



GİRİŞ HAVASI SICAKLIĞININ HCCI MOTORUN YANMA VE PERFORMANSINA ETKİLERİ

Alper CALAM* ve Yakup İÇİNGÜR**

*Gazi Üniversitesi Teknik Bilimler MYO Makine ve Metal Tek. Bölümü
06374 Ostim, Ankara, acalam@gazi.edu.tr

**Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü
06560 Teknikokullar, Ankara, icingur@gazi.edu.tr

(Geliş Tarihi: 07.08.2018, Kabul Tarihi: 22.02.2019)

Özet: Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motorların endüstriyel olarak kullanılabilmesi için yüksek yüklerde oluşan vuruntu problemi ve düşük yüklerde oluşan ateşlenememe probleminin giderilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, port tipi enjeksiyonlu, tek silindirli bir HCCI motorda hava/yakıt oranının ve emme havası giriş sıcaklığının, RON20 yakıtı kullanımında HCCI yanması üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. HCCI motorun çalışma aralığını belirleyebilmek için 40 °C, 60 °C, 80 °C ve 100 °C emme havası giriş sıcaklıklarında ve RON20 deney yakıtı kullanılarak farklı hava fazlalık katsayılarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Emme havası giriş sıcaklıklarının artmasıyla motorun çalışma aralığının genişleyerek daha fakir karışımlarda HCCI yanmasının sağlandığı görülmüştür. Sonuçlar emme havası giriş sıcaklığının artmasıyla silindir basıncının ve ısı yayılım oranının arttığını göstermiştir. Ayrıca emme havası giriş sıcaklığındaki artış yanma süresinin kısılmasına sebep olmuş ve maksimum silindir içi basıncın daha erken bir krank açısında oluştuğu görülmüştür. Maksimum silindir içi basıncın üst ölü noktadan önce gerçekleşmesi indike termik verimin bir miktar düşmesine sebep olmuştur. Emme havası giriş sıcaklığının artmasıyla çalışma aralığı daralmış ve silindire alınan havanın yoğunluğunun düşmesi sebebiyle oksijen miktarı da azalmış ve indike ortalama efektif basıncın azalmasına sebep olmuştur. Emme havası giriş sıcaklığının artırılması silindir içi moleküllerin hızını artırmış ve yanma iyileşmiştir. Bu sebeple HC ve CO emisyonları azalma eğilimi göstermektedir. Emme havası giriş sıcaklığının artması yanma sonu sıcaklıklarının da artmasına neden olmaktadır. Bu sebeple NO_x emisyonları da artış göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Alternatif motorlar, Yanma, Motor performansı, Yakıt, HCCI, Düşük sıcaklık yanması.

EFFECTS OF INTAKE AIR TEMPERATURE ON COMBUSTION AND PERFORMANCE OF A HCCI ENGINE

Abstract: In order to be able to use homogeneous charged compression ignition engines industrially, it is necessary to solve the problems of it such as misfiring at low loads and knocking at high loads. In this study, the effects of the intake air temperature and air/fuel ratio on combustion characteristics of a port type single cylinder HCCI engine were examined experimentally by using RON20 fuel. Experiments were carried out at intake temperatures of 40 °C, 60 °C, 80 °C and 100 °C and different air excess coefficients using RON20 test fuel to determine the operating range of the HCCI engine. It was seen that the operating range of the HCCI engine was extended and HCCI combustion was obtained with more lean mixtures. The results showed that the cylinder pressure and heat release rate were increased with the increase of intake air temperature. Furthermore, the increase of the intake air temperature caused the combustion duration to shorten and the location of the maximum cylinder pressure was advanced. The occurrence of the maximum cylinder pressure prior to top dead center caused a decrease in thermal efficiency. Operating range expanded by increasing intake air temperature, however, due to decrease in the density of air taken into the cylinder, the amount of the oxygen had also decreased and it was lead to decrease in indicated mean effective pressure. Increasing the intake air inlet temperature increases the velocity of the molecules and improves the combustion. So that HC and CO emissions tend to decrease. Increasing the intake air temperature causes the temperature of the combustion of increase. Therefore, NO_x emissions also increase.

Keywords: Alternative engines, Combustion, Engine performance, Fuel, HCCI, Low temperature combustion.

KISALTMALAR

CO	Karbon monooksit	HFk	Hava fazlalık katsayısı
HC	Hidrokarbon	İOEB	İndike ortalama efektif basınç
HCCI	Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli	KA10	Kümülatif ısı yayılımının %10'unun açığa çıktığı nokta
		KA50	Kümülatif ısı yayılımının %50'sinin açığa çıktığı nokta

KA90	Kümülatif ısı yayılımının %90'ının açığa çıktığı nokta
KMA	Krank mili açısı
NO _x	Azot oksit
PM	İs emisyonları
RON20	Araştırma oktan sayısı 20 olan yakıt
ÜÖN	Üst ölü nokta

SEMBOLLER

x	Yakıt skalasında okunan değer
y	Yakıt tüketimi (g/s)
dQ	Isı dağılımı
k	Özgül ısıların oranı
V	Hacim
P	Basınç
$dQ_{ısı}$	Silindir duvarına transfer edilen ısı
\dot{m}	Bir çevrimde silindire sürülen yakıt
Q_{LHV}	Yakıtın alt ısı değeri
W_{net}	Net iş
V_{kurs}	Kurs hacmi
θ	Krank mili açısı

GİRİŞ

Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar (HCCI) buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorların avantajlarını bir araya getiren yeni yanma modelidir. HCCI yanması sonucunda yüksek termik verim elde edilirken azotoksit (NO_x) ve partikül madde (PM) emisyonları azalmaktadır (Onishi vd, 1979; Hatim, 2008; Şeref, 2005; Yao vd, 2009). Bununla beraber çalışma aralığının genişletilmesi, yanma başlangıcının kontrolü, soğukta ilk çalışma, yüksek karbon monooksit (CO) ve hidrokarbon (HC) emisyonları gibi problemler HCCI yanma modunda çözülmesi gereken sorunlar olarak karşımıza çıkmaktadır (Zhang vd, 2007; Miguel vd, 2009; Yang vd, 2002). Bu sorunlar arasında ateşleme zamanlamasının kontrolünün farklı motor hızı ve yüklerinde nasıl kontrol edileceği çok önemlidir. Bir çok çalışma HCCI yanmasının kimyasal reaksiyon kinetiği ile kontrol edildiğini göstermektedir. Geleneksel yanmadan farklı olarak yanma başlangıcını kontrol edebilmek için doğrudan bir yöntem mevcut değildir. Bu nedenle HCCI yanmasında sınır şartlarının belirlenmesi büyük önem arz etmektedir (Zhang vd, 2011). HCCI yanmasının sınır şartlarını yakıtın oktan sayısı, emme havası giriş sıcaklığı, giriş hava basıncı, hava fazlalık katsayısı, sıkıştırma oranı, supap zamanlaması, egzoz gazı geri dönüşüm miktarı ve motor hızı gibi parametreler etkilemektedir (Yao vd, 2009).

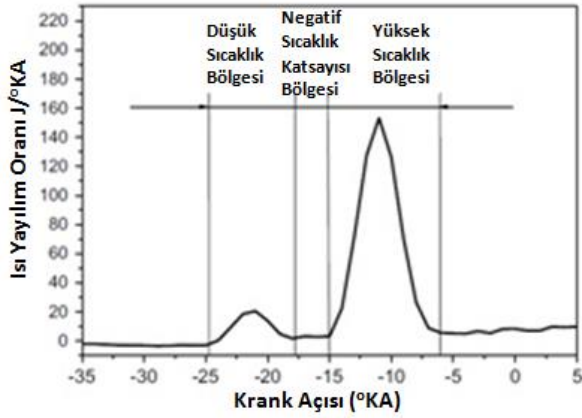
Emme havası giriş sıcaklığı ve basıncının artırılması hızlı kimyasal kinetikler sebebiyle yanmanın daha erken krank açılarında başlamasına sebep olmaktadır (Saxena vd,

2013). Vuruntu ve ateşlenememe problemlerini gidermek için değişken supap zamanlaması ve EGR kullanılmaktadır (Zheng vd, 2002; Christensen vd, 2000). Sıkıştırma oranının artırılması termik verimi artırırken aynı zamanda yanma başlangıcının da kontrol edilebilmesini sağlamaktadır (Yang ve Kenney, 2002; Yang vd, 2002). Hava/yakıt oranının değiştirilmesi ile yanma başlangıcı kontrol edilebilmektedir ancak egzoz emisyonları hava fazlalık katsayısı (HFK) değişiminden oldukça hassas etkilenmektedir (Maurya ve Agarwal, 2011).

