış HC emisyonlarına neden olur. Bunun yanı sıra, etanol ve biyodizel karışımları yüksek oksijen içeriğine sahiptir ve fakir karışım oluşarak HC oluşumuna neden olur.

Lu ve ark. (2008), yaptıkları çalışmada etanol ve biyodizel çift yakıt kullanımında etanol manifold enjeksiyonunda HC emisyonlarının yüksek olduğu belirlenmiş, yanma hızının artışı ve ortalama gaz sıcaklığındaki artışın azaltmaya yardımcı olacağı bildirilmiştir.

Çınar ve ark. (2010), yaptıkları çalışmada ise tek silindirli dizel motorunda ön karışimli di-etil eter (DEE) yakıtı sabit motor hızında kullanılmış, ön karışimli tek aşamalı tutuşma gerçekleştiği, DEE artışının düzensiz yanma aşamasında maksimum silindir basıncı ve ısı yayılım oranını yükselttiği, NO_x ve is emisyonlarının eş zamanlı olarak %19,4 ve %76 oranlarında azaldığı, CO ve HC emisyonları artış gösterdiği bildirilmiştir.

Akcan (2013), yaptığı çalışmada dizel motorda MTBE HCCI uygulamasında tam yük ve yarım yük çalışma şartlarında ön karışimli MTBE yakıtındaki artışa bağlı olarak HC emisyonlarının arttığı, karışımın fakir olmasının ve/veya geç art aşamasında CO emisyonları arttırdığı bildirilmiştir.

4.2.3.3. Azotoksit



Şekil 4. 66. Etanol RCCI NO_x grafikleri

3,6 kW yük uygulamasında NO_x emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını düşürmüştür, saf dizelde 223 (ppm), B10 da 205 (ppm) , B20 de 201 (ppm) ve B50 de 207 (ppm) olmuştur. % 50 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde 100 (ppm), B10 da 91 (ppm), B20 de 77 (ppm) ve B50 de 145 (ppm) olmuştur. % 60 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde 74 (ppm) , B10 da 63 (ppm) , B20 de 49 (ppm) ve B50 de 86 (ppm) olmuştur.

7,2 kW yük uygulamasında NO_x emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını düşürmüştür, saf dizelde 468 (ppm), B10 da 435 (ppm) , B20 de 456 (ppm) ve B50 de 460 (ppm) olmuştur. % 35 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde 311 (ppm) , B10 da 247 (ppm), B20 de 244 (ppm) ve B50 de 347 (ppm) olmuştur. % 55 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde 216 (ppm) , B10 da 211 (ppm) , B20 de 177 (ppm) ve B50 de 285 (ppm) olmuştur.

10,8 kW yük uygulamasında NO_x emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını düşürmüştür, saf dizelde 725 (ppm) , B10 da 711 (ppm) , B20 de 667 (ppm) ve B50 de 731 (ppm) olmuştur. % 30 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde 623 (ppm), B10 da 535 (ppm), B20 de 546 (ppm) ve B50 de 585 (ppm) olmuştur. % 45 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde 544 (ppm) , B10 da 499 (ppm) , B20 de 464 (ppm) ve B50 de 650 (ppm) olmuştur.

Genel olarak NO_x emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel olarak düşmüş, B50 de tekrar artma eğilimi gözlenmiş, RCCI yüzde artışı emisyonu düşürmüştür. Yükün artışıyla emisyon değerleri artmaktadır.

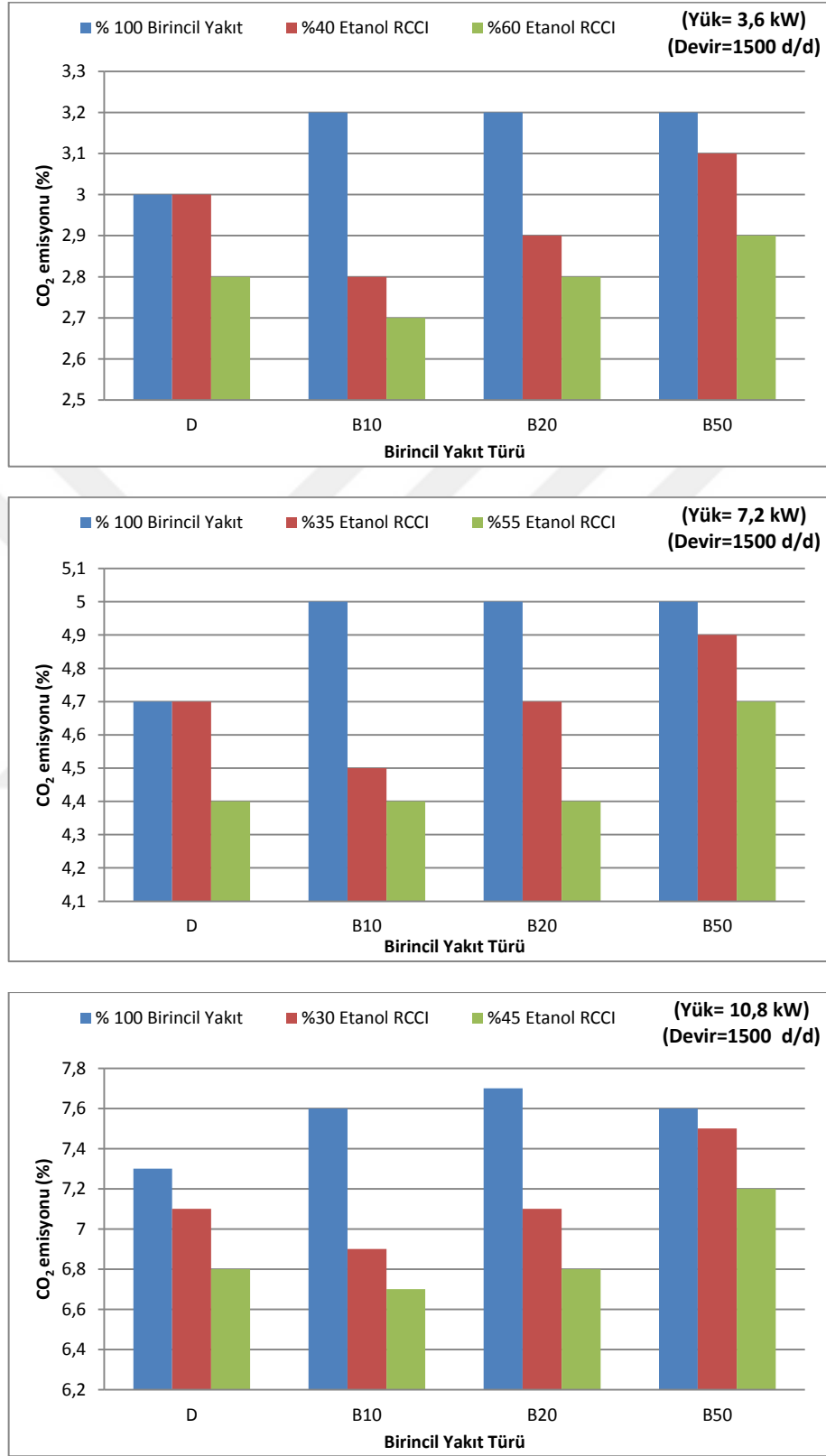
Dizel motorda NO_x oluşumu için iki ana neden olarak yüksek silindir içi sıcaklık ve bu sıcaklıkta uzun süre kalınmasıdır. RCCI modlarında etanol miktarının artışı ile NO_x önemli azalmalar olması, etanolün soğutma etkisine bağlı olduğu düşünülmektedir. Yüksek buharlaşma gizli ısı nedeniyle etanol ön karışımı silindir sıcaklığını azaltır. Biyodizel yakıtların tek yakıt operasyonunda biyodizelin yüksek alev sıcaklığı ve oksijen içeriği nedeniyle NO_x emisyonlarını yükselmektedir.

