

Experimental Investigation of Performance Combustion and Emission Characteristics in an HCCI Engine Fuelled Isopropanol and Heptane Fuel Mixtures

 Alper CALAM^{1,*} , Bilal AYDOĞAN² 
¹Gazi University, Technical Sciences Vocational High School, 06374, Ostim/ANKARA

²Burdur Mehmet Akif Ersoy University, Technical Sciences Vocational High School, 15100, Merkez/BURDUR

Graphical/Tabular Abstract

Article Info:

Research article

Received: 11/08/2019

Revision: 26/09/2019

Accepted: 06/10/2019

Highlights

- Performance and emission characteristics were investigated
- Test fuels were delivered to the intake port.

Keywords

HCCI
 Low Temperature Combustion
 Engine Performance
 Exhaust Emissions
 Combustion

In this study, the effect of isopropanol on combustion and exhaust emissions was investigated experimentally in a single cylinder HCCI engine with port injection system. The experiments were carried out at 1000 min⁻¹ engine speed and 60 °C intake air temperature.

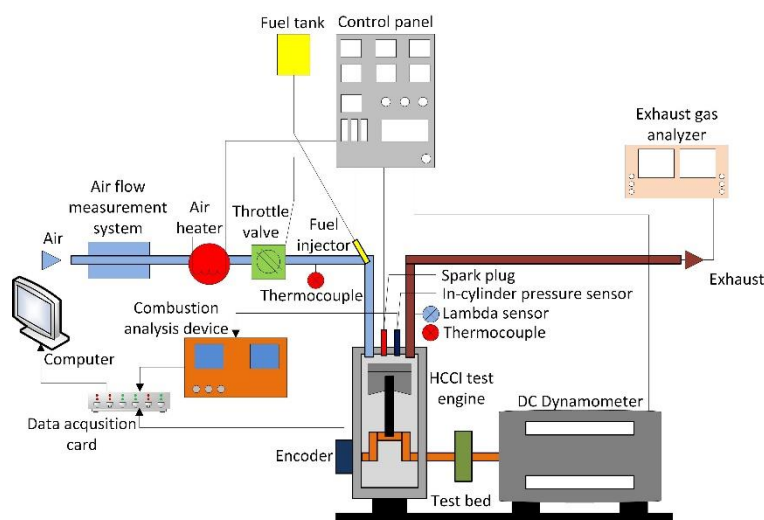


Figure A. The schematic view of the test bed.

Purpose: In this study, the effects of isopropanol fuel on HCCI combustion were investigated. For this purpose, a mixture with the reference fuel (n-heptane) was provided. Combustion, performance and exhaust emissions were investigated.

Theory and Methods: The experiments were carried out at 1000 min⁻¹ engine speed and 60 °C intake air temperature. Fuel mixtures were delivered to the intake port by using the port injection system. The amount of fuel to be injected was adjusted by pulse width of the injector that was controlled by the potentiometer on the control panel. The injection was controlled electronically and air/fuel ratio was kept constant.

Results: Isopropanol fuel enabled the HCCI combustion to be controlled. However, CO and HC emissions deteriorated by using the isopropanol.

Conclusion: The effect of isopropanol on combustion and exhaust emissions was investigated experimentally in a single cylinder HCCI engine with port injection system. The maximum indicated thermal efficiency was obtained as 43.27 % at 2.4 lambda with ip25 fuel. The use of ip25 and ip50 fuels compared to n-heptane, the CO emissions worsened by 22.7% and 62.1%, respectively. However, HC emissions increased by 8.8% and 12%, respectively. The addition of isopropanol to the n-heptane fuel resulted in reduced pressure rise rate. Thus, spontaneous HCCI combustion is controlled.



İzopropanol ve Heptan Karışım Yakıtları Kullanılan HCCI Bir Motorda Performans Yanma ve Emisyon Karakteristiklerinin Deneysel İncelenmesi

Alper CALAM^{1,*} Bilal AYDOĞAN²

¹Gazi Üniversitesi, Teknik Bilimler MYO, 06374, Ostim/ANKARA

²Burdur Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, Teknik Bilimler MYO, 15100, Merkez/BURDUR

Öz

Bu çalışmada tek silindri, port enjeksiyon sistemine sahip HCCI bir motorda, izopropanolün yanma ve egzoz emisyonlarına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler 1000 min⁻¹ motor hızında ve 60 °C emme havası giriş sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Çalışmada saf n-heptan ve n-heptan izopropanol yakıt karışımları (ip25 ve ip50) kullanılmıştır. Silindir içi basınç, ısı dağılımı, yanma başlangıcı, yanma süresi, basınç artış oranı ve egzoz emisyonları incelenmiştir. Tüm test yakıtlarında da karışımın fakirleşmesiyle silindir içi basınç ve ısı dağılımının azaldığı tespit edilmiştir. N-heptan yakıtına izopropanol ilavesi yanma başlangıcının gecikmeye alınmasına ve yanma süresinin uzamasına neden olmuştur. En yüksek indike termik verim ip25 yakıtı kullanımında HFK'nın 2,4 oldu şartlarda % 43,27 olarak tespit edilmiştir. İp25 ve ip50 yakıtları kullanımında n-heptan yakıtına göre CO emisyonları sırası ile %22,7 ve %62,1 oranında kötüleşmiştir. Bununla birlikte HC emisyonları sırası ile %8,8 ve %12 oranında artış göstermiştir. N-heptan yakıtına izopropanol ilavesi, basınç artış oranının azalmasını sağlamıştır. Böylece kendiliğinden gerçekleşen HCCI yanması kontrol altına alınmıştır.

Makale Bilgisi

Araştırma makalesi
 Başvuru: 11/08/2019
 Düzeltme: 26/09/2019
 Kabul: 06/10/2019

Anahtar Kelimeler

HCCI
 Düşük Sıcaklık Yanması
 Motor Performansı
 Egzoz Emisyonları
 Yanma

Keywords

HCCI
 Low Temperature
 Combustion
 Engine Performance
 Exhaust Emissions
 Combustion

Experimental Investigation of Performance Combustion and Emission Characteristics in an HCCI Engine Fuelled Isopropanol and Heptane Fuel Mixtures

Abstract

In this study, the effect of isopropanol on combustion and exhaust emissions was investigated experimentally in a single cylinder HCCI engine with port injection system. The experiments were carried out at 1000 min⁻¹ engine speed and 60 °C intake air temperature. Pure n-heptane and n-heptane isopropanol fuel mixtures (ip25 and ip50) were used in the study. In-cylinder pressure, heat release rate, start of combustion, combustion duration, pressure rise rate and exhaust emissions were examined. It was determined that in-cylinder pressure and rate of heat release decreased while the mixture getting leaner with all test fuels. The addition of isopropanol to n-heptane fuel led to delayed start of combustion and prolonged combustion duration. The maximum indicated thermal efficiency was obtained as 43.27 % at 2.4 lambda with ip25 fuel. The use of ip25 and ip50 fuels compared to n-heptane, the CO emissions worsened by 22.7% and 62.1%, respectively. However, HC emissions increased by 8.8% and 12%, respectively. The addition of isopropanol to the n-heptane fuel resulted in reduced pressure rise rate. Thus, spontaneous HCCI combustion is controlled.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

İçten yanmalı motorlarda termik verimin artırılması ve egzoz emisyonlarının eş zamanlı olarak kontrol edilebilmesi için birçok araştırma yapılmaktadır. Bunun temel nedeni petrol hızla tükenmekte ve dünya motorlu taşıtlardan kaynaklanan egzoz emisyonları ile hızla kirlenmektedir. Motor üreticileri ve birçok araştırmacı motor verimliliğini artırıp egzoz emisyonlarının azaltılması konusuna dikkat çekmişlerdir [1–6]. Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motorlar, dizel (DI) ve buji ile ateşlemeli (SI) motorlara göre yüksek termik verim ve düşük egzoz emisyonlarına sahip olması nedeniyle ön plana çıkmaktadır [5,7–10]. HCCI motorlarda yanma kendiliğinden gerçekleşmekte ve DI ile SI motorlarda

