

BUJİ ATEŞLEMELİ HİDROJEN MOTORUNDA KARIŞIM ORANI VE ATEŞLEME AVANSININ MOTOR PERFORMANSINA VE ÇEVİRİMLER ARASI FARKA ETKİSİNİN DENEYSEL ARAŞTIRILMASI

Habib GÜRBÜZ*, **Diğer BURAN****, **İsmail Hakkı AKÇAY***

*Süleyman Demirel Üniversitesi, Müh.-Mim. Fak., Makine Mühendisliği Bölümü, 32260, Isparta

**Dumlupınar Üniversitesi, Simav Teknik Eğitim Fak., Makine Eğitimi Bölümü, 43500, Kütahya

hgurbuz@sdu.edu.tr, dburan@dumlupinar.edu.tr, akcay@mmf.sdu.edu.tr

(Geliş/Received: 24.03.2010; Kabul/Accepted: 04.10.2010)

ÖZET

Bu çalışmada, yakıt olarak hidrojeni kullanan buji ateşlemeli bir motorda ekivalans oranı ve ateşleme avansının motor performansına ve çevrimler arası farka etkisi araştırılmıştır. Çalışmada; tek silindirli, 4 zamanlı, L tipi silindir kafasına sahip buji ateşlemeli bir motor kullanılmıştır. Motor 1500 d/d sabit devirde, iki farklı yakıt-hava ekivalans oranında ($\phi = 0,3$ ve $\phi = 0,6$) ve farklı ateşleme avanslarında çalıştırılmıştır. Motor performans parametrelerinin tespitinde silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişim verileri kullanılmıştır. Basınç verilerinin analizi neticesinde ortalama indike basınç, indike motor gücü, indike motor momenti, indike termik verim, indike özgül yakıt tüketimi ve yanmış kütle oranı değerleri hesaplanmıştır.

Elde edilen sonuçlar, fakir karışım halinde yakıt-hava oranının artmasıyla, volümetrik verim ve indike termik verimdeki azalmaya rağmen, indike motor gücünün arttığı ve aynı zamanda çevrimler arası farkın azaldığını göstermiştir. Çevrimler arası farkın ise, büyük oranda alev gelişim açısından kaynaklandığı tespit edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Hidrojen, Hava-yakıt oranı, Ateşleme avansı, Motor Performansı, Çevrimler arası fark.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF SPARK ADVANCE AND AIR-FUEL RATIO EFFECTS ON ENGINE PERFORMANCE AND CYCLIC VARIATION IN HYDROGEN FUELED SPARK IGNITION ENGINE

ABSTRACT

In this study, effects of spark advance and air-fuel ratio on engine performance and cyclic variation in a hydrogen fueled spark ignition engine were investigated. A four stroke, single cylinder spark ignition engine having an L type cylinder head, was used. The engine was operated at constant speed of 1500 rpm, at two different fuel-air equivalence ratio and at various ignition timing conditions. In cylinder pressure data were used for prediction of engine performance parameters. Mean indicated pressure, indicated power, indicated torque, indicated efficiency, indicated specific fuel consumption and mass fraction burned values were calculated from the analysis of pressure data.

The predicted results were showed that an increase in fuel-air equivalence ratio at lean conditions was resulted in a decrease in both volumetric and indicated efficiency and an increase of engine power as well as a decrease in cyclic variation. It was also found that the cyclic variations were originated mostly from flame development angle.

Keywords: Hydrogen, Air-fuel ratio, Ignition timing, Engine performance, Cyclic variation.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Hidrojen, içten yanmalı motor yakıtı olarak yakılmasıyla doğrudan kullanılabilirliği gibi, yakıt pili kullanan araçlarda da enerji kaynağı olarak kullanılabilir. Ancak enerji politikası uzmanlarına göre; önümüzdeki birkaç on yıl için taşımacılık sektöründe hidrojenin içten yanmalı motorlarda yakıt olarak kullanımı daha büyük bir olasılığa sahiptir [1]. Çünkü çevrim kayıplarına rağmen içten yanmalı motorların güç-ağırlık oranları yakıt pili ile çalışan veya batarya ile güçlendirilmiş araçlardan daha fazladır [2]. Ayrıca mevcut bir motorun kolaylıkla hidrojenle çalışır hale getirebilir olması nedeniyle, hidrojenin yakıt olarak içten yanmalı motorlarda kullanılması en basit yöntem olarak görülmektedir [3, 4]. Hidrojen, doğal gaz, petrol ve kömür gibi fosil kökenli yakıtların kısmi oksidasyonu veya buhar ıslahı yoluyla üretilir. Hidrojen üretiminde kullanılan bu tip üretim yöntemleri, CO ve CO₂ gibi karbon bileşiklerinin oluşumunu beraberinde getirmektedir [5]. Üretilen hidrojen herhangi bir arıtma işlemine tabi tutulmaksızın içten yanmalı motor yakıtı olarak kullanılabilir. Bu nedenle üretilen hidrojenin toplam satış fiyatı, özellikle ihtiyaç duyulan benzinin ithal edildiği bölgelerde benzinin perakende satış fiyatı ile neredeyse rekabet edebilir durumdadır [6]. Hidrojeni taşıtlarda; yüksek basınçlı tanklarda sıkıştırılmış gaz halinde depolanmış halde, çeşitli metal hidritlerde depolanmış halde ve kriyojenik sıvı olarak depolanmış halde yakıt olarak taşımak mümkündür [7]. Hidrojenin geniş alevlenme limiti, bir gaz keleşliği olmaksızın motorun çalışmasını mümkün kılmaktadır [3, 8]. Bu durum pompalama kayıplarının azalmasına ve motorun kısmi yüklerde çalışması durumunda termik verimin artmasına neden olmaktadır. Hidrojenin yüksek yanma hızı, yanmanın neredeyse sabit hacimde tamamlanmasını sağlamaktadır. Bu durum termodinamik açıdan iyi bir yanmayı temsil etmektedir. Hidrojenin kendi kendine tutuşma sıcaklığının oldukça yüksek olması, son gaz bölgesinde kendi kendine tutuşma olmaksızın, motorun kısmen yüksek sıkıştırma oranında çalışmasını mümkün kılmaktadır. Kısmen artırılabilen sıkıştırma oranı motorun termik verimi ve gücünün artmasına sebep olacaktır. Hidrojenin düşük ateşleme enerjisi ise, geri tepme olarak adlandırılan ve emme manifoldu içerisindeki hava-yakıt karışımında sıcak noktaların oluşmasına sebep olmaktadır [9]. Hidrojen, buji ateşlemeli motorlarda karbüratörlü ya da enjeksiyonlu yakıt sistemi ile tek yakıt olarak kullanılabilir [10]. Genel olarak hidrojen, emme zamanının başlangıcından sonra emme manifoldu içerisine sürekli veya zamanlanmış enjeksiyon şeklinde enjekte edilir [11]. Emme manifolduna hidrojenin sürekli enjeksiyonu istenmeyen yanma problemlerine sebep olur [12]. Fakat zamanlanmış enjeksiyon yöntemi, hidrojenin içten yanmalı motorlarda kullanımının sağlanmasında iyi bir