Lu ve ark., 2008 yaptıkları çalışmada etanol ve biyodizel çift yakıt kullanımında etanol port enjeksiyonunda NO_x emisyonlarının azaldığı, etanolün yüksek buharlaştırma gizli ısısının nedeniyle sıkıştırma sonu sıcaklığının düşüşü ve daha homojen karışımın lokal yüksek sıcaklık bölgelerini azaltmasına bağlı olduğu bildirmiştir

Han ve ark. (2013), yaptıkları çalışmada ise dizel motorda etanol kullanımı ile EGR kullanımı olmaksızın sağlanan yanma kontrolü ile düşük sıcaklıklı yanma elde edildiği, uzun tutuşma gecikmesi ve gelişmiş bir dolgu homojenliği ile NO_x ve is emisyonlarının azaldığı ve bu uygulamanın özellikle yüksek yüklerde kullanıma uygun olduğu bildirmiştir

He ve ark. (2004), yaptıkları çalışmada ise, iki silindirli bir dizel motorda etanol-hava karışımının egzoz emisyonları incelenmiş, yanma başlangıcının geciktiği ve toplam yanma süresinin kısaldığı, etanol miktarının artması ile NO_x emisyonlarının azaldığı, tüm çalışma koşullarında ön karışimli etanol ile HC ve CO emisyonlarında da artış meydana geldiği bildirmiştir

4.2.3.4. Karbondioksit



Şekil 4. 67. Etanol RCCI CO₂ değişim grafikleri

3,6 kW yük uygulamasında CO₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını arttırmıştır, saf dizelde % 3, B10, B20 ve B50 de % 3,2 olmuştur. % 50 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde % 3, B10 % 2,8 ve B20 % 2,9 ve B50 de % 3,1 olmuştur. % 60 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde % 2,8, B10 da % 2,7, B20 % 2,8 ve B50 de % 2,9 olmuştur.

7,2 kW yük uygulamasında CO₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını arttırmıştır, saf dizelde % 4,7, B10, B20 ve B50 de % 5 olmuştur. % 35 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde % 4,7, B10 da % 4,5 ve B20 de % 4,7 ve B50 de % 4,7 olmuştur. % 55 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde % 4,2, B10 da % 4,3, B20 de % 4,4 ve B50 de % 4,9 olmuştur.

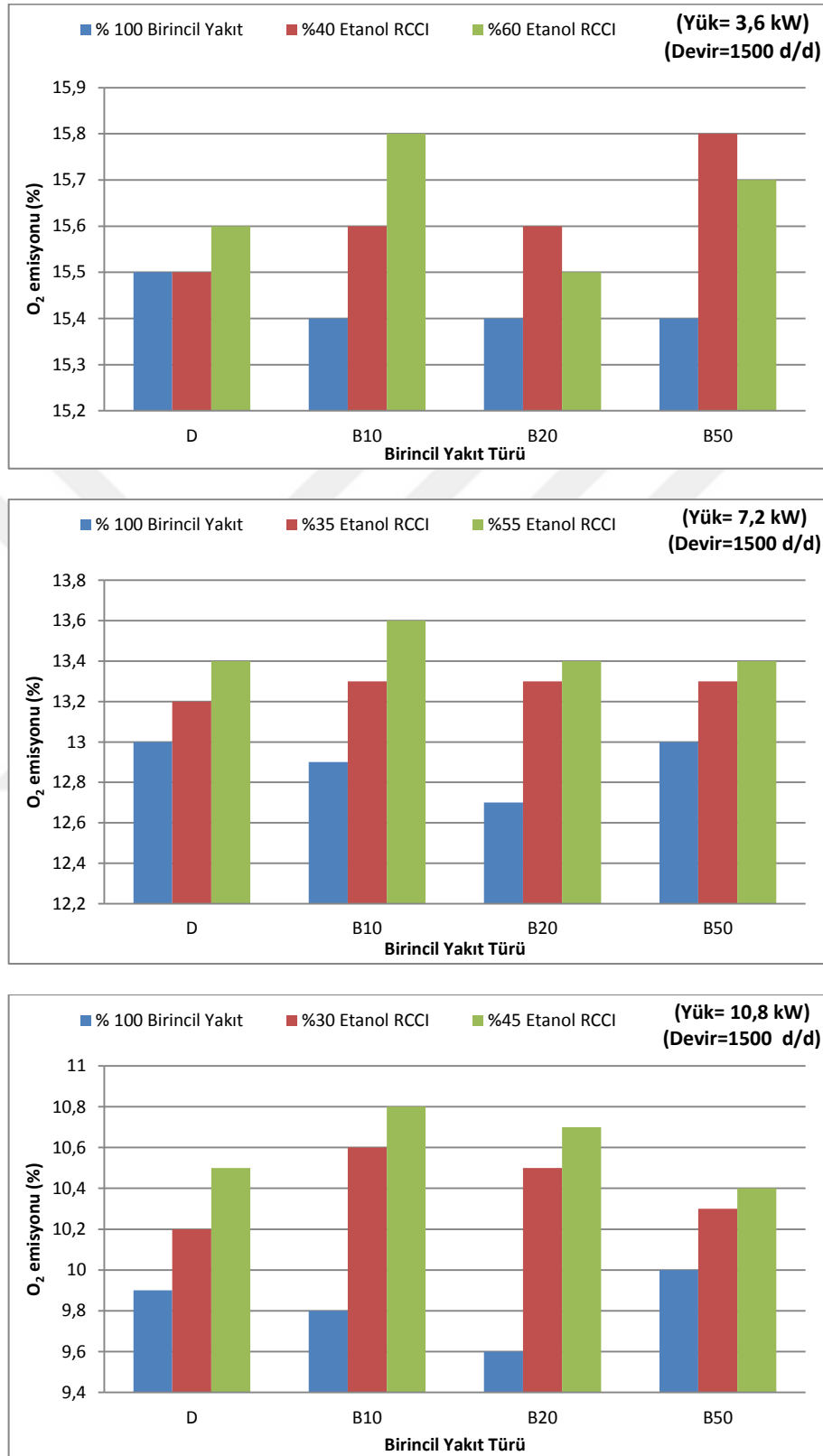
10,8 kW yük uygulamasında CO₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını arttırmıştır, saf dizelde % 7,3, B10 da % 7,6, B20 de % 7,7 ve B50 de % 7,6 olmuştur. % 30 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak düşüşler olmuş, saf dizelde % 7,1, B10 da % 6,9, B20 de % 7,1 ve B50 de % 7,5 olmuştur. % 45 Etanol RCCI uygulamasında düşüşler olmuş, saf dizelde % 6,8, B10 da % 6,7, B20 de % 6,8 ve B50 de % 7,2 olmuştur.

Genel değerlendirmede CO₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel olarak arttırmıştır, RCCI yüzde artışı emisyonu düşürmüştür. Yükün artışıyla emisyon değerleri arttırmaktadır.

RCCI modunda CO emisyonu artışı görülmektedir. Nedeni tam olmayan yanma ve aşırı fakir karışımdır ve ısı kaybı soğutma etkisiyle CO-CO₂ oksidasyonu azalır. Bu nedenle CO₂ emisyonu azalır.

Canda (2012), yaptığı çalışmada dizel yakıtı – metanol karışım yakıtlarından elde edilen CO₂ emisyonu değerlerinin dizel yakıtından daha düşük olmasının nedenin metanolün dizel yakıtına oranla daha az C atomu içermesi olduğu, karışım yakıtlarının C atomu oranı düştüğü için yanma sonu açığa çıkan CO₂ emisyonunun azaldığı bildirmiştir.

4.2.3.5.Oksijen



Şekil 4. 68. Etanol RCCI O₂ değişim grafikleri

3,6 kW yük uygulamasında O₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarında çok küçük azalma olmuş, saf dizelde % 15,5, B10, B20 ve B50 de % 15,4 olmuştur. % 40 Etanol RCCI uygulamasında biyodizellerde genel olarak küçük artma eğilimi olmuş, saf dizelde % 15,5, B10 de % 15,6 ve B20 de % 15,6 ve B50 de de % 15,8 olmuştur. % 60 Etanol RCCI uygulamasında biyodizellerde genel olarak küçük artma eğilimi olmuş, saf dizelde % 15,6, B10 da % 15,8, B20 % 15,5 ve B50 de % 15,7 olmuştur.

7,2 kW yük uygulamasında O₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını küçük oranda azaltmıştır, saf dizelde % 13, B10 da % 12,9, B20 de % 12,7 ve B50 de % 13 olmuştur. % 35 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak artış olmuş, saf dizel, B20 ve B50 de % 13,3 olmuştur. % 55 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak artış olmuş, saf dizelde % 13,4, B10 da % 13,6, B20 de % 13,4 ve B50 de % 13,4 olmuştur.

10,8 kW yük uygulamasında O₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımı emisyon miktarını küçük oranda azaltmıştır, saf dizelde % 9,9, B10 da % 9,8, B20 de % 9,6 ve B50 de % 10 olmuştur. % 30 Etanol RCCI uygulamasında genel olarak artış olmuş, saf dizelde % 10,2, B10 da % 10,6, B20 de % 10,5 ve B50 de % 10,3 olmuştur. % 45 Etanol RCCI uygulamasında saf dizel ve B20 de artış B10 ve B50 de artış olmuş, saf dizelde % 10,5, B10 da % 10,8, B20 de % 10,7 ve B50 de % 10,4 olmuştur.