olduğu gibi yanmayı kontrol eden harici bir sistem bulunmamaktadır [11,12]. HCCI motorlarda motor yükü hava/yakıt oranı ile kontrol edilmektedir [13]. HCCI motorlarda hava/yakıt karışımı; art egzoz gazı [14,15], sıkıştırma oranının artırılması [16,17], giriş sıcaklığının artırılması [18–20] gibi yöntemlerle ısıtarak, sıkıştırma zamanı sonunda yüksek gaz sıcaklıkları elde edilmesi sağlanır [11]. Sıkıştırma zamanı sonunda fakir hava/yakıt karışımı, yanma odasının her bölgesinde aynı anda kendiliğinden yanar. Hızlı gerçekleşen yanma, ısı kayıplarının azalmasına neden olarak indike termik verimin artmasını sağlar [11,12,21,22]. Ayrıca fakir hava/yakıt karışımı, yanma sonu sıcaklıklarının azalmasına neden olarak azotoksit (NO_x) emisyonlarını önemli ölçüde düşürür. Aynı zamanda fakir karışımın yanması ile is emisyonları da büyük ölçüde ortadan kalkar. HCCI motorların en önemli avantajı, düşük sıcaklık yanması ile NO_x ve is emisyonlarının eş zamanlı olarak azaltılabilmesidir. Bununla birlikte indike termik verimleri de yüksektir [15,23–25]. Ancak HCCI motorlarda yanma sürecinin kontrol edilememesi, dar çalışma aralığı ve hızlı gerçekleşen ısı dağılımı problemleri bulunmaktadır [11]. Özellikle yanma sürecinin kontrol edilmesinin zorluğu ve çalışma aralığının dar olması, günümüz taşıtlarında HCCI motorların kullanımını sınırlandırmaktadır [26–28]. Bununla birlikte HCCI motorların düşük motor yüklerinde tekleme problemi söz konusudur. Karışımın fakirleşmesi ile motor yükü azalmakta ve tekleme nedeniyle motor durmaktadır [11,29–31]. Özellikle tekleme sınırına yakın bölgelerde yanma sonu gaz sıcaklıklarının çok düşmesi hidrokarbon (HC) ve karbonmonoksit (CO) emisyonları artış göstermektedir [16,30,32]. Çünkü HC ve CO emisyonları yanma geçmişinden ve silindir içi gaz sıcaklıklarından hassas bir şekilde etkilenmektedir [11,20,22]. Ayrıca HCCI motorlarda yanma başlangıcını kontrol eden bir mekanizmanın bulunmaması ve yanmanın eş zamanlı olarak hızlı bir şekilde gerçekleşmesi, zengin karışım şartlarında basınç dalgalanmalarına sebep olarak vuru mu meydana gelmektedir [33–35]. Basınç dalgalanmalarını azaltmak ya da tamamen ortadan kaldırmak için bazı yöntemler kullanılmaktadır [11,12]. Bunlar; silindir içi art egzoz miktarının kontrolü [36–38] ve yüksek oktan sayısına sahip alternatif yakıtların kullanımınıdır [39–41]. İzopropanol SI ve DI motorlarda alternatif yakıt olarak kullanılabilirken, HCCI motorlarda yüksek oktan sayısına sahip olması nedeniyle yanmayı yavaşlatarak kontrol altına alınabilmesi için tercih edilebilir [41]. Ayrıca alkol kökenli yakıtların oksijen içeriği yanmayı iyileştirmektedir [2,42,43]. HCCI motorlarda izopropanolün yakıt olarak kullanımı ile ilgili literatürde az sayıda deneysel çalışma bulunmaktadır. Lü vd. [44], HCCI yanmasını yavaşlatmak için n-heptan yakıtına etanol, metanol, izopropanol ve metil tert-bütül eter ilave ederek yanma analizi yapmışlardır. Deneysel çalışma sonucunda metanol yakıtı kullanımı ile diğer yakıtlara göre yanmanın daha fazla yavaşladığı, yanma süresinin uzadığı tespit edilmiştir. Yanma hızına en düşük etkiyi metil tert-bütül eter göstermiştir. Ancak termik verim, egzoz emisyonları ve HCCI çalışma aralığı dikkate alındığında deney yakıtları içerisinde etanolün en uygun yakıt olduğu tespit edilmiştir. Uyumaz [41], HCCI bir motorda n-heptan yakıtına bütanol ve izopropanol ilavesi ile elde edilen karışım yakıtlarının farklı emme havası giriş sıcaklıklarında performans ve yanmaya etkisini incelemiştir. Deneysel sonuçları göstermiştir ki izopropanol yakıtı bütanol yakıtına göre daha kararlı bir HCCI yanması sağlamıştır. Lü vd. [45], n-heptan izopropanol yakıt karışımının HCCI bir motorda yakıt olarak kullanımında egzoz gazı geridonüşüm (EGR) miktarının yanmaya etkisini incelemiştir. Karışım yakıt içerisindeki izopropanol miktarı arttıkça indike ortalama efektif basıncın (İMEP) artış gösterdiği rapor edilmiştir. EGR miktarı arttıkça CO ve HC emisyonları kötüleşmektedir. Ayrıca EGR oranı yanmayı gecikmeye alarak yavaşlatmaktadır. Maurya ve Agarwal [32], etanol yakıtı kullanımının farklı giriş sıcaklıklarında HCCI çalışma aralığı ve yanmaya etkisini incelemiştir. Deneysel sonuçları göstermiştir ki giriş sıcaklığı maksimum silindir içi basıncını ve meydana geldiği krank açısını doğrudan etkilemektedir. Etanol yakıtı kullanımında tüm kararlı çalışma şartlarında NO_x emisyonu oldukça düşük iken CO ve HC emisyonları ise kötüleşmiştir. Yao vd. [46], metanol ve dimetil eter yakıtı kullanımının HCCI kontrol stratejileri üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlar göstermiştir ki dimetil eter ve EGR oranı HCCI yanma başlangıcını ve yanma süresini eş zamanlı olarak kontrol altına almaktadır. Dimetil eter ve EGR'nin artırılması yanma verimini iyileştirmiştir. Vuru mu sınırına kadar dimetil eter artışı indike termik verimi de artırmıştır. Bununla beraber dimetil eter ve EGR oranı NO_x emisyonlarını kötüleştirmiştir.

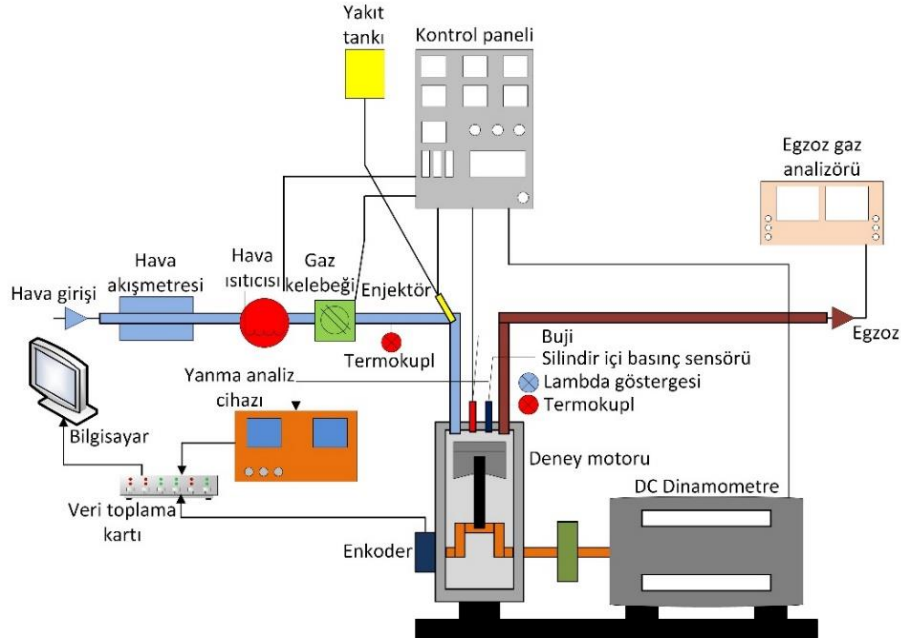
Bu çalışmada n-heptan ve izopropanol yakıt karışımlarının HCCI yanma üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Gerçekleştirilen çalışmada alternatif bir yakıt olan izopropanolün HCCI motorlarda kullanılması ile yüksek oktan sayısı sayesinde kontrollü HCCI yanmasının sağlanabileceği düşünülmektedir. Bunun için port enjeksiyon sistemine sahip, tek silindirli buji ile ateşlemeli motordan HCCI motora dönüşümü gerçekleştirilmiş bir deney motoru kullanılmıştır. Farklı oranlardaki n-heptan izopropanol yakıtlarının HCCI çalışma aralığı belirlenmiştir.

2. MATERYAL ve METOT (MATERIAL and METHOD)

Deneyler dört zamanlı, tek silindirli, buji ile ateşlemeli motordan HCCI motora dönüşümü gerçekleştirilmiş Ricardo Hydra deney motorunda gerçekleştirilmiştir. Deney motorunun teknik özellikleri Tablo 1'de, deney düzeneğinin şematik görünümü ise Şekil 1'de görülmektedir.