yöntemdir [4]. Manifolddan enjeksiyon yöntemi; yüksek motor verimi, geniş fakir karışım çalışma aralığı, düşük çevrimler arası fark ve düşük NO_x emisyonu sunmaktadır [13,14 ve 15]. Fakat hidrojenin manifolddan enjeksiyonu, özellikle zengin karışımlarda, erken ateşleme ve geri tepme olasılığını artırmak gibi ciddi problemlere sahiptir [16]. Manifolddan enjeksiyonlu bir hidrojen motorunda, optimum ateşleme avansı ve stokiometrik çalışma koşullarında, volümetrik verimin azalmasından dolayı benzine oranla teorik güç % 15 oranında azalmaktadır [17]. Hidrojenin ateşlenmesi için gerekli minimum enerji miktarı yalnızca 0,02 mJ'dür ve bu hidrojen motoruna fakir karışımda iyi bir çalışma ve anında ateşleme imkanı sağlamaktadır [18]. Tablo 1'de 1 atm basınç ve 300 K'de hidrojenin özellikleri verilmiştir.

Tablo 1. 1 atm ve 300 K'de H₂'nin özellikleri [19].
(H₂ properties in 1atm and 300 K)

Özellik	Hidrojen
Moleküler ağırlık (g/mol)	2,016
Yoğunluk(kg/m ³)	0,08
Hava içerisinde yayılma hızı (cm ² /s)	0,61
Minimum ateşleme enerjisi (mJ)	0,02
Minimum sönmeye mesafesi (mm)	0,64
Hava içerisindeki alevlenme limiti (% vol)	4-75
Alevlenme limiti (φ)	0,1-7,1
Alt ısı değeri (MJ/kg)	120
Üst ısı değeri (MJ/kg)	142
Stokiometrik H/Y oranı (kg/kg)	34,2
Stokiometrik H/Y oranı (kmol/kmol)	2,387

Hidrojenin bu özelliklerinden dolayı, stokiometrik karışımlara yakın karışım oranlarında motorun çalışması için erken ateşleme, önemli bir sınırlamadır. Yakıt olarak benzini kullanan buji ateşlemeli motorlarda güç, vuruşu oluşumu tarafından sınırlandırılırken, yakıt olarak hidrojeni kullanan buji ateşlemeli motorlarda güç, ayrıca erken ateşleme ile de sınırlandırılır [20]. Hidrojenle çalışan buji ateşlemeli motorlarda; vuruşu, erken ateşleme ve geri tepme olmak üzere üç anormal yanma rejimi bulunmaktadır [21]. İçten yanmalı motorlarda yakıttan alınan performansın artırılması, yakıt tüketimi ve emisyon miktarının azaltılmasında, çok iyi analiz edilmesi gereken olayların başında, silindir içinde yanma esnasında gerçekleşen olaylar ve bu olaylara etken durumların incelenmesi gelmektedir. Yanma olayının analizinde kullanılan önemli veri kaynağı, silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişim verileridir. Silindir içi gazın basıncı, sıcaklığı ve yoğunluğu, piston hareketi sebebi ile hacimdeki değişimin bir sonucu olarak değişir. Yanma esnasında silindir içi basınç, yakıtın kimyasal enerjisini yayması nedeni ile artar [22].

Bu çalışmada; yakıt olarak hidrojenin manifolddan enjekte edildiği tek silindirli bir motorda, ekivalans

oranı ve ateşleme avansının motor performans parametreleri ve çevrimler arası farka etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Motor performans parametrelerinin tespitinde silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişim verileri kullanılmıştır. Basıncın verilerinin analizi neticesinde; ortalama indike basınç, indike motor gücü, indike motor momenti, indike termik verim, indike özgül yakıt tüketimi ve yanmış kütle oranı hesaplanmıştır.

2. DENEY DÜZENİĞİ VE SİLİNDİR İÇİ BASINÇ VERİLERİNİN ANALİZİ (EXPERIMENTAL SETUP and ANALYSIS of CYLINDER PRESSURE DATA)

2.1. Deneysel Düzenek (Experimental Setup)

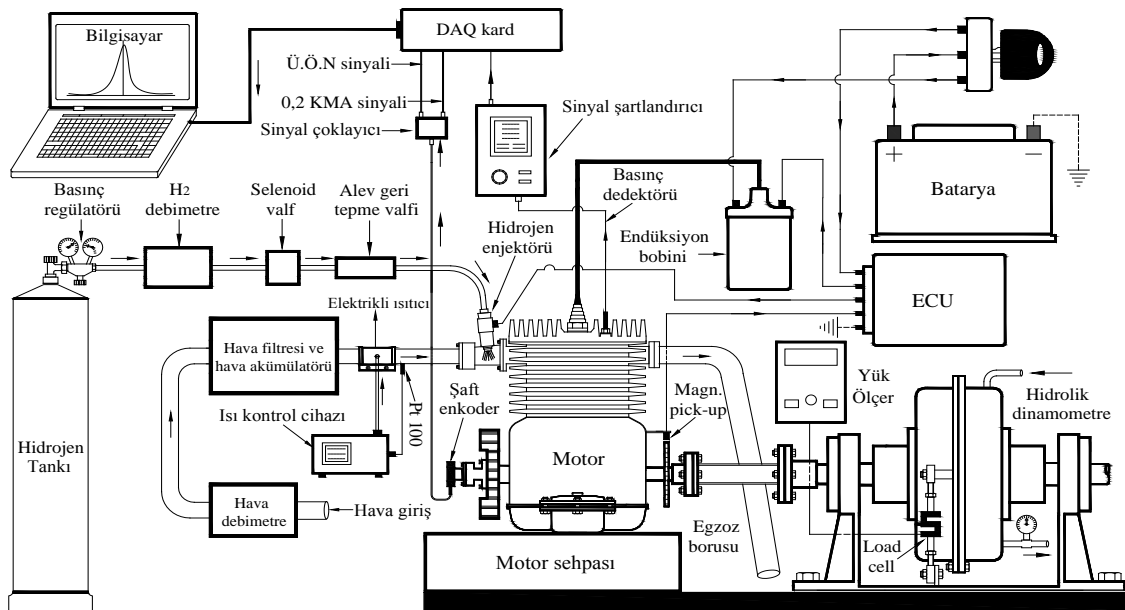
Bu çalışmada; tek silindirli, dört zamanlı, buji ateşlemeli, L tipi silindir kafasına sahip, hava soğutmalı, manifolddan hidrojen enjeksiyonlu olarak modifiye edilmiş, Kohler marka K-302 model bir motor kullanılmıştır. Motorun silindir çapı 85,7 mm, piston stroku 82,6 mm yanma odası hacmi 73 cm³, strok hacmi 476 cm³ ve sıkıştırma oranı 7,5 dir.

