



Investigation of ignition advance effects for CNG usage in a sequential dual ignition gasoline engine by using in-cylinder combustion cfd analysis

Ahmet Alper Yontar^{1*}, Yahya Doğu²

¹Department of Automotive Engineering, Tarsus University, Mersin, 33400, Turkey

²Department of Mechanical Engineering, Kırıkkale University, Kırıkkale, 71450, Turkey

Highlights:

- Investigation of the effects of the ignition advance for CNG usage in a sequential dual ignition gasoline engine.
- Determination of optimum ignition advance with in-cylinder combustion CFD analysis.
- Evaluation of the behavior of engine characteristics for ignition advance changes.

Keywords:

- Sequential dual ignition engine
- CNG
- Ignition advance
- Engine characteristics
- In-cylinder combustion CFD analysis

Article Info:

Research Article

Received: 25.10.2017

Accepted: 13.08.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.460505

Graphical/Tabular Abstract

The effects of ignition advance on engine characteristics and in-cylinder flame propagation have been numerically investigated for CNG usage with an in-cylinder combustion model for a sequential dual ignition gasoline engine.

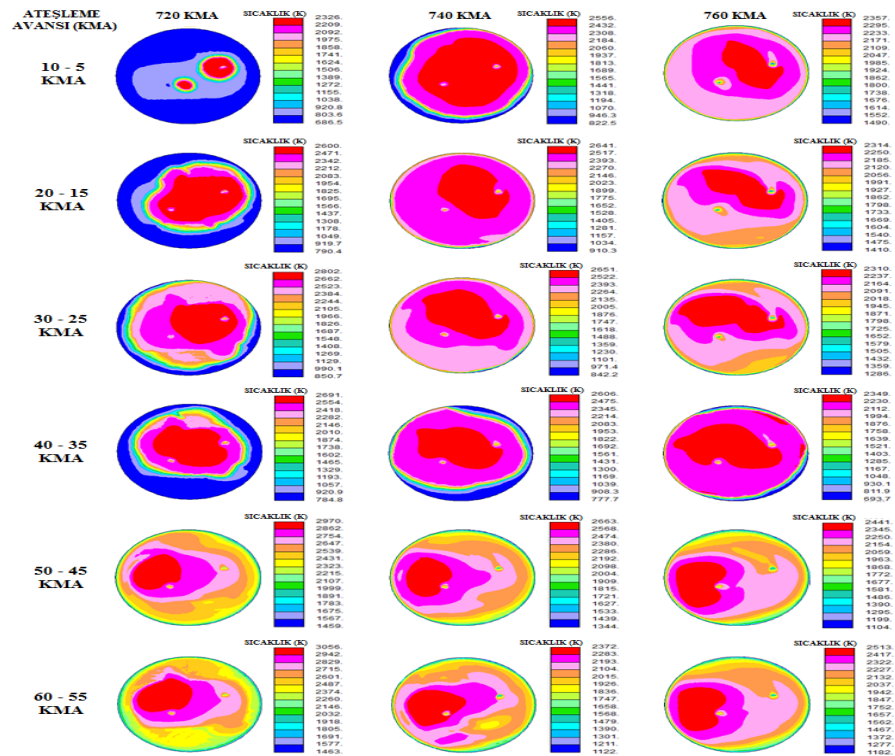


Figure A. Influence of ignition advance on flame formation and propagation

Purpose: This study aims to investigate effects of ignition advance for CNG usage in a commercial sequential dual ignition gasoline engine.

Theory and Methods:

The CFD model for a single cylinder of the four-cylinder Honda L13A4 i-DSI engine with a sequential dual spark ignition is constructed in STAR-CD software for CNG usage by considering all components related to the combustion chamber.

Results:

For engine operating conditions examined, it has been determined that the 30°-25° CAD advance value for the 1st-2nd spark plug from the top dead point is the optimum ignition advance in terms of engine performance and emission balance.

Conclusion:

In the catalog of this commercial engine, the ignition advance for the 1st-2nd spark plug is given as 25°-21° CAD for gasoline. For CNG, ignition advances have increased compared to gasoline.

Correspondence:

Author: Ahmet Alper Yontar

e-mail:

aayontar@tarsus.edu.tr

phone: +90 324 600 00 33



Sıralı çift ateşlemeli bir benzin motorunda CNG kullanımı için ateşleme avansı etkilerinin silindir içi yanma had analizi ile incelenmesi

Ahmet Alper Yontar^{1*}, Yahya Doğu²

¹Tarsus Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Kartaltepe Mah., Tarsus, Mersin, 33400, Türkiye

²Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara Yolu 7. km, Yahşihan, Kırıkkale, 71450, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Sıralı çift ateşlemeli benzinli motorda CNG kullanımı için ateşleme avansının etkilerinin incelenmesi.
- Silindir içi yanma HAD analizi ile optimum ateşleme avansının belirlenmesi.
- Ateşleme avansı değişimleri için motor karakteristiklerinin davranışlarının değerlendirilmesi.

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi
Geliş: 25.10.2017
Kabul: 13.08.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.460505

Anahtar Kelimeler:

Sıralı çift ateşlemeli motor,
CNG,
Ateşleme avansı,
Motor karakteristikleri,
Silindir içi yanma HAD analizi

ÖZET

Bu çalışmada; sıralı çift ateşlemeli bir benzin motorunda CNG kullanımı için ateşleme avansının motor karakteristiklerine ve silindir içi alev gelişimine etkileri, silindir içi yanma modellenerek sayısal analizlerle incelenmiştir. Sıralı çift buji ateşlemeli, dört silindirli bir motor olan Honda L13A4 i-DSI motorunun bir silindirinin HAD modeli yanma odası ile ilgili tüm bileşenler (emme-egzoz manifold bağlantıları, emme-egzoz supapları, silindir, silindir kafası, piston, bujiler) dikkate alınarak CNG kullanımı için Star-CD yazılımında oluşturulmuştur. CNG kullanımı için yapılan HAD analizlerinde motorun devir sayısı 3000 d/dak, sıkıştırma oranı 10.8:1 ve hava fazlalık katsayısı 1.2 değerlerinde sabit tutularak, bu şartlarda en uygun ateşleme avansı belirlenmiştir. Ateşleme avansı geniş bir aralıkta değiştirilerek (1. buji için 60°-10° KMA, 2. buji için 55°-5° KMA) analizler yapılmıştır. İncelenen motor çalışma şartları için, üst ölü noktadan 1.-2. buji için sırasıyla 30°-25° KMA ateşleme avansının motor performansı ve emisyon dengesi bakımından en uygun ateşleme avansı olduğu belirlenmiştir. CNG kullanımı için benzine göre ateşleme avansları artmıştır. Silindir içi yanmada alevin gelişimi tüm şartlar için görselleştirilmiş ve değerlendirilmiştir.

Investigation of ignition advance effects for CNG usage in a sequential dual ignition gasoline engine by using in-cylinder combustion cfd analysis

H I G H L I G H T S

- Investigation of the effects of the ignition advance for CNG usage in a sequential dual ignition gasoline engine.
- Determination of optimum ignition advance with in-cylinder combustion CFD analysis.
- Evaluation of the behavior of engine characteristics for ignition advance changes.

Article Info

Research Article
Received: 25.10.2017
Accepted: 13.08.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.460505

Keywords:

Sequential dual ignition engine,
CNG,
Ignition advance,
Engine characteristics,
In-cylinder combustion CFD
analysis

ABSTRACT

In this study; for a sequential dual ignition gasoline engine, the effects of ignition advance on engine characteristics and in-cylinder flame propagation have been numerically investigated for CNG usage with an in-cylinder combustion model. A CFD model for a single cylinder of the four-cylinder Honda L13A4 i-DSI engine with a sequential dual spark ignition is constructed in STAR-CD software for CNG usage by considering all components related to the combustion chamber (intake-exhaust manifold connections, intake-exhaust valves, cylinder, cylinder head, piston, spark-plugs, etc.). By using the CFD analyses for CNG usage, the optimum ignition advance is determined for the prescribed engine operating conditions of 3000-rpm engine speed, 10.8:1 compression ratio, and 1.2 air-fuel ratio. Analyses are performed by varying the ignition advance in a wide range (60°-10° CAD and 55°-5° CAD ignition advance for the 1st-2nd spark plugs, respectively). For engine operating conditions examined, it has been determined that the 30°-25° CAD advance value for the 1st-2nd spark plug from the top dead point is the optimum ignition advance in terms of engine performance and emission balance. For CNG, ignition advances have increased compared to gasoline. The in-cylinder flame propagation is visualized and evaluated for all investigated conditions.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Enerji verimliliği ve çevresel etkilerin giderek artan baskıları motor teknolojisinin gelişimine rekabet kadar etkimektedir. Günümüz teknoloji seviyesi, teorik fikirlerin laboratuvar denemelerinin ardından hızla ticari motorlarda yerini almasını mümkün kılmaktadır. Hızla gelişen motor teknolojisi yanında, belli bir yakıt için optimize edilerek tasarlanan motorların yakıt maliyetini düşürmek ve çevresel etkileri azaltmak amacıyla farklı yakıtlarla çalıştırılması da giderek yaygınlaşmaktadır. Alternatif yakıtların motorun orijinal tasarım yakıtı yerine kullanıldığı bu durumlarda, motor davranışının bilinmesi yanında o alternatif yakıt için motor ayarlarının optimum yapılması sürekli gündemde kalmaktadır. En önemli motor ayarı ise, özellikle motor performansı ve emisyon açısından önemli etki oluşturan ateşleme avansıdır. Optimum ateşleme avansının her bir motor ve yakıt için motorun tüm çalışma şartlarında belirlenmesi bir gerekliliktir. İlgili motor ve yakıt için optimum ateşleme avansının belirlenmesi ise silindir içi yanmanın incelenmesini gerektirmektedir.