Tablo 1. Deney motorunun teknik özellikleri

Markası	Ricardo Hydra
Silindir sayısı	1
Çap (mm) X Kurs (mm)	80,26 X 88,90
Sıkıştırma Oranı	13:1
Supap sistemi	Üstten kamlı düşey iki supap
Yakıt sistemi	Port tipi enjeksiyon
Emme supabı açılma zamanlaması	ÜÖN'dan 12° KA önce
Emme supabı kapanma zamanlaması	AÖN'dan 56° KA sonra
Egzoz supabı açılma zamanlaması	AÖN'dan 56° KA önce
Egzoz supabı kapanma zamanlaması	ÜÖN'dan 12° sonra
Supap kalkma miktarı (mm)	Emme 5,5mm, egzoz 3,5mm



Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik görünümü

Deneyler esnasında yakıt, port tipi enjeksiyon sistemi ile emme manifolduna püskürtülmüştür. Yakıt miktarı, kontrol paneli üzerinde yer alan yakıt kontrol sistemi kullanılarak ayarlanmıştır. Hava/yakıt oranının sabit tutulabilmesi ve yakıt tüketiminin belirlenebilmesi için yakıt kontrol paneli üzerinde yer alan potansiyometrede 100 eşit parçaya ayrılmış bölüntüler kullanılmıştır. Bu bölüntüler aracılığıyla enjektörün püskürtme karakteristiği tespit edilmiş ve yakıt tüketimi hesaplanmıştır. Aynı zamanda püskürtülen yakıt miktarının değiştirilmesiyle farklı hava fazlalık katsayısı (HFK) değerlerinde HCCI yanma sağlanmıştır.

Kontrol panelindeki yakıt püskürtme miktarının ayarlandığı skala 1,0 pozisyonuna alınmış ve motor sabit bir devirde çalıştırılmıştır. Yakıt deposu 0,01g hassasiyetinde terazi üzerine yerleştirilmiş ve motorun 120

saniyede tükettiği yakıt verisi kaydedilmiştir. Aynı motor hızında yakıt skalasının pozisyonu 2,0, 4,0, 6,0, 8,0 ve 10,0 olacak şekilde değiştirilerek birim zamanda püskürtülen yakıt miktarı belirlenmiş ve enjektörün yakıt karakteristik eğrisi elde edilmiştir. Deneyler esnasında farklı HFKlar için kaydedilen skala pozisyonuna göre, yakıt enjeksiyon karakteristik eğrisi üzerinden yakıt tüketimi hesaplanmıştır.

Deney motoru 6500 min⁻¹'de 30 kW güç absorbe edebilen McClure marka elektrikli tip dinamometreye bağlanmıştır. Emme havası giriş sıcaklığı ısıtma sistemi emme manifoldunun motor bloğuna bağlandığı noktanın hemen önünde bulunmaktadır. Emme havası giriş sıcaklığı, ısıtma sisteminin hemen arkasında yer alan K tipi termokupl kullanılarak ölçülmüş ve sıcaklık kapalı devre denetleyicisi ile sabit tutulmuştur. Silindir içi basıncın ölçümü için Kistler 6121 piezoelektrik basınç sensörü kullanılmıştır. Tablo 2'de basınç sensörünün teknik özellikleri görülmektedir.

Tablo 2. Basınç sensörünün teknik özellikleri

<i>Marka / model</i>	<i>Kistler 6121 piezoelektrik</i>
<i>Çalışma aralığı (bar)</i>	<i>0 - 250</i>
<i>Ölçüm hassasiyeti (pC/bar)</i>	<i>14,7</i>
<i>Çalışma sıcaklığı (°C)</i>	<i>-50 - 350</i>
<i>Ölçüm toleransı (+/- %)</i>	<i>0,5</i>

Silindir içi ham basınç sinyalleri Cussons P4110 yanma analiz cihazı ile toplanmış ve yükseltilmiştir. Alınan analog silindir içi basınç sinyalleri National Instruments marka USB 6259 model veri toplama kartında dijital sinyallere dönüştürülmüştür. Silindir içi pistonun konumunu belirlemek için krank mili üzerine bir enkoder bağlanmıştır. Enkoder her 0,36° krank açısında (KA) sinyal üretmektedir. Dolayısı ile bir çevrim için 2000 adet veri kaydedilmektedir. Dönüştürülen silindir içi basınç sinyalleri ve pistonun pozisyonu bilgisayara kaydedilmiştir. Her bir deney şartı için ardışık 50 çevrim boyunca elde edilen verilerin ortalaması alınmıştır.

Motor ilk çalıştırma esnasında buji ile ateşlemeli motor modunda çalıştırılmıştır. Çalışma sıcaklığına ulaşıldığında ateşleme sistemi kapatılarak HCCI yanması sağlanmıştır. HCCI modunda çalışma sağlandıktan sonra kararlı bir çalışma için yağlama yağı ve soğutma suyu sıcaklıkları sabit tutulmuştur. Deneyler 1000 min⁻¹ motor hızında 60 °C emme havası giriş sıcaklığında, sıkıştırma oranının 13:1 olduğu çalışma şartlarında gerçekleştirilmiştir. Deney yakıtı olarak n-heptan, ip25 (%25 izopropanol + %75 n-heptan) ve ip50 (%50 izopropanol + %50 n-heptan) yakıtları kullanılmıştır. Deney yakıtlarının kimyasal özellikleri Tablo 3'de görülmektedir.

Tablo 3. N-heptan ve izopropanol yakıtlarının özellikleri

	<i>n-Heptan</i>	<i>İzopropanol</i>
<i>RON</i>	<i>0</i>	<i>107</i>
<i>Kimyasal formül</i>	<i>C₇H₁₆</i>	<i>(CH₃)₂CHOH</i>
<i>Molar kütlesi (g/mol)</i>	<i>100,21</i>	<i>60,10</i>
<i>Yoğunluğu (kg/m³)</i>	<i>679,5</i>	<i>809</i>
<i>Kaynama noktası (K)</i>	<i>371</i>	<i>355</i>
<i>Alt ısı değeri (kJ/kg)</i>	<i>44566</i>	<i>30447</i>

Silindir içi basınç, ardışık 50 çevrim boyunca elde edilen verilerin ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Çevrim başına 2000 veri kaydedilirken 50 çevrimde toplam 100000 verinin ortalaması alınmıştır. Bunun için MATLAB programlama kodu kullanılarak bir algoritma hazırlanmıştır. MATLAB algoritması

kullanılarak silindir içi basınç, ısı dağılımı, İMEP, yanma başlangıcı, yanma süresi ve termik verim hesaplanmıştır. Isı dağılımının belirlenebilmesi için termodinamiğin birinci yasasından faydalanılmıştır. Bu nedenle bir çevrim boyunca kütle ve gaz kaçakları ihmal edilmiştir. Silindir içinden silindir duvarına gerçekleşen ısı transferi, ısı yayılım oranını belirlemek için hesaplanmıştır. Krank açısına bağlı olarak ısı dağılımı Eş. 1 ile hesaplanmıştır.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{ISI}}{d\theta} \quad 1$$

Burada dQ net ısı çıkışı, P ve V silindir basıncı ve silindir hacmidir. $d\theta$ krank açısının değişimi ve k özgül ısıların oranıdır. $\frac{dQ_{ISI}}{d\theta}$ ise silindir silindir duvarına ısı transferini ifade eder.

Newton'un soğutma yasasına göre içten yanmalı motorlarda silindir yüzeylerine olan ısı transferi Eş. 2'deki gibi hesaplanmaktadır.

$$\frac{dQ_{ISI}}{d\theta} = \frac{1}{6 \times n} \times h_g \times A \times (T_g - T_w) \quad 2$$

Burada n motor hızını, h_g anlık ısı taşınım katsayısını, A krank açısına bağlı ısı transferi yüzey alanını, T_g krank açısına bağlı anlık silindir içi ortalama gaz sıcaklığını ve T_w silindir duvar sıcaklığını ifade etmektedir.

Termik verim Eş. 3 ile hesaplanmıştır.

$$\eta_T = \frac{W_{net}}{\dot{m}_{n-heptan} \times Q_{LHV n-heptan} + \dot{m}_{izopropanol} \times Q_{LHV izopropanol}} \quad 3$$

Burada, W_{net} net işi, $\dot{m}_{izopropanol}$ ve $\dot{m}_{n-heptan}$ izopropanol ve n-heptanın çevrim başına yakıt tüketimini, $Q_{LHV izopropanol}$ ve $Q_{LHV n-heptan}$ ise izopropanol ve n-heptan yakıtlarının ısı değerini değerlerini ifade etmektedir.

Net iş Eş.4 ile hesaplanmıştır.