Silindir basıncı silindir kafasına monte edilmiş, Kistler 6052C tipi piezoelektrik basınç dedektörü ve Kistler 5015A tipi amplifikatör kullanılarak ölçülmüştür. Krank mili açısı ve pozisyonu; ÜÖN sinyalinin yanı sıra her 0,2°'lik krank açısında bir sinyal olmak üzere toplam bir yanma çevriminde 3600 sinyal alabilen Kistler 2618B tipi shaft encoder kullanılarak tespit edilmiştir. Ateşleme avansı, püskürtme avansı ve süresinin kontrolünde Motec M4 elektronik kontrol sistemi kullanılmıştır. Silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişim verilerinin bilgisayara kaydedilmesinde Measurement Computing-USB-1616HS-4 tipi veri toplama kartı kullanılmıştır. Motora gönderilen hidrojen miktarı, Aalborg-GFC67 tipi ısısal kütleli debi ölçer

yardımlarıyla, hava miktarı ise Alborg-GFM77 tipi ısısal kütleli debi ölçer vasıtasıyla ölçülmüştür. Farklı ekivalans oranı ve ateşleme avanslarında motor devri, hidrolik dinamometre yardımıyla sabit tutulmuştur.

Deneylerde % 99,99 saflıkta gaz fazında hidrojen kullanılmıştır. Motorun emme manifolduna gönderilen hidrojen, 200 bar basınç ve 8,2 m³lük hidrojen tüpünden sağlanmıştır. Tüp çıkışında basınç düşürücü regülatör kullanılarak, 5 bara düşürülen hidrojen basıncı motorun emme manifolduna Bosch marka elektronik kontrollü doğal gaz enjektörü vasıtasıyla enjekte edilmiştir. Hidrojen yakıt hattında olası alev geri tepmesinin engellenebilmesi için yakıt hattı üzerinde alev geri tepme valfi ve selenoid valf kullanılmıştır. Hidrojen yakıt hattı ve bağlantı noktalarındaki olası hidrojen kaçağı portatif gaz kaçak detektörü kullanılarak kontrol edilmiştir. Hidrojenin, tüpten elektronik kontrollü enjektöre taşınmasında esnek metal örgülü çelik hortum ve rekorlar kullanılmıştır. Motora alınan hava sıcaklığının kontrolünde ise, ısı kontrol cihazı tarafından kontrol edilen bakır boru üzerine yerleştirilmiş kelepçe tipi ısıtıcı direnç ve Pt 100 sıcaklık ölçüm probu kullanılmıştır. Deneysel düzenek şematik resmi Şekil 1'de verilmiştir.

Deneyler motor rejim sıcaklığına ulaştıktan sonra yapılmıştır. Motor rejim sıcaklığı (100 °C) silindir kapağına monte edilmiş K tipi termocift vasıtasıyla tespit edilmiştir. Deneyler esnasında motor sıcaklığı silindir kapağı üzerinden geçen hava sıcaklığının kontrol edildiği bir fan yardımıyla sabit tutulmuştur. Deneyler 1500 d/d sabit motor devrinde iki farklı ekivalans oranı ($\phi=0,3$ ve $\phi=0,6$) ve farklı ateşleme avanslarının kombinasyonu şeklinde gerçekleştirilmiştir.



Şekil 1. Deneysel düzenek şematik resmi (Schematic view of the experimental setup)

2.2. Silindir İçi Basınç Verilerinin Analizi (Analysis of Cylinder Pressure Data)

Deney sonuçlarının analizinde, silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişimi verileri kullanılmıştır. Bu basınç verileri kullanılarak, FORTRAN dilinde hazırlanmış iki farklı program yardımıyla ortalama indike basınç, indike termik verim, indike motor gücü, indike motor momenti, indike özgül yakıt tüketimi ve yanmış kütle oranı hesaplanmıştır. Motor parametrelerin çevrimler arası farktan bağımsız olarak hesaplanması için motorun ardışık 40 çevriminden alınmış silindir içi basınç verilerinin ortalama değerleri kullanılmıştır.

Motor parametrelerinin hesaplanmasında kullanılan eşitlikler Tablo 2’de verilmiştir.

Yanmış kütle oranının (x_b) hesaplanmasında, silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişim verileri kullanılarak Rassweiler ve Withrow tarafından geliştirilen 7 nolu eşitlikten faydalanılmıştır. Fakat sonuçların güvenilirliğini artırmak için yanma sonucu oluşan basınç artışından, yanmasız çevrimin basınç verileri çıkartılarak sadece hidrojenin yanmasından kaynaklanan basınç artış verilerinin kullanıldığı 8 nolu eşitlik yardımıyla, yanmış kütle oranı değerleri hesaplanmıştır.

$$x_b = \frac{\sum_0^i \Delta P_c}{\sum_0^N \Delta P_c} \quad [23] \quad (1)$$

$$x_b = \frac{\sum_0^i \Delta(P_c - P_m)}{\sum_0^N \Delta(P_c - P_m)} \quad [24] \quad (2)$$

Burada 1 nolu eşitliğin 2 nolu eşitlik şeklinde düzenlenmesi ile sadece silindir içine alınan yakıtın yanmasından kaynaklanan basınç artışı kullanılarak yanmış kütle oranının hesaplanması sağlanmıştır. Çünkü silindir içine alınan karışımın sıkıştırılması ile oluşan basınç artışı, yanmanın ön reaksiyonlarının gerçekleşmesi açısından gerekli olsa da, yakıtın yanmasından kaynaklanan basınç artışına katkı sağlamamaktadır.

3. DENEYSEL BULGULAR (EXPERIMENTAL RESULTS)

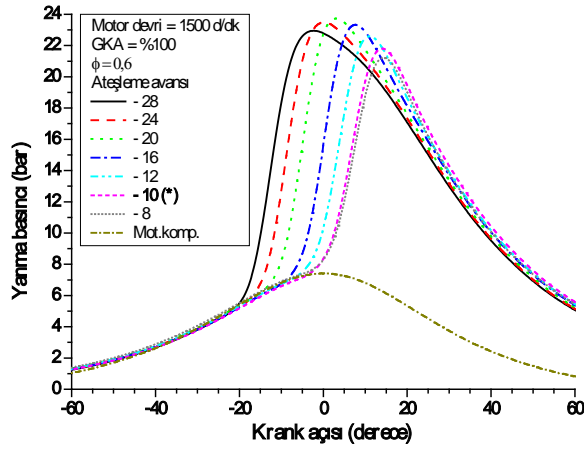
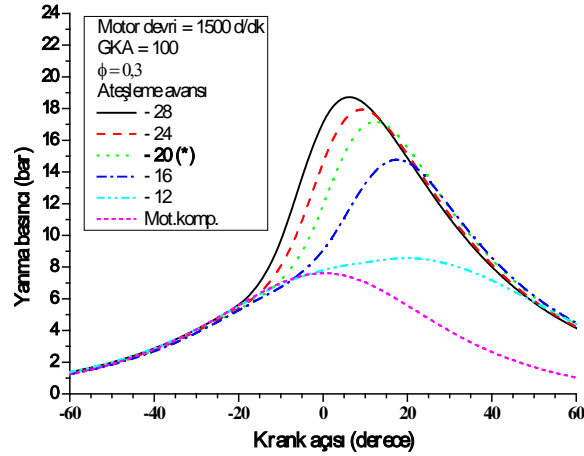
Emme havası ile birlikte silindire alınan hidrojenin, havaya oranla daha büyük molekül hacmine sahip olması nedeniyle ön karışımli veya ön yakıt enjeksiyonlu içten yanmalı hidrojen motorlarında hacimsel verim doğal olarak azaltılmaktadır [25].