Modelleme yazılımlarının gelişimi sayesinde, bu yazılımlardan elde edilen sonuçlar ile deneysel sonuçların makul seviyede yakın çıkması literatürdeki birçok çalışmada tecrübe edilmiştir [1-5]. Modelleme yazılımlarının doğruluğunu belirleyici en önemli iki kriter olan silindir içi yanma ve akış için sayıları giderek artan birçok yaklaşım kullanılmaktadır. Silindir içi yanma için yaygın kullanılan yanma modelleri; G-equation, Extended/Coherent Flame Model/3-Zone (E/CFM/3Z), Magnusson's eddy break-up, Ricardo bütünleşik alev modeli şeklinde sıralanabilir. Ayrıca, türbülans modelleri olarak; k- ϵ , k- ϵ RNG, Large Eddy Simulation (LES), Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) modelleri kullanılmaktadır. Yanma ve türbülans modeli olarak G-equation/k- ϵ RNG ikilisi SI motorlarda deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar vermektedir. CI motorlarda ise ECFM-3Z/LES ikilisi silindir içi yanmayı daha iyi temsil etmektedir. Modelleme yazılımlarının değerlendirilmesi üzerine Basha ve Gopal [1], 30 yıl içinde yapılan içten yanmalı motor analizlerini değerlendirerek silindir içi akış karakteristiklerinin belirlenmesi hususunda türbülans modellerinin seçimi üzerine çıkarımlarda bulunmuştur. Standart k- ϵ ve k- ϵ RNG türbülans modelleri karşılaştırmalı olarak irdelenerek k- ϵ RNG türbülans modelinin daha hassas sonuçlar verdiği ifade edilmiştir.

Literatürde özellikle alternatif yakıtlar için ateşleme avansı etkilerinin belirlenmesine yönelik sınırlı sayıda çalışma bulunmaktadır [3, 6-11]. CNG kullanılan bir motor için Raine vd. [6] ateşleme avansının NO_x oluşumuna etkilerini incelemek için tek/çok bölgeli yanma modellemesi yapmış ve test sonuçları ile karşılaştırmıştır. Tam yük ve 1500 d/dak hızda, değişik ateşleme avansı ve hava-yakıt oranları çalışılmıştır. Ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısının NO_x oluşumu üzerindeki etkileri tek/çok bölgeli yanma modelleri kullanılarak karşılaştırılmıştır. Stokiyometrik karışım seviyelerinde ÜÖN'ya yakın ateşleme avansı için en

yüksek tork elde edilmiştir. Hidrojen kullanılan bir motor için ise Salimi vd. [7] ateşleme avansının ve supap zamanlamalarının motor performansı ve emisyonlarına etkilerini deneysel ve sayısal olarak zengin karışımlar için incelemiştir. Çalışmada, 1000-4000 d/dak hız aralığı için ÜÖN'dan 0°-40° KMA ateşleme avansı aralığında güç ve NO_x değerleri elde edilmiştir. Düşük devirlerde ateşleme avansının ÜÖN'ya yaklaşmasının motor performansına etkilerinin düşük olduğu, fakat yüksek devirlerde yüksek motor performansı için ateşleme avansının artırılması gerektiğini belirtmişlerdir. Artan ateşleme avansı ile silindir içi sıcaklığın artmasının sonucunda NO_x oluşumunun da arttığını ifade etmişlerdir.

Hidrojen kullanılan bir başka çalışmada Verma ve Das [3] ateşleme avansının etkilerini araştırmıştır. Modelleme yapılan çalışmada; 2000 d/dak ve 2200 d/dak devir sayıları için farklı ekivalans oranlarında analizler yapılmış ve sonuçlar testlerle karşılaştırılmıştır. Hidrojen için maksimum silindir içi basıncın ÜÖN'dan 0°-1° KMA sonrasında olduğu ve bu durumun benzin için 8°-9° KMA olduğu belirtilmiştir. Hidrojenin alev hızının yüksek olması ve ateşleme anında yanmanın hızlı gerçekleşmesi nedeniyle ateşleme avansı belirlenirken, maksimum torkun meydana geleceği krank mili açısı için bu yakıt davranışının dikkate alınması gerektiği ifade edilmiştir.

LPG kullanılan bir motor için Erkuş vd. [8] farklı ateşleme avansları için tam yükte, 4300 d/dak hızda ve 0,8-1,0-1,3 hava fazlalık katsayılarında deneyler yaparak motor performans parametrelerini ve egzoz emisyonlarını ölçmüştür. Ateşleme avansının efektif güç, hacimsel verim, özgül yakıt tüketimi ve termik verim üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Hava fazlalık katsayısının 0,8 değeri için artan ateşleme avansının motor performansını artırdığı gözlemlenmiştir. Ateşleme avansı değiştirilerek en yüksek efektif güç ve en düşük yakıt tüketimine hava fazlalık katsayısının 1,0 değerinde ulaşılmıştır. En düşük egzoz emisyonları ise hava fazlalık katsayısının 1,3 değeri için elde edilmiştir. Genel olarak artan ateşleme avansının HC ve NO_x emisyonlarını artırdığını ve CO üzerinde etkili olmadığını belirtmişlerdir. Benzin-fuzel yağı karışımları için Calam vd. [9] ateşleme avansının motor performansına ve emisyonlarına etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. 3500 d/dak hızda ateşleme avansı arttıkça torkun parabolik olarak arttığını ve özgül yakıt sarfiyatının azaldığını belirtmişlerdir. Ayrıca, ateşleme avansı artışı ile HC ve NO_x değerlerinde artış tespit etmişlerdir. Benzin-etanol karışımları için Phuangwongtrakul vd. [10] deneysel olarak motor performansı açısından optimum karışım oranını belirlemişlerdir. Deneyler 2000-4500 d/dak hız aralığında farklı gaz kolu keleşbeği açıklıklarında gerçekleştirilmiş ve ateşleme avansının etkileri değerlendirilmiştir. Karışımdaki etanol %10 iken tüm devirler ve keleşbe açıklığı değerleri için maksimum ateşleme avansı yaklaşık ÜÖN'dan 25° KMA önce iken %100 etanol ile test yapıldığında yakıtın kimyasal yapısı ve yanma davranışı değiştiği için ateşleme avansı ÜÖN'dan 35° KMA'ya kadar arttığı belirtilmiştir.

Benzin, etanol ve bütanol yakıtlarını buji ateşlemeli bir motor için Papagiannakis vd. [11] farklı yüklenme (%60 ve %100) ve ateşleme avansları (20°, 23°, 26° KMA) için 2400 d/dak hızda karşılaştırmalı olarak incelemiştir. İnceleme, testler ile doğrulanmış sayısal bir model ile yapılmıştır. Üç yakıt içinde ateşleme avansı arttıkça silindir içi basıncın yükseldiği belirtilmiş ve sırasıyla en yüksek silindir içi basıncın etanol, bütanol ve benzin şeklinde gerçekleştiği belirtilmiştir.

Benzin kullanımında ateşleme avansının etkileri ile ilgili olarak, Hepkaya vd. [12] Ricardo E6 tipi motorun silindir iç yanmasını Star-CD yazılımında modellemiş ve sonuçları test sonuçları ile karşılaştırmıştır. Artan ateşleme avansının silindir içi basıncı artırmasına rağmen en yüksek torku 20° KMA ateşleme avansında elde etmişlerdir. Yine benzin kullanılan karbüratörlü bir motor için Chan ve Zhu [13] ateşleme avansının silindir içi basınç, sıcaklık ve net işe etkisini termodinamik modellemelerle incelemiştir. Ateşleme avansı arttıkça net iş oluşumundaki azalış termodinamik bağlantılarla ortaya konulmuştur. Benzin kullanan bir motor için Yontar vd. [14], ateşleme avansının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkisini silindir içi yanmayı Star-CD yazılımında modelleyerek incelemiştir. Devir sayısı 3600 d/dak için ateşleme avansı ÜÖN'dan 10°-70° KMA şeklinde geniş bir aralıkta incelenmiştir. Ateşleme avansının silindir içi basınç ve sıcaklığı önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. İncelenen şartlarda motor performansı ve egzoz emisyonları açısından en optimum ateşleme avansının ÜÖN'dan 50° KMA önce olduğu belirtilmiştir.

İçten yanmalı motorlarda ateşleme avansı; devir sayısı, sıkıştırma oranı, hava-yakıt oranı, motor yükü, buji yerleşimi, yanma odası şekli gibi parametrelere bağlı olarak ayarlanmaktadır. Ateşleme avansı; alevin silindir içindeki gelişimini, yanmayı ve sonuç olarak da motor karakteristiklerini doğrudan etkilemektedir. Motor ECU sistemi, çalışma şartlarına göre değişken olarak belirlenmiş olan etkin ateşleme avansında motoru çalıştırmaktadır. En etkin ateşleme avansı ile özellikle genişleme zamanında en yüksek gücü verecek basınç etkisinin sağlanması hedeflenir. Krank milinden elde edilebilecek maksimum tork, piston ÜÖN'yu yaklaşık 10° KMA kadar geçtiği anda silindir içerisinde maksimum basıncın elde edilmesiyle sağlanabilir [15]. Belli bir yakıt için tasarlanmış motorda alternatif yakıt kullanılması durumunda ateşleme avansının belirlenmesi motor karakteristikleri yanında güvenlik ve çevre kirliliği açısından da önem arz etmektedir. Literatürde özellikle ticari motorlar için alternatif yakıtların kullanımında ateşleme avansının deneysel ve sayısal yöntemlerle belirlenmesine yönelik çalışmalar oldukça sınırlıdır. Sayısal yöntemlerle öncül olarak ateşleme avansının belirlenmesi önemlidir. Literatürde çift bujili sıralı ateşlemeli ticari bir motorda CNG kullanımı ve etkileri üzerine gerçekleştirilmiş bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu çalışmada, benzin için tasarlanmış çift bujili özgün bir ticari motorda (Honda L13A4 i-DSI) alternatif yakıt olarak CNG kullanılması durumunda optimum ateşleme avansının HAD analizleri ile belirlenmesi

yapılmıştır. Bu amaçla silindir içi yanma Star-CD yazılımında modellenmiş ve CNG yakıtı için ateşleme avansının motor karakteristiklerine etkileri incelenmiştir. Analizler sonucunda belli bir hızda motor performansı ve emisyonlar açısından her bir buji için optimum ateşleme avansları belirlenmiştir. Ayrıca silindir içi yanmada alev gelişimi görsellenerek değerlendirilmiştir. HAD modelinde, krank mili açısı cinsinden 660°-710° KMA arasındaki 6 farklı ateşleme avansı için inceleme yapılmıştır. Çift buji bulunan motorda buji ateşlemeleri arasında 5° KMA fark tanımlanmıştır. Modelde, ateşleme avans değerini belirleyici olan devir sayısı, sıkıştırma oranı ve hava fazlalık katsayısı sabit tutulmuştur.