HCCI motorların yanma başlangıcının kontrolünden farklı olarak çözülmesi gereken başka problemleri de bulunmaktadır. Birincisi HCCI motorlarda kendiliğinden tutuşma, yanma odasında eşzamanlı olarak başlamaktadır. Kendiliğinden başlayan bu ani yanma, hızlı bir ısı yayılımına neden olur ve vuruntu meydana gelir. Düşük motor yüklerinde ise tekleme sorunu görülmektedir. İkincisi ise HCCI motorlarda fakir karışımli yanma neticesinde yanma sonu silindir içi gaz sıcaklıkları oldukça düşük seviyelerde seyretmektedir. Bu durum karbonmonooksit (CO) emisyonlarının artmasına sebep olmaktadır. Çünkü CO emisyonları yanma sonu sıcaklıklarından büyük ölçüde etkilenmektedir (Lu vd, 2006; Uyumaz vd, 2014; Imtenan vd, 2014; Çınar vd, 2015). Bu problemlerin giderilebilmesi için yanmanın kontrollü bir şekilde yavaşlatılması ve ısı yayılım hızının azaltılması gerekmektedir. Bunun için HCCI motorlarda EGR, değişken supap zamanlaması ve yüksek oktanlı yakıtlar kullanılabilir (Saisirirat vd, 2011).

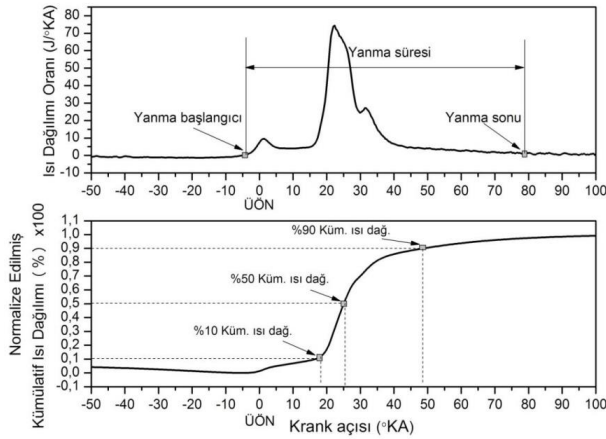
Oktan sayısı HCCI yanmasını önemli ölçüde etkilemektedir. Oktan sayısındaki artış HCCI yanmasındaki düşük sıcaklık ve yüksek sıcaklık oksidasyon bölgelerini gecikmeye almaktadır ve negatif sıcaklık bölgesinin ise uzamasına neden olmaktadır. Bu durum yanmanın gecikmeye alınarak maksimum silindir içi basıncın genişleme zamanına kaymasına neden olmaktadır. Sıkıştırma oranına göre ideal oktan sayısına sahip yakıtların kullanılmaması halinde HCCI yanma gerçekleşmemektedir (Yao vd, 2004; He vd, 2013).

HCCI motorlarda, tutuşma zamanlamasını, ısı yayılımını, ara yanma ürünlerini ve yanma sonu ürünlerini oksidasyon kimyası belirlemektedir (Baumgarter, 2009). HCCI yanmasında, Şekil 1'de görüldüğü gibi iki aşamalı bir ısı yayılımı ortaya çıkarmaktadır. Yanmanın ilk aşamasındaki ısı yayılımı, düşük sıcaklık oksidasyonu olarak ifade edilmektedir. Daha kuvvetli olan ikinci aşamadaki ısı yayılımı ise ana reaksiyonlar olan yüksek sıcaklık oksidasyonu ile ifade edilmektedir. Bu iki ısı yayılımı arasında kalan zaman gecikmesi ise negatif sıcaklık katsayısı rejimi olarak ifade edilir. İki aşamalı ısı yayılımında, enerjinin yaklaşık %7-10 oranında bir kısmı ilk aşamada ve kalan kısmı ise ikinci aşamada açığa çıkmaktadır (Baumgarter, 2009; Yao vd, 2009; Hwang vd, 2008).



Şekil 1. n-Heptan yakıtlı HCCI yanmasının tipik ısı yayılım oranı eğrisi (Baumgartner, 2009)

Şekil 2'de HCCI yanmasının yanma süresi ve kümülatif ısı yayılımı görülmektedir. KA10 ifadesi silindir içerisine alınan yakıtın %10luk bölümünün yanmasını tamamladığı krank açısı olarak kabul edilmektedir. HCCI motorlarda yanma başlangıcının bu nokta olduğu kabul edilmektedir. KA90 ifadesi ise silindir içerisine alınan yakıtın %90luk bölümünün yanmasını tamamladığı krank açısı olarak kabul edilmektedir. HCCI motorlarda bu noktada yanmanın sona erdiği kabul edilmektedir. KA10 ve KA90 arasında geçen süre krank mili açısı cinsinden yanma süresi olarak ifade edilmektedir. KA50 ifadesi ise silindir içerisine alınan yakıtın %50lik bölümünün yanmasını tamamladığı krank açısı olarak kabul edilmektedir ve bu safhada pistonun silindir içindeki pozisyonu termik verimi direk olarak etkilemektedir (Çınar vd, 2015).



Şekil 2. HCCI yanmasında yanma safhaları ve yanma süresi (Çınar vd, 2015)

HCCI yanmada kimyasal reaksiyonlar aynı anda gerçekleşir. HCCI yanması hava yakıt karışımının yanma odasında birçok noktadan aynı anda kendiliğinden tutuşmasıyla başlatılır. Buji ile ateşlemeli motorlara göre ısı yayılımı daha hızlı gerçekleşir (Zhao, 2007). Ayrıca HCCI yanmasını doğrudan kontrol eden bir mekanizma olmadığından motor yükü hava/yakıt oranı ile ve silindir içerisinde kalan arz egzoz gazının miktarı ile kontrol edilir.

Tam gaz kelebek açıklığı şartlarında pompalama ve akış kayıplarının azaltılması ile HCCI motorlarda termik verim buji ile ateşlemeli motorlara göre artış gösterir. Bununla birlikte silindirdeki fakir karışım yanma sonunda silindir içi gazların sıcaklığının artmasını engeller ve kimyasal reaksiyon hızının azalmasına neden olur. Bu nedenle kısmi yanma meydana gelir ve CO ile HC emisyonları artış gösterir (A Report, 2001; Kaiser vd, 2002).

Literatürde, emme havası giriş sıcaklığının artışıyla HCCI yanmasının performans etkilerinin incelendiği bazı çalışmalar bulunmaktadır. Zhang ve ark. emme havası giriş sıcaklığı ve hava/yakıt oranı değişiminin HCCI yanma ve performans etkilerini, etanol, metanol ve benzin yakıtları kullanarak incelemişlerdir (Zhang vd, 2011). Çalışma sonuçları gösteriyor ki emme havası giriş sıcaklığının artması ile silindir içi tepe basınç da artış göstermektedir. Ayrıca giriş hava sıcaklığının artmasıyla benzin yakıtı kullanımında HC ve CO azalırken, NO_x emisyonlarının bir miktar yükselme gösterdiği sonucuna varmışlardır (Zhang vd, 2011).

Maurya ve Agarwal iki silindirli deney motorunda HCCI yanma şartlarını oluşturmuşlardır. Bu çalışmada emme havası giriş sıcaklığının HCCI yanma parametreleri, ısı verim ve yanma verimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Yüksek emme havası giriş sıcaklıklarında motor zengin karışımlarla çalıştırıldığında vuruntunun meydana geldiğini, emme havası giriş sıcaklığının artmasıyla volumetrik verimin düşerek indike ortalama efektif basınç değişim katsayısının azaldığını görmüşlerdir. Emme havası giriş sıcaklığı artışı yakıt molekülleri ve oksijen molekülleri arasındaki oksidasyon reaksiyonlarını hızlandırmakta ve daha hızlı bir ısı dağılımı görülmektedir. Hızlı ve ani ısı dağılımı sonucu vuruntu problemiyle karşılaşmaktadır. Bu nedenle emme havası giriş sıcaklığı basınç artış oranı ve vuruntu problemlerinden dolayı sınırlandırılmaktadır (Maurya ve Agarwal, 2011).