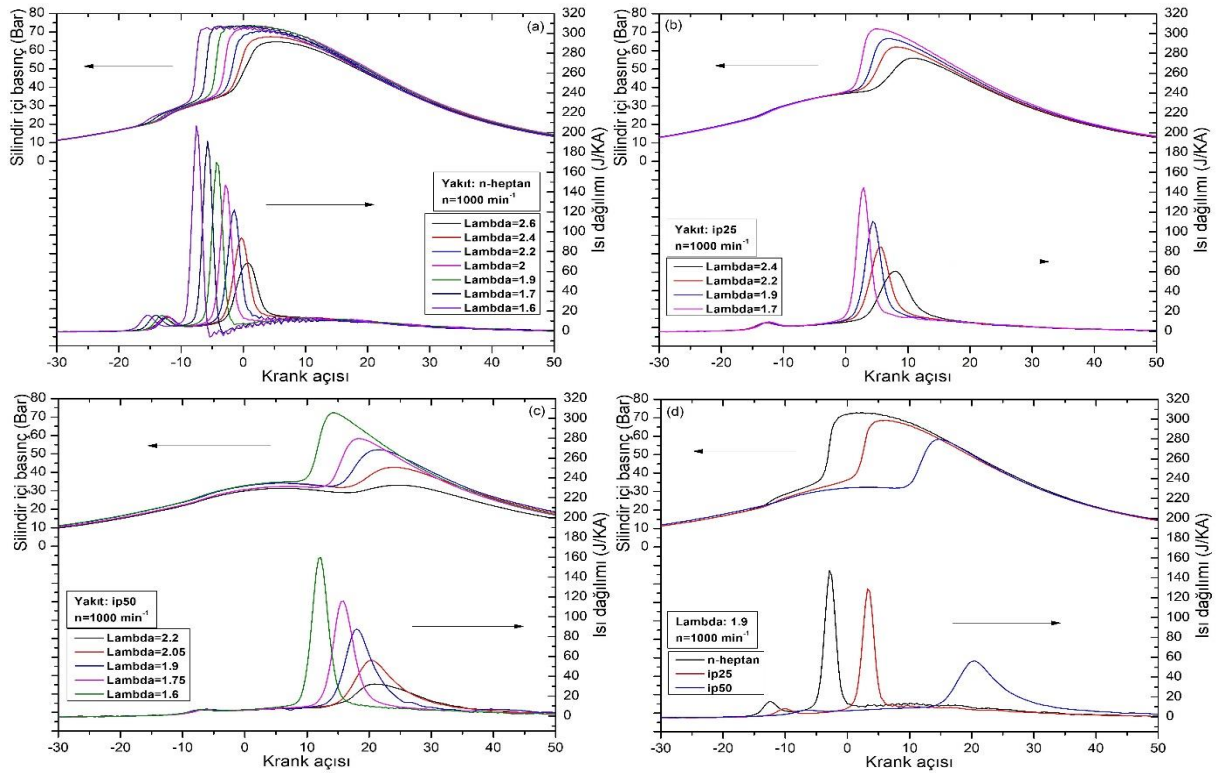
$$W_{net} = \int P dV \quad 4$$

İMEP değerleri, silindir sayısına, silindir hacmine ve motor hızına bağlı olmadığından, motor veriminin belirlenmesinde temel bir parametre olarak kullanılabilir. İMEP işin kurs hacmine bölünmesi ile elde edilmektedir. İMEP Eş. 5'de görüldüğü gibi hesaplanmaktadır. Burada V_{kurs} kurs hacmini ifade etmektedir.

$$\dot{IMEP} = \frac{W_{net}}{V_{kurs}} \quad 5$$

3. SONUÇLAR ve TARTIŞMA (RESULTS and DISCUSSION)

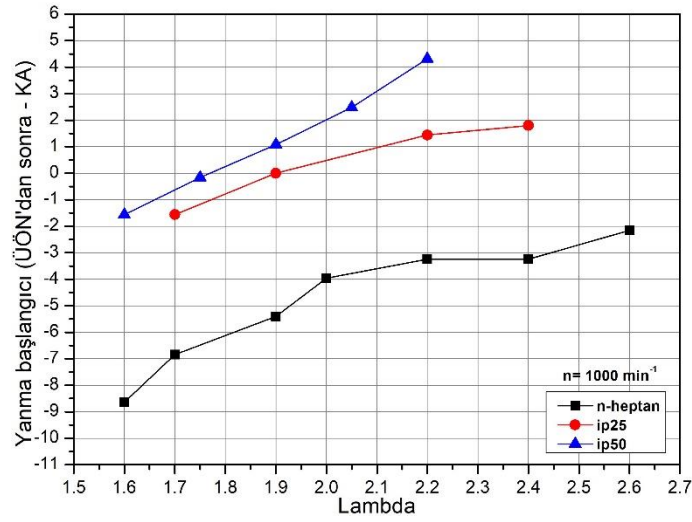
Şekil 2’de deney yakıtlarının farklı HFK değerlerinde silindir içi basınç ve ısı dağılımına etkisi görülmektedir. Çalışma 1000 min^{-1} motor hızında ve 60°C emme havası giriş sıcaklığında yapılmıştır. Şekil 2 (a)’da n-heptan yakıtı için en yüksek silindir içi basınç HFK’nın 1,6, en düşük silindir içi basınç ise HFK’nın 2,6 olduğu şartlarda elde edilmiştir. HFK 1,6 ile 2,6 olduğu şartlar n-heptan yakıtı için HCCI çalışma aralığını ifade etmektedir. HFK’nın 1,6’dan daha düşük yani daha zengin karışım şartlarında vuruntu problemi sebebiyle motor çalıştırılmamaktadır. Karışımın zenginleşmesi silindir içi kimyasal reaksiyonların hızlanmasına neden olur. Bu nedenle HCCI yanma hızlı gerçekleşir ve silindir içi basınç artış gösterir. Bununla birlikte basınç dalgalanmaları meydana gelir. Karışımın fakirleşmesi ile silindir içerisine sürülen enerji miktarı da azalmaktadır. Bununla birlikte silindir içi reaksiyon hızı azalmakta ve yanma sonu sıcaklıkları da oldukça düşmektedir. N-heptan için HFK’nın 2,6’dan daha yüksek olduğu değerlerde tekleme problemi sebebiyle HCCI yanma sağlanamamıştır. Aynı şartlar altında gerçekleştirilen deneyler neticesinde Şekil 2 (b) ve (c)’de sırası ile ip25 ve ip50 yakıtlarına ait silindir içi basınç ve ısı dağılımı değerleri görülmektedir. İp25 için çalışma aralığı HFK’nın 1,7-2,4 aralığında iken, ip50 yakıtı ile HFK’nın 1,6-2,2 aralığında HCCI yanma sağlanmıştır. N-heptan yakıtına izopropanol ilave edilmesi ile elde edilen karışım yakıtının oktan sayısı artış göstermektedir. Oktan sayısının artması yanmayı yavaşlatmaktadır [3]. Reaksiyon hızının yavaşlaması ile karışım yakıtlarında tekleme sınırı n-heptan yakıtına göre daha zengin karışımlara doğru kaymıştır. Şekil 2 (b) ve (c)’de görüldüğü gibi ip25 ve ip50 yakıtı kullanımında oktan sayısının artışına bağlı olarak yanma gecikmeye alınmıştır. Şekil 2 (d)’de aynı şartlar altında 3 deney yakıtının birbiri ile karşılıklı kıyaslaması yapılmıştır. HFK’nın 1.9 olduğu şartlarda en yüksek silindir içi basınç n-heptan yakıtı kullanımında 72,76 Bar olarak kaydedilmiştir. Aynı şartlar altında ip25 ve ip50 yakıtları kullanımında sırası ile 68,56 Bar ve 58,35 Bar maksimum basınç değerleri elde edilmiştir. Karışım yakıtlarında izopropanol miktarına bağlı olarak oktan sayısı artış göstermektedir. Oktan sayısı yanmayı yavaşlatmakta yanma sürecinin gecikmeye alınmasına neden olmaktadır. Aynı zamanda izopropanolün buharlaşma gizli ısısının n-heptandan yüksek oluşu yanmanın ilave olarak gecikmeye alınmasına neden olmaktadır. Genişleme zamanına kayan yanma neticesinde, silindir hacminin artması ile maksimum silindir içi basınç da azalmaktadır.



Şekil 2. Silindir içi basınç ve ısı dağılımının değişimi

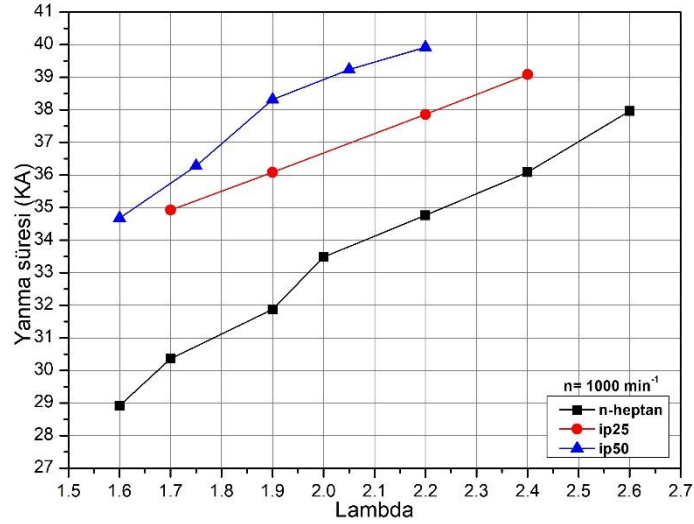
İçten yanmalı motorlarda silindir içerisindeki farklı ısı dağılım yüzdelere (%10, %50 ve %90) karşılık gelen krank açısı konumu, sırası ile CA10, CA50 ve CA90 olarak ifade edilirler. %10luk bir ısı dağılımına karşılık gelen (CA10) krank açısı konumu, yanma başlangıcı olarak kabul edilmektedir. HCCI yanmasında