2. MOTOR ÖZELLİKLERİ (ENGINE SPECIFICATIONS)

Bu çalışmada ticari Honda L13A4 i-DSI çift bujili motor kullanılmıştır. Motorun silindir sayısı 4, strok hacmi 1339 cm³, silindir çapı 73 mm, strok uzunluğu 80 mm, biyel kolu uzunluğu 149 mm ve sıkıştırma oranı 10,8'dir. Bu motor bulunduğu sınıf içerisinde farklı özelliklere sahip bir motordur ve yapısı itibarıyla VTEC, VVT teknolojilerinin gelişiminde önemli rol oynamıştır. Motorun her bir silindiri bir emme ve bir egzoz supabına sahip olup, emme ve egzoz portları birbirine çapraz konumlandırılmıştır. Emme portu yüksek girdap (swirl) oranına (1,10-1,36) ve güçlü türbülans oluşumları için yüksek takla (tumble) oranına (1,30-1,58) sahip olacak şekilde tasarlanmıştır [16]. Yakıt emme supabının arkasına püskürtülecek şekilde enjeksiyon sistemi oluşturulmuş ve bu sayede; emme supabının soğutulması ve bu esnada yakıtın bir kısmının buharlaşmasıyla hava ile silindir içerisine girmeden ön karışım oluşturması sağlanmıştır. Motorda, her bir silindirde farklı bölgelere konumlandırılmış iki adet buji bulunmaktadır. Farklı zamanlarda yapılan çift ateşleme sayesinde alevin silindir içini daha etkin taraması sağlanarak yanma veriminin artırılması, HC emisyonunun azaltılması ve yakıt tüketiminin azaltılması sağlanmıştır. Sıralı çift ateşlemeli sistem rölantide ve 4000 d/dak hızın üzerinde aynı anda ateşleme yapmakta, diğer hızlarda ise birbirinden farklı zamanlarda ateşleme yapmaktadır. İki buji arasındaki ateşleme farkı devir sayısına bağlı olarak 2°-5° KMA arasında motor ECU tarafından belirlenmektedir [17]. Motora ait piston yanma odası, tamamiyle asimetrik yapıda olup daha etkin girdap oluşumu ve buna bağlı olarak daha homojen hava-yakıt karışımını sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Motor silindiri pent-roof head tipi silindir kafasına sahiptir. Motor supaplarının aralarındaki açının azaltılması ve yanma odası tasarımı sayesinde daha yüksek sıkıştırma oranı elde edilmiş buna bağlı olarak motorun verimi artırılmış ve bu tasarım sayesinde kendiliğinden ateşlemeye sebep olmadan ön alevin egzoz supabını geçerek yanma odası içerisinde ilerlemesi sağlanmıştır [17].

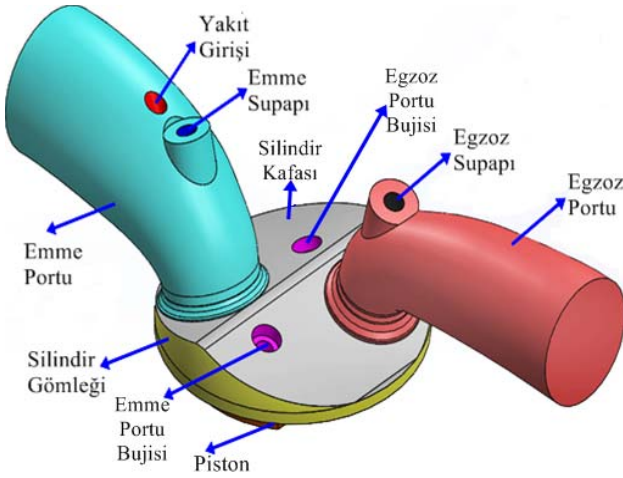
3. HAD MODELİ (CFD MODEL)

Silindir içi yanma HAD modeli için ilk olarak Honda L13A4 i-DSI motorunun silindirine ve bileşenlerine (emme-egzoz manifold bağlantıları, emme-egzoz supapları, silindir,

silindir kafası, piston, bujiler) ait Şekil 1’de gösterilen geometri oluşturulmuştur. Bu amaçla bir motor demonte edildi ve her bir elemanın boyutları CMM cihazı ile ölçüldü. CMM cihazından elde edilen ölçüler kullanılarak motora ait silindir ve ilgili bileşenlerinin katı modeli oluşturuldu. Zamana bağlı çözümlemenin başlangıcı olarak supapların kapalı olduğu ÜÖN anı referans alınarak katı model meydana getirilmiştir. Oluşturulan bu katı model Şekil 1’de gösterilmiştir. Modellenen geometri emme ve egzoz portlarının bir bölümü dahil ikisi arasındaki tüm ilgili bileşenleri içermektedir. Silindir kafası üzerine çapraz konumlanmış bir emme ve bir egzoz supabı bulunmaktadır. Silindir gömleği ve piston kısmı modelin yan ve taban kısmını oluşturmaktadır. Zaman içinde piston hareket ederken silindir gömleği yüzeyi uzamaktadır. Emme portu üzerinde emme supabının arkasından yakıtın püskürtülmesi için yakıt girişi bulunmaktadır. Emme ve egzoz supapları portlar üzerine konumlanmıştır.

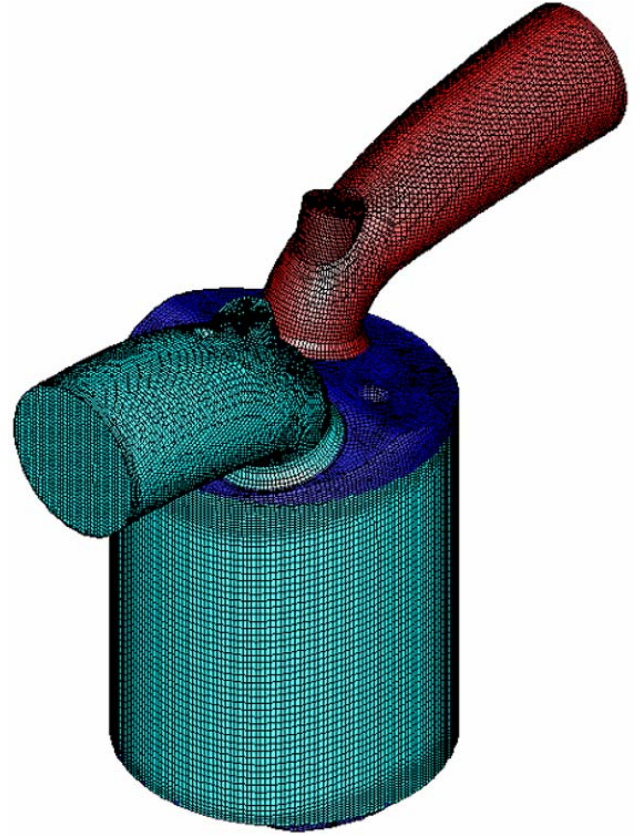
Silindir içi yanma HAD modeli için Star-CD yazılımı kullanılmıştır. HAD analizi için ağ yapısının oluşturulmasında ilk olarak tüm model hacmini çevreleyen yüzeyler için 2-boyutlu ağ yapısı oluşturulmuştur. Ardından, yüzeylerle kapatılmış hacim için 3-boyutlu ağ oluşturulmuştur. Böylece tüm model hacmi çözüm ağı ile doldurulmuştur. Yanma odası bölgesindeki supaplar ve piston tepe bölgesi motor zamanlarına bağlı olarak hareket edecek şekilde ağ yapısı üzerinde hareketli bölgeler olarak tanımlanmıştır. Pistonun alt ölü noktada konumlandığı ağ yapısı Şekil 2’de gösterilmiştir.

CNG kullanımı için yapılan analizlerde motorun devir sayısı 3000 d/dak, sıkıştırma oranı 10,8 ve hava fazlalık katsayısı 1,2 değerlerinde sabit tutularak bu şartlarda en uygun motorun ateşleme avansı belirlenmiştir. Bu ticari motorun kataloğunda benzin kullanımında 3000 d/dak’deki ateşleme avansı 1.-2. buji için 25°-21° KMA olarak verilmiştir [17]. Silindir içi EGR oranı motor için bilinen değer olarak %5 tanımlanmıştır [18].



Şekil 1. Silindir içi yanma modeli için oluşturulan katı model

(Solid model for in-cylinder combustion model)



Şekil 2. Silindir içi yanma modeli ağ yapısı
(Mesh structure for in-cylinder combustion model)

Silindir içi yanmanın modellenmesi için birçok yanma modeli mevcuttur. Bu çalışmada, buji ateşlemeli motorlardaki yanma için geliştirilen G-Equation yanma modeli kullanılmıştır. Yanma modellenmesi için kullanılan G-equation modeli [19]; yanmış ve yanmamış bölgeyi G adı verilen skalar eşdeğer yüzey (isosurface) ile ayırmaktadır. G-equation modeli alev yayılımının, türbülans etkileşiminin ve karışımın kimyasal yapısının tanımlanmasında kullanılan bir modeldir. Bu modelde alev bölgesi üç bölgeye (reaksiyon bölgesi, yanmış bölge, yanmamış bölge) ayrılıp her bölge için fonksiyon tanımlaması yapılır ve türbülanslı alev kalınlığı dikkate alınarak modelleme gerçekleştirilir. Yanmış ve yanmamış bölgeyi ayıran yüzey $G=0$ olarak tanımlanır. Bu yüzeyin dışında G, eşdeğer yüzeyi hassas şekilde yakalamak için $G=0$ ’a göre değişen mesafe fonksiyonuna ihtiyaç duyar. $G=0$ eşdeğer yüzeyinin sadece alev önü pozisyonunu tanımladığı söylenebilir [20]. Türbülanslı akışlarda alev yapısını tanımlamak için türbülanslı alev kalınlığından elde edilebilecek G varyansına ihtiyaç vardır. Analizlerde CNG için tanımlanan yanma modeli parametreleri Tablo 1’de listelenmiştir [5, 16, 17, 21].