Nathan ve ark. tek silindirli direkt enjeksiyonlu bir dizel motorunun HCCI motora dönüşümünü gerçekleştirmişlerdir. HCCI motorunda 1500 min⁻¹ motor hızında EGR ve emme havası giriş sıcaklığının yanmaya etkisini incelemişlerdir. Yakıt olarak asetilen kullanımı ile termik verim artış göstermiştir. Ayrıca EGR sistemi sayesinde giriş hava sıcaklığı artırılmaksızın HCCI yanmasının elde edildiğini ifade etmişlerdir (Nathan vd, 2010).

Persson ve ark. benzin gibi yüksek oktanlı yakıt kullanımında giriş hava sıcaklığının düşük olduğu şartlarda HCCI çalışma aralığının daralarak teklemeye sınırına yaklaştığını ifade etmişlerdir. Ayrıca teklemeye sınırındaki çalışma koşullarında yanma kötüleşmiş ve emisyonlar olumsuz yönde etkilenmiştir. Giriş hava sıcaklığının artırılması ile HCCI çalışma aralığı genişlemiş ve yanmanın kontrol altına alındığını ortaya koymuşlardır. Giriş hava sıcaklığını artırmanın bir diğer yönteminin art egzoz gazlarının silindir içerisinde

birakılması olduğunu rapor etmişlerdir (Persson vd, 2004).

Bu çalışmada dört zamanlı, tek silindirli, port tipi yakıt enjeksiyon sistemine sahip HCCI bir motorda emme havası giriş sıcaklığının ve hava/yakıt oranı değişimlerinin, tam gaz kelebek açıklığı şartlarında, RON20 yakıtı kullanımında, silindir basıncı, ısı yayılım oranı, yanma süresi, fren özgül yakıt tüketimi haritaları oluşturulmuş ve egzoz emisyonlarına etkileri incelenmiştir. Aynı deney şartları altında araştırma oktan sayısı 40 olan RON40 yakıtı ile deneyler yapılmıştır. Ancak oktan sayısının artırılması ile emme havası giriş sıcaklığının 40 °C olduğu şartlarda HCCI yanma sağlanamamıştır. Bu nedenle çalışma aralığının genişletilebilmesi için sadece RON20 yakıtı deneysel olarak incelenmiştir.

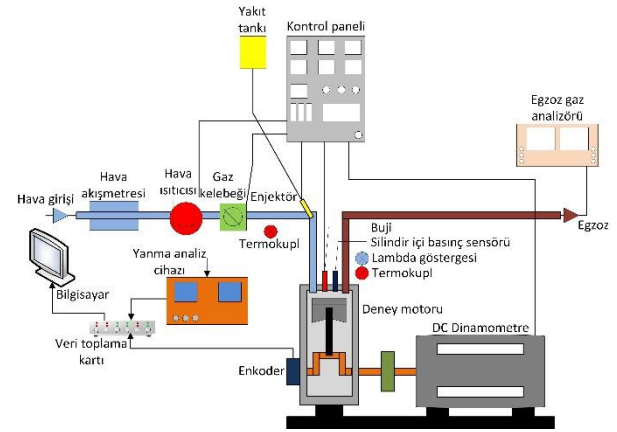
MATERYAL VE METOT

Deneyler; dört zamanlı, tek silindirli, benzinli motordan HCCI motora dönüşümü gerçekleştirilmiş Ricardo Hydra deney motorunda gerçekleştirilmiştir. Deney motorunun teknik özellikleri Tablo 1'de, deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 3'de görülmektedir.

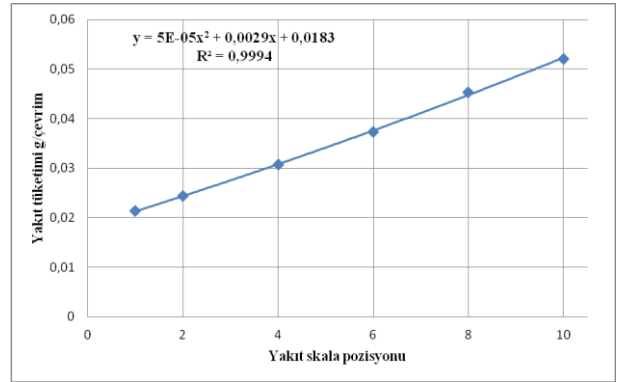
Tablo 1. Deney motorunun teknik özellikleri

Markası	Ricardo Hydra
Silindir sayısı	1
Çap (mm) X Kurs (mm)	80,26 X 88,90
Sıkıştırma Oranı	10:1
Maksimum güç (kW)	15
Maks. motor hızı (min ⁻¹)	5400
Supap sistemi	Üstten kamlı iki supap
Yakıt sistemi	Port tipi enjeksiyon
Supap lift miktarı (mm)	5,5 emme, 3,5 egzoz

Deneyler esnasında yakıt, enjeksiyon sistemi kullanılarak 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 bölümü üzerinde yer alan skalada 100 eşit parçaya ayrılmış bölüntüler kullanılmıştır. Bu bölüntüler aracılığıyla enjektörün püskürtme karakteristiği tespit edilmiş ve yakıt tüketimi hesaplanmıştır. Kontrol panelindeki yakıt püskürtme miktarının ayarlandığı skala 1,0 pozisyonuna alınmış ve motor sabit bir devirde çalıştırılmıştır. Yakıt deposu 0,01g hassasiyetinde terazi üzerine yerleştirilmiştir ve motorun 60 saniyede tükettiği yakıt verisi kaydedilmiştir. Aynı motor hızında yakıt skalasının pozisyonu değiştirilerek birim zamanda püskürtülen yakıt miktarı belirlenmiş ve enjektörün birim zamanda püskürttüğü yakıt karakteristik eğrisi Şekil 4'deki gibi elde edilmiştir.



Şekil 3. Deney düzeneğinin şematik görünümü



Şekil 4. Yakıt enjeksiyon karakteristiği

Eğrinin doğru denklemi çıkarıldığında Eş. 1'deki ifade elde edilmiş ve yakıt tüketimi her motor hızında ve tüm hava/yakıt oranı şartlarında belirlenmiştir.

$$y = \left(5 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 + 0,0029 \cdot x + 0,0183 \right) \cdot \frac{n}{60 \cdot 2} \quad (1)$$

Bu ifadede x yakıt skalasında okunan değeri, n motor hızını, y ise yakıt tüketimini g/s cinsinden ifade etmektedir.

Deney düzeneği 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 termostokupl kullanılarak ölçülmüş ve sıcaklık kapalı devre denetleyicisi ile sabit tutulmuştur. Emme havası giriş sıcaklığını değiştirebilmek amacıyla kontrol paneli üzerinden emme havası ısıtıcısı çalıştırılmakta elektronik bir devre ile emme havası giriş sıcaklığı istenilen sıcaklığa ayarlanabilmektedir. Deneylerde motorun orijinal emme havası ısıtma tertibatı kullanılmıştır. 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

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

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 mili açısında (KMA) 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. Deneysel çalışma öncesi hazırlık safhasında deney motoru HCCI modda çalıştırılmış ve soğutma suyu sıcaklığının 70 °C'de, yağlama yağı sıcaklığının ise 60 °C'de sabitlendiği gözlenmiştir. Bu sıcaklıklar HCCI mod için çalışma sıcaklığı olarak kabul edilmiştir. Deney motoru başlangıçta buji ile ateşlemeli modda çalıştırılmıştır. Motor soğutma suyu çalışma sıcaklığına ulaştığında ateşleme sistemi kapatılarak HCCI yanma sağlanmıştır. HCCI modda çalışma sağlandıktan sonra kararlı bir çalışma için yağlama yağı ve soğutma suyu sıcaklıkları sabit tutulmuştur. Deneyler 800 min⁻¹ ile 1600 min⁻¹ motor hızları aralığında ve 40 °C, 60 °C, 80 °C ve 100 °C emme havası giriş sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Her emme havası giriş sıcaklığında sabit hava fazlalık katsayılarında deneyler gerçekleştirilebilmesi için kontrol panelinde yer alan yakıt ayar potansiyometresi kullanılmıştır. Emme havası giriş sıcaklığının artırılması ile volumetrik verim azalacağından emme manifolduna püskürtülecek yakıt miktarı da azaltılarak hava fazlalık katsayısı değerleri benzer deney şartlarında sabit tutulabilmiştir. Deneylerde araştırma oktan sayısı 20 (RON20) olan yakıt kullanılmıştır. RON20 %20 izooktan ile %80 n-heptan yakıtlarının karışımından meydana gelmektedir. Deney yakıtlarının bazı fiziksel ve kimyasal özellikleri Tablo 3'te görülmektedir.