yanma başlangıcı, kimyasal kinetiklere ve yanma odasındaki basınç-sıcaklık geçmişine bağlıdır [47]. Şekil 3'de farklı HFK değerlerinde n-heptan, ip25 ve ip50 test yakıtları kullanımında HCCI yanması için yanma başlangıcını göstermektedir. Zengin karışım şartlarında tüm test yakıtları için silindir içi reaksiyon hızı da artış göstermektedir. Bu nedenle yanma daha erken krank açılarındaki başlanmaktadır. Karışımın fakirleşmesi ile yanma başlangıcının tüm test yakıtları için gecikmeye alındığı görülmektedir. Bunun temel nedeni yüksek HFK değerlerinde karışımın düşük reaktivitesidir. Bu nedenle yanmayı başlatacak şartların oluşması uzun sürmekte ve yanma başlangıcı gecikmeye alınmaktadır. N-heptan yakıtına göre ip25 ve ip50 yakıtları kullanımında, izorpropanolün n-heptana göre daha zor buharlaşması, fakir karışım şartlarında yanma başlangıcının ekstra olarak gecikmeye alınmasına neden olmaktadır. Aynı deney şartları altında (HFK=1,9) buharlaşabilme özelliği yüksek olan n-heptan yakıtı ÜÖN'dan 5,4 °KA önce yanmaya başlanmaktadır. İp25 yakıtı tam ÜÖN'da, ip50 yakıtı ise ÜÖN'dan ancak 1,08 °KA sonra yanmaya başlanmaktadır. N-heptan izopropanol yakıt karışımlarının tüm HFK değerlerinde daha zor yanmaya başladığı Şekil 3'de görülmektedir.



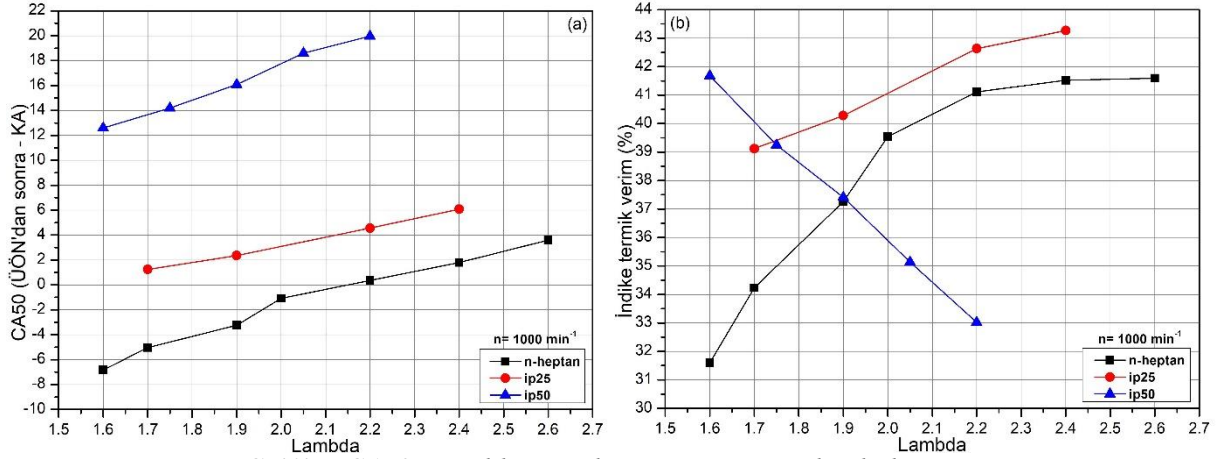
Şekil 3. Yanma başlangıcının HFK'ya bağlı değişimi

Şekil 4, n-heptan yakıtına izopropanol ilavesinin krank açısı cinsinden yanma süresine etkisini göstermektedir. Deney sonuçları gösteriyor ki karışım yakıtları içerisindeki izopropanol miktarı arttıkça yanma süresi de uzamaktadır. Bunun iki sebebi olabilir. Birinci sebep izopropanolün yüksek oktan sayısı ve yakıtın zor buharlaşabilmesi nedeniyle yanma süresi uzamaktadır. HCCI motorlarda yüksek oktan sayısına sahip yakıt kullanımı düşük sıcaklık yanması ile yüksek sıcaklık yanması arasında yer alan negatif sıcaklık katsayı bölgesinin uzamasına neden olmaktadır [3,47]. Buharlaşma gizli ısı yüksek olan alkollerin HCCI motorlarda yakıt olarak kullanımında ise yakıtın buharlaşması için gereken silindir içi şartların hazırlanması uzun sürmektedir [13,48,49]. Sonuç olarak yanma süresi uzamaktadır. İkinci sebep ise ip25 ve ip50 yakıtlarının yanma başlangıcının ÜÖN civarında olması ve yanmanın büyük bir bölümünün genişleme zamanına kaymasıdır. Genişleme zamanında silindir içi gazların sıcaklığı azalmakta ve yanma safhası yavaşlamaktadır. Özellikle fakir karışım şartlarında silindir içi reaksiyon hızının da düşmesi, yanma süresinin ilave olarak uzamasına neden olmuştur.



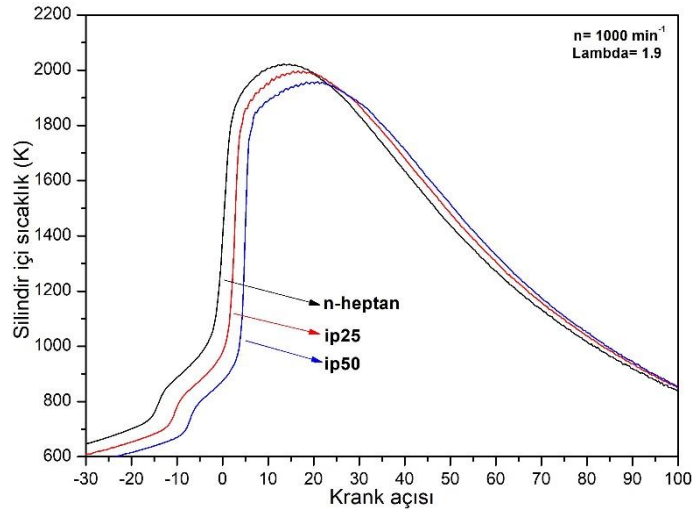
Şekil 4. Yanma süresinin HFK'ya bağlı değişimi

Kümülatif ısı dağılımının %50'sinin gerçekleştiği krank açısı CA50 olarak ifade edilmektedir ve CA50'nin yeri termik verimi önemli ölçüde etkilemektedir. Şekil 5 (a)'da CA50'nin Şekil 5 (b)'de ise indike termik verimin HFK'ya bağlı değişimi görülmektedir. Yakıt karışımları içerisindeki izopropanol miktarının artışına bağlı olarak oktan sayısı artış göstermekte ve yakıt daha zor buharlaşmaktadır. Bu nedenle yanma süresi uzamakta ve tutuşma başlangıcı gecikmeye alınmaktadır (Şekil 3 ve Şekil 4). N-heptan yakıtının yüksek reaktivitesi HCCI yanmanın daha erken krank açıları başlanmasına sebep olmaktadır. Buna bağlı olarak yanma süreci hızlı gelişmekte ve CA50 avansa alınmaktadır. Özellikle zengin karışım bölgelerinde silindir içi reaksiyon hızının yüksek olması ve yüksek reaktiviteli yakıt kullanımında CA50'nin ÜÖN'dan önce meydana gelmesini sağlamaktadır. Bu durum piston üzerine uygulanan negatif işin artmasına ve sonuç olarak indike termik verimin düşük olmasına neden olmaktadır. Karışımın fakirleşmesi ile reaksiyon hızı da azalmakta ve yanma yavaşlamaktadır. Buna bağlı olarak CA50 gecikmeye alınmaktadır. CA50'nin ÜÖN'dan hemen sonra meydana gelmesi, en yüksek termik verimin elde edilmesini sağlamaktadır [11]. N-heptan yakıtı kullanımında karışımın fakirleşmesi ile CA50 ÜÖN'dan sonraki bir krank açısına doğru kaymaktadır. Yukarıda bahsedilen sebeplerle indike termik verim artış göstermektedir. N-heptan yakıtı için en yüksek indike termik verim HFK'nın 2,6 olduğu ve CA50'nin 3,6 °KA ÜÖN'dan sonra gerçekleştiği şartlarda %41,59 olarak tespit edilmiştir. İp25 yakıtı kullanımında CA50'nin hemen hemen tüm HFK değerlerinde ÜÖN'dan hemen sonra meydana gelmesi indike termik verimin artmasını sağlamıştır. İp 25 yakıtı için en yüksek indike termik verim HFK'nın 2,4 olduğu ve CA50'nin 6,08 °KA ÜÖN'dan sonra gerçekleştiği şartlarda indike termik verim % 43,27 olarak gerçekleşmiştir. İp50 yakıtı kullanımında ise yanmanın büyük bir kısmının genişleme zamanında gerçekleşmesi indike termik verimin de oldukça düşük olmasına sebep olmuştur. İp50 yakıtı kullanımı ile HFK'nın 1.6 olduğu ve CA50'nin 12,6 ÜÖN'dan sonra gerçekleştiği şartlarda indike termik verim %41,68 iken, karışımın fakirleşmesi ile HFK'nın 2,2 olduğu çalışma şartlarında CA50 ÜÖN'dan 19,96 °KA sonra gerçekleşmiştir. Bu durum indike termik verimin %33,02'ye kadar gerilemesine neden olmuştur.