Genel olarak O₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel olarak küçük yüzdelerde azalmıştır, RCCI yüzde artışı emisyonunu arttırma eğilimindedir. Yükün artışıyla emisyon değerleri azalmaktadır

RCCI yanmada tek yakıt yanmadan daha yüksek O₂ emisyon üretilmesinin, yüksek O₂ içeriğine sahip etanolün ön karışımına bağlı olduğu kabul edilir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu tez çalışması kapsamında RCCI (reaktivite kontrollü sıkıştırılmalı ateşleme) uygulamasının dört silindirli, direkt enjeksiyonlu (DI) bir dizel motorda yanma, performans ve emisyonlara etkileri detaylı bir şekilde araştırılmıştır. Deneyler motoru yüklemek amacıyla jeneratör grubunda uygulamış ve düşük reaktiviteli yakıt olarak benzin ve etanol emme manifolduna farklı oranlarda püskürtülmüş, yüksek reaktiviteli yakıt olarak dizel ve aspir yağından elde edilen biyodizel ve bunların karışımları direkt enjeksiyon (DI) ile silindir içine ayrı enjeksiyon sistemleriyle gönderilerek motorun performans ve yanma karakteristikleri ile egzoz emisyonlarındaki etkiler deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmaların neticesinde, motorun RCCI-DI konumunda çalıştırılması ile aşağıda belirtilen genel sonuçlar elde edilmiştir:

- Motorun tüm yük testlerinde, %100 birincil yakıt uygulamalarında biyodizel yüzdesinin artışıyla yakıt tüketimi artış göstermiştir. Maksimum artışlar B50 kullanımında olmuş, saf dizel kullanımına kıyasla 3,6 kW yükte % 19,1, 7,2 kW da % 10,3, 10,8 kW da % 9,67 oranında yakıt tüketim artışı olmuştur. Benzin RCCI uygulamasında düşük yüklerde yakıt tüketimi artmakta, yük artışıyla yakıt tüketimindeki artış azalmakta, uygulama yüzdesindeki artış benzer şekilde tüketimdeki artış oranını düşük yüklerde arttırmaktadır, saf dizele kıyasla 3,6 kW da % (18,5-40,9) artış, 7,2 kW da % (3,2-14,3) artış, 10,8 kW da % (1,8-1,2) azalma gözlenmiştir. Aynı yük şartlarında biyodizel yüzdesinin artışı ısıl değeri düşüğü, yük artışında ise yakıt ısıl değeri değişmediği için yakıt tüketimi artmıştır. Düşük motor yüklerinde Benzin RCCI uygulamasında yakıt tüketim artışının silindir cidarında uzak bölgelerde eksik yanma ve alev soğumasına bağlı olduğu düşünülmektedir. 10,8 kW motor yükü deneylerinde yakıt tüketimi değerlerinin RCCI uygulaması ile azalması, oluşan yüksek alev hızı ve dolayısıyla kısa süren yanma periyodu ile gerçekleşen düşük ısı transferi ile genişleme periyodunda elde edilen kullanılabilir iş miktarı azalmakta ve dolayısıyla motorun yakıt tüketiminde azalmalar meydana gelmektedir. Etanol RCCI uygulamasında benzin RCCI uygulamasına benzer şekilde ikincil yakıt oranı artışı ve yük artışı bekleneceği gibi

yakıt tüketimini arttırmıştır. Saf dizele kıyasla 3,6 kW da % (33,9-54,6) artış, 7,2 kW da % (18,6-29,7) artış, 10,8 kW da % (12-20,2) artış gözlenmiştir. Tüketim miktarındaki değişim yüzdeleri benzin RCCI uygulamasına kıyasla yüksek çıkmıştır.

- Genel değerlendirmede % 100 birincil yakıt uygulamasında biyodizel yüzdesinin artışı özgül yakıt tüketimini arttırmış ayrıca düşük motor yüklerinde benzin RCCI uygulamasında düşük reaktiviteli yakıt oranının artışı özgül yakıt tüketimini arttırmıştır. Yük artışı tüm test yakıtları ve çalışma durumları için özgül yakıt tüketimini azaltırken, 10,6 kW yükte RCCI uygulamasıyla birincil yakıt uygulamasının altında özgül yakıt tüketim eğilimi söz konusudur. Biyodizel uygulamalarında maksimum değerler B50 de belirlenmiş, saf dizele kıyasla 3,6 kW da % (18,8), 7,2 kW da % (10), 10,8 kW da % (9,4) oranında artış gözlenmiştir. Benzin RCCI uygulamalarında saf dizele oranla 3,6 kW da % (18,7-41) artış, 7,2 kW da % (3,4-14,3) artış, 10,8 kW da % (2-1,3) oranında azalma gözlenmiştir. Biyodizel kullanımında karışımın ısı değeri düştüğü için dizele oranla daha yüksek özgül yakıt tüketimleri söz konusudur. Düşük motor yüklerinde RCCI uygulamasında özgül yakıt tüketimi artışının silindir cidarında uzak bölgelerde eksik yanma ve alev soğumasına bağlı gerçekleşen eksik yanma olduğu düşünülmektedir. Etanol RCCI uygulamalarında saf dizele oranla 3,6 kW da % (33,6-55) artış, 7,2 kW da % (14,3-26,1) artış, 10,8 kW da % (12-19,4) oranında azalma gözlenmiştir. Özgül yakıt tüketim miktarındaki değişim yüzdeleri benzin RCCI uygulamasına kıyasla yüksek çıkmıştır. Yük artışı özgül yakıt tüketimini azaltırken, 7,2 kW yükü haricinde özgül yakıt tüketimleri arasındaki fark azalmaktadır.
- Genel değerlendirmede % 100 birincil yakıt uygulamasında biyodizel yüzdesinin artışı verimi düşük mertebelerde azaltmış, düşük yüklerde benzin RCCI uygulamasında, RCCI oranının artışı ile verim düşük mertebelerde azaltmıştır. Yük artışı verimi arttırırken, 10,8 kW yükte % 100 birincil yakıt uygulamasının üstünde verim eğilimi söz konusudur. Biyodizel uygulamalarında minimum değerler B50 de belirlenmiş, saf dizele kıyasla 3,6 kW da % (13,6), 7,2 kW da % (5,6), 10,8 kW da % (5,3) oranında azalma gözlenmiştir. Benzin RCCI uygulamalarında saf dizele oranla 3,6 kW da % (20) azalma, 7,2 kW da % (4,3) azalma, 10,8 kW da % (9,8-

8,6) oranında artış gözlenmiştir. Biyodizel kullanımında verim düşüşü dizele oranla düşük olan ısı değeri ve yüksek viskozitesine bağlanmaktadır. Özellikle yüksek motor yüklerinde RCCI uygulamasında yük artışı ile alev hızının artması, yanmanın daha çok tam yanmaya yaklaşması ve ısı transferinin azalması gibi nedenler verimi arttırmıştır. Etanol RCCI uygulamalarında saf dizele oranla 3,6 kW da % (10,7-15,6) azalma, 7,2 kW da % (2,88-3,88) azalma, 10,8 kW da % 4,9 oranında artış gözlenmiştir. Etanol RCCI uygulamasında yük artışı verimi artırırken, 10,8 kW maksimum yükte % 100 birincil yakıt uygulamasının üstünde verim eğilimi söz konusudur.