Çalışmada, $\phi=0,3$ olduğu fakir karışımında motora giden hava miktarı 290 l/d, yakıt miktarı 37 l/d iken motorun volümetrik verimi % 81 dir. Aynı motor devrinde ekivalans oranının $\phi = 0,6$ 'ya çıkarılması ile motora giden hava miktarı 260 l/d, yakıt miktarı 65 l/d iken motorun hacimsel verimi % 72 olmuştur. Yakıt miktarının % 75 artırılması ile motorun hacimsel verimi % 9 azalmıştır.

$\phi=0,3$ ve $\phi=0,6$ olduğu iki farklı ekivalans oranı ve farklı ateşleme avanslarında her bir çalışma parametresi için ardışık 40 çevrimin ortalaması alınarak oluşturulmuş silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişim verileri Şekil 2’de verilmiştir.

Tablo 2. Motor parametrelerinin hesaplanmasında kullanılan eşitlikler [22] (Equations used at calculation of engine parameters)

Motor parametresi	Eşitlik	Birim
Ortalama indike basınç (P_i)	$P_i = \frac{1}{V_d} \int P \cdot dV$ (3)	(bar)
İndike motor gücü (N_i)	$N_i = \frac{P_i \cdot V_d \cdot n \cdot z}{k \cdot 60}$ (4)	(kW)
İndike termik verim (η_i)	$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f \cdot H_u}$ (5)	(%)
İndike motor momenti (Md_i)	$Md_i = \frac{N_i \cdot 9549}{n}$ (6)	(Nm)
İndike özgül yakıt tüketimi (be)	$be = \frac{\dot{m}_f}{N_i}$ (7)	(g/kWh)
Hacimsel verim (η_v)	$\eta_v = \frac{2 \dot{m}_a}{\rho_a \cdot V_d \cdot n}$ (8)	(%)

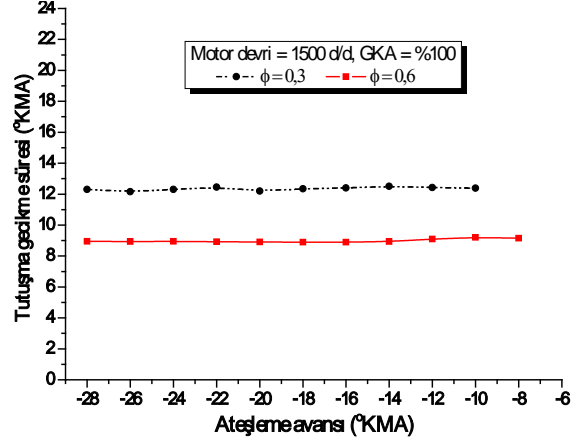


(*) Maksimum momente karşılık gelen ateşleme avansı

Şekil 2. $\phi = 0,3$ ve $\phi = 0,6$ için silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişimi (In cylinder pressure data for $\phi = 0,3$ and $\phi = 0,6$)

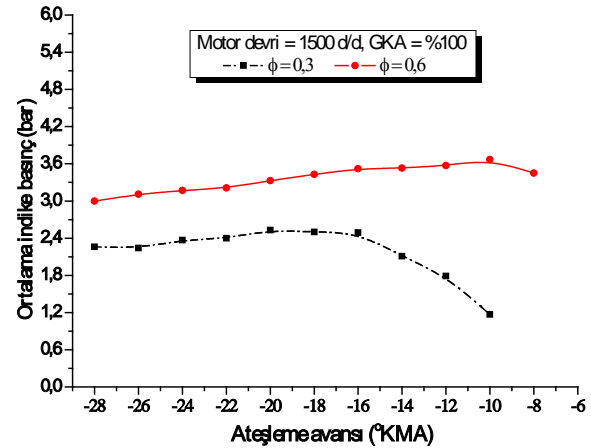
Şekil 2'deki grafiklerde görüldüğü gibi her iki ekivalans oranı için maksimum basınç ve maksimum basıncın oluştuğu krank açısı, ateşleme avansı ile birlikte değişim göstermektedir. Benzer şekilde her iki ekivalans oranı için yanma çevrimlerinin basınç eğrisinin, yanmasız çevrimin basınç eğrisinden ayrıldığı nokta, ateşleme avansı ile birlikte değişim göstermektedir.

$\phi = 0,3$ ve $\phi = 0,6$ olduğu iki farklı ekivalans oranı ve farklı ateşleme avanslarında her bir çalışma parametresi için motorun ardışık 40 çevriminin ortalaması alınarak oluşturulmuş silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişim verileri ve yanmasız çevrimin basınç verileri kullanılarak hesaplanan tutuşma gecikmesi süresi Şekil 3'de verilmiştir. Burada; tutuşma gecikme süresi; buji kıvılcımının başladığı andan, yanma basınç verilerinin yanmasız çevrimin basınç verilerinden ayrıldığı ana kadarki krank açısını ifade etmektedir.