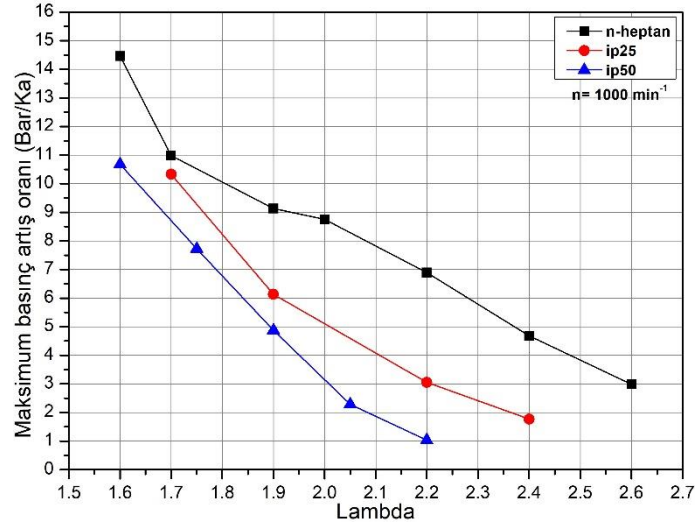
Şekil 5. CA50 ve indike termik verimin HFK'ya bağlı değişimi

Şekil 6'da HFK'nın 1,9 olduğu şartlar altında silindir içi gaz sıcaklığının değişimi görülmektedir. N-heptan yakıtı kullanımı ile en yüksek silindir içi gaz sıcaklığı 2021 K olarak gerçekleşmiştir. N-heptan yakıtına izopropanol ilavesi ile silindir içi gaz sıcaklıklarının azaldığı Şekil 6'da açık bir şekilde görülmektedir. İp25 yakıtı ile en yüksek 1988 K gaz sıcaklığına ulaşılırken bu değer ip50 yakıtı kullanımında en yüksek 1950 K olarak tespit edilmiştir. Karışım yakıtlarının HCCI motorda kullanılması ile yanmanın büyük bir kısmının genişleme zamanına kaydığı önceki bölümde ifade edilmişti. Bu nedenle genişleme zamanında ısı kayıplarının fazla oluşu silindir içi gaz sıcaklıklarının da azalmasına neden olmaktadır. Ayrıca izopropanolün düşük alt ısıl değeri de ilave olarak silindir içi gaz sıcaklıklarının azalmasına katkıda bulunmaktadır. Düşük silindir içi gaz sıcaklığı oksidasyon reaksiyonlarını kötü yönde etkilemekte ve özellikle CO ile HC emisyonlarının artmasına neden olmaktadır.



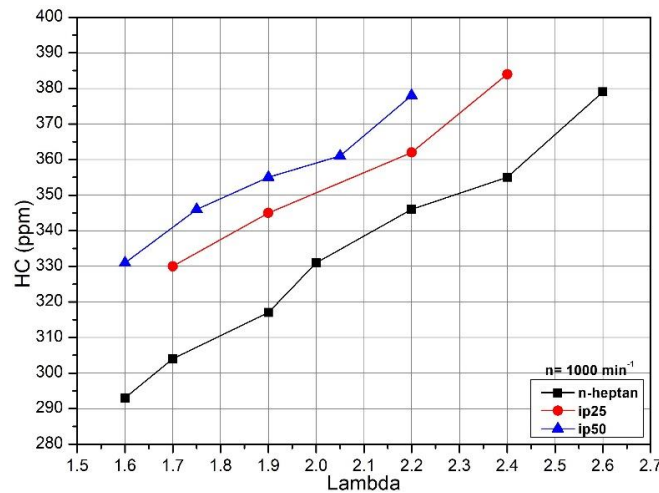
Şekil 6. Silindir içi gaz sıcaklığının değişimi

Özellikle zengin karışım şartlarında hızlı ısı salınımı ve vuruntu problemi HCCI motorların en önemli problemlerindedir. Yanma odasındaki vuruntu ve istenmeyen basınç dalgalanmaları basınç artış oranı ile belirlenmektedir. Basınç artış oranı sayısal olarak, silindir içi basıncın krank açısına göre 1. türevi ile hesaplanmaktadır [11]. Şekil 7'de basınç artış oranının HFK'ya bağlı değişimi görülmektedir. Silindir içerisine daha düşük miktarda enerji sürülmesi yani karışımın fakirleşmesi ile yanma sonunda daha düşük basınç elde edileceğinden vuruntu eğilimi azalmaktadır. Aynı HFK değerlerinde ve farklı test yakıtlarına ait basınç artış oranı değerleri incelendiğinde karışım yakıtlarındaki oktan sayısının artışına bağlı olarak basınç artış oranı da azalmaktadır. Oktan sayısının artışı ile ısı dağılımının daha yavaş ve kontrollü gerçekleşmesi basınç artış oranının da azalmasını sağlamıştır. Ortalama en düşük basınç artış oranı ip50 yakıtı ile elde edilmiştir.



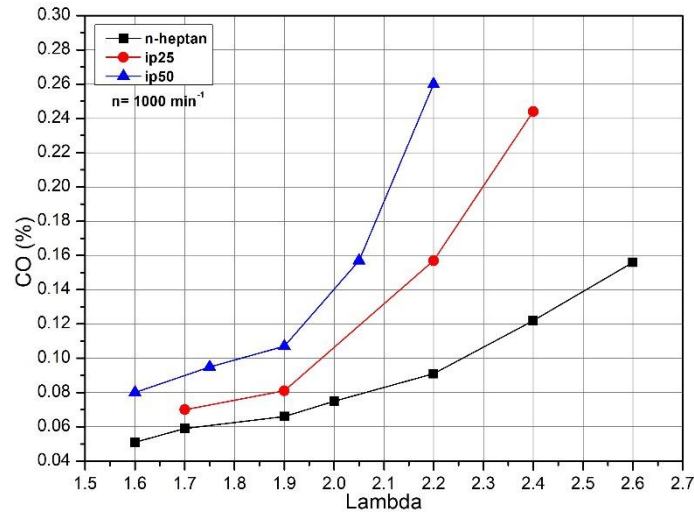
Şekil 7. Basınç artış oranının HFK'ya bağlı değişimi

HC emisyonları eksik yanma ürünü olarak egzoz sisteminde görülmektedir. SI motorlarda HC emisyonlarının farklı oluşum nedenleri vardır. Bunlardan biri silindir duvarlarına yakın bölgelerde yanmaya katılmayan hava yakıt karışımlarından kaynaklıdır. Bir diğer neden yanma odası girintilerinde kalan ve yanmaya katılmayan hava yakıt karışımlarıdır. Bir diğer neden ise port enjeksiyonlu sistemlerde emme ve sıkıştırma zamanı boyunca buharlaşan yakıtın silindir duvarlarında yağ katmanları tarafından emilmesi ve genişleme ile egzoz zamanı sürecinde buharlaşarak tekrar silindir içerisine dahil olmasıdır. Son olarak ise motor çalışma şartlarına bağlı olarak özellikle düşük motor hızlarında eksik yanmanın gerçekleşmesi nedeniyle HC emisyonları meydana gelir [11]. HCCI motorlardan kaynaklanan HC emisyonları SI motordakine benzer olarak silindir içi girintilerde ve silindir duvarına yakın bölgelerde meydana gelen eksik yanma sebebiyle gerçekleşmektedir. Özellikle düşük sıcaklıkta gerçekleşen HCCI yanması HC emisyonlarının artışına sebep olmaktadır. Şekil 8'de HC emisyonlarının HFK'ya bağlı değişimi görülmektedir. HFK artışıyla HC emisyonlarının tüm test yakıtlarında artış gösterdiği görülmektedir. Bunun nedeni karışımın fakirleşmesi ile silindire sürülen enerji miktarı da azalmakta ve yanma sonu gaz sıcaklıkları da azalmaktadır. Düşük sıcaklık oksidasyon reaksiyonlarını yavaşlatmakta, özellikle silindir duvarlarına yakın bölgelerde yanma tamamlanamamakta ve HC emisyonları artış göstermektedir. En düşük HC emisyonu tüm HFK değerlerinde n-heptan yakıtı ile elde edilmiştir. izopropanol katkılı yakıt karışımlarında yanmanın genişleme zamanına kayması hacmin genişlemesine ve dolayısı ile silindir içi oksidasyon reaksiyonlarının yavaşlamasına neden olmaktadır. Bu nedenle karışım yakıtlarındaki izopropanol miktarı arttıkça HC emisyonları artış göstermiştir. Aynı HFK değerinde yapılan deney sonuçları karşılaştırılırsa HFK'nın 1,9 olduğu şartlarda n-heptan yakıtına göre ip25 ve ip50 yakıtları kullanımında HC emisyonları sırası ile %8,8 ve %12 oranında artış göstermiştir.