- Genel değerlendirmede % 100 birincil yakıt uygulamasında biyodizel yüzdesinin artışı 10,8 kW dışında egzoz sıcaklığını azaltmış, artışlar % (6-24) civarındadır, benzin RCCI uygulamasında düşük yüzdelerde saf dizele oranla % (4-17,8) oranında azalma olurken yüzde artışı egzoz sıcaklığını % (3-11,7) arttırmıştır. Biyodizel kullanımında eğilimin sıcaklığın azalması yönünde olması düşük ısı değeri nedeniyle açığa çıkan ısının azalmasıyla, RCCI uygulamasında durum yüksek yakıt tüketiminin yüksek ısı çıkışı ve sıcaklık artışına sebep olması ile açıklanmıştır. Etanol RCCI uygulamasında düşük yüzdelerde saf dizele oranla % (-15,+15) oranında, etanol oranı artışında % (-15,+8,9) değişim olmuştur. Etanol RCCI uygulamasında yüzde artışı düşük yüklerde artış, maksimum yükte azalma etkisi yapmıştır.
- Genel değerlendirmede % 100 birincil yakıt uygulamasında biyodizel kullanımında basınçlarda artış olmuş, maksimum basınçlar B10 ve B50 biyodizel kullanımında gerçekleşmiştir. Düşük yüklerde RCCI uygulamasında basınç düşüşü olurken 10,8 kW uygulamasında basınç artışı gözlenmiştir. Benzin yüzdesinin artışı üç yükte de genel olarak basıncı düşürmektedir. Yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında biyodizel kullanımında maksimum basınç dizele oranla 3,6 kW da % 6,5 artış, 7,2 kW da % 11,4 artış, 10,8 kW da % 8,5 artış gözlenmiş. Benzin RCCI uygulamasında dizele oranla 3,6 kW da % (2,15-2,55) azalma, 7,2 kW da % 8,7 artış, 10,8 kW da % (13,9-10,8) artış gözlenmiş. Düşük yüklerde RCCI çalışmada, düşük reaktiviteye sahip yakıt miktarının artması yanmayı olumsuz etkilemektedir. Bunun nedeni düşük yüklerde soğuyan yanma ortamından dolayı düşük reaktiviteli yakıt içeren homojen dolguda alev cephesinin ilerlemesinin yavaşlaması ve sonuçta

sönme gerçekleşmesi olduğu düşünülmektedir. RCCI uygulamasında benzinin dizele oranla daha düşük buharlaşma entalpisine sahip olması nedeniyle buharlaşması için gereken enerji daha fazladır ve oranın artması pik basıncı düşürür. Etanol RCCI uygulamasında dizele oranla 3,6 kW da % (4,3-22) azalma, 7,2 kW da % (10,3,-10,3) artış ve azalma, 10,8 kW da % (10-7,2) artış gözlenmiştir.

- Yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında tüm yüklerde maksimum ısı salınım hızı B10 da gerçekleşmiş, dizele oranla 3,6 kW da % 14 artış, 7,2 kW da % 23 artış, 10,8 kW da % 16,6 artış gözlenmiştir. Benzin RCCI uygulamasında dizele oranla 3,6 kW da % (6-24,3) azalma, 7,2 kW da %12 artış, 10,8 kW da % (33,4-24,8) artış gözlenmiştir. Test yakıtları karşılaştırıldığında, hem normal çalışma modunda hem de RRCI uygulamalarında ve tüm yük koşullarında biyodizel karışım yakıtlarının kullanımı ile maksimum basınç değerlerinde kısmi artışlar ve ısı salınım hızı değerlerinde de artışlar tespit edilmiştir. Isı salınım hızı, düşük yüklerde benzin RCCI yüzdesi arttıkça azalmaktadır. Düşük reaktiviteli yakıt gradiyanlarının oluşumu tutuşma gecikmesinin artmasına ve yanmanın gecikmesine, ısı salım oranının ve tepe basınç artışı oranının düşmesine sebep olabilir. Yüklemin artmasıyla birlikte ısı salınım oranı üst ölü noktaya yakın bölgelerde gerçekleşmekte ve üst ölü noktadan uzaklaştıkça ani bir düşüş göstermektedir. Isı salınımının büyük bir kısmının üst ölü noktaya yakın bir bölgede gerçekleşmesi ise ısı verimin artmasını sağlar. Etanol RCCI uygulamasında dizele oranla 3,6 kW da % (7,9,-21,2) artış ve azalma, 7,2 kW da % (29,6-16,8) artış, 10,8 kW da % (36,3-43,2) artış gözlenmiştir.
- Yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yanma sonu maksimum kümülatif ısı salınımı biyodizel kullanımında gerçekleşmiş, dizele oranla 3,6 kW da % (5,2) artış, 7,2 kW da % (4,8) artış, 10,8 kW da % (6,5) artış gözlenmiştir. Benzin RCCI uygulamasında düşük yüklerde kullanılan benzin oranının artışıyla dizel kullanımına göre yüksek olan değerler azalarak dizelin altına düşmüş, 10,8 kW da yüzde artışı değeri azaltsa da dizelin üstünde kalmıştır. Dizele oranla 3,6 kW da % (+5,15,-4,8), 7,2 kW da % (+7,5,-0,15), 10,8 kW da % (+14,5,+10,2) değişim gözlenmiştir. Biyodizel kullanım oranının artışıyla genel olarak azalan son distilasyon sıcaklıkları ile gerçekleşen hızlı yanma sonucunda kümülatif ısı yayılımı pikleri giderek ÜÖN'ya doğru kaymakta, yanmanın başlamasından çok kısa bir

süre sonra ısı yayılımı oranı dizel yanmasından daha fazla ve hızlı gerçekleşmektedir. RCCI uygulamasında ortaya çıkan ısı salınımı dizel yakıt enjeksiyon ile üretilene göre kısmen daha büyüktür. Bu durum benzinin buharlaşma gizli ısısının kısmen daha düşük olmasıyla ilişkilendirilir. Bu üretilen ısının buharlaşmaya ayrılan kısmını dizele oranla azaltır. RCCI yüzde artışı ısı salınım zirvesinde bir azalma ve daha büyük yanma gelişimini sağlar. Etanol RCCI uygulamasında dizele oranla 3,6 kW da % (+7,7,-3,7), 7,2 kW da % (+8,-0,5), 10,8 kW da % (-2,6,-6,8) değişim gözlenmiştir. Düşük ve orta yüklerde benzin RCCI uygulamasına yakın değişimler, yüksek yükte ise benzin uygulamasının aksine dizele oranla azalma gözlenmiştir.

- Yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yanma sonu maksimum ortalama gaz sıcaklığı B10 biyodizel karışımı kullanımında gerçekleşmiş, dizele oranla 3,6 kW da % (8,9) artış, 7,2 kW da % (4,8) artış, 10,8 kW da % (6-26) artış gözlenmiş. Benzin RCCI uygulamasında düşük yüklerde benzin yüzde artışıyla dizel kullanımına göre yüksek olan değerler azalarak dizelin altına düşmüş, 10,8 kW da yüzde artışı değeri azaltsa da dizelin üstünde kalmış, dizele oranla 3,6 kW da % (+6,5,-6), 7,2 kW da % (+8,8,-0,5), 10,8 kW da % (19,6-7,9) değişim gözlenmiştir. Biyodizel kullanımında oksijen içeriği nedeniyle kısmi sıcaklık artışları mevcuttur. Benzin RCCI uygulamalarında düşük ve orta yükte benzin oranının artışı sıcaklıkta düşme eğilimi göstermiştir. Belirleyici etkenlerden sıkıştırma sırasında çekilen ısı miktarı buharlaşma gizli ısılarının yakın olması nedeniyle ayırım yapılmasını sağlayacak etki gözlenmemektedir. Etanol RCCI uygulamasında düşük yüklerde etanol yüzde artışıyla benzin RCCI uygulamasının aksine RCCI yüzde artışıyla değişim yüzdeleri artmaktadır. Dizele oranla 3,6 kW da % (-2,2-8,7), 7,2 kW da % (10,3-8,4), 10,8 kW da % (13-20,8) değişim gözlenmiştir.
- Yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yanma sonu yakıtın % 97 sinin yanması biyodizel kullanımında gerçekleşmiş ve yüzde artışıyla genelde artmış, artış oranı % 10 seviyelerine ulaşmıştır. Benzin ve etanol RCCI uygulamalarında dizele kıyasla değerler genelde yakın olup % ± 1 artma veya azalma şeklinde olmuştur. Kütleli yanma oranları tek yakıt ve RCCI modları için oldukça benzerdir. RCCI uygulamasında yüksek yüklerde RCCI yüzdesinin artışı

yanma süresini azaltma eğiliminde olup karışımın tutuşmasının kolaylaşması ve silindir içinde gelişen alev hızının artması etkindir.

- Yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yanma sonu-maksimum ısı transferi katsayısı biyodizel kullanımında gerçekleşmiş, dizele oranla 3,6 kW da % (2,7) artış, 7,2 kW da % (3,3) artış, 10,8 kW da % (3,3) artış gözlenmiş. Benzin RCCI uygulamasında düşük yüklerde benzin yüzde artışıyla dizel kullanımına göre yüksek olan değerler azalarak dizelin altına düşmüş, 10,8 kW da yüzde artışı değeri azaltsa da dizelin üstünde kalmıştır, dizele oranla 3,6 kW da % (+4,9,-4,1), 7,2 kW da % (+0,4,-1), 10,8 kW da % (+0,3,+2,7) değişim gözlenmiştir. Motor yükü arttıkça yanma ürünlerinin sıcaklığı arttığından ısı transfer hızı artmaktadır. Ancak RCCI uygulamasında cidarlara yakın kısımlarda sıcaklık düşmelerinden dolayı ısı transfer hızı azalmaktadır. Etanol RCCI uygulamasında düşük yüklerde benzin yüzde artışıyla dizel kullanımına göre yüksek olan değerler azalarak dizelin altına düşmüş, 10,8 kW da yüzde artışı değeri azaltsa da dizelin üstünde kalmıştır. Dizele oranla 3,6 kW da % (5,7-9,2) azalma, 7,2 kW da % (2,2,-6,5) artış ve azalma, 10,8 kW da % (1,9-4,6) artış gözlenmiştir. Bütün test yakıtları için RCCI modlarında azalan ısı transferi katsayısı nedeniyle düşük ısı kaybı gerçekleşmiştir.
- Yanma deneylerinde % 100 birincil yakıt kullanımında yanma sonu maksimum ısı transferi hızı B10 biyodizel karışımında kullanımında gerçekleşmiş, dizele oranla 3,6 kW da % (17,8) artış, 7,2 kW da % (23) artış, 10,8 kW da % (15) artış gözlenmiş. Benzin RCCI uygulamasında düşük yüklerde benzin yüzde artışıyla dizel kullanımına göre yüksek olan değerler azalarak dizelin altına düşmüş, 10,8 kW da yüzde artışı değeri azaltsa da dizelin üstünde kalmıştır. Dizele oranla 3,6 kW da % (0,23;-21), 7,2 kW da % (+12,-8,7), 10,8 kW da % (+29,3,+15) değişim gözlenmiştir. Etanol RCCI uygulamasında dizele oranla 3,6 kW da % (6,9;-21,3), 7,2 kW da % (21,8-7,1), 10,8 kW da % (24,4-3,66) değişim gözlenmiştir.
- Karışımlar ve dizel için tek yakıt kullanımında vuruğu yoğunluğu B50 hariç oldukça benzer bulunmuştur. B50 daha yüksek olsa da vuruğu olarak görmek mümkün değildir. Basınç ve vuruğu yoğunluk sinyalleri birlikte incelendiğinde motorun tek yakıt veya etanol RCCI işlemleri için vuruğu olduğu söylenemez.

- Emisyon deneylerinde CO emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışı genel olarak artışa neden olmuş, saf dizele oranla 3,6 kW da % (40) artış, 7,2 kW ve 10,8 kW da % (33) artış gözlenmiştir. Benzin RCCI uygulamasında sınır değerlerin altında ve düşük seviyelerde gerçekleşmiş, dizele kıyasla artışlar gözlenmiştir. 3,6 kW yük uygulaması dışında Benzin RCCI yüzdesinin artışı ile CO emisyonu değerleri artmıştır. 3,6 kW yük uygulamasındaki sıkıntın yükün istikrarlı çalışma için yeterli olmamasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Ayrıca, düşük sıcaklıklı yanma özelliği arttığından CO oluşumu düşük seviyelerde kalmıştır. Yük artışıyla emisyon değerleri düşmektedir. Etanol RCCI uygulamasında dizele kıyasla artışlar gözlenmiştir. Etanol RCCI yüzdesinin artışı ile emisyon değerleri artmıştır. Yük artışıyla emisyon değerleri azalmıştır. Ancak, tüm çalışma koşullarında ve RCCI uygulamasında sınır değerlerin altında ve düşük seviyelerde gerçekleşmiştir.
- Genel değerlendirmede HC emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel olarak az artmış veya değişmemiş, aynı şekilde benzin RCCI yüzde artışı emisyonu arttırmıştır. Yükün artışıyla emisyon değerleri düşmektedir. Emisyon deneylerinde HC saf dizele oranla 3,6 kW da % (45) artış, 7,2 kW da % (53) ve 10,8 kW da % (15) artış gözlenmiştir. Benzin RCCI uygulamasında dizele kıyasla 3,6 kW da önemli artışlar gözlenmiştir. Benzin RCCI yanma modu sırasında yüksek HC emisyonlarının nedenlerinin soğuyan yanma tabakası kalınlığının artmasının yanı sıra, ani soğuyan katmanda gerçekleşen sönme bölgelerinin HC emisyonlarının ana kaynağı olabileceği düşünülmektedir. Etanol RCCI uygulamasında da dizele kıyasla önemli artışlar-gözlenmiştir.
- Genel değerlendirmede %100 birincil yakıt olarak biyodizel kullanımında düşük yüzdelerde NO_x emisyonu azalmış, yüzdenin artışıyla genel olarak arttırmıştır. Aynı şekilde RCCI yüzde artışı emisyonu düşürme eğilimindedir. Yükün artışıyla emisyon değerleri artmaktadır. Emisyon deneylerinde NO_x emisyonlarında saf dizele oranla 3,6 kW da % (7,7), 7,2 kW da % (7,1) ve 10,8 kW da % (2?) azalma gözlenmiştir. Benzin RCCI uygulamasında dizele kıyasla 3,6 kW da % (42-30), 7,2 kW da % (30), 10,8 kW da % (39-34) azalma gözlenmiştir. Biyodizel kullanımında NO_x emisyonların bütün motor yüklerinde düşüş göstermesi yanma sonu sıcaklığın düşük olmasından kaynaklandığı, RCCI uygulamasında zayıf yanma ve azalan

emme oksijen konsantrasyonu nedeniyle alev sıcaklıklarının NO_x oluşumu eşiğinin altında kalmasının etken olduğu düşünülmektedir. Etanol RCCI uygulamasında dizele kıyasla 3,6 kW da % (55-66,8), 7,2 kW da % (33-53), 10,8 kW da % (14-24,9) azalma gözlenmiştir.

- Genel değerlendirmede CO₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla genel olarak arttırmıştır, RCCI yüzde artışı emisyonu düşürmüştür. Yükün artışıyla emisyon değerleri arttırmaktadır.
- Genel değerlendirmede O₂ emisyonu %100 birincil yakıt kullanımında biyodizel yüzdesinin artışıyla B50 dışında genel olarak küçük yüzdelerde azalmıştır, RCCI yüzde artışı emisyonunu artırma eğilimindedir. Yükün artışıyla emisyon değerleri azalmaktadır.

5.2. Öneriler

Sonuç olarak bazı belirgin farklar olsa da, gerek benzin gerekse etanol ile uygulanan RCCI deneylerinde, motorun orta ve yüksek yüklerinde, yanma ve performans parametrelerinde iyileşmeler gözlenmiş olup bu özelliği ile HCCI motorların düşük yüklerde sağladığı avantajlar elde edilmiştir. Ayrıca NO_x emisyonlarının azalması da önemli bir avantaj olarak görülmektedir. Yaklaşık olarak 50 saat süre ile uygulanan farklı RCCI deneyleri boyunca motorun çalışmasında herhangi bir olumsuz durum ile karşılaşılmamıştır. Sabit devir ve değişken yük koşullarında uygulanan RCCI uygulamalarının farklı motor devirlerinde de uygulanması ve RCCI davranışlarının araştırılması önerilmektedir. Ayrıca, ana yakıt enjeksiyon basıncı, motorun farklı sıkıştırma oranları ve farklı EGR oranları için RCCI'nin etkilerinin araştırılması önerilmektedir. Özellikle, dizel motorlarının, aynı verimi sağlamak koşulu ile düşük sıkıştırma oranlarında çalışma imkanlarının araştırılması önerilmektedir.