Tablo 3. İzooktan ve n-heptan yakıtlarının bazı kimyasal ve fiziksel özellikleri (Anonymus, 2005)

	n-Heptan	İzooktan
RON	0	100
Kimyasal formül	C ₇ H ₁₆	C ₈ H ₁₈
Molar kütle (g/mol)	100,21	114,23
Yoğunluk (kg/m ³)	695	692
Kaynama noktası (K)	371	372,2-372,6
Alt ısıl değeri (kJ/kg)	44566	44310

Egzoz gazlarının analizinde SUN MGA 1500 marka emisyon ölçüm cihazı kullanılmıştır. Egzoz gazı analiz cihazı HC, CO, O₂, CO₂ ve NO emisyonlarını ve HFK

değerlerini ölçebilmektedir. Deneylerde kullanılan egzoz gazı analiz cihazının teknik özellikleri Tablo 4'de görülmektedir.

Tablo 4. Egzoz gaz analizörü teknik özellikleri

	Ölçme aralığı	Hassasiyet
CO (%)	0 - 14	0,001
HC (ppm)	0 - 9999	1
NO _x (ppm)	0 - 5000	1
CO ₂ (%)	0 - 20	0,1
O ₂ (%)	0 - 25	0,01
Lambda	0 - 4	0,001

Deney sonuçlarının doğruluğu ve belirsizlikler Tablo 5'de görülmektedir.

Tablo 5. Ölçülen doğruluklar ve hesaplanan belirsizlikler

Ölçüm		Belirsizlik (%)
Moment (Nm)	Belirsizlik	± 0,25
Yakıt akışı (g/h)	Belirsizlik	± 0,5
Yakıt tüketimi (g)	Doğruluk	± 0,1
Motor hızı (min ⁻¹)	Doğruluk	± 1
Silindir içi basınç (bar)	Doğruluk	± 0,5
Sıcaklık (°C)	Doğruluk	± 1

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 yayılım oranı, indike ortalama efektif basınç (İOEB), yanma başlangıcı, yanma süresi, ve termik verim hesaplanmıştır. Isı yayılım oranının belirlenebilmesi için termodinamiğin birinci yasasından faydalanılmıştır. Bu nedenle bir çevrim boyunca kütle ve gaz kaçakları ihmal edilmiştir. Silindirden silindir duvarına gerçekleşen ısı transferi, ısı yayılım oranını belirlemek için hesaplanmıştır. Krank açısına bağlı olarak ısı yayılım oranı Eş. 2 ile hesaplanmıştır.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{ısı}}{d\theta} \quad (2)$$

Burada dQ net ısı çıkışıdır, P ve V silindir basıncı ve silindir hacmidir. $d\theta$ krank açısının değişimi ve k özgül ısıların oranıdır. $\frac{dQ_{ısı}}{d\theta}$ ise silindirden silindir duvarına ısı transferini ifade etmektedir. Termik verim Eş. 3 ile hesaplanmıştır.

$$\eta_r = \frac{W_{net}}{\dot{m}_{izooktan} \times Q_{LHV izooktan} + \dot{m}_{n-heptan} \times Q_{LHV n-heptan}} \quad (3)$$

burada, W_{net} net işi, $\dot{m}_{izooktan}$ ve $\dot{m}_{n-heptan}$ izooktan ve n-heptanın çevrim başına yakıt tüketimini,

$Q_{LHV\ izook\ tan}$ ve $Q_{LHV\ n-hep\ tan}$ ise izooktan ve n-heptan yakıtlarının kalorifik değerlerini ifade etmektedir. Net iş Eş.4 ile hesaplanmıştır.

$$W_{net} = \int PdV \quad (4)$$

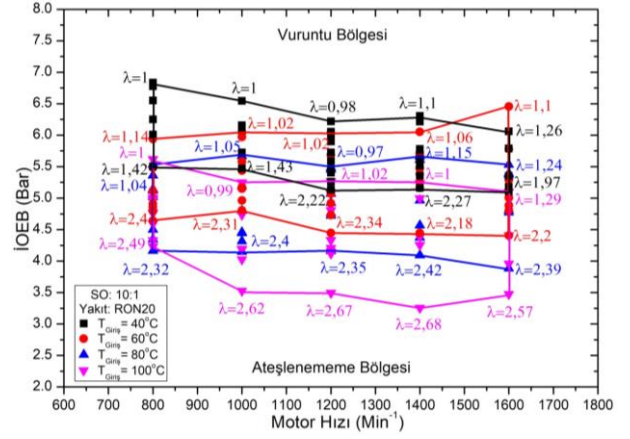
İOEB değerleri, silindir sayısına, silindir hacmine ve motor hızına bağlı olmadığından, motor veriminin belirlenmesinde temel bir parametre olarak kullanılabilir. İOEB işin kurs hacmine bölünmesi ile elde edilmektedir. İOEB Eş. 5'te görüldüğü gibi hesaplanmaktadır. Burada V_{kurs} kurs hacmini ifade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

$$imep = \frac{W_{net}}{V_{kurs}} \quad (5)$$

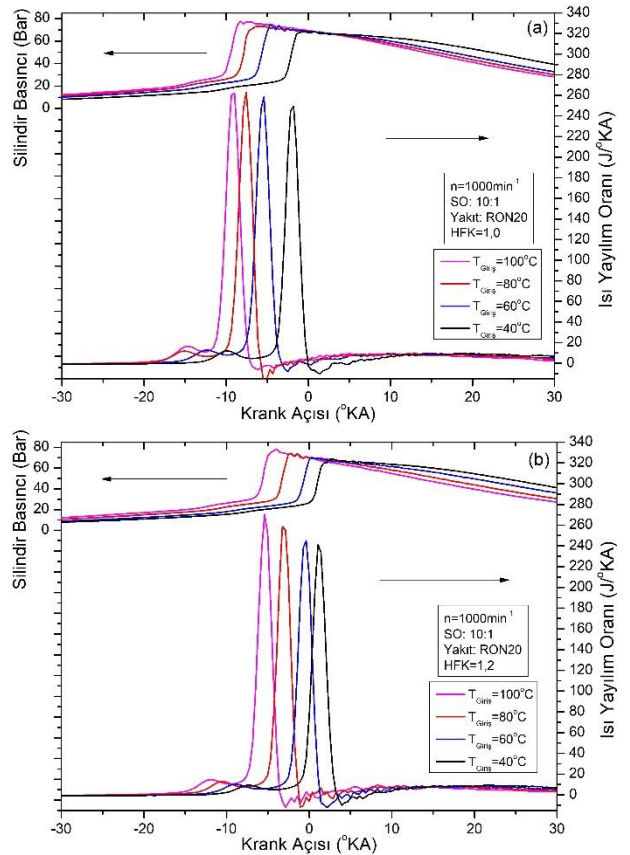
SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Şekil 5'de motor hızına bağlı olarak farklı emme havası giriş sıcaklıklarında İOEB ve hava fazlalık katsayısının (HFK) değişimi RON20 yakıtı kullanılarak incelenmiştir. RON20 yakıtı kullanılarak elde edilmiş sonuçlarda, düşük emme havası giriş sıcaklıklarında HFK çalışma aralığının sınırlı olduğu, giriş hava sıcaklığının artırılması ile daha fakir karışımlarda da HCCI yanmasının sağlandığı görülmektedir. Yüksek motor hızlarında hava/yakıt karışımının kendi kendine tutuşabilmesi için gerekli olan süre sağlanamadığından 1600 min⁻¹'in üzerindeki motor hızlarında HCCI yanma sağlanamamıştır. Karışımın zenginleşmesi HCCI yanmasının vuruntu sınırına yaklaşmasına sebep olurken, karışımın fakirleşmesi ise ateşlenememe bölgesine yaklaşmasına sebep olmaktadır. Düşük emme havası giriş sıcaklıklarında HCCI yanması daha zengin karışımlarda sağlanabilirken, giriş hava sıcaklığının artırılması ile silindir içi kimyasal reaksiyon hızı da artacağından zengin karışımlarda vuruntu meydana gelmiş ve çalışma aralığı daha fakir karışımlarda sağlanmıştır. Emme havası giriş sıcaklığının artırılması, silindir içerisinde yakıtın daha kolay buharlaşmasına neden olduğundan ve hareket eden molekül sayısını artırdığından HCCI yanma yüksek emme havası giriş sıcaklıklarında daha fakir karışımlarla sağlanabilmiştir. Emme havası giriş sıcaklığının artırılması ile silindir içerisine alınan havanın yoğunluğu ve buna bağlı olarak oksijen miktarı azalmaktadır. Bu sebeple sıcaklığın artması ile İOEB azalmaktadır. 800 min⁻¹'in altındaki motor hızlarında karışımın kinetik enerjisi azalmaktadır. Bu sebeple homojen karışım sağlanamamakta ve HCCI yanma başlayamamaktadır.