Şekil 8. HC emisyonlarının HFK'ya bağlı değişimi

CO emisyonları silindir içerisinde yeterli oksijen bulunmadığı ya da düşük sıcaklık nedeniyle oksidasyon reaksiyonlarının bozulması ile meydana gelen bir emisyon türüdür. CO emisyonu çalışma koşullarından ve HFK'daki değişimden oldukça hassas bir şekilde etkilenmektedir. HFK düşük olduğu yani çok zengin karışım şartlarında CO emisyonları sürekli bir artış eğilimindedir. Ancak aşırı fakir karışım şartlarında silindir içerisinde yeterli oksijen bulursa da silindir içi gaz sıcaklıklarının düşük olması sebebiyle CO emisyonları yeniden artış gösterir. Silindir içi düşük sıcaklık seviyesi CO'nun CO₂'ye dönüşümünü engellemektedir [11,12]. Şekil 9'da HFK'ya bağlı olarak CO emisyonlarının değişimi görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi tüm test yakıtlarında karışımın fakirleşmesi ile CO emisyonları artmıştır. Tüm test yakıtlarının kullanımında vuruntu sınırına yakın HFK değerlerinde yanmanın büyük bir kısmının ÜÖN'ya civarında gerçekleşmesi CO emisyonlarının düşük olmasını sağlamıştır. Aynı zamanda silindir içerisine sürülen enerji miktarına bağlı olarak gaz sıcaklıkları da artmakta ve CO'nun CO₂'ye dönüşümü gerçekleşmektedir. Ancak karışımın fakirleşmesi ile birlikte özellikle ip25 ve ip50 yakıtları kullanımında yanma safhasının genişleme zamanına kayması, bununla birlikte silindire sürülen enerjinin azalması ile yanma sonu sıcaklıklarının ilaveten azalması neticesinde CO emisyonları oldukça fazla artış göstermiştir. Aynı HFK değerinde (1,9) n-heptan yakıtına göre ip25 yakıtının CO emisyonu %22,7 kötüleşirken bu oran ip50 yakıtı kullanımında %62,1 olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 9. CO emisyonlarının HFK'ya bağlı değişimi

4. SONUÇ (CONCLUSION)

Bu çalışmada referans n-heptan yakıtı ile ip25 ve ip50 yakıtlarının HCCI bir motorda farklı HFK değerlerinde yanma ve egzoz emisyonlarına etkisi incelenmiştir. Deneyler 60 °C emme havası giriş sıcaklığında ve 1000 min⁻¹ sabit motor hızlarında gerçekleştirilmiştir. N-heptan yakıtına izopropanol ilavesi çalışma aralığının daralmasına sebep olmuştur. Bunun temel sebebi izopropanolün oktan sayısının yüksek olması nedeniyle yanmanın gecikmeye alınması ve ısı dağılımının büyük kısmının genişleme zamanında gerçekleşmesidir. Bu nedenle aynı çalışma şartlarında (n=1000 min⁻¹, HFK=1,9) n-heptan yakıt ile elde edilen silindir içi basınç ip25 ve ip50 yakıtından daha fazladır. N-heptan yakıtının reaktivitesinin yüksek olması yanmanın daha erken krank açıları başlanmasına neden olmuştur. Bu nedenle zengin karışım şartlarında vuruntu meydana gelmiş ve yanma süresi kısalmıştır. İp25 ve ip50 yakıtları kullanımında yanma başlangıcı gecikmeye alınmış ve n-heptan yakıtına göre daha uzun sürede yanma tamamlanmıştır. N-heptan yakıtına izopropanol ilave edilmesi ısı dağılımının daha yavaş ve kontrollü gerçekleşmesini sağlamıştır. Yüksek oktan sayısı nedeniyle izopropanol katkılı yakıtlarda CA50'nin yeri n-heptana göre gecikmeye alınmıştır. İp25 yakıtı ile tüm HFK değerlerinde en yüksek indike termik verim elde edilmiştir. ip50 yakıtı kullanımında yanma genişleme zamanına kaymış ve oldukça uzun sürmüştür. Bu nedenle karışımın fakirleşmesi ile indike termik verim oldukça faz düşmüştür. En yüksek indike termik verim ip25 yakıtı kullanımında, HFK'nın 2,4 olduğu şartlarda %43,27 olarak kaydedilmiştir. İzopropanolün yüksek oktan sayısı yanmayı yavaşlatmış ve basınç artış oranının kritik seviyenin altında kalmasını sağlamıştır. HFK'nın 1,9 olduğu şartlarda n-heptan yakıtının basınç artış oranı 9,13 Bar/KA iken, ip25 ve ip50 yakıtları

kullanımında sırası ile 6,13 Bar/KA ve 4,87 Bar/KA olarak elde edilmiştir. İzopropanol ilavesi özellikle fakir karışım şartlarında yanmanın büyük bir bölümünün genişleme zamanına kaymasına neden olmuştur. Bu nedenle yanma sonu sıcaklıkları azalmış ve eş zamanlı olarak CO ve HC emisyonları n-heptan yakıtına göre artış göstermiştir. Emme havası giriş sıcaklığının artırılması ya da daha yüksek sıkıştırma oranına sahip HCCI motorlarda izopropanolün yakıt olarak kullanılmasının uygun olduğu görülmektedir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Hellström E, Stefanopoulou A, Vavra J, Babajimopoulos A, Assanis DN, Jiang L, et al. Understanding the Dynamic Evolution of Cyclic Variability at the Operating Limits of HCCI Engines with Negative Valve Overlap. *SAE Int J Engines* 2012;5:2012-01-1106. doi:10.4271/2012-01-1106.
- [2] He BQ, Liu M Bin, Zhao H. Comparison of combustion characteristics of n-butanol/ethanol-gasoline blends in a HCCI engine. *Energy Convers Manag* 2015;95:101-9. doi:10.1016/j.enconman.2015.02.019.
- [3] Calam A, İcingür Y. Hava Fazlalık Katsayısı ve Oktan Sayısı Değişiminin HCCI Yanma Karakteristiklerine ve Motor Performansına Etkileri. *J Polytech* 2018;0900:607-18. doi:10.2339/politeknik.444377.
- [4] Asad U, Kumar R, Zheng M, Tjong J. Ethanol-fueled low temperature combustion: A pathway to clean and efficient diesel engine cycles. *Appl Energy* 2015;157:838-50. doi:10.1016/j.apenergy.2015.01.057.
- [5] Agarwal AK. Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines. *Prog Energy Combust Sci* 2007;33:233-71. doi:10.1016/j.peccs.2006.08.003.
- [6] Aksoy F, Yılmaz E. %10 Balık Yağı Biyodizeli-%90 Dizel Yakıt Karışımı İle Çalışan Direkt Enjeksiyonlu Bir Dizel Motorunda Yanma ve Performans Karakteristiklerinin İncelenmesi 2019;7:12-24. doi:10.29109/gujsc.466544.
- [7] Epping K, Aceves S, Bechtold R, Dec JE. The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions 2002. doi:10.4271/2002-01-1923.
- [8] Bendu H, Sivalingam M. Experimental investigation on the effect of charge temperature on ethanol fueled HCCI combustion engine. *J Mech Sci Technol* 2016;30:4791-9. doi:10.1007/s12206-016-0951-6.
- [9] Babajimopoulos A, Lavoie GA, Assanis DN. Modeling HCCI Combustion With High Levels of Residual Gas Fraction – A Comparison of Two VVA Strategies 2011;2003.
- [10] Demirci OK, Çinar C. The Investigation of the Effects of Using Natural Gas on the Performance and Exhaust Emissions in an HCCI-DI Engine HCCI- DI Bir Motorda Doğal Gaz Kullanımının Performans ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin İncelenmesi 2019;7:317-30. doi:10.29109/gujsc.521668.
- [11] Zhao H. HCCI and CAI Engines for the Automotive Industry. Cambridge: Elsevier; 2007. doi:10.1533/9781845693541.3.342.
- [12] Heywood JB. Internal Combustion Engine Fundamentals. New York: McGrawHill Press; 1988.
- [13] Maurya RK, Agarwal AK. Experimental study of combustion and emission characteristics of ethanol fuelled port injected homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion engine. *Appl Energy* 2011;88:1169-80. doi:10.1016/j.apenergy.2010.09.015.
- [14] Dubreuil A, Foucher F, Mounaïm-Rousselle C, Dayma G, Dagaut P. HCCI combustion: Effect of NO