KAYNAKLAR

- Abbaszadehmosayebi, G., and Ganippa L., 2014, Characterising Wiebe Equation for Heat Release Analysis based on Combustion Burn Factor (Ci), *Fuel*, Volume 119, Pages 301–307.
- Akcan, N., 2013, Ön karışımli mtbe dolgusunun hccı-dı motorda performans ve egzoz emsyonlarına etkilerinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.
- Aksoy, L., 2010, Alternatif Enerji Kaynağı Olarak Biyodizel ve Üretim Prosesleri, *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED)*, Cilt 2, No: 3, (45-52).
- Alptekin, E., & Çanakçı, M., 2006, Biyodizel ve Türkiye’deki durumu, *Mühendis ve Makine*, 561, 57-64.
- Anonim, 2004, <http://www.tasarimveimalat.com/199520.pdf>, 2004. Motorlarda Yanma Analizi, [Ziyaret Tarihi: 1 Ocak 2016].
- Anonim, 2006, Dizel Yakıt Sistemleri, 2006, Motorlu Araçlar Teknolojisi, *Megep*, T.C. Millî Eğitim Bakanlığı, Ankara.
- Anonim, 2008, <http://deumak443.tr.gg/ders1.htm>, 2008, [Ziyaret Tarihi: 1 Ocak 2016].
- Anonim, 2011, Egzoz Emisyon Kontrolü, 2011, Motorlu Araçlar Teknolojisi, T.C. Millî Eğitim Bakanlığı, Ankara.
- Anonim, 2013, <http://www.notdelisi.com/dort-zamanli-motorlar-64836/>, 2013. [Ziyaret Tarihi: 1 Ocak 2016].
- Anonim, 2013-2, Motor çevrimleri ve yakıtlar, 2013, Motorlu Araçlar Teknolojisi, T.C. Millî Eğitim Bakanlığı, Ankara.
- Anonim, 2014, <https://mekanikdunyasi.wordpress.com/>, 2014, [Ziyaret Tarihi: 1 Ocak 2016].
- Anonim,2016,http://www.eie.gov.tr/eie-web/turkce/YEK/biyoenerji/02biyodizel/bd_uretim.html. Ziyaret Tarihi: 1 Ocak 2016]
- Anonymous, 1999, Handbook of biodiesel: emissions reductions with biodiesel, 1999.
- Anonymous, 2002, Assessment and Standards Division (Office of Transportation and Air Quality of the US Environmental Protection Agency). A comprehensive analysis of biodiesel impacts on exhaust emissions, 2002, EPA420-P-02-001.
- Anonymous, 2011, <http://www.nissanglobal.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/hcci.html>, 2011, [Ziyaret Tarihi: 1 Ocak 2016].

- Anonymous, 2013, Improving Engine Development with Next-Cycle Control, Dec 05, 2013, www.ni.com, [Ziyaret Tarihi: 1 Ocak 2016].
- Anonymous, 2014, <http://cumminsengines.com/dual-fuel>, 2014, [Ziyaret Tarihi: 1 Ocak 2016].
- Aydoğan, B., 2008, Biyodizel kullanılan dizel motorlarda NOX emisyonlarının ve NOX emisyonları azaltma yöntemlerinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Denizli.
- Biberici, M. A., 2013, Hibrit bir benzinli motorda enerji ve ekserji analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.
- Benajes, J., Molina, S., García, A., Belarte, E., & Vanvolsem, M., 2014, An investigation on RCCI combustion in a heavy duty diesel engine using in-cylinder blending of diesel and gasoline fuels, *Applied Thermal Engineering*, 63(1), 66-76.
- Benajes, J., Molina, S., García, A., & Monsalve-Serrano, J., 2015, Effects of direct injection timing and blending ratio on RCCI combustion with different low reactivity fuels, *Energy Conversion and Management*, 99, 193-209.
- Bhaskor J. B. and Ujjwal K. S., 2015, Comparative assessment of a biogas run dual fuel diesel engine with rice bran oil methyl ester, pongamia oil methyl ester and palm oil methyl ester as pilot fuels, *Renewable Energy*, 81, 490-498.
- Bora, B. J., & Saha, U. K. (2015). Comparative assessment of a biogas run dual fuel diesel engine with rice bran oil methyl ester, pongamia oil methyl ester and palm oil methyl ester as pilot fuels. *Renewable Energy*, 81, 490-498.
- Brown, B. R. (2001). Combustion data acquisition and analysis. MEng Automotive Engineering Thesis, *Loughborough University*.
- Brunt, M., and Platts, K., 1999, Calculation of Heat Release in Direct Injection Diesel Engines, *SAE*, Technical Paper, 01-0187.
- Can, Ö., Çınar, C., Şahin, F., 2009, Ön karışimli benzin dolgusunun hccı-dı motorunda yanma ve egzoz emisyonlarına etkilerinin incelenmesi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.* Cilt 24, No 2, 229-236.
- Can, Ö., 2012, Bir dı dizel motorda etanol ön karışimli kısmi-hccı uygulamasının yanma ve emisyonlar üzerine etkilerinin incelenmesi, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.
- Canda, F., 2012, Dizel Metanol Ve Katkı Maddelerinin Dizel Motor Performansı Ve Emisyona Etkisinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya.
- Cardone, M., Prati, M. V., Rocco, V., Seggiani, M., Senatore, A., & Vitolo, S., 2002, Brassica carinata as an alternative oil crop for the production of biodiesel in Italy:

- engine performance and regulated and unregulated exhaust emissions. *Environmental science & technology*, 36 (21), 4656-4662.
- Carraretto, C., Macor, A., Mirandola, A., Stoppato A., and Tonon, S., 2004, Biodiesel as alternative fuel: Experimental analysis and energetic evaluations, *Energy*, 29, pp.2195-2211.
- Checkel, M. and Dale, J., 1986, Computerized Knock Detection from Engine Pressure Records, *SAE Technical Paper*, 860028, doi:10.4271/860028.
- Cho, K., Curran, S., Prikhodko, V. Y., Sluder, S., Parks, I. I., James, E., & Wagner, R. M., 2011, Experimental investigation of fuel-reactivity controlled compression ignition (rcci) combustion mode in a multi-cylinder, light-duty diesel engine, Oak Ridge National Laboratory (ORNL), *Fuels, Engines and Emissions Research Center*.
- Ciatti, S., 2012, Benzinli Dizel, *Mechanical Engineering (The Magazine of ASME) Mühendis ve Makina*, Cilt: 53 Sayı: 635 .
- Coşkun, G., 2010, Cfd kullanılarak bir hccı motorun iki boyutlu modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Sakarya.
- Curran, S., Hanson, R., Barone, T., Storey, J., & Wagner, R., 2012, Performance of advanced combustion modes with alternative fuels: reactivity controlled compression ignition case study. In *Energy & Transportation Science Division Oak Ridge National Laboratory, CBES Forum*.
- Çelebi, S., 2012, Nitrometanın içten yanmalı motorlarda kullanılabilirliğinin araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Sakarya.
- Çınar, C., Can, O., Şahin, F., Yücesu, H. S., 2010, Effects of premixed diethyl ether (DEE) on combustion and exhaust emissions in a HCCI-DI diesel engine, *Applied Thermal Engineering*, 30: 360–365.
- Çıtak, M., 2014, Bir dizel motorunda mtbe katkılı biyodizel kullanımının deneysel analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Sakarya.
- Çiniviz, M., Salman, M. S., Çarman, K., 2001, Dizel motorlarında dizel yakıtı+lpg kullanımının performans ve emisyonuna etkisi, *Selçuk-Teknik Online Dergisi*, 2(1).
- Datta, A., and Mandal, B. K., 2016, A comprehensive review of biodiesel as an alternative fuel for compression ignition engine, *Renewable and Sustainable Energy*, reviews 57(2016) 799-821.
- Eyidoğan, M., Çanakçı, M., Özsezen, A. N., Alptekin, E., Türkcan, A., & Kılıçaslan, İ., 2011, Etanol-Benzin Ve Metanol-Benzin Karışımlarının Buji İle Ateşlemeli Bir Motorun Yanma Parametrelerine Ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin İncelenmesi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, Cilt 26, No 3, 499-507.

- Foster, D. E., Myers, P., Myers, J., 2012, Low temperature combustion – A thermodynamic pathway to high efficiency engines working document of the npc future transportation fuels study, *University of Wisconsin – Madison*.
- Genç, U., 2007, İçten yanmalı motorlarda kullanılan türbülatorlerin verim üzerine etkisinin araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elazığ.
- Gümüş, A. S., 2012, Nano yakıtların dizel motor performans ve egzoz emisyonu üzerine etkilerinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Ondokuz Mayıs Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Samsun.
- Gürbüz, H., Buran, D., & Akçay, İ. H., 2011, Buji ateşlemeli hidrojen motorunda karışım oranı ve ateşleme avansının motor performansına ve çevrimler arası farka etkisinin deneysel araştırılması, *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Cilt 26, No 1, 105-114, 2011 Vol 26, No 1, 105-114.
- Ghazali, W. N. M. W., Mamat, R., Masjuki, H. H., & Najafi, G., 2015, Effects of biodiesel from different feedstocks on engine performance and emissions: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, 585-602.
- Ghazikhani, M., Kalateh, M., Kashi Toroghi, Y., & Dehnavi, M., 2009, An experimental study on the effect of EGR and engine speed on CO and HC emissions of dual fuel HCCI engine, World Academy of Science, *Engineering and Technology*, 52.
- Graboski, M.S., and McCormick, R.L., 1998, Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines, *Progr Energy Combust Sci* 24, pp. 125–164.
- Gumus, M., 2010, A comprehensive experimental investigation of combustion and heat release characteristics of a biodiesel (hazelnut kernel oil methyl ester) fueled direct injection compression ignition engine, *Fuel*, Volume 89, Issue 10, Pages 2802–2814, doi:10.1016/j.fuel.2010.01.035.
- Hamasaki K, Kinoshita E, Tajima H, Takasaki K, Morita D., 2001, Combustion characteristics of diesel engines with waste vegetable oil methyl ester, *The 5th international symposium on diagnostics and modeling of combustion in internal combustion engines*, Comodia.
- Han, X., Zheng, M., & Wang, J., 2013, Fuel suitability for low temperature combustion in compression ignition engines. *Fuel*, 109, 336-349.
- Hariram, V. and Shangar R. V., 2015, Influence of compression ratio on combustion and performance characteristics of direct injection compression ignition engine, *Alexandria Engineering Journal*, Volume 54, Issue 4, Pages 807–814.
- He, B. Q., Wang, J. X., Shuai, S. J., Yan, X. G., 2004, Homogeneous Charge Combustion and Emissions of Ethanol Ignited by Pilot Diesel on Diesel Engines, *SAE*, Paper No: 2004-01-0094.