HAD modelinde CNG olarak gaz fazında metan (CH_4) tanımlanmıştır. Türbülans modeli olarak içten yanmalı motorlar için önerilen [20] ve literatürde de geniş yer bulan k- ϵ RNG türbülans modeli ve duvar fonksiyonu olarak Angelberger duvar fonksiyonları kullanılmıştır. Hava-yakıt karışımı silindir içerisine önkarışımli olarak gönderilmiştir.

Manifold ve supap yüzeyleri adyabatik olarak tanımlanmıştır. Diğer yüzeyler için malzeme açısından literatürde belirtilen genel sıcaklık tanımlamaları kullanılmıştır. Bunlar; yanma tepe bölgesi (450 K), piston tepe bölgesi (550 K), silindir duvarı bölgesi (500 K) ve buji bağlantı yüzeyi (600 K) sıcaklık değerleridir [22].

Zamana bağlı analizlerde, çözümleme zaman adımı $0,1^\circ$ KMA olarak tanımlanmıştır. Her $0,1^\circ$ KMA değerinde elde edilen tüm çözüm parametreleri (basınç, sıcaklık, emisyonlar) sonuç dosyasına kaydedilmiştir.

Akış alanı, sıcaklık dağılımı ve türbülans özellikleriyle ilgili denklemlerin ayrıştırılmasında Monotone Advection Reconstruction Scheme yöntemi ve hız-basınç çifti için PISO Pressure Implicit Splitting of Operator algoritması kullanılmıştır.

Oluşturulan HAD modelinde emme açılma avansı da (40° KMA) dikkate alınarak analizler 320° KMA'dan başlayıp 1080° KMA'ya kadar olan aralıkta gerçekleştirilmiştir. Motor zamanları Tablo 2'de listelenmiştir. Sıkıştırma zamanı sonunda yani 720° KMA'da piston ÜÖN'ya ulaşmaktadır. Belirtilen çevrimde, ateşleme avansına ait krank mili açısı 650° – 710° KMA aralığında 10° KMA aralık ile değiştirilerek 6 farklı ateşleme avansı için analizler gerçekleştirilmiştir.

Tablo 1. Yanma modeli parametreleri
(Combustion model parameters)

Yanma modeli	G-Equation
Alev çekirdeği yarıçapı (m)	0,0010
Alev çekirdeği kalınlığı (m)	0,0001
Emme portu buji koordinatları (x, y, z)	-5,89; 18,25; 0,97
Egzoz portu buji koordinatları (x, y, z)	5,89; -9,12; 0,97
Bujiler arası ateşleme farkı (KMA)	5
Türbülans alev hızı (m/s)	0,33

Tablo 2. Motor zamanları ve çözüm aralıkları
(Engine times and solution intervals)

Aralık	Başlangıç (KMA)	Bitiş (KMA)
Çözümleme aralığı	320	1080
Çevrim aralığı	360	1080
Emme supabı açıklığı	339	605
Egzoz supabı açıklığı	841	375

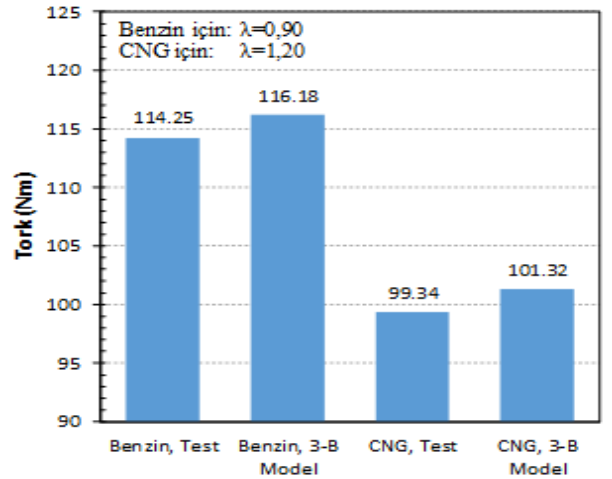
Ateşleme avansına yönelik analizlere geçmeden önce HAD modelinde kullanılan ağ sayısının yeterliliği ile ilgili analizler yapılmıştır. Burada öncelikle, yanma olmaksızın soğuk akış hali için analiz yapılmış ve hem modeli oluşturan ağ elemanlarının yeterliliği ve hem de modelin doğru oluşturulduğu ve çalıştığı kontrol edilmiştir. Bu esnada ayrıca oluşan akış yapısının, bilinen beklentiler dahilinde olması kontrol edilmiştir. Farklı ağ sayıları için analizler yapılmış ve silindir içi basıncın değişimi gözlenmiştir. Tablo

3'de altı farklı ağ sayısı kullanılarak yapılan analizlerdeki ağ sayısı ve hesaplanan en yüksek silindir içi basınç değerleri listelenmiştir. Ağ sayısı 1,2 milyona ulaştığında artık silindir içi basıncın değişmediği görülmüş ve Şekil 2'de gösterilen bu ağ yapısı tüm analizlerde kullanılmıştır.

Tablo 3. Ağ sayısına göre silindir içi basınç değişimi
(In-cylinder pressure variation versus number of meshes)

Ağ sayısı	Silindir içi en yüksek basınç (kPa)
167.796	1925
312.567	1948
521.896	1967
763.299	1978
998.553	1981
1.201.767	1981

Ateşleme avansı değişiminin etkileri için analizlere geçmeden önce, 3-B HAD modelinin doğruluğunu teyit etmek amacıyla, ayrıca, elde edilen HAD sonuçları test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. HAD modeli yapılan Honda L13A4 i-DSI motoru motor test düzeneğinde benzin ve CNG için ayrı olarak HAD analizi şartlarında test edilmiştir. Testlerden ve HAD analizlerinden elde edilen tork değerleri benzin ve CNG için Şekil 3'de karşılaştırılmıştır. HAD analizinde test şartlarındaki motorun mekanik veriminin dahil edilmediği dikkate alınarak karşılaştırma yapılırsa, sonuçların birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. HAD analizinden elde edilen tork teste göre benzin için %1,7 ve CNG için %2,0 kadar az miktarda yüksek çıkmıştır. Test ve HAD analizi arasındaki bu yakın uyum 3-B HAD modelinde kullanılan tüm yaklaşımların (yanma modeli, türbülans modeli, sınır şartları, ağ yapısı) doğruluğunu teyit etmektedir.



Şekil 3. Test ve 3-B HAD modeli karşılaştırması
(Comparison of test and 3-D CFD model)

HAD modeli için gerekli tüm tanımlamalar yapıldıktan sonra 6 adet ateşleme avansı için analizler gerçekleştirilmiş ve çözümler elde edilmiştir. Elde edilen çözümler kullanılarak, hesaplanan parametreler için sonuç grafikleri aşağıda oluşturulmuş ve değerlendirilmiştir.

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Geometrinin oluşturulması, çözüm ağı üretilmesi, sınır-başlangıç şartlarının ve modellemede kullanılacak yaklaşımların tanımlanmasından sonra, emme açılma avansı (40° KMA) dikkate alınarak analizler 320°–1080° KMA için gerçekleştirilmiştir.

Ateşleme avansının etkilerini incelemek ve optimum değerini bulmak üzere toplamda 6 adet ateşleme avansı için analizler yapılmıştır. Motor çift bujilidir. Bunlardan birincisi emme supabına yakın yere ikincisi ise egzoz supabına yakın yere yerleştirilmiştir. Analizler 3000 d/dak için yapılmıştır ve bu devir sayısında bujiler arasında 5° KMA ateşleme farkı verilmiştir [17]. Önce emme supabı tarafındaki 1. buji ateşlenmekte ve 5° KMA sonra da egzoz supabı tarafındaki 2. buji olmak üzere sıralı ateşleme yapılmaktadır. Analizleri yapılan durumlar için ateşleme avansları Tablo 4’de listelenmiştir. ÜÖN’den önce 1. ve 2. buji için seçilen ateşleme avansları sırasıyla 60°-55°, 50°-45°, 40°-35°, 30°-25°, 20°-15°, 10°-5° KMA şeklindedir. Böylece; ateşleme avansının optimum değerinin bulunması için ÜÖN’den önceki 60° KMA açısı 10° KMA aralıklarla taranmıştır.

Tablo 4. Bujiler için ateşleme avansı (KMA)
(Ignition advance for spark plugs (CAD))

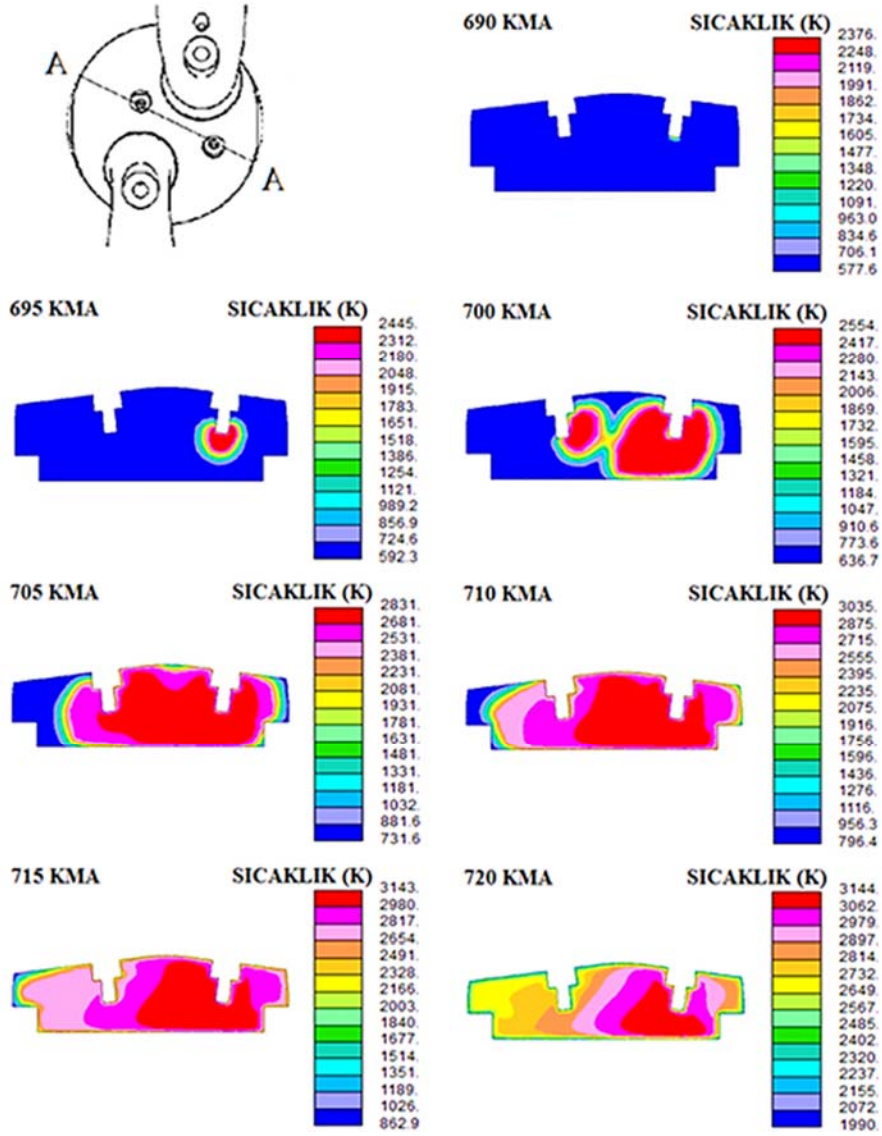
	1. buji (emme)	2. buji (egzoz)
1	60	55
2	50	45
3	40	35
4	30	25
5	20	15
6	10	5