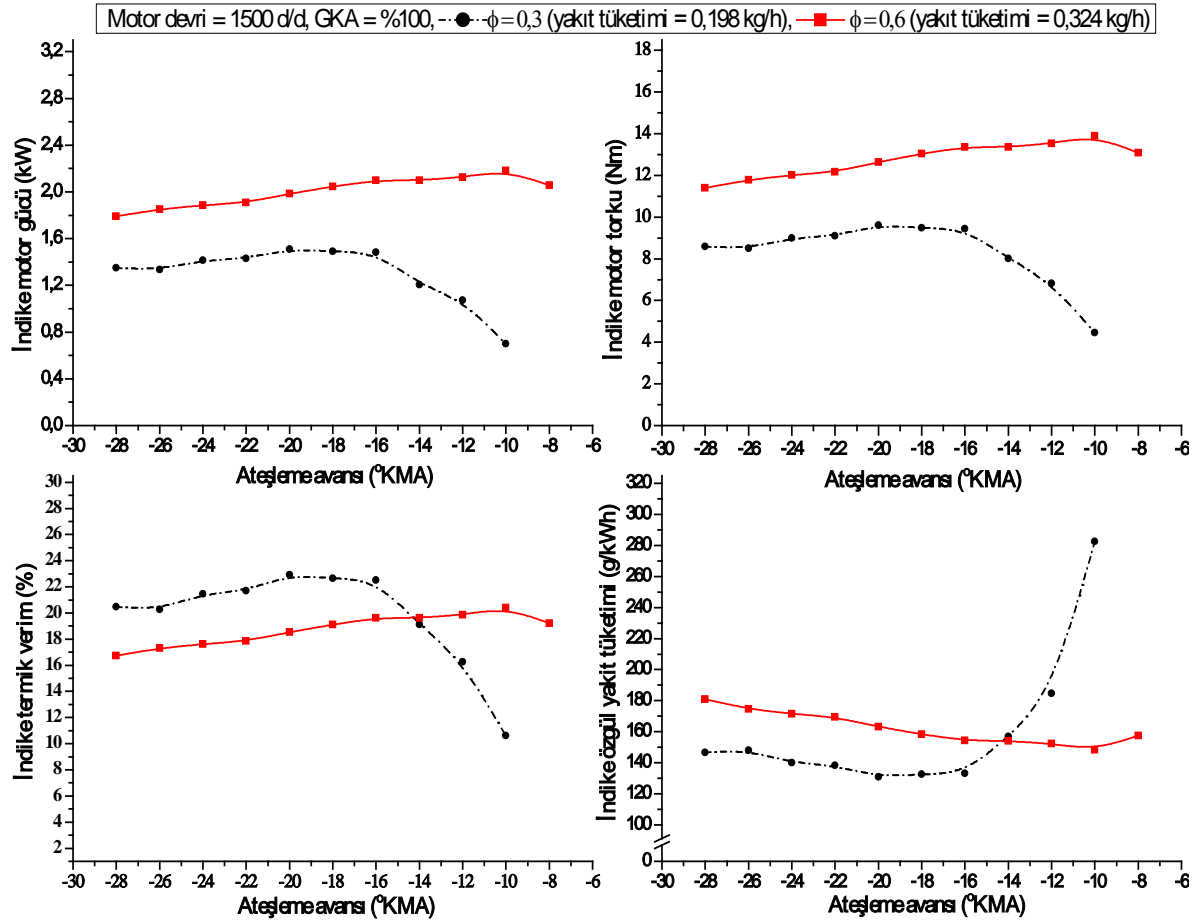
Şekil 3. $\phi = 0,3$ ve $\phi = 0,6$ için tutuşma gecikme süresi (Ignition delay for $\phi = 0,3$ and $0,6$)

Her iki ekivalans oranı için de ateşleme avansının değişmesine rağmen tutuşma gecikmesi sürelerinde dikkate değer bir değişim olmamaktadır. Bu durum, silindir içinde gerçekleşen yanmanın, tutuşma gecikmesi açısından karışım oranı ile değişim gösterirken ateşleme avansının değişiminden etkilenmediğini göstermektedir. Silindir içi yanma basınç verilerinin krank açısına bağlı değişim verileri kullanılarak hesaplanan ortalama indike basınç verilerinin ateşleme avansı ve ekivalans oranına bağlı değişimi Şekil 4'de verilmiştir.



Şekil 4. $\phi = 0,3$ ve $\phi = 0,6$ için ateşleme avansının indike ortalama basınca etkisi (Effect to indicated mean pressure of spark advance for $\phi = 0,3$ and $\phi = 0,6$)

Ortalama indike basınç verilerinden, maksimum motor momentine karşılık gelen ateşleme avansının $\phi = 0,3$ için 20°KMA , $\phi = 0,6$ için ise 10°KMA olduğu tespit edilmiştir. Karışım oranı ve ateşleme avansının motor parametrelerine (indike motor gücü, indike motor moment, indike özgül yakıt tüketimi, indike termik verim) etkisi Şekil 5'de verilmiştir.



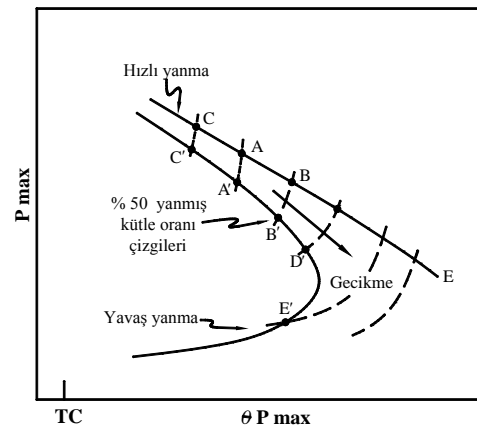
Şekil 5. Ekiyalans oranı ve ateşleme avansının motor parametrelerine etkisi (Spark advance and air-fuel ratio effects on engine parameters)

Hidrojenin düşük sönmeye mesafesi (hidrojen alevinin sönmeyen, silindir duvarı ve/veya yanma odası yüzeyine yaklaşması), yakıtın tam yanmasına yardımcı olmaktadır. Aynı zamanda, düşük sönmeye mesafesi ve yüksek yanma hızından dolayı daha yüksek yanma odası duvar sıcaklığı oluşurken soğutma suyuna geçen ısı kaybı miktarı artar [26].

Bu çalışmada, maksimum motor momentini veren ateşleme avanslarında, ekiyalans oranının $\phi=0,3$ 'ten $\phi=0,6$ 'ya çıkarılması ile motorun indike termik veriminde ≈ 12 'lik bir azalma, indike özgül yakıt tüketiminde ise ≈ 6 'lık bir artış tespit edilmiştir. Bu durum, ekiyalans oranının $\phi=0,3$ 'ten $\phi=0,6$ 'ya çıkarılması ile artan yanma hızından dolayı, silindir duvarı ve yanma odasından çevreye olan ısı transferindeki artışın bir sonucu olarak ortaya çıkmaktadır.

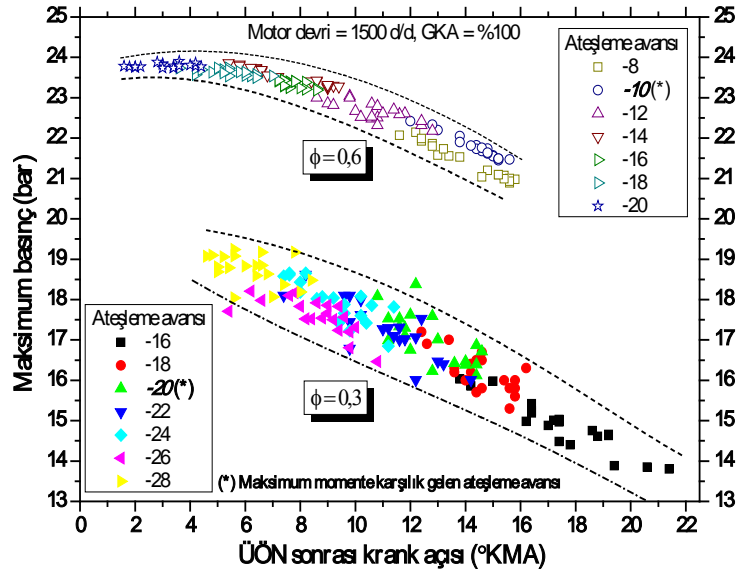
Şekil 6' da normal motor çalışma şartları için genelleştirilmiş, maksimum basınç ve maksimum basıncın oluştuğu krank açısı arasındaki ilişkiyi gösteren diyagram verilmiştir. Burada C-A-B-E eğrisi hızlı yanma, C'-A'-B'-D'-E' eğrisi ise yavaş yanma ısı yayılım profillerini simgelemektedir. Bu profillerde A ve A' noktaları maksimum momentin oluştuğu

ateşleme avansına, B ve B' noktaları gecikmiş ateşleme avansına, C ve C' noktaları ise aşırı avans bölgelerine karşılık gelmektedir [22].