- Heywood, J. B., 1988, Internal combustion engine fundamentals (Vol. 930), *Mcgraw-hill*, New York.
- Hohenberg, G., 1979, Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations, *SAE Technical Paper 790825*, doi:10.4271/790825.
- Hongming, X, J., 2012, Present and future of premixed compression ignition Engines, *Automotive Safety and Energy*, Vol. 3 No. 3 185 — 199 ISSN 1674-8484.
- İlkılıç, C., Aydın, S., Behcet, R., & Aydın, H., 2011,. Biodiesel from safflower oil and its application in a diesel engine, *Fuel Processing Technology*, 92(3), 356-362.
- İlhan, M., 2007, Çift yakıtlı (Dizel Metanol) bir dizel motorda püskürtme avansının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisinin deneysel olarak araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.
- Jeftić, M., Yu, S., Han, X., Reader, G. T., Wang, M., & Zheng, M., 2011, Effects of Postinjection Application with Late Partially Premixed Combustion on Power Production and Diesel Exhaust Gas Conditioning, *Journal of Combustion*, 2011, Article ID 891096, 9 pages.
- Imtenan, S., Varman, M., Masjuki, H.H., Kalam, M.A., Sajjad, H., Arbab, M.I., Rizwanul Fattah, I.M., 2014, Impact of low temperature combustion attaining strategies on diesel engine emissions for diesel and biodiesels, *Energy Conversion and Management*, 80, 329–356.
- Jha, S. K., Fernando, S., & To, S. F., 2008, Flame temperature analysis of biodiesel blends and components, *Fuel*, 87(10), 1982-1988.
- Johansson, B., 2006, Partially premixed combustion, PPC – Why all diesel engines should be run on gasoline, Lund University, *Division of Combustion Engines Department of Energy Science*, <https://www.erc.wisc.edu/documents/symp13-Johansson.pdf>.
- Karabaş, H., 2013, Ülkemiz İslahçı Çeşitlerinden Remzibey- 05 Aspir (*Carthamus tinctorius L.*) Tohumlarından Üretilen Biyodizelin Yakıt Özelliklerinin İncelenmesi, *U. Ü. Ziraat Fakültesi Dergisi*, Cilt 27, Sayı 1, 9-17.
- Karabaş, H., 2013 (2), Soğuk Pres ve Solvent Ekstraksiyon Teknikleri ile Üretilen Aspir Yağı ve Aspir Biyodizellerinin Yağ ve Yakıt Özelliklerinin İncelenmesi, 28. *Ulusal Tarımsal Mekanizasyon Kongresi*, Konya.
- Koca, D. Ö., 2013, Diesel motorlarında motorin ve lpg yakıtlarının birlikte kullanımının deneysel olarak araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.
- Kokjohn S, Hanson R, Splitter D, Kaddatz J, Reitz R., 2011, Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in light-and heavy-duty engines, *SAE - 01-0357*.

- Kokjohn, S. L., Hanson, R. M., Splitter, D. A., and Reitz, R. D., 2011, Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): A pathway to controlled high-efficiency clean combustion, *International Journal of Engine Research* , 12: 209.
- Kolodziej, C., and Benajes, J., 2012, Particle Size and Number Emissions from Dual-Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition, *Cambridge Particle Meeting University of Cambridge*, UK.
- Lata, D. B., Misra, A., & Medhekar, S., 2011, Investigations on the combustion parameters of a dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels, *International journal of hydrogen energy*, 36(21), 13808-13819.
- Leermakers, C., Luijten, C., Somers, L., Kalghatgi, G., 2011, Experimental study of fuel composition impact on pcc_i combustion in a heavy-duty diesel engine, *SAE Technical Paper*, 2011-01-1351.
- Li, J., Yang, W. M., An, H., Zhou, D. Z., Yu, W. B., Wang, J. X., & Li, L., ,2015, Numerical investigation on the effect of reactivity gradient in an RCCI engine fueled with gasoline and Diesel, *Energy Conversion and Management*, 92, 342-352.
- Lin, B. F., Huang, J. H., & Huang, D. Y., 2009, Experimental study of the effects of vegetable oil methyl ester on DI diesel engine performance characteristics and pollutant emissions, *Fuel*, 88(9), 1779-1785.
- Liu, H., Wang, Z., Long, Y., Xiang, S., Wang, J., & Fatouraie, M., 2015, Comparative study on alcohol–gasoline and gasoline–alcohol Dual-Fuel Spark Ignition (DFSI) combustion for engine particle number (PN) reduction, *Fuel*, 159, 250-258.
- Liu, J., Yao, A., & Yao, C. 2015, Effects of diesel injection pressure on the performance and emissions of a HD common-rail diesel engine fueled with diesel/methanol dual fuel, *Fuel*, 140, 192-200.
- Loaiza, J. C., Sánchez, F. Z., Braga, S. L., & De Souza, O. M., 2015, Reactivity controlled compression ignition (RCCI) for the mixture of diesel fuel and hydrous ethanol in a rapid compression machine, (No. 2015-36-0101), *SAE Technical Paper*.
- Lu, X., Ma, J., Ji, L., & Huang, Z., 2008, Simultaneous reduction of NO_x emission and smoke opacity of biodiesel-fueled engines by port injection of ethanol. *Fuel*, 87(7), 1289-1296.
- Mahanta, P., Mishra, S. C., & Kushwah, Y. S., 2006, An experimental study of Pongamia pinnata L. oil as a diesel substitute, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 220(7), 803-808.
- Manimaran, R., Thundil Karuppa Raj, R., Senthil Kumar, K., 2013, Premixed Charge Compression Ignition in a Direct Injection Diesel Engine using Computational Fluid Dynamics, *Wseas Transactions On Heat And Mass Transfer* -ISSN: 2224-3461, <http://www.wseas.org/multimedia/journals/heat/2013/56-300.pdf>.

- Marshall, W., Schumacher, L.G., 1995, Howell, S., Engine exhaust emissions evaluation of a cummins L10E when fuelled with a biodiesel blend, *SAE paper*, 952363.
- Martins, D. J. J. G., ,2014, Analysis of internal combustion engines towards the improvement of its efficiency, M.Sc. thesis, *University of Minho*, engineering faculty.
- Merker, G. P., Schwarz, C., & Teichmann, R., 1998, Combustion Engines Development Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation, *Springer Heidelberg Dordrecht*, London New York, DOI 10.1007/978-3-642-14094-5.
- Miao, J., Zhang, G., Ju, Y., Wang, X., Hong, J., Zheng, J., Qiao, X., Huang, Z., 2011, Study on premixed combustion in a diesel engine with ultra multihole nozzle, Hindawi Publishing Corporation *Journal of Combustion*, Article ID 471648,16 pages doi:10.1155/2011/471648.
- Mofijur, M., Rasul, M. G., Hyde, J., Azad, A. K., Mamat, R., & Bhuiya, M. M. K., 2016, Role of biofuel and their binary (diesel–biodiesel) and ternary (ethanol–biodiesel–diesel) blends on internal combustion engines emission reduction, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53, 265-278.
- Molina, S., García, A., Pastor, J. M., Belarte, E., & Balloul, I., 2015, Operating range extension of RCCI combustion concept from low to full load in a heavy-duty engine, *Applied Energy*, 143, 211-227.
- Monyem, A., and Van Gerpen, J. H., 2001, The effect of biodiesel oxidation on engine performance and emissions, *Biomass Bioenergy*, 20:317–25.
- Munack, A., Schröder, O., Krahl, J., Bünger, J., 2001, Comparison of relevant gas emissions from biodiesel and fossil diesel fuel. Agricultural Engineering International: the CIGR, *Journal of Scientific Research and Development*, III: manuscript EE 01 001.
- Musculus, M. P. B., Miles, P. C., Pickett, L. M., 2013, Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion, *Progress in Energy and Combustion Science*, 39, 246-283.
- Nemati, A., Barzegar, R., Arya, S. K., Khatamnezhad, H., 2011, Decreasing the emissions of a partially premixed gasoline fueled compression ignition engine engine by means of injection characteristics and EGR. *Thermal Science*, 15(4), 939-952.
- Öndül, E., & Albayrak, N., 2006, Biyodizel Üretiminde Kullanılan Yöntemlerin Karşılaştırılması, *Türkiye 9. Gıda Kongresi*, Bolu.
- Özveran, O., 2013, Tek silindirli diesel motorlarda egr uygulamasının motor performansı ile emisyonlara etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