Çift bujili ve sıralı ateşlemeli motor için 3-B HAD modeli kullanılarak her bir ateşleme avansı için analizler yapılarak motor karakteristikleri hesaplanmıştır. Bunun yanında silindir içi yanma görsellenerek incelenmiş ve karşılaştırılmıştır. İncelenen tüm ateşleme avansları için sonuçların değerlendirilmesine geçmeden önce temsili olarak seçilen 30°-25° KMA ateşleme avansı için alevin gelişimini gösteren silindir içi sıcaklığın KMA’na bağlı olarak değişimi Şekil 4’de gösterilmiştir. Şekildeki görüntüler yanma odasındaki iki bujinin tam ortasından geçen bir eksen boyunca kesit alınarak oluşturulmuştur. Böylece, alevin tam olarak her iki bujide oluşumu ve silindir içi ilerleyişi görüntülenmiştir. Görüntüler ateşleme anından ÜÖN’ya kadarki her 5° KMA için oluşturulmuştur.

Şekil 4’de görüldüğü gibi, önce emme portuna yakın buji ateşlenmekte ve oluşan alev küreciği büyüyerek ilerlerken, egzoz portuna yakın buji ateşleme yapmakta ve ikinci bir alev küreciği büyümeye başlamaktadır. Bu alev küreleri birleşerek, alevin silindir içerisinde hızlı bir şekilde ilerlemesine neden olmaktadır. Bu şekilde ilerleyen alev silindir cidarına yaklaşık 1,6 ms’de ulaşmaktadır. İncelenen 6 adet ateşleme avansı için silindir içi basıncın çevrim boyunca KMA’na göre değişimi Şekil 5’de gösterilmiştir.

Tüm ateşleme avansları için sıkıştırma ile artan basınç, ateşleme anından itibaren hızla artmakta ve tepe noktasına ulaştıktan sonra düşmektedir. Görüldüğü gibi, ateşleme ÜÖN’ya (720° KMA) yaklaştıkça yani ateşleme avansı azaldıkça silindir içi basınç azalmaktadır. Çünkü ateşleme ÜÖN’ya yakın yapıldığında yanma işleminin gerçekleşmesi için yeterli süre kalmamaktadır ve yakıtın tüm enerjisinden faydalanılmamaktadır. Ateşleme avansının ÜÖN’ya çok yakın olması, genişleme strokunda alevin tamamen silindir içindeki tüm noktalara ulaşamamasına ve genişlemeden dolayı yüksek basınç oluşumunun gerçekleşmemesine neden olmaktadır. En büyük ateşleme avansı olan 60°-55° KMA için 6,6 MPa olan silindir içi basınç en düşük ateşleme avansı olan 10°-5° KMA için 3,8 MPa değerine düşmüştür.

Elde edilecek motor gücü için, sadece silindir içi basıncın yüksekliğini dikkate almak yeterli değildir. Çevrimden elde edilen net işin değerlendirilmesi açısından silindir içi basınç–hacim değişimi olan indikatör diyagramının da dikkate alınması gerekmektedir. Bütün ateşleme avansları için çevrim boyunca oluşan basınç–hacim değişimi yani indikatör diyagramı Şekil 6’da görülmektedir. İndikatör diyagramı kullanılarak net iş alanları hesaplandığında en büyük net iş için 30°-25° KMA ateşleme avansında gerçekleştiği görülmektedir. Ateşleme avansının değeri 30°-25° KMA’dan uzaklaştıkça net iş düşmektedir. Burada önemli konu; fiziksel kayıpların en düşük seviyeye indirgenip diğer çevrim zamanları için en yüksek indike basıncın sağlanacağı durum için ateşleme avansının belirlenmesi ve ayarlanmasıdır. Silindir içi sıcaklık değişimi Şekil 7’de gösterilmiştir. Tüm ateşleme avansları için sıkışma ile artan silindir içi sıcaklık, ateşleme anından itibaren hızla yükselmekte ve tepe noktasına ulaştıktan sonra kademeli bir şekilde daha düşük bir eğimle azalmaktadır. Ateşleme avansı 60°-55° KMA’dan 10°-5° KMA’ya düşerken silindir içi en yüksek sıcaklık 2714 K’den 2315 K’e düşmektedir. Ateşleme avansı küçüldükçe ÜÖN’ya yaklaştıkça, buji bölgesinde alev çekirdeğinin oluşumunun ardından büyümesi ve alevin silindir içindeki tüm noktalara ulaşması için yeterli zaman kalmamaktadır. Alev çekirdeği gelişirken önünde yer alan gaz hacmini ısıtarak sıcaklığını yükseltecek ve ön reaksiyonların gerçekleşmesini sağlayarak zincirleme reaksiyonlar gerçekleştirerek gelişimini tamamlayıp silindir duvarına kadar ulaşmış olacaktır. Ateşleme avansının 10°-5° KMA değerinde, piston ÜÖN’ya çok yakındır ve birkaç milisaneye içerisinde piston ÜÖN’yu geçerek alt ölü noktaya doğru harekete başlamaktadır. Ateşleme avansının ÜÖN’ya yakın olması durumunda, genişleme stroku ile birlikte hacimdeki genişleme nedeniyle alev tam olarak silindir duvarına ulaşmadan sönmeye eğilimi gösterecektir ve yanmanın tam olarak gerçekleşmemesi nedeniyle silindir içerisinde etkin bir basınç ve sıcaklık oluşumu meydana gelececektir. Silindir içi yakıt miktarındaki değişim miktarı olarak CH₄ kütle oranı Şekil 8’de çizilmiştir. Ateşleme ÜÖN’ya yaklaştıkça, çevrim tamamlanmış olmasına rağmen, silindir içinde kalan yakıt diğer ateşleme konumlarına göre daha fazladır. Yani, geciken ateşleme silindir içindeki yakıtın daha geç tükenmesi şeklinde öteleme yapmaktadır.

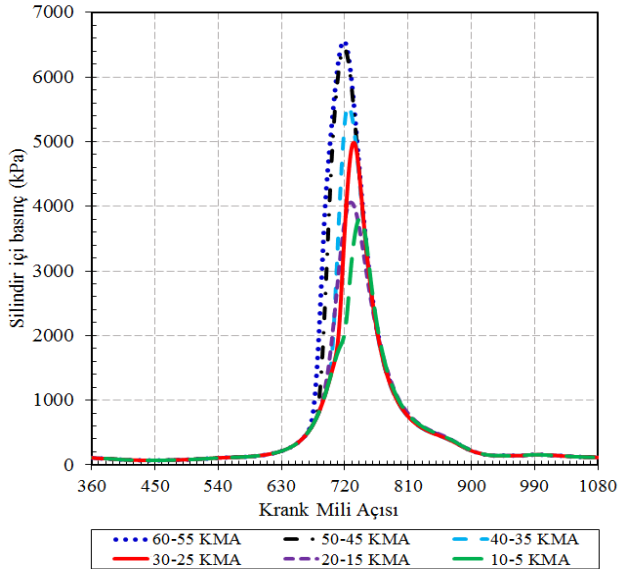


Şekil 4. Sıralı çift bujili ateşlemede silindir içi alev oluşumu ve gelişimi
(In-cylinder flame formation and propagation in sequential dual spark ignition)

Yanmamış yakıt, egzoz strokunun sonunda silindirden dışarı atılmaktadır. Yakıtın tam olarak yakılamaması motorda yakıtın kütlesi ve alt ısıl değerinden kaynaklı oluşacak olan enerjiden de tam olarak faydalanamamak demektir. Bu durumda piston üzerine etkileyen ortalama indike basınçta düşüş meydana gelmekte ve motordan elde edilen net iş azalmaktadır. Tam olarak yakılamayan yakıt eksik yanma ürünleri olan CO, HC bileşenlerinin oluşmasına da neden olmaktadır. Ayrıca, analizlerden elde edilen emisyon değerleri CO₂, O₂, CO, ve NO_x sırasıyla Şekil 9, Şekil 10, Şekil 11 ve Şekil 12’de gösterilmiştir. Şekil 9’da silindir içi CO₂ kütle oranının KMA’na göre değişimi çizilmiştir. Tüm ateşleme avansları için genel olarak başlangıçtaki EGR nedeniyle yüksek seviyede olan CO₂ miktarı (0,1274); emme ile silindire alınan dolgu ile azalmakta (0,0124), sıkıştırma zamanında sabit kalmakta ve ateşleme ile ani olarak tekrar yüksek değerine (0,1274) artmaktadır. Ardından, CO₂

kütle oranı çevrim sonuna kadar yaklaşık sabit kalmaktadır. Şekil 10’da gösterilen silindir içi O₂ miktarı ise CO₂ miktarına ters yönlü olarak; başlangıç değerinden (0,0371) itibaren emme zamanında silindire giren dolgu ile artmakta (0,2042), sıkıştırma zamanında sabit kalmakta ve ateşleme ile ani olarak azalmakta ve çevrim sonuna kadar sabit kalmaktadır. Ateşleme ÜÖN’ya yaklaştıkça, ateşlemeden sonraki CO₂ miktarının artışı kısmen hızlanırken O₂ miktarının azalması kısmen yavaşlamaktadır. Şekil 11’de gösterilen CO kütle oranı ateşleme ile ani bir şekilde artmakta ve maksimum seviyeye ulaşarak yine ani bir şekilde azalmaktadır. En büyük ateşleme avansında (60°-55° KMA) diğerlerine göre ateşlemeden sonra en yüksek seviye ulaşmaktadır. Şekil 12’de silindir içindeki NO_x oluşumunun KMA’ya göre değişimi çizilmiştir. Yanma odasında serbest halde bulunan ve hava ile birlikte yanma odasına alınan N₂ ve O₂ molekülleri yanma odasındaki