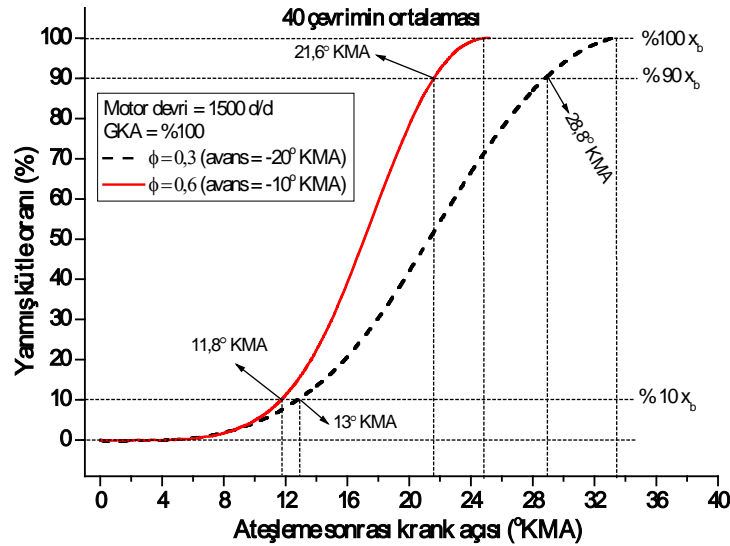


Şekil 6. Motor çevrimlerinde maksimum basınç ve maksimum basıncın oluştuğu krank açısı arasındaki ilişki [22]. (Correlation of maximum cylinder pressure and crank angle at engine cyclic)

Şekil 7'de $\phi = 0,3$ ve $\phi = 0,6$ ekiyalans oranlarında ve farklı ateşleme avansları için motorun ardışık 20



Şekil 7. $\phi = 0,3$ ve $\phi = 0,6$ için maksimum basınç ve maksimum basıncın pozisyonu (Cylinder pressure and crank angle for $\phi = 0,3$ and $\phi = 0,6$)



Şekil 8. $\phi = 0,3$ ve $\phi = 0,6$ için optimum ateşleme avansında yanmış kütle oranının ateşleme sonrası krank açısına bağlı değişimi (Variation with spark advance of mass fraction burned at optimum spark advance for $\phi = 0,3$ and $\phi = 0,6$)

çevriminin maksimum basınç ve pozisyonunu ÜÖN sonrası krank açısına bağlı değişimi verilmiştir. Her iki ekivalans oranı için çalışılan tüm ateşleme avanslarında, verilerin hızlı yanma ısı yayılım profiline yaklaşmakta ve tespit edilen optimum ateşleme avansları için verilerin şekil 6'ya benzer şekilde yaklaşık olarak A noktasına yakın bölgede oluşmaktadır. Bu durum, hidrojenin hızlı ısı açığa çıkarma özelliğinden dolayı oluşan hızlı yanma karakteristiğinin bir sonucu olarak ortaya çıkmaktadır. Bu grafikte, maksimum basınç ve pozisyona ait verilerin oluşturduğu bant genişliği, artan ekivalans oranı ile birlikte çevrimler arası farkın azaldığına dair ipuçları vermektedir. $\phi = 0,3$ ve $\phi = 0,6$ karışım oranları için tespit edilen optimum ateşleme avansında, motorun ardışık 40 yanma çevriminin

ortalaması alınarak hesaplanmış yanmış kütle oranının ateşleme sonrası krank açısına bağlı değişimi Şekil 8'de verilmiştir. Burada, ekivalans oranı artıkça, beklentilere uygun olarak toplam yanma açısı küçülmektedir. Bu küçülme karışım içerisinde havaya oranla yakıt miktarının artması ile yanma reaksiyonlarının hızlanmasının bir sonucudur.

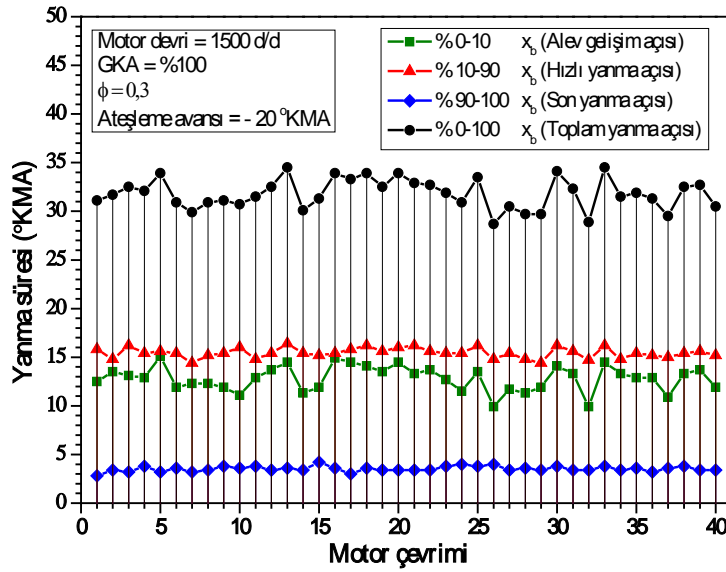
Bu grafikte, yanma süreçleri açısından ortaya çıkan bir diğer sonuçta, toplam yanma açısında meydana gelen kısalmanın büyük bir kısmının alev gelişim açısının dışındaki alevin ilerleyen safhalarında gerçekleşmesidir. Artan ekivalans oranına karşın alev gelişim açısında meydana gelen bu durum, hidrojenin geniş alevlenme limiti ve yüksek tutuşma kabiliyetinin bir sonucu olarak, ilk alev çekirdeğinin

oluşumu aşamasında, hidrojen alevinin karışım oranından daha az etkilendiğini göstermektedir. Hızlı yanma açısında meydana gelen dikkate değer azalma ise, hidrojenin hızlı yanma kabiliyetinin bir sonucu olarak, artan ekivalans oranı ile yanma hızının daha da arttığını göstermektedir. Bu durum yakıt olarak hidrojenin, hızlı yanma karakteristiğini net bir şekilde ortaya koymaktadır. Bununla birlikte son yanma açısında meydana gelen kısalma, hidrojenin düşük sönme mesafesinin bir sonucu olarak, alevin soğuk silindir ve yanma odası duvarına yaklaşmasına karşın, yanma hızının ekivalans oranı ile birlikte arttığını göstermektedir.