Şekil 6 (a)'da silindir basıncı ve ısı yayılım oranının farklı emme havası giriş sıcaklıklarında, motorun 1000 min⁻¹ hızında ve 1,0 HFK'da krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Şekil 6 (b)'de ise silindir basıncı ve ısı yayılım oranının farklı emme havası giriş sıcaklıklarında, motorun 1000 min⁻¹ hızında ve 1,2 HFK'da krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Şekil 6 (a)'da 40 °C emme havası giriş sıcaklığında maksimum silindir içi



Şekil 5. Farklı emme havası giriş sıcaklıklarında HCCI çalışma aralığı



Şekil 6. Krank açısına bağlı olarak 1,0 ve 1,2 HFK değerlerinde silindir basıncı ve ısı yayılım oranının değişimi

basıncı -2,88 °KMA'da 64,47 Bar iken, emme havası giriş sıcaklığının 100 °C yükseltilmesi ile maksimum silindir içi basınç -9,36 °KMA'da 77,64 Bar'a yükselmiştir. Şekil 6 (b)'de ise 40 °C emme havası giriş sıcaklığında maksimum silindir içi basınç 2,52 °KMA'da 65,13 Bar iken, emme havası giriş sıcaklığının 100 °C yükseltilmesi ile maksimum silindir içi basınç -6,3 °KMA'da 78,44 Bar'a yükselmiştir. Her iki şekilde de görüldüğü gibi emme havası giriş sıcaklığının artması maksimum silindir içi basıncın artmasına sebep olmuş ve maksimum silindir içi basıncın daha erken bir krank açısında olduğu görülmüştür. Emme havası giriş sıcaklığının artması ile birlikte dolgu içerisindeki hareket eden moleküllerin sayısı artmakta ve bu durum moleküllerin

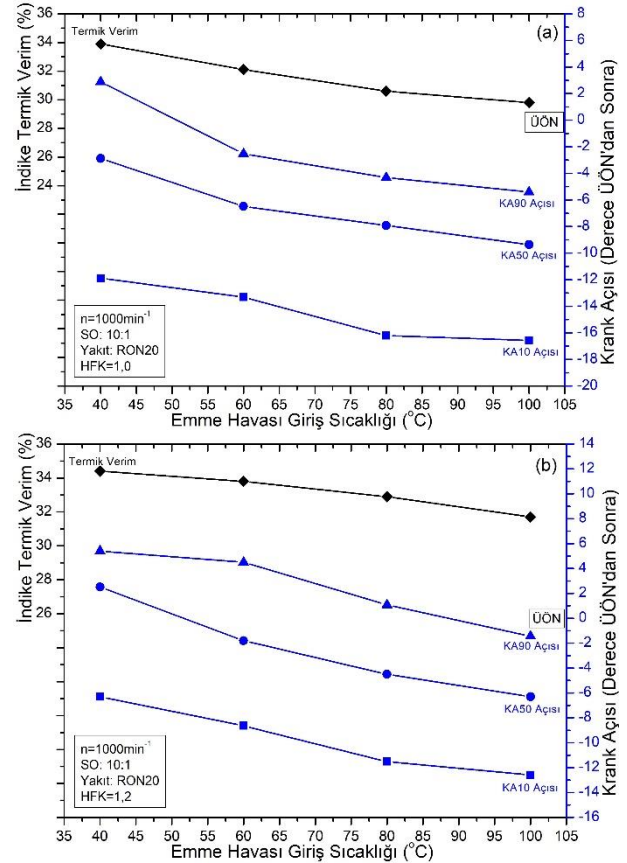
çarpışma olasılığını daha da artırmaktadır. Moleküllerin daha fazla çarpışması kimyasal reaksiyon hızını artırarak yakıtın daha kolay buharlaşmasına ve okside olmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle emme havası giriş sıcaklığının artırılması yanma başlangıcını avansa almaktadır (Zhang vd, 2011; Heywood, 1998; Çınar vd, 2016, Çınar vd, 2015; Putrasari vd, 2017).

Şekil 7-a ve Şekil 7-b'de indike termik verim, KA10, KA50 ve KA90 ifadelerinin 1,0 ve 1,2 HFK'da emme havası giriş sıcaklığına bağlı değişimi görülmektedir. Emme havası giriş sıcaklığının artması ile kümülatif ısı yayılımının %10, %50 ve %90'ının daha erken krank açılarındaki çıkışı görülmektedir. Emme havası giriş sıcaklığının artması volumetrik verimi etkilediği için termik verimin de düşmesine sebep olmaktadır (Çınar vd, 2015; Putrasari vd, 2017; Natarajan vd, 2017; Li vd, 2017). Emme havası giriş sıcaklığının artırılması yakıtın daha kolay buharlaşmasıyla erken krank açılarındaki yanmaya başlaması neticesinde KA50 açısının ÜÖN'dan önce bir krank açısında olmasına sebep olmaktadır. Yanma safhasının %50'sinin sıkıştırma zamanı boyunca devam etmesi piston üzerindeki net işi azalttığından termik verimin de düşmesine sebep olmaktadır. Ayrıca emme havası giriş sıcaklığının yüksek olması yanma sonunda silindir içi gazların da sıcaklığını yükselttiğinden, silindir duvarlarından gerçekleşen ısı kayıpları da termik verimin bir miktar düşmesine sebep olmaktadır.

En yüksek termik verim HFK'nın 1,0 ve 1,2 olduğu ve emme havası giriş sıcaklığının 40° C kaydedildiği şartlarda sırası ile %33,95 ve %34,3 olarak kaydedilmiştir. Aynı şartlar altında KA50 açısı ise sırasıyla -3,24° ve 1,8 °KMA'da meydana gelmiştir. KA50 açısının piston ÜÖN'ya ulaşmadan gerçekleşmesi, silindir içerisinde daha fazla enerji sürülen HFK'nın 1,0 olduğu şartlarda termik verimin düşük seviyede kalmasına neden olmuştur. Karışım bir miktar fakirleşse dahi HFK'nın 1,2 olduğu şartlarda en yüksek termik verim kaydedilmiştir. Emme havası giriş sıcaklığının artırılması ile KA50 açısının ÜÖN'dan sonra gerçekleşmesi termik verimin azalmasına neden olmuştur. HFK'nın 1,0 olduğu şartlarda 60, 80 ve 100° giriş sıcaklıklarında KA50 açısı sırası ile -7,2, -7,92 ve -9,36 °KMA'da gerçekleşirken bu şartlar altında termik verim sırası ile %32,1, %30,4 ve %29,7 olarak kaydedilmiştir. Benzer durum HFK'nın 1,2 olduğu şartlar incelendiğinde KA50 açısı sırası ile -1,8, -4,32 ve -6,12 °KMA'da gerçekleşmiştir. Bu şartlar altında termik verim ise sırası ile %33,85, %32,9 ve %31,62 olarak kaydedilmiştir. Şekil 7-a ve Şekil 7-b kıyaslandığında fakir karışımlı HCCI yanmasında KA50 açısının ÜÖN'dan sonra meydana gelmesi termik verimin bir miktar daha fazla olmasına neden olmuştur.