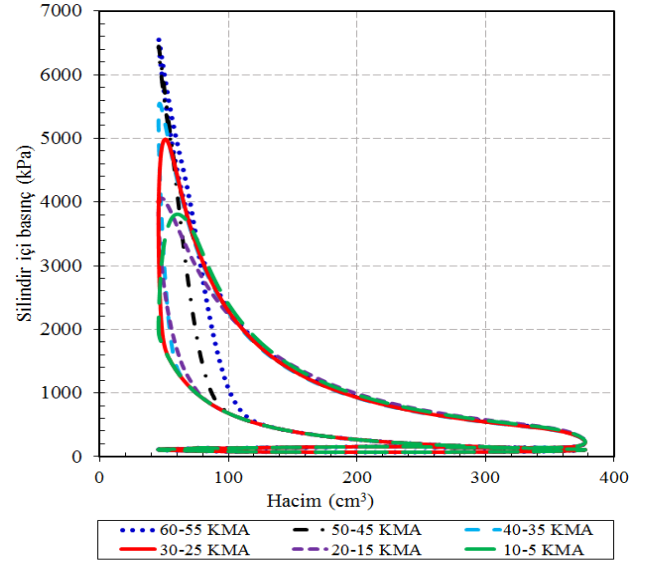
sıcaklığın yükselmesi ile reaksiyona girerek NO, NO₂ gibi yapıları meydana getirir. NO_x oluşumları Zel'dovich mekanizmasına göre gerçekleşir [23]. Bu mekanizma O iyonları ile serbest N₂ moleküllerinin birleşimi, O₂ molekülleri ile N iyonlarının birleşimi ve serbest OH iyonları ile N iyonlarının birleşmesinden meydana gelir. Şekil 12'de görüldüğü gibi ateşlemeden sonra artan NO_x kütle oranı çevrim sonuna doğru bir miktar azalmaktadır. Ateşleme ÜÖN'ya yaklaştıkça silindir içi sıcaklık düşük olduğundan NO_x oluşumunun düşük gerçekleştiği görülmektedir. ÜÖN'ya çok yakın yapılan bu ateşlemede, alev gelişimini tam olarak tamamlayamadan yani yanma tam olarak tamamlanamadan genişleme zamanı başladığından sıcaklık daha az yükselmekte ve daha az NO_x oluşmaktadır. Çevrim sonundaki NO_x miktarı 60°-55° KMA ateşleme avansında; 30°-25° KMA'ya göre %74,2, 10°-5° KMA'ya göre %97,3 daha yüksek seviyededir. NO_x oluşumunun düşük olması her ne kadar istenen bir durum olsa da, 10°-5° KMA ateşleme avansında motordan elde edilen gücün düşük olması ve yanmamış yakıt miktarının fazla olması nedeniyle bu düşük ateşleme avansı uygun görülmemektedir. Ateşleme avansı 60°-55° KMA konumunda silindir içi sıcaklık yüksek olmakta ve NO_x mekanizmalarının gerçekleşmesi için daha fazla süre bulunmaktadır. Ateşleme avansı ÜÖN'dan uzaklaştıkça silindir içerisinde yüksek sıcaklıklara ulaşıldığından moleküller ısı ayrışmaya maruz kalır ve O, OH, H₂, N gibi alt molekül ve iyonlara ayrılır. Bu ayrılan alt moleküller ve iyonlar bir araya gelerek NO_x oluşumuna neden olur. Yüksek silindir içi sıcaklık ve oluşum için yeterli süre nedeniyle de NO_x miktarı en yüksek seviyelere ulaşmaktadır. Bu durumu silindir içi sıcaklık grafiği (Şekil 7) desteklemektedir.



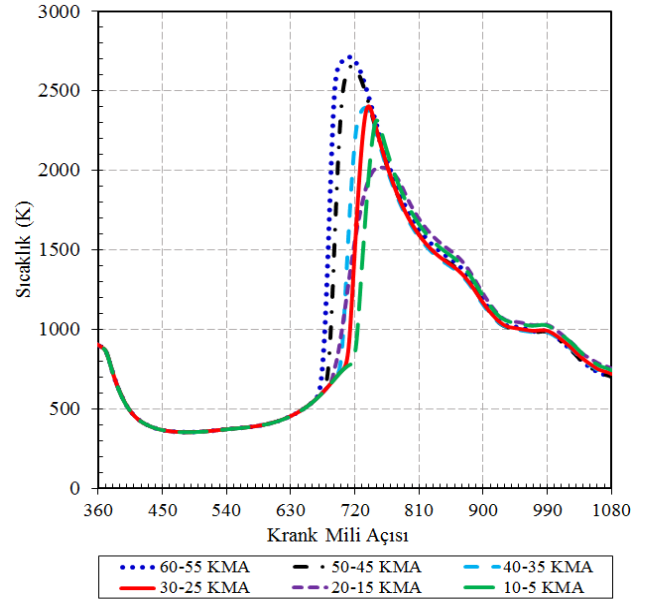
Şekil 5. Silindir içi basınç değişimi
(In-cylinder pressure variation)

Analizlerden elde edilen sonuçlar ve indikatör diyagramları kullanılarak; motor performansına yönelik olarak net indike iş, ortalama indike basınç ve indike güç değerleri tüm

ateşleme avansları için hesaplanmış ve grafikleri sırasıyla Şekil 13, Şekil 14 ve Şekil 15'de verilmiştir.



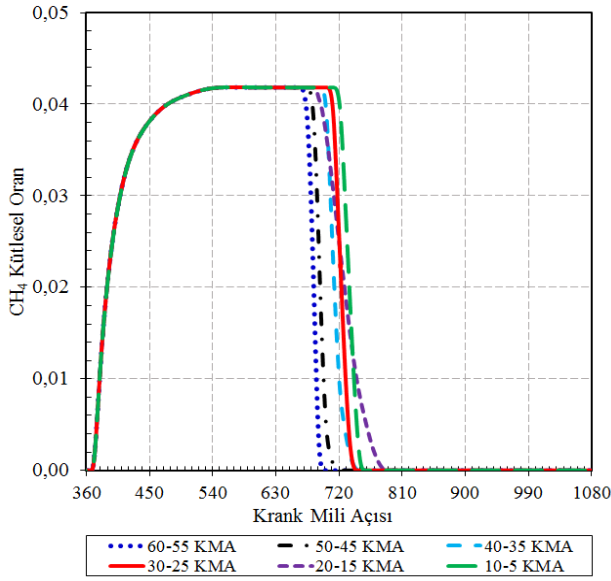
Şekil 6. İndikatör diyagramları (Indicator diagrams)



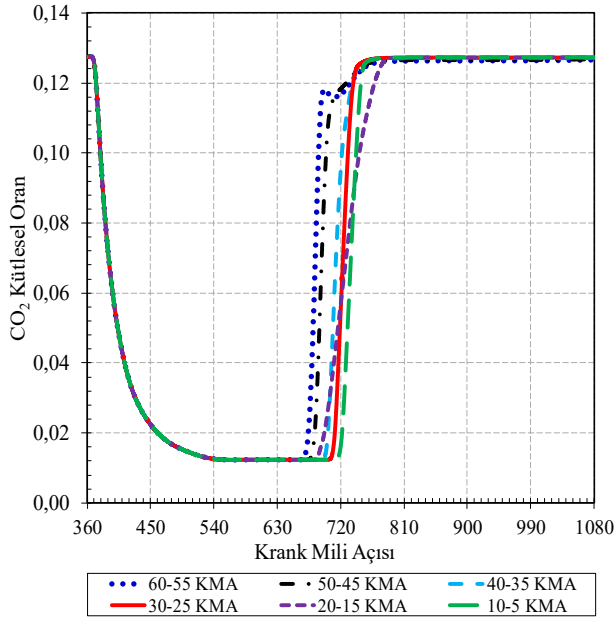
Şekil 7. Silindir içi sıcaklık değişimi
(In-cylinder temperature variation)

Net indike iş, ortalama indike basınç ve indike güç değerleri için ateşleme avansları incelendiğinde; 60°-55° KMA ateşleme avansında elde edilen değerlerin 10°-5° KMA'ya göre ortalama %64,1 düşük olarak hesaplanmıştır. Bu üç performans değerleri; 30°-25° KMA ateşleme avansı için en yüksek çıkmıştır. 30°-25° KMA ateşleme avansı 10°-5° KMA'ya göre ortalama %5,7, 60°-55° KMA'ya göre %42,5 daha yüksek performans değerleri vermiştir. Burada önemli olan husus; ÜÖN'dan 10°-15° KMA sonra maksimum moment kolunun olduğu kinematik pozisyon için silindir

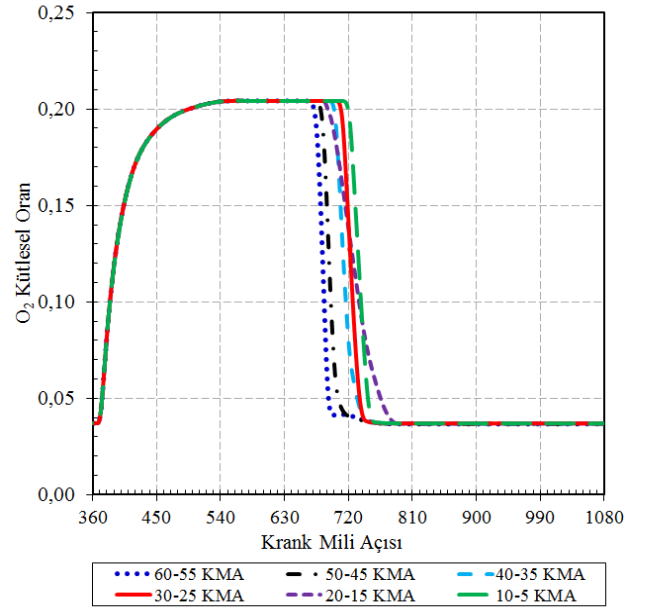
içerisinde maksimum basıncın piston üzerine etkiyeceği an için gereken ateşleme avansının belirlenmesidir. Ateşlemede ÜÖN'ya çok yaklaşılmaması basınç oluşumunun gecikmesi ve maksimum moment oluşum noktasının geçilmesine, ÜÖN'dan çok uzaklaşılması ise ÜÖN'dan önce maksimum basıncın oluşup piston üzerinde ters yönde kuvvet oluşturarak net iş alanının azalmasına neden olacaktır. İncelenen motor çalışma şartları için tüm ateşleme avansları karşılaştırıldığında, her ne kadar 10° - 5° KMA avans değerinde en düşük emisyon oluşumları görülse de, motor gücü açısından en ideal ateşleme avansının 30° - 25° KMA olduğu görülmektedir.