- in EGR. *Proc Combust Inst* 2007;31 II:2879–86. doi:10.1016/j.proci.2006.07.168.
- [15] Lü XC, Chen W, Huang Z. A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 2. Effect of operating conditions and EGR on HCCI combustion. *Fuel* 2005;84:1084–92. doi:10.1016/j.fuel.2004.12.015.
- [16] Iida M, Hayashi M, Foster DE, Martin JK. Characteristics of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine Operation for Variations in Compression Ratio, Speed, and Intake Temperature While Using n-Butane as a Fuel. *J Eng Gas Turbines Power* 2003;125:472. doi:10.1115/1.1501914.
- [17] Aceves SM, Smith JR, Westbrook CK, Pitz WJ. Compression Ratio Effect on Methane HCCI Combustion. *J Eng Gas Turbines Power* 1999;121:569. doi:10.1115/1.2818510.
- [18] Swami Nathan S, Mallikarjuna JM, Ramesh A. Effects of charge temperature and exhaust gas recirculation on combustion and emission characteristics of an acetylene fuelled HCCI engine. *Fuel* 2010;89:515–21. doi:10.1016/j.fuel.2009.08.032.
- [19] Maurya RK, Agarwal AK. Experimental investigation on the effect of intake air temperature and air-fuel ratio on cycle-to-cycle variations of HCCI combustion and performance parameters. *Appl Energy* 2011;88:1153–63. doi:10.1016/j.apenergy.2010.09.027.
- [20] Cinar C, Uyumaz A, Solmaz H, Sahin F, Polat S, Yilmaz E. Effects of intake air temperature on combustion, performance and emission characteristics of a HCCI engine fueled with the blends of 20% n-heptane and 80% isooctane fuels. *Fuel Process Technol* 2015;130:275–81. doi:10.1016/j.fuproc.2014.10.026.
- [21] Tanaka S, Ayala F, Keck JC, Heywood JB. Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives. *Combust Flame* 2003;132:219–39. doi:10.1016/S0010-2180(02)00457-1.
- [22] Tanaka S, Ayala F, Keck JC. A reduced chemical kinetic model for HCCI combustion of primary reference fuels in a rapid compression machine. *Combust Flame* 2003;133:467–81. doi:10.1016/S0010-2180(03)00057-9.
- [23] Ma J, Lü X, Ji L, Huang Z. An experimental study of HCCI-DI combustion and emissions in a diesel engine with dual fuel. *Int J Therm Sci* 2008;47:1235–42. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.007.
- [24] Gan S, Ng HK, Pang KM. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) combustion: Implementation and effects on pollutants in direct injection diesel engines. *Appl Energy* 2011;88:559–67. doi:10.1016/j.apenergy.2010.09.005.
- [25] Kong S, Reitz RD. Application of Detailed Chemistry and CFD for Predicting. *Proc Combust Inst* 2002;29:663–9. doi:10.1016/S1540-7489(02)80085-2.
- [26] Wang Z, Liu H, Ma X, Wang J, Shuai S, Reitz RD. Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion of polyoxymethylene dimethyl ethers (PODE). *Fuel* 2016;183:206–13. doi:10.1016/j.fuel.2016.06.033.
- [27] Polat S. An experimental study on combustion, engine performance and exhaust emissions in a HCCI engine fuelled with diethyl ether-ethanol fuel blends. *Fuel Process Technol* 2016;143:140–50. doi:10.1016/j.fuproc.2015.11.021.
- [28] Lawler B, Lacey J, Güralp O, Najt P, Filipi Z. HCCI combustion with an actively controlled glow plug: The effects on heat release, thermal stratification, efficiency, and emissions. *Appl Energy* 2018;211:809–19. doi:10.1016/j.apenergy.2017.11.089.

- [29] Uyumaz A. Combustion, performance and emission characteristics of a DI diesel engine fueled with mustard oil biodiesel fuel blends at different engine loads. *Fuel* 2018;212:256–67. doi:10.1016/j.fuel.2017.09.005.
- [30] Calam A, Solmaz H, Yılmaz E, İçingür Y. Investigation of effect of compression ratio on combustion and exhaust emissions in A HCCI engine. *Energy* 2019;168:1208–16. doi:10.1016/j.energy.2018.12.023.
- [31] Lü XC, Chen W, Huang Z. A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 1. the basic characteristics of HCCI combustion. *Fuel* 2005;84:1074–83. doi:10.1016/j.fuel.2004.12.014.
- [32] Maurya RK, Agarwal AK. Experimental study of combustion and emission characteristics of ethanol fuelled port injected homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion engine. *Appl Energy* 2011;88:1169–80. doi:10.1016/j.apenergy.2010.09.015.
- [33] Iida M, Aroonsrisopon T, Hayashi M, Foster D, Martin J. The Effect of Intake Air Temperature, Compression Ratio and Coolant Temperature on the Start of Heat Release in An Hcci(Homogeneous Charge Compression Ignition) Engine. *Sae* 2001;111:220–6. doi:10.4271/2001-01-1880.
- [34] Andrae MM, Cheng WK, Kenney T, Yang J. On HCCI Engine Knock 2007. doi:10.4271/2007-01-1858.
- [35] Dec JE, Yang Y, Dronniou N. Boosted HCCI - Controlling Pressure-Rise Rates for Performance Improvements using Partial Fuel Stratification with Conventional Gasoline. *SAE Int J Engines* 2011;4:2011-01-0897. doi:10.4271/2011-01-0897.
- [36] Nishi M, Kanehara M, Iida N. Assessment for innovative combustion on HCCI engine by controlling EGR ratio and engine speed. *Appl Therm Eng* 2016;99:42–60. doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.11.126.
- [37] Jung D, Iida N. Closed-loop control of HCCI combustion for DME using external EGR and rebreathed EGR to reduce pressure-rise rate with combustion-phasing retard. *Appl Energy* 2015;138:315–30. doi:10.1016/j.apenergy.2014.10.085.
- [38] Das P, Subbarao PMV, Subrahmanyam JP. Control of combustion process in an HCCI-DI combustion engine using dual injection strategy with EGR. *Fuel* 2015;159:580–9. doi:10.1016/j.fuel.2015.07.009.
- [39] Lü X, Hou Y, Zu L, Huang Z. Experimental study on the auto-ignition and combustion characteristics in the homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion operation with ethanol/n-heptane blend fuels by port injection. *Fuel* 2006;85:2622–31. doi:10.1016/j.fuel.2006.05.003.
- [40] Zhang C, Wu H. Combustion characteristics and performance of a methanol fueled homogenous charge compression ignition (HCCI) engine. *J Energy Inst* 2016;89:346–53. doi:10.1016/j.joei.2015.03.005.
- [41] Uyumaz A. An experimental investigation into combustion and performance characteristics of an HCCI gasoline engine fueled with n -heptane , isopropanol and n -butanol fuel blends at different inlet air temperatures. *Energy Convers Manag* 2015;98:199–207. doi:10.1016/j.enconman.2015.03.043.
- [42] Yusri IM, Mamat R, Azmi WH, Najafi G, Sidik NAC, Awad OI. Experimental investigation of combustion, emissions and thermal balance of secondary butyl alcohol-gasoline blends in a spark ignition engine. *Energy Convers Manag* 2016;123:1–14. doi:10.1016/j.enconman.2016.05.082.
- [43] Masurier JB, Foucher F, Dayma G, Dagaut P. Ozone applied to the homogeneous charge compression ignition engine to control alcohol fuels combustion. *Appl Energy* 2015;160:566–80.

doi:10.1016/j.apenergy.2015.08.004.

- [44] Lü X, Ji L, Zu L, Hou Y, Huang C, Huang Z. Experimental study and chemical analysis of n -heptane homogeneous charge compression ignition combustion with port injection of reaction inhibitors. *Combust Flame* 2007;149:261–70. doi:10.1016/j.combustflame.2007.01.002.
- [45] Lü X, Yuchun H, Libin J, Linlin Z, Zhen H. Heat Release Analysis on Combustion and Parametric Study on Emissions of HCCI Engines Fueled with 2-Propanol / n -Heptane Blend Fuels. *Energy Fuels* 2006;20:1870–8. doi:10.1021/ef0601263.
- [46] Yao M, Chen Z, Zheng Z, Zhang B, Xing Y. Study on the controlling strategies of homogeneous charge compression ignition combustion with fuel of dimethyl ether and methanol. *Fuel* 2006;85:2046–56. doi:10.1016/j.fuel.2006.03.016.
- [47] Maurya RK, Agarwal AK. Experimental investigations of performance, combustion and emission characteristics of ethanol and methanol fueled HCCI engine. *Fuel Process Technol* 2014;126:30–48. doi:10.1016/j.fuproc.2014.03.031.
- [48] Saxena S, Schneider S, Aceves S, Dibble R. Wet ethanol in HCCI engines with exhaust heat recovery to improve the energy balance of ethanol fuels. *Appl Energy* 2012;98:448–57. doi:10.1016/j.apenergy.2012.04.007.
- [49] Sjöberg M, Dec JE. Combined Effects of Fuel-Type and Engine Speed on Intake Temperature Requirements and Completeness of Bulk-Gas Reactions for HCCI Combustion Reprinted From : *Homogeneous Charge Compression Ignition Engines* 2003. SAE Tech Pap Ser 2003-01-3173 2003;2003.