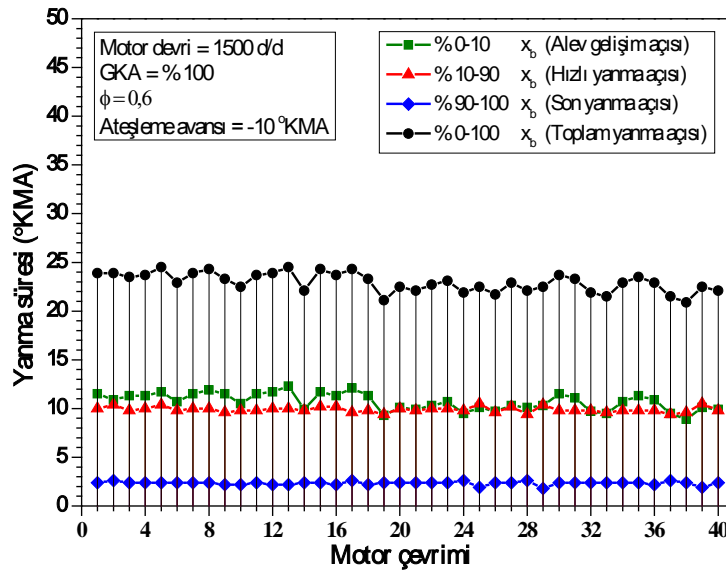
$\phi = 0,3$ ve $\phi = 0,6$ ekivalans oranları için çevrimler arası farkların hangi yanma periyotlarından kaynaklandığını ortaya çıkarabilmek amacıyla % 0-10

(alev gelişim açısı), %10-90 (hızlı yanma açısı) ve % 90-100 (son yanma açısı) yanmış kütle oranı aralıklarına karşılık gelen, krank açılarının motor çevrimine bağlı değişimleri yığılmış sütun grafiği şeklinde Şekil 9 ve Şekil 10'da verilmiştir.

Şekil 9 ve Şekil 10'dan, toplam yanma açısı (% 0-100 x_b) göz önüne alındığında, ekivalans oranının $\phi=0,3$ 'ten $\phi=0,6$ 'ya çıkartılması ile motorun ardışık çevrimleri arasındaki farkın azaldığı ve toplam yanma süresinin kısaldığı gözlenmektedir. Artan ekivalans oranı ile birlikte, silindir içine alınan hava miktarının kısmen azalmasına rağmen yakıt miktarının artırılması ile hidrojenin hızlı yanma karakteristiğinin daha da artarak tüm yanma periyotlarında kısılamaya neden olduğu görülmektedir. Yani karışım içerisindeki hidrojen miktarının artmasıyla birlikte,



Şekil 9. $\phi = 0,3$ için % 10 x_b , % 10 -90 x_b , % 90-100 x_b ve % 100 x_b 'nin motor çevrimine bağlı değişimi (Variation with engine cyclic of 10 x_b , % 10 -90 x_b , % 90-100 x_b and % 100 x_b for $\phi = 0,3$)



Şekil 10. $\phi = 0,6$ için % 10 x_b , % 10 -90 x_b , % 90-100 x_b ve % 100 x_b 'nin motor çevrimine bağlı değişimi (Variation with engine cyclic of 10 x_b , % 10 -90 x_b , % 90-100 x_b and % 100 x_b for $\phi = 0,6$)

tüm yanma periyotlarındaki reaksiyonlar hızlanmakta ve çevrimler arası fark azalmaktadır. Burada dikkati çeken bir diğer önemli nokta ise; artan ekivalans oranının, alev gelişim açısı için çevrimler arası farkın azalmasında, hızlı yanma açısı için ise yanma süresinin kısalmasında daha çok etkiye sahip olmasıdır. Artan ekivalans oranı ile alev gelişim açısındaki çevrimler arası farkın azalması, ilk alev çekirdeğinin olduğu buji tırnakları arasındaki karışımın zenginleşmesinin bir sonucu olduğu şeklinde yorumlanabilir. Alev gelişim açısındaki çevrimler arası farkın azalmasının bir sonucu olarak, hızlı yanma açısındaki çevrimler arası farkta dikkate değer oranda azalmaktadır. Buradan, hidrojenle çalıştırılan deney motorunda silindir içi yanma karakteristiğinin, toplam yanma süresi açısından büyük oranda hızlı yanma açısından, çevrimler arası fark açısından ise büyük oranda alev gelişim açısından etkilendiğini söylemek mümkündür.

Buji ateşlemeli motorlarda çevrimler arası değişimin ana kaynağı hakkında araştırmacılar arasında iki farklı görüş bulunmaktadır. Bunlardan birincisi ve yaygın olanı, çevrimler arası farkın ana kaynağının alev gelişim açısından kaynaklandığı düşüncesidir. İkincisi ise, çevrimler arası farkın ana kaynağının hızlı yanma açısındaki değişimlerden kaynaklandığı düşüncesidir [27].

Bu çalışmada her iki ekivalans oranı için elde edilen sonuçlar da yaygın olan düşüncüyü destekler nitelikte olup, çevrimler arası farkın ana kaynağının alev gelişim açısı olduğunu göstermektedir.

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, manifolddan hidrojen enjeksiyonun yapıldığı, buji ateşlemeli bir motorda ekivalans oranı ve ateşleme avansının motor parametreleri ve çevrimler arası farka etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Motorun ardışık 40 çevriminden alınan basınç verilerinin analizi neticesinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

➤ Ekivalans oranının $\phi=0,3'$ ten $\phi=0,6'$ ya çıkartılması ile silindire alınan havaya oranla daha büyük molekül hacmine sahip hidrojen miktarındaki artış nedeniyle motorun volümetrik verimi % 9 azalmıştır.

➤ Hacimsel verimindeki azalmaya rağmen ekivalans oranının $\phi = 0,3'$ ten $\phi = 0,6'$ ya çıkartılması ile motorun indike güç ve momentinde % 45 oranında bir artış gerçekleşmiştir. Bu durum, volümetrik verimden kaynaklanan motor gücündeki azalmanın, silindire alınan karışıma herhangi bir kısılmanın yapılmaması (maksimum gaz keleşliği açıklığı) neticesinde, azalan pompalama kayıpları ile telafi edilebileceğini göstermektedir.

➤ Ekivalans oranının $\phi=0,3'$ ten $\phi=0,6'$ ya çıkartılması sonucu artan yanma hızından dolayı, silindir duvarı ve yanma odasından çevreye olan ısı transferindeki

artışın bir sonucu olarak indike termik verimde % 12'lik bir azalma tespit edilmiştir.

➤ Ekivalans oranının $\phi=0,3'$ ten $\phi=0,6'$ ya çıkartılması ile indike özgül yakıt tüketiminde % 6'lık artış olmasına rağmen, $\phi=0,6$ ekivalans oranında motorunun daha yüksek performansa sahip olduğu gözlenmiştir.

➤ Yakıt olarak hidrojenin kullanıldığı motorda, artan ekivalans oranı ile birlikte motor performans parametrelerindeki artışın yanında çevrimler arası farkın azaldığı tespit edilmiştir. Bununla birlikte toplam yanma açısında meydana gelen çevrimler arası farkın ana kaynağının, büyük ölçüde alev gelişim periyodu, kısmen de hızlı yanma periyodu olduğu ve son yanma periyodunun çevrimler arası farka etkisinin en az olduğu görülmüştür.