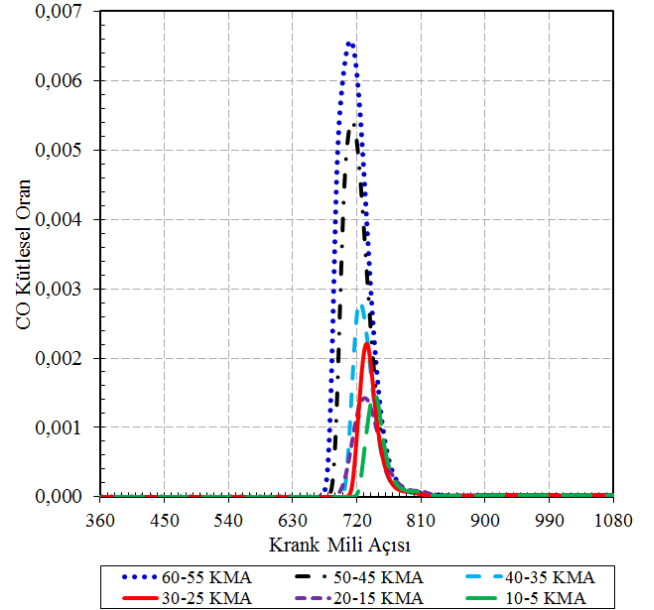
Şekil 8. Silindir içi yakıt miktarı değişimi (In-cylinder fuel variation)



Şekil 9. Silindir içi CO₂ değişimi (In-cylinder CO₂ variation)



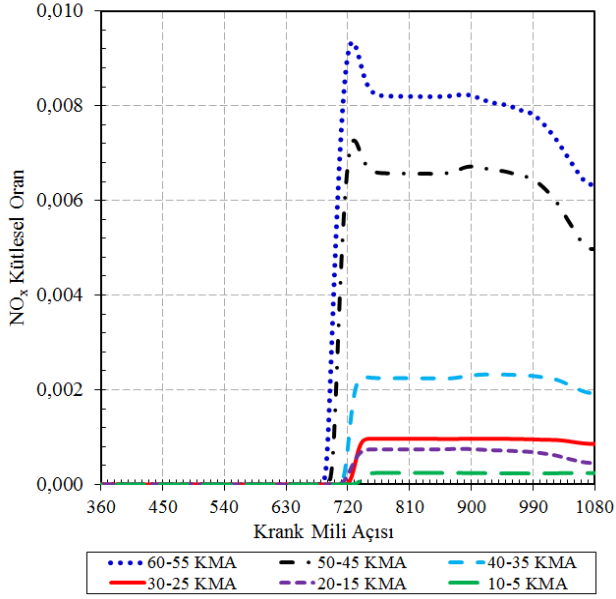
Şekil 10. Silindir içi O₂ değişimi (In-cylinder O₂ variation)



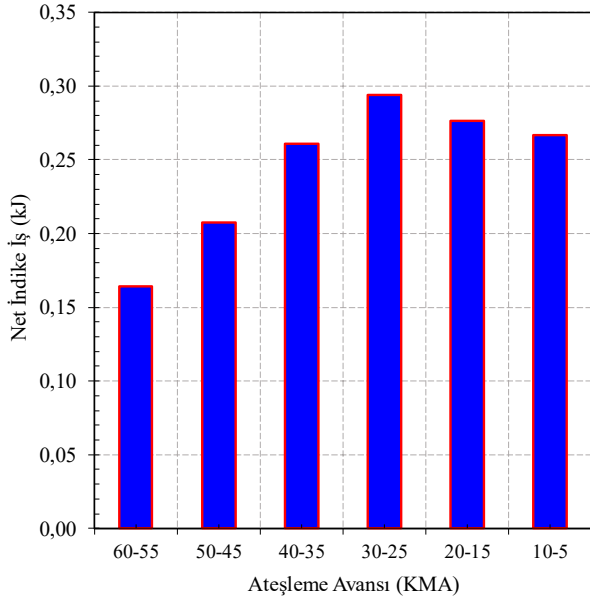
Şekil 11. Silindir içi CO değişimi (In-cylinder CO variation)

Ateşleme avansı 30° - 25° KMA'dan büyük olduğunda net indike işin ve gücün düşük olmasının sebebi, piston ÜÖN'ya ulaşıncaya kadar ve dolayısıyla yanmanın gerçekleşebilmesi için daha uzun süre bulunmasına rağmen özellikle Şekil 6'da verilen indikatör diyagramında görüldüğü gibi basınç-hacim değişiminin fonksiyonu olarak net indike iş alanının daha düşük olmasıdır. En uygun ateşleme avansı, ÜÖN'dan hemen sonra ($\sim 10^{\circ}$ KMA'na kadar) maksimum silindir içi basınç oluşacak şekilde belirlenir. Ateşlemeden sonra özellikle ÜÖN'ya ulaşıncaya kadar oluşan yanma davranışı bu basıncı belirleyicidir ve göz önünde bulundurulmalıdır. İndikatör diyagramları incelendiğinde (Şekil 6), 60° - 55° KMA ateşleme avansı için yanmanın erken gerçekleşmesi

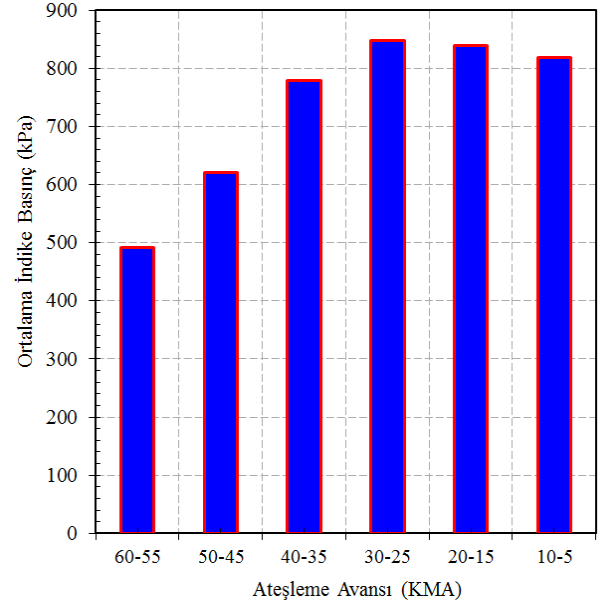
nedeniyle silindir basıncının yüksek seviyelere ulaşarak pistonun ÜÖN'ya hareketini zorlaştırması sonucu, genişleme strokunda iş kaybı olduğu görülmektedir. İndikatör diyagramlarında (Şekil 6) net iş alanında oluşan kayıp açık olarak görülmektedir. Ayrıca ateşleme avansı belirlenirken ÜÖN'dan uzaklaştıkça basınç ve sıcaklığın artması nedeniyle silindir içerisinde vuruntu oluşumu ihtimali de artmış olacaktır. Çünkü hem alev ilerlerken önündeki karışımı sıkıştırıp sıcaklığını ve basıncını yükseltecek hem de pistonun ÜÖN'ya doğru hareketi karışımın sıcaklığını ve basıncını artırmakta ve bu da vuruntu nüvesi oluşumunu tetiklemektedir.



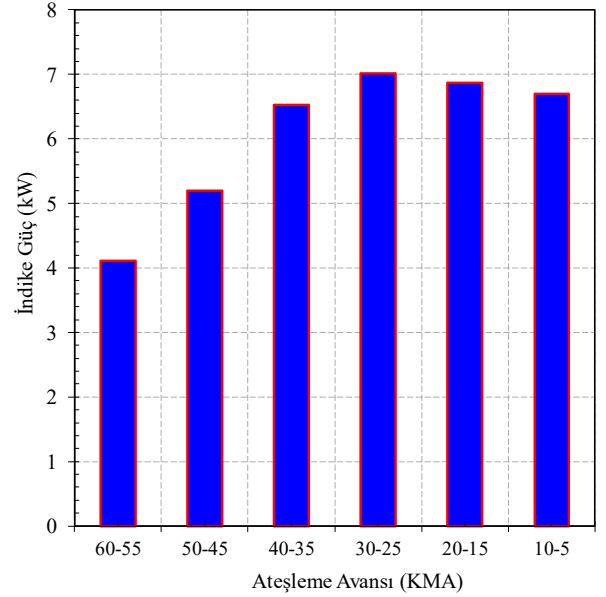
Şekil 12. Silindir içi NO_x değişimi (In-cylinder NO_x variation)



Şekil 13. Net indike iş – ateşleme avansı değişimi (Variation of net indicated work - ignition advance)