- Parlak, A., 2005, The effect of heat transfer on performance of the diesel cycle and exergy of the exhaust gas stream in a LHR diesel engine at the optimum injection timing, *Energy Convers Manage*, 46:167-79.
- Parks, J. E., Prikhodko, V., Storey, J. M., Barone, T. L., Lewis, S. A., Kass, M. D., & Huff, S. P., 2010, Emissions from premixed charge compression ignition (PCCI) combustion and affect on emission control devices, *Catalysis Today*, 151(3), 278-284.
- Park, S. H., Yoon, S. H., & Lee, C. S., 2014, Bioethanol and gasoline premixing effect on combustion and emission characteristics in biodiesel dual-fuel combustion engine, *Applied Energy*, 135, 286-298.
- Pinto, A. C., Guarieiro, L. L., Rezende, M. J., Ribeiro, N. M., Torres, E. A., Lopes, W. A., & Andrade, J. B. D., 2005,. Biodiesel: an overview, *Journal of the Brazilian Chemical Society*, 16(6B), 1313-1330.
- Prikhodko, V., Gao, Z., Curran, S. J., Daw, C.S., Robert, M., James, Wagner., Parks, E., 2013, Modeling Emissions Controls for RCCI Engines, Oak Ridge National Laboratory *ERC-2013*, University of Wisconsin Madison, Wisconsin.
- Qian, Y., Wang, X., Ji, L., Huang, Z., & Lu, X., 2015, Experimental study on partially premixed compression ignition combustion fueled with a low octane number primary reference fuel using two-stage fuel supplying, *International Journal of Engine Research*, 1468087415602822.
- Reitz, R. D., & Duraisamy, G., 2015, Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines, *Progress in Energy and Combustion Science*, 46, 12-71.
- Reitz, R. D., 2011, Fuel Flexibility and Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI). Workshop on Techniques for High-Pressure Combustion, Engine Research Center, University of Wisconsin- Madison, http://www.cse.anl.gov/pdfs/2011_hpc_workshop/Rolf-Reitzpresentation_opt.pdf.
- Ryan, T., and Matheus A., 2002, Southwest fuel requirements for hcci engine operation, Research Institute.
- Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, E. ve Soruşbay. C., 1995. İçten yanmalı motorlar, Birsen yayınevi, İstanbul.
- Sarjovaara, T., Larmi, M., & Vuorinen, V., 2015, Effect of charge air temperature on E85 dual-fuel diesel combustion, *Fuel*, 153, 6-12.
- Sayın, C., Çanakçı, M., Kılıçaslan, M. İ., Özsezen, N., 2006, Çift yakıtlı (benzin + sıvılaştırılmış Petrol gazı) bir benzin motorunun ideal emisyon ürünleri, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, cilt: 12 sayı: 2 sayfa: 199-205.

- Schmidt, K., and Van Gerpen, J. H., 1996, The effect of biodiesel fuel composition on diesel combustion and emissions, *SAE paper*, 961086.
- Schumacher, L. G., Borgelt, S. C., Hires, W. G., Fosseen, D., & Goetz, W., 1994, Fueling diesel engines with blends of methyl ester soybean oil and diesel fuel, Available on line.
- Serdari, A., Fragioudakis, K., Teas, C., Zannikos, F., Stournas, S., & Lois, E., 1999, Effect of biodiesel addition to diesel fuel on engine performance and emissions. *Journal of Propulsion and power*, 15(2), 224-231.
- Splitter D, Wissink M, Kokjohn S, Reitz R. D., 2012, Effect of compression ratio and piston geometry on RCCI load limits and efficiency, *SAE*, 01-0383, doi:10.4271/2012-01-0383.
- Splitter, D. A., & Reitz, R. D., 2014, Fuel reactivity effects on the efficiency and operational window of dual-fuel compression ignition engines, *Fuel*, 118, 163-175.
- Staat, F., and Gateau, P., 1995, The effects of rapeseed oil methyl ester on diesel engine performance, exhaust emissions and long term behaviour a summary of three years of experimentation. *SAE paper*, 950053.
- Stone, R., 1999, Introduction to Internal Combustion Engines, *Macmillan Press Limited*.
- Şahin, Ö., ve Aktaş, A., 2011, Biyodizel/Hidrojen çift yakıtının bir dizel motor performans ve emisyonlarına etkisi, 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11), Elazığ.
- Şahin, Z., Diesel motorlarında diesel yakıtı hafif yakıt karışımlarının kullanılmasının yanmaya ve motor performansına etkileri, Doktora tezi, *Ktü Fen Bilimleri Enstitüsü*, 2002, Trabzon.
- Şengüler, S., 2011, İçten yanmalı motorlarda yanma sonucu ısı açığa çıkış oranı modellerinin birbirleri ile karşılaştırılarak farklılıklarının incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.
- Tat, M. E., 2003, Investigation of oxides of nitrogen emissions from biodiesel-fueled engines, *Iowa State University*.
- Tinaut, F. V., Melgar, A., Briceno, Y., & Horrillo, A., 2005, Performance of vegetable derived fuels in diesel engine vehicles. *Silniki Spanilowe*, (2), 121, [*PTNSS Kongres*], Poland.
- Torregrosa, A. J., Broatch, A., García, A., & Mónico, L. F., 2013, Sensitivity of combustion noise and NO_x and soot emissions to pilot injection in PCCI Diesel engines, *Applied Energy*, 104, 149-157.

- Türkcan, A., 2013, Direkt püskürtmeli hccı bir motorda püskürtme parametrelerinin yanma ve emisyon karakteristiklerine etkisinin incelenmesi, Doktora Tezi, *Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kocaeli.
- Türkmen, Ü., 2012, Homojen dolgulu motorlarda yüksek basınçlı püskürtme teknolojisinin deneysel olarak uygulanarak performans ve emisyon açısından konvensiyonel diesel ile karşılaştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.
- Wang, Q., Yao, C., Dou, Z., Wang, B., & Wu, T., 2015, Effect of intake pre-heating and injection timing on combustion and emission characteristics of a methanol fumigated diesel engine at part load, *Fuel*, 159, 796-802.
- Yücesu, H. S., Can, Ö., Çınar, C., Yavuzcan, H. G., Önder, M., 2011, Bir dizel motorunda kısmi ve tam hccı uygulaması, *6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11)*, Elazığ, 45-51.
- Zhao, Y., Wang, Y., Li, D., Lei, X., & Liu, S., 2014, Combustion and emission characteristics of a DME (dimethyl ether)-diesel dual fuel premixed charge compression ignition engine with EGR (exhaust gas recirculation), *Energy*, 72, 608-617.
- Zhou, D. Z., Yang, W. M., An, H., Li, J., & Shu, C., 2015, A numerical study on RCCI engine fueled by biodiesel/methanol, *Energy Conversion and Management*, 89, 798-807.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Mehmet Zerrakki IŞIK
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : Diyarbakır-1980
Telefon : 0-533-4279442
e-mail : mehmetzerrakki.isik@batman.edu.tr

EĞİTİM

| Derece | Adı, İlçe, İl | Bitirme Yılı |
|---------------|-------------------------------|--------------|
| Lise | : Ziya Gökalp Lisesi- D.bakır | 1998 |
| Üniversite | : Fırat Üniversitesi-Elazığ | 2004 |
| Yüksek Lisans | : Fırat Üniversitesi-Elazığ | 2013 |
| Doktora | : | |

İŞ DENEYİMLERİ

| Yıl | Kurum | Görevi |
|-----------|---------------------|---------------------|
| 2005-2010 | Eltem-Tek A.Ş. | İşletme Mühendisi |
| 2010- | Batman Üniversitesi | Araştırma Görevlisi |

UZMANLIK ALANI

İçten yanmalı motorlar, ısı tranferi

YABANCI DİLLER

İngilizce