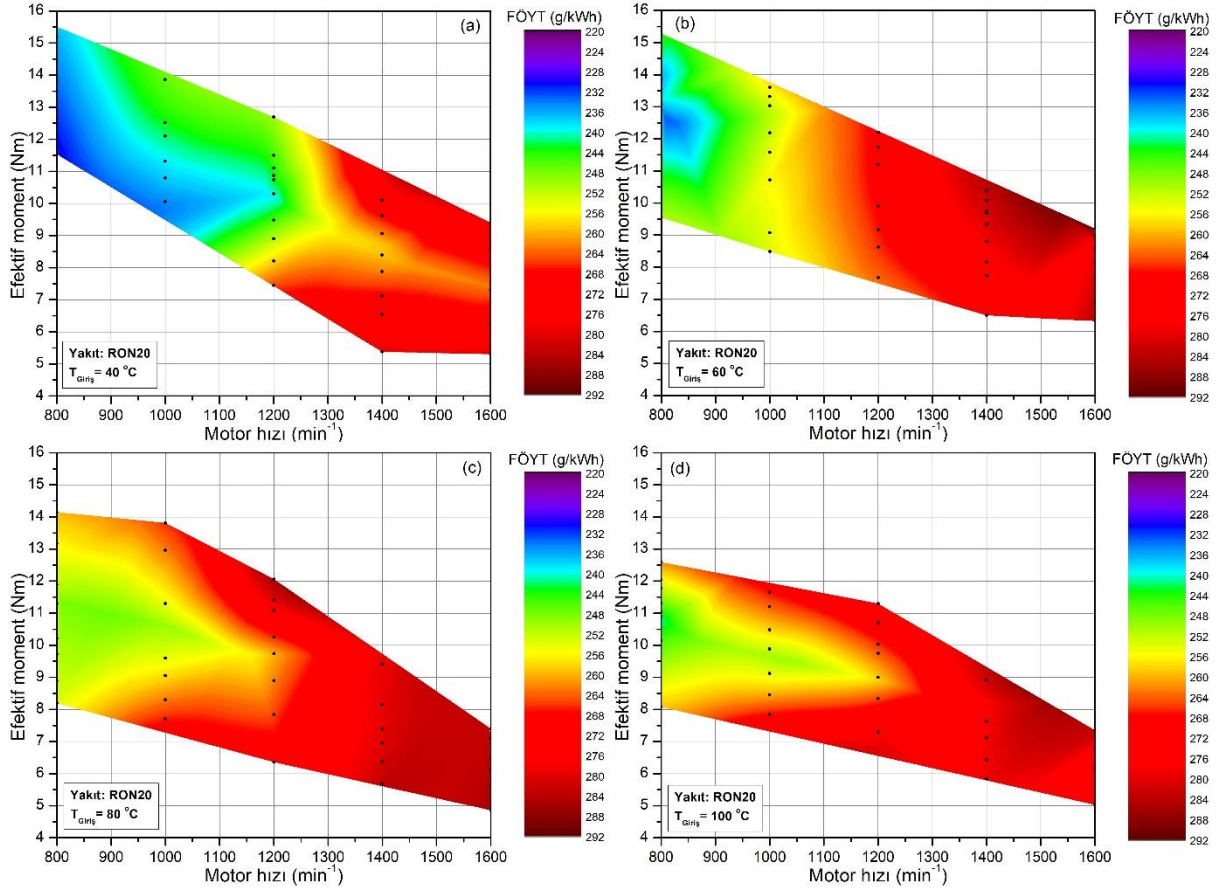
Giriş hava sıcaklığının artırılması ile yanma başlangıcı da kontrol edilebilmektedir. KA10 ifadesi kümülatif ısı yayılımının %10'unun gerçekleştiği krank açısını ifade etmektedir ve literatürde yanma başlangıcı olarak kabul

edilmektedir (Çınar vd, 2015). Şekil 7-a ve 7-b beraber incelendiğinde giriş hava sıcaklığının artırılması ile yanmanın daha erken krank açılarındaki başladığı görülmektedir. HFK'nın 1,0 olduğu şartlarda 40, 60, 80 ve 100° giriş sıcaklıklarında KA10 açısı sırası ile -12,24, -13,32, -16,2 ve -16,56 °KMA'da meydana gelmektedir. Karışımın bir miktar fakirleştirilmesi durumunda ise aynı şartlar altında KA10 sırası ile -6,12, -8,64, -11,88 ve -12,24 °KMA'da meydana gelmiştir. Karışımın fakirleşmesi yanma başlangıcının ÜÖN'ya yaklaştığını göstermektedir.



Şekil 7. HCCI yanmasında indike termik verim, KA10, KA50 ve KA90'ın değişimi

Şekil 8 a-b-c ve d'de farklı emme havası giriş sıcaklıklarında fren özgül yakıt tüketimi (FÖYT) haritaları görülmektedir. x, y eksenleri ve FÖYT renkli sütunu haritaların netliğini ve anlaşılmasını artırmak için aynı ölçekte tutulmuştur. Her bir haritanın üst çizgisi vuruntu sınırı ile ve alt çizgisi tekleme sınırı ile sınırlanmıştır. Şekil 8 a'da görüldüğü üzere en geniş çalışma aralığı ve minimum FÖYT'nin 239.51 g/kWh olduğu 40 °C giriş hava sıcaklığında elde edilmiştir. Giriş hava sıcaklığının artırılmasıyla FÖYT artış göstermiş ve vuruntuya bağlı olarak çalışma aralığı daralmıştır. Giriş hava sıcaklığının artırılması yakıtın hızlı bir şekilde buharlaşmasına neden olmuş ve vuruntuyu artırmıştır.



Şekil 8. Fren özgül yakıt tüketimi haritaları

Bu haritalar motorun çalışma aralığının yanı sıra çalışma koşulları hakkında FÖYT bilgilerini de içermektedir. Bu nedenle buji ile ateşlemeli HCCI veya HCCI buji ile ateşlemeli motora geçişin kontrol edilebilmesi için bu haritalardan faydalanılabilir. FÖYT haritaları hibrit motor kontrolünün modellenmesi veya uygulanmasında kullanılabilir.

Şekil 9'da CO, HC ve NO_x emisyonlarının emme havası giriş sıcaklığına bağlı değişimi görülmektedir. Şekil 9-a ve Şekil 9-b'de görüldüğü gibi CO ve HC emisyonları her iki HFK değerinde de emme havası giriş sıcaklığının artmasıyla beraber azalma göstermektedir. HCCI motorlarda yanma sonucunda silindir içi gazların sıcaklığı buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorlara göre oldukça düşük seviyelerde olmaktadır. Bu sebeple emme havası giriş sıcaklığının yükseltilmediği ya da az ısıtıldığı durumlarda silindir içi reaksiyon hızı düşük olmakta, yanma sonu açığa çıkan ısı enerjisi düşük seviyelerde olmakta ve buna bağlı olarak CO ve HC emisyonları artış göstermektedir. Emme havasının ısıtılmasıyla beraber silindir içi gazların yanma sonu sıcaklıkları artış göstermekte ve bu durum reaksiyon hızını da artırmaktadır. Yanma sonunda açığa çıkan yüksek sıcaklık HC emisyonlarını azalttığı gibi CO'nun CO₂'ye dönüşümünü gerçekleştirecek şartların da oluşmasını sağlamaktadır. HFK'nın 1,0 olduğu zengin karışımda yanma sonu gaz sıcaklıkları yüksek olmakta ve silindir içinde yer alan yakıtın tutuşmasını kolaylaştırmaktadır. HFK'nın 1,2 olduğu fakir karışımlarda ise yanma sonu silindir içi gazların sıcaklığı