➤ Elde edilen sonuçlar, hidrojen motorunda çevrimler arası farkın azaltılması dolayısıyla motor performansının artırılmasına yönelik çalışmaların, buji çevresindeki akışım kontrolüne yönelik olması gerektiğine dair ipuçları vermektedir.

SEMBOLLER ve KISALTMALAR (NOMENCLATURE)

ÜÖN	: Üst ölü nokta
P	: Silindir içi basınç (bar)
ϕ	: Y/H ekivalans oranı
GKA	: Gaz keleşliği açıklık oranı
$^{\circ}$ KMA	: Krank mili açısı (derece)
P_i	: Ortalama indike basınç (bar)
N_i	: İndike güç (kW)
η_i	: İndike termik verim (%)
η_v	: Volümetrik verim (%)
m_a	: Silindire alınan hava miktarı (m^3/d)
ρ_a	: Havanın yoğunluğu (kg/m^3)
Md	: Motor momenti (Nm)
H_u	: Yakıtın alt ısı değeri (kJ/kg)
m_f	: Silindire alınan yakıt miktarı (kg/s)
V_d	: Strok hacmi (m^3)
n	: Motor devri (d/d)
z	: Silindir sayısı
k	: Çevrim katsayısı ($k = 2$)
i	: Ateşlemenin yapıldığı krank açısı ($^{\circ}$ KMA)
be	: Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)
x_b	: Yanmış kütle oranı (%)
ΔP_c	: Yanma basıncındaki değişim
ΔP_m	: Kompresyon basıncındaki değişim
$\Delta\theta$: Krank açısındaki değişim aralığı ($\theta=0,2$)
N	: Toplam krank açısı aralık ($\Delta\theta$) sayısı

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGMENT)

Bu çalışma; TÜBİTAK 107M349 nolu "Hidrojen Yakıtlı Buji Ateşlemeli Bir Motorda, Motor

Performansına Etkiyen Yanma Parametrelerinin Belirlenmesi ve Hidrojen Motorunda Yanma Optimizasyonu” başlıklı proje kapsamında gerçekleştirilmiştir. Katkılarından dolayı Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırmalar Kurumu (TÜBİTAK) Başkanlığına teşekkür ederiz.

5. KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Lavrive, J.F., Mahieu, V., Griesemann, J.C., Rickeard, D.J., Well-to-wheels analysis of future automotive fuels and power trains in the European context, **SAE paper** no: 2004-01-1924, 2004.
- Peschka, W., Hydrogen: The futures cry fuel in internal combustion engines, **International Journal of Hydrogen Energy** 23, 27-43, 1998.
- Verhelst, S., Sierens, R., Hydrogen engine-specific properties, **International Journal of Hydrogen Energy** 26, 987-990, 2001.
- Das, L.M., Hydrogen engine: research and development R&D) programmer in Indian Institute of Technology (IIT), Delhi, **International Journal of Hydrogen Energy** 27, 953-965, 2002.
- Appleby, A.J., Fuel cells and hydrogen fuel, **International Journal of Hydrogen Energy** 19, 175-180, 1994.
- Gambini, M., Vellini, M., Comparative analysis of H₂/O₂ cycle power plants based on different hydrogen production systems from fossil fuels, **International Journal of Hydrogen Energy** 30, 593-604, 2005.
- Karim, G.A., Hydrogen as a spark ignition engine fuel, **International Journal of Hydrogen Energy** 28, 569-577, 2003.
- Subramanian, V., Mallikarjuna, J.M., Ramesh, A., Performance, emission and combustion characteristics of a hydrogen fuelled SI Engine an experimental study, **SAE International Mobility Eng Congress**, Exposition; 2005-26-349, 2005.
- Lee, J.T., Kim, Y.Y., Lee, C.W., An investigation of a cause of backfire and its control due to crevice volumes in a hydrogen fuelled engine, **Trans ASME**;123:204-213,2001.
- Verhelst, S., Sierens, R., Hydrogen fuelled internal combustion engine, **PhD Thesis** of Gent University, 2005.
- COD (College of the Desert) Hydrogen fuel cell engines and related technologies, module 3: Hydrogen use in internal combustion engines, **Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Tech.: Rev 0** (www1.eere.energy.gov), pp:1-23, 2001.
- Das, L.M., Fuel induction techniques for a hydrogen operated engine, **International Journal of Hydrogen Energy** 15, 833-842, 1990.
- Yi, H.S., Min K., Kim E.S., The optimized mixture formation for hydrogen fuelled, **International Journal of Hydrogen Energy** 25,685-690, 2000.
- Rottengruber H., Berckmüller, M., Elsässer, G., Brehm, N., Schwarz C., Direct injection hydrogen SI-engine operation strategy and power density potentials, **SAE paper** no: 2004-01-2927, 2004.
- Kim, Y.Y., Lee, J.T., Caton, J.A., The development of a dual-Injection hydrogen fueled engine with high power and high efficiency, **J, Eng, Gas Turbines Power**, ASME, 128(1): 203-212, 2006.
- Kabat, D.M., Heffel, J.W., Durability implications of neat hydrogen under sonic flow conditions on pulse-width modulated injectors, **International Journal of Hydrogen Energy** 27, 1093-1102, 2002.
- Das, L.M., Hydrogen engines: A view of the past and a look into the future, **International Journal of Hydrogen Energy** 15,425-430,1990.
- Yamin Jehad A.A., Gupta H.N., Bansal B.B., Srivastava O.N., Effect of combustion duration on the performance and emission characteristics of a spark ignition engine using hydrogen as a fuel, **International Journal of Hydrogen Energy** 25, 581-589, 2000.
- Verhels, S., Wallner, T., Hydrogen-fueled internal combustion engines, **Progress in Energy and Combustion Science** 35, 490-527, 2009.
- Tang, X.G., Daniel, M.K., Robert, J.N., Ford P2000 Hydrogen engine dynamometer development, **SAE paper** no: 2002-01-0242, 2002.
- McCarley, C.A., A study of factor influencing thermally induced backfiring in hydrogen fuelled engines, and methods for backfire control, **In:16th Intersociety energy conversion engineering conference**, Atlanta, USA, 1981.
- Heywood, J.B., **Internal Combustion Engine Fundamentals**, McGraw-Hill, ISBN 0071004998, 1988.
- Rassweiler, G. M., Withrow L., Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards, **SAE Trans**, Vol: 83, pp:185-204, 1938.
- Buran, D., **Turbulent Flame Propagation in a Methane Fuelled Spark Ignition Engine**, PhD thesis, School of Mechanical Engineering, The University of Leeds, England, 1998.
- Furuhama, S., Hiruma, M., Enomoto, Y., Development of a liquid hydrogen car, **International Journal of Hydrogen Energy** 3, 61-81, 1978.
- Shudo, T., Nakajima, Y., Fatakuchi, T., Thermal efficiency analysis in a hydrogen premixed combustion engine. **JSAE Rev** 21,177-182, 2000.
- Kim Y.Y., Lee J.T., Choi G.H, An investigation on the causes of cycle variation in direct injection hydrogen fueled engines, **International Journal of Hydrogen Energy** 30, 69-76, 2005.