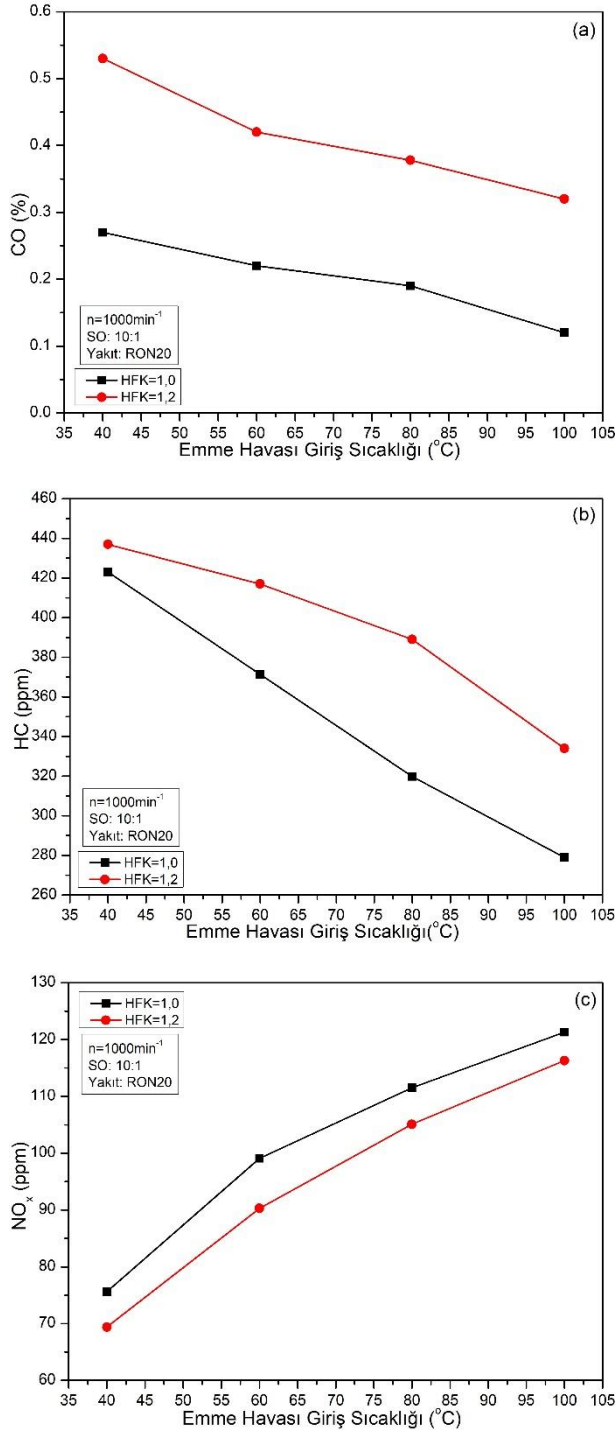
düşük olmaktadır. Bu durum fakir karışimli HCCI yanmasında CO ve HC emisyonlarının zengin karışımlara göre daha yüksek olmasına sebep olmaktadır.

Şekil 9-a incelendiğinde karışımın fakirleşmesi ile tüm giriş hava sıcaklıklarında CO emisyonlarının kötüleştiği görülmektedir. CO emisyonları HFK'nın 1,2 olduğu şartlarda HFK 1,0'a göre tüm giriş sıcaklıklarında ortalama %54,39 kötüleşmiştir.

Şekil 9-b incelendiğinde karışımın fakirleşmesi ile tüm giriş hava sıcaklıklarında HC emisyonlarının kötüleştiği görülmektedir. HC emisyonları HFK'nın 1,2 olduğu şartlarda HFK 1,0'a göre tüm giriş sıcaklıklarında ortalama %12,89 kötüleşmiştir.

Şekil 9-c'de NO_x emisyonlarının emme havası giriş sıcaklığına bağlı değişimi görülmektedir. NO_x emisyonlarının oluşması silindir içi gaz sıcaklığına bağlıdır. Silindir içi gazların sıcaklığı 1800 K'i aştığı durumlarda havanın içinde yer alan N ve O atomları reaksiyona girmekte ve NO_x emisyonları oluşmaktadır. Emme havası giriş sıcaklığının düşük olduğu durumlarda yanma sonu gazların sıcaklığı da düşük olmakta ve NO_x emisyonları düşük seviyelerde açığa çıkmaktadır. Emme havası giriş sıcaklığı arttıkça silindir içi yanma şartları iyileşmekte ve yanma sonucu daha yüksek sıcaklıkta gazlar açığa çıkmaktadır. Bu durum NO_x emisyonlarının artmasına neden olmaktadır. HFK'nın 1,0 olduğu zengin karışımlarda, HFK'nın 1,2 olduğu fakir karışımlara göre silindir içersine daha fazla enerji sürülmesi yanma sonu

silindir içi gaz sıcaklıklarının daha yüksek olmasına neden olacağından NO_x emisyonları da daha fazla açığa çıkmaktadır.



Şekil 9. CO, HC ve NO_x emisyonlarının değişimi

Şekil 9-c incelendiğinde HFK'nın 1,2 olduğu şartlarda yanma sonu sıcaklıkları da düşük olacağından HFK 1,0'a göre NO_x emisyonları iyileşmiştir. Bu iyileşme tüm giriş hava sıcaklıklarında ortalama %7,24 olarak gerçekleşmiştir.

SONUÇLAR

Bu çalışma dört zamanlı, tek silindirli, benzinli motordan HCCI motora dönüşümü gerçekleştirilmiş Ricardo Hydra deney motorunda, RON20 yakıtı kullanımında, emme havası giriş sıcaklığının HCCI yanması üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. HCCI motorun çalışma aralığının belirleyebilmek için 800 min⁻¹'den 1600 min⁻¹ motor hızı aralığında, 40 °C, 60 °C, 80 °C ve 100 °C emme havası giriş sıcaklıklarında farklı HFK değerlerinde deneyler yapılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda HCCI motorunun çalışması ile ilgili şu sonuçlar elde edilmiştir;

1. Emme havası giriş sıcaklığının artması ile motorun çalışma aralığının genişleyerek daha fakir karışımlarda HCCI yanmasının elde edilebildiği görülmüştür. En geniş çalışma aralığı emme havası giriş sıcaklığının 100 °C olduğu çalışma şartlarında elde edilmiştir.

2. Emme havası giriş sıcaklıklarının yükselmesi ile HCCI yanmasında oluşan düşük ve yüksek sıcaklık yanmalarının avansa alındığı ve çok yüksek emme havası sıcaklıklarında yanma aşamasının büyük bir bölümünün ÜÖN'dan önce gerçekleştiği belirlenmiştir.

3. HFK'nın 1,0 olduğu zengin karışımda yanma başlangıcının ve KA50 ifadesinin avansa alınmasından ve bu açıların ÜÖN'dan önce gerçekleşmesinden dolayı termik verimin düştüğü tespit edilmiştir.

4. KA50 ifadesinin 40 °C emme havası giriş sıcaklığında ÜÖN'ya yakın olması en yüksek termik verim ve efektif momentin her iki HFK değerinde de bu şartlar altında elde edilmesini sağlamıştır.

5. Emme havası giriş sıcaklığının artması silindir içerisine alınan karışımın yoğunluğunu azalttığından volumetrik verim düşmüş ve buna bağlı olarak efektif momentin de düşmesine sebep olduğu tespit edilmiştir.

6. CO ve HC emisyonları HCCI motorlarda yanma sonu ürünleri olarak birbirini direkt olarak etkilemektedir. Yanmanın iyileşmesiyle HC ve CO emisyonları beraber azalırken, yanma şartlarının kötüleşmesiyle beraber artış göstermektedirler. Bu çalışmada emme havası giriş sıcaklığının artması ile silindir içi kimyasal reaksiyonlar hızlanmış ve bu sebeple CO ve HC emisyonlarının beraber azalmasına sebep olmuştur.

7. NO_x emisyonları yanma sonucunda silindir içi gazların sıcaklığına bağlı olarak değişiklik gösteren bir emisyon türüdür. Yanma sonu sıcaklıkların 1800 K'i aşması NO_x oluşumunda artışa sebep olmaktadır. Bu çalışmada emme havası giriş sıcaklığının artırılması yanmayı da iyileştirmiş ve buna bağlı olarak NO_x emisyonlarının da artmasına sebep olmuştur.

8. HCCI motorların en temel problemi yanma başlangıcının kontrolünün oldukça zor olmasıdır. HCCI motorlarda silindirlerde yanma başlangıcını kontrol edebilenin farklı yöntemleri vardır ve bunlardan birisi

de emme havası giriş sıcaklığının artırılmasıdır. Emme manifoldlarına yerleştirilecek elektrikli tip ısıtıcı rezistanslar anlık olarak hızlı bir şekilde giriş hava sıcaklıklarını kontrol edemeyeceği düşünülmektedir. Bunun yerine günümüz motorlarında aktif olarak kullanılan EGR (exhaust gas recirculation) supabı ile silindir içinde bir miktar art egzoz gazı bırakılarak bir sonraki çevrimde içeri alınan taze karışım ısıtılabilir.

9. Literatürde farklı emme havası giriş sıcaklıklarında ve farklı oktan sayılarına sahip yakıtlarla yapılan çalışmaların sonuçları bu çalışma ile mukayese edildiğinde sonuçlar birbirini desteklemektedir. Zhang ve ark. 2014 yılında n-heptan yakıtı ile 30 °C, 50 °C ve 70 °C emme havası giriş sıcaklıklarında yapmış oldukları çalışmada giriş hava sıcaklığının artırılması HCCI çalışma aralığının genişlemesine ancak ısınan giriş hava sıcaklığının genişlemesiyle volümetrik verimin düşmesiyle İOEB değerlerinin de azaldığını tespit etmişlerdir (Zhang vd, 2017).

10. Yine literatürde Maurya ve ark. ethanol yakıtı kullanılarak emme havası giriş sıcaklığının ve hava/yakıt oranının HCCI yanma üzerine etkilerini incelemişlerdir. Bu çalışmada giriş hava sıcaklığı 120 °C, 140 °C ve 160 °C olarak belirlenmiştir. Elde ettikleri sonuçlara göre giriş hava sıcaklığının artmasıyla silindir içi maksimum basınç artış gösterip bir miktar avansa alınmıştır. Aynı zamanda giriş hava sıcaklığının artması İOEB'in azalmasına yol açmıştır (Maurya ve Agarwal, 2011). Gerçekleştirilen bu çalışmada sonuçlar literatürle benzerlik göstermiştir. Emme havası giriş sıcaklığının artışıyla silindir içi maksimum basınç da artma yönündedir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (Proje kodu: 07/2016-04) tarafından desteklenmiştir.

KAYNAKLAR

A report to the US Congress, 2001, Homogeneous charge compression ignition (HCCI) technology., Energy Efficiency and Renewable Energy Office of Transportation Technologies, U.S. Department of Energy.

Anonymous, 2005, 2,2,4-2-2-4 Trimethylpentane-compound summary, PubChem Compound. USA: National Center for Biotechnology Information 26 March Identification and Related Records, (Retrieved March 2012).

Baumgartner C., 2009, Mixture formation in internal combustion engines, Springer, Heat and Mass transfer series, Berlin, 253-278.

Christensen M., Johansson B., 2000, Influence of mixture quality on homogenous charge compression ignition. SAE Technical Paper, 2000-01-2454.

Çınar C., Uyumaz, A., Solmaz H., Şahin F., Polat S., Yılmaz E., 2015, Effects of intake air temperature on combustion, performance and emission characteristics of a HCCI engine fueled with the blends of 20% n-heptane and 80% isooctane fuels. Fuel Processing Technologies, 130: 275-281.

Çınar C., Uyumaz, A., Solmaz H., Tolgöl T., 2015, Effects of valve lift on the combustion and emissions of a HCCI gasoline engine. Energy Conversion and Management, 94: 159-168.

Çınar C., Uyumaz, A., Polat S., Yılmaz E., Can Ö., Solmaz H., 2016, Combustion and performance characteristics of an HCCI engine utilizing trapped residual gas via reduced valve lift. Applied Thermal Engineering, 100: 586-594.

Hatim M., 2008, Experimental validation of a kinetic multi-component mechanism in a wide HCCI engine operating range for mixtures of n-heptane, iso-octane and toluene: Influence of EGR parameters. Energy Conversion and Management, 49: 2956-2965.

He B.Q., Liu M.B., Yuan J., Zhao H., 2013, Combustion and emission characteristics of a HCCI engine fuelled with n-butanol-gasoline blends. Fuel, 108: 668-674.

Heywood, J.B., 1998, Internal combustion engines fundamentals (First edition). New York: McGraw-Hill, 503,506.

Hwang W., Dec J., Sjöberg M., 2008, Spectroscopic and chemical-kinetic analysis of the phases of HCCI autoignition and combustion for single- and two-stage ignition fuels. Combustion and Flame, 154: 387-409.

Intenan S., Varman M., Masjuki H.H., Kalam M.A., Sajjad H., Arbab M.I., 2014, Impact of low temperature combustion attaining strategies on diesel engine emissions for diesel and biodiesels: a review. Energy Conversion and Management, 80: 329-356.

Kaiser E.W., Yang J., Culp T., Xu N., Maricq M.M., 2002, Homogeneous charge compression ignition engine -out emissions- does flame propagation occur in homogeneous compression ignition. International Journal of Engine Research 3, 185-195.

Li G., Zhang C., Zhou J., 2017, Study on the knock tendency and cyclical variations of a HCCI engine fueled with n-butanol/n-heptane blends, Energy Conversion and Management, 133: 548-557

Lu X., Hou Y., Zu L., Huang Z., 2006, Experimental study on the auto ignition and combustion characteristics in the homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion operation with ethanol/n-heptane blend fuel by port injection. Fuel, 85: 2622-2631.

Maurya, R.K., Agarwal, A.K., 2011, Experimental Investigation On The Effect Of Intake Air Temperature

- and Air–Fuel Ratio On Cycle-To-Cycle Variations Of HCCI Combustion and Performance Parameters. *Applied Energy*, 88: 1153-1163.
- Maurya, R.K., Agarwal, A.K., 2011, Experimental study of combustion and emission characteristics of ethanol fuelled port injected homogenous charge compression ignition (HCCI) combustion engine. *Applied Energy*, 88: 1169-1180.
- Miguel T.G., Francisco J.J.A., Tomas S.L., 2009, Experimental study of the performances of a modified diesel engine operating in homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion mode versus the original diesel combustion mode. *Energy*, 34: 159-171.
- Natarajan S., Kumar M.A., Sundareswaran A.U.M., 2017, Computational analysis of an early direct injected HCCI engine using bio ethanol and diesel blends as fuel. *Energy Procedia*, 350-357.
- Nathan S.S., Mallikarjuna J.M., Ramesh A., 2010, Effects of charge temperature and exhaust gas recirculation on combustion and emission characteristics of an acetylene fuelled HCCI engine. *Fuel*, 89(2): 515-521.
- Onishi S., Jo S.H., Shoda K., Jo P.D., Kato S., 1979, Active thermo-atmosphere combustion (ATAC) – a new combustion process for internal combustion engines. SAE paper No. 790501.
- Persson H., Agrell M., Olsson J.O., Johansson B., Ström H., 2004, The effect of intake temperature on HCCI operation using negative valve overlap. SAE paper no: 010944.
- Putrasari Y., Jamsran N., Lim O., 2017, An investigation DME HCCI autoignition under EGR and boosted operation. *Fuel*, 200: 447-457.
- Saisirirat P., Togbe C., Chanchaona S., Foucher F., Mounaim-Rousselle C., Dagaut P., 2011, Auto-ignition and combustion characteristics in HCCI and JSR using 1-butanol/ n-heptane and ethanol/n-heptane blends. *Proceedings of the Combustion Institute*, 33: 3007–3014.
- Saxena S., Bedoya I.D., 2013, Fundamental phenomena affecting low temperature combustion and HCCI engines, high load limits and strategies for extending these limits. *Progress in Energy and Combustion Science*, 39: 457–488.
- Seref S., 2005, Examination of combustion characteristics and phasing strategies of a natural gas HCCI engine. *Energy Conversion and Management*, 46: 101-119.
- Uyumaz A., Solmaz H., Yılmaz E., Yamık H., Polat S., 2014, Experimental examination of the effects of military aviation fuel JP-8 and biodiesel fuel blends on the engine performance, exhaust emissions and combustion in a direct injection engine. *Fuel Processing Technology*, 128: 158–165.
- Yang J., Culp T., Kenney T., 2002, Development of a gasoline engine system using HCCI technology. The concept and the test results [J]. SAE Paper No. 012832.
- Yang J., Kenney T., 2002, Some concept of DISI engine for high fuel efficiency and low emissions. SAE Paper No. 012747.
- Yao M., Zheng Z., Zhang B., Chen Z., 2004, The effect of PRF fuel octane number on HCCI operation. SAE Paper No. 012292.
- Yao M., Zheng Z., Liu H., 2009, Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 35(5): 398-437.
- Zhang C.H., Gnanaprakash G., Sobiesiak A., 2007, Experimental study and analysis on HCCI combustion of iso-octane, ethanol and their blend. *Transactions of CSICE*, 25(5): 414-421.
- Zhang C.H., Pan J.R., Tong J.J., Li J., 2011, Effects of intake temperature and excessive air coefficient on combustion characteristics and emissions of HCCI combustion. *Procedia Environmental Sciences*, 11: 1119-1127.
- Zhang C.H., Xue L., Wang J., 2017, Experimental study of the influence of λ and intake temperature on combustion characteristics in an HCCI engine fueled with n-heptane. *Journal of the Energy Institute*, 87(2): 175-182.
- Zhao H., 2007, HCCI and CAI engines for the automotive industry. Woodhead Publishing Limited, London, 78-118.
- Zheng J., Yang W., Miller D.L., Cernansky N.P., 2002, A skeletal chemical kinetic model for the HCCI combustion process. SAE Technical Paper, 2002-01-0423.