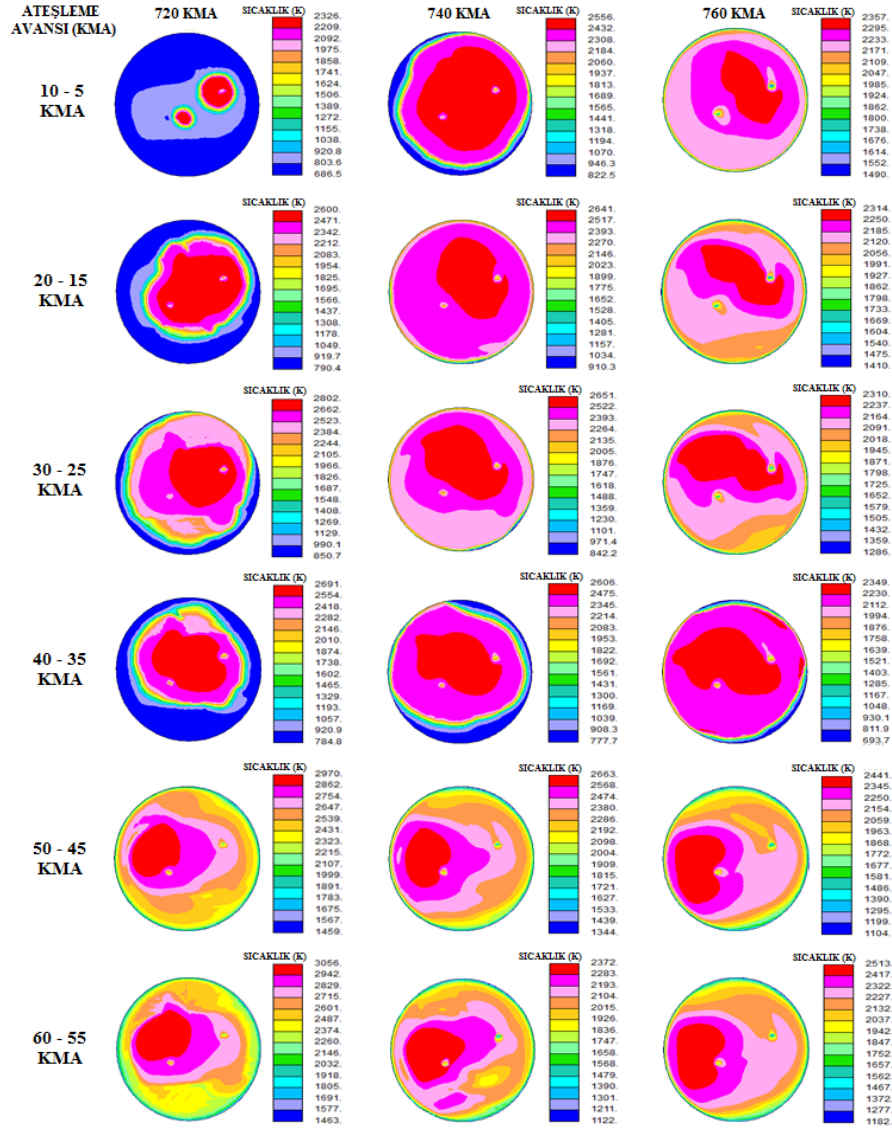


Şekil 14. Ortalama indike basınç – ateşleme avansı değişimi (Variation of indicated mean effective pressure - ignition advance)



Şekil 15. İndike güç – ateşleme avansı değişimi (Variation of indicated power - ignition advance)

Ateşleme avansı 10°-5° KMA'dan küçük olduğunda net indike işin ve gücün düşük olmasının sebebi ise, yanma süresindeki azalma, oluşan alevin tüm hacime nüfuz edemeden genişleme stroğunun başlaması ve yanmanın genişleme stroğuna sarkmasından dolayı yine indikatör diyagramında görüldüğü gibi (Şekil 6) basınç-hacim değişiminin fonksiyonu olarak net indike iş alanının azalmasıdır. Şekil 13, Şekil 14 ve Şekil 15'de gösterilen net indike iş, ortalama indike basınç ve indike güç değerleri; inceleme yapılan ateşleme avansı (60°-55° KMA'dan 10°-5°



Şekil 16. Ateşleme avansının alev oluşumuna ve gelişimine etkisi
(Influence of ignition advance on flame formation and propagation)

KMA'ya) aralığı için, tepe noktası 30°-25° KMA'da olan parabolik bir yapıya sahiptir. Sonuç olarak ateşleme avansının motor karakteristikleri için çok önemli bir parametre olduğu görülmektedir. Ateşleme avansının değeri belirlenirken en önemli kriter; piston üzerindeki maksimum basıncın ÜÖN'dan hemen sonra (~10° KMA) oluşmasıdır. Bu çalışmada kullanılan şartlar için en iyi sonuçlara 1. ve 2. buji için 30°-25° KMA açısında gerçekleştirilen ateşleme ile ulaşıldığı tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçların sabit 3000 d/dak için geçerli olduğu hatırlanmalıdır. Bu hızda incelenen motor için ortalama piston hızı 8 m/s ve çevrim süreleri yaklaşık 0,02 ms mertebesindedir. Her devir sayısı için optimum ateşleme avansının belirlenmesi alevin gelişimi, yanmanın tam olarak gerçekleşmesi ve motora gönderilen yakıttan maksimum faydanın sağlanması açısından bir gerekliliktir. Ateşleme avansının alev oluşumuna ve gelişimine etkilerini 1098

görselleme amacıyla Şekil 16'da incelenen 6 ateşleme avansı için sabit bir eksenel konumdaki sıcaklık dağılımı üç farklı zamanda (720°, 740°, 760° KMA) gösterilmiştir. Ateşleme avansının 10°-5° KMA değeri için emme portunda oluşan alev küreciği egzoz portundaki alev küreciğinden ateşleme zamanı farkından dolayı daha büyüktür. Bujilerin etrafında sıcaklık ~2300 K civarına ulaşmıştır.

Bujilerin etrafı ile silindirin diğer bölgeleri arasında alev henüz yeni oluşumunu tamamlamış olmasından dolayı büyük sıcaklık farkı mevcuttur. ÜÖN'dan yaklaşık 3,2 ms sonra (740° KMA) alev cephesi nerdeyse silindirin tüm noktalarına ulaşmış ve alev cephesinin merkez sıcaklığı yükselmiştir. ÜÖN'dan 40° KMA sonra (760° KMA) artık yanma tamamlanmış, silindir içinde ~2100 K sıcaklığa ulaşılmış ve silindir içinde bütün noktalar arasındaki sıcaklık farkı azalmıştır.

Belirtilen motor çalışma şartları için en ideal ateşleme avansı değeri olan 30°-25° KMA için ise, ÜÖN'ya gelindiğinde alev kürecikleri gelişimlerini tamamlayarak ilerlemektedir. Bu noktada silindir içinde alev ~%85'lik hacime ulaşmış bulunmaktadır ve alev merkez sıcaklığı ~2800 K civarındadır. ÜÖN'dan 20° KMA (740° KMA) sonra artık yanma tamamlanmıştır. Bu durumda silindir içinde sıcaklık ortalama 2550 K civarındadır.

Ateşleme avansının 30°-25° KMA olduğu durumda artık genişleme zamanında sıcaklıklar kademeli olarak düşmektedir (~2100 K). Sadece iki buji arasındaki küçük bir kısımda sıcaklıklar bir miktar silindir geneline göre yüksektir.

Sıcaklık dağılımlarından, ateşleme ÜÖN'dan uzaklaştıkça alev oluşumu ve gelişimi ile ilgili değişimleri ve ÜÖN'dan sonraki silindir içi sıcaklık oluşum bölgelerini gözlemlemek mümkündür. Ateşleme ÜÖN'dan uzaklaştıkça yanmanın genişleme zamanından önce tamamlanma eğilimi nedeniyle artık silindir içi eş sıcaklık dağılımları oluşmamakta ve egzoz portuna doğru yüksek sıcaklık bölgeleri meydana gelmektedir. Silindir içinde ortalama sıcaklık ÜÖN'dan önce oluşmakta ve bundan kaynaklı olarak da maksimum basınç ve sıcaklık oluşumu ÜÖN'dan önceki KMA değerlerinde oluşarak net iş ve indike ortalama efektif basınç oluşumunu azaltmaktadır.

ÜÖN'dan en uzak olan ateşlemede (60°-55° KMA) ÜÖN'da emme portunu geçen alev egzoz portuna yakın bölgede maksimum sıcaklığa ulaşmakta silindir içindeki türbülans davranışlarına göre farklı sıcaklık bölgeleri oluşmaktadır. Bundan kaynaklı olarak da genişleme zamanında vuruntu nüvesi oluşturacak farklı sıcaklık bölgeleri de gözlenmektedir.

Tüm sonuçlara genel olarak bakıldığında incelenen 3000 d/dak hızda CNG için en uygun ateşleme avansı 1.-2. buji için 30°-25° KMA olarak belirlenmiştir. Bu ticari motorun kataloğunda benzin kullanımında bu devirdeki ateşleme avansı 25°-21° KMA olarak verilmiştir. Bu sonuç; CNG için ateşleme avansının benzine göre daha büyük olması gerektiğini göstermektedir. CNG'nin benzine göre yanma hızının yüksek olması ateşleme avansının düşük olmasını gerektirir, CNG için kullanılan hava fazlalık katsayısının 1,2 olması yani fakir karışımın yanma hızını düşürmesi nedeniyle CNG'deki optimum ateşleme avansı artmıştır [15].

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Yapılan silindir içi yanma analizlerinden elde edilen tüm sonuçlar değerlendirildiğinde; motor belli bir devir sayısında çalışırken ateşleme avansının artırılması durumunda yani erken ateşleme yapıldığı takdirde, sıkıştırma zamanı ve yanmanın silindir içi basıncı artırma süreci daha önce başlamış olacaktır. Bu çalışmada, CNG kullanımı için incelenen şartlarda motor performansı ve emisyonlar açısından en uygun ateşleme avansı açısı 1.-2. buji için 30°-

25° KMA olarak belirlenmiştir. Bu ticari motorun kataloğunda benzin için ise bu değerler 25°-21° KMA olarak verilmiştir. Ateşleme avansı, yakıt özellikleri yanında hava fazlalık katsayısına bağlıdır.

Günümüz teknolojisinde araçlarda, değişken devirler ve çalışma şartları için ateşleme avansı değiştirilerek motordan her çalışma durumu için yüksek performans elde edilmeye çalışılmaktadır. Ateşleme avansı üzerine yapılan araştırma çalışmalarından elde edilen veriler ECU'ya tanımlanarak değişken şartlar için motordan maksimum verim elde edilmesi sağlanmaktadır.

Bu çalışmanın devamında; silindir içi buji yerleşimi, yanma odası geometrileri gibi parametrik değişimler yapılarak ateşleme avansının etkilerinin incelenmesi planlanmaktadır.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Basha, S.A., Gopal, R.K., In-cylinder fluid flow, turbulence and spray models-a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13 (6-7), 1620-1627, 2009.
2. Vermorel, O., Richard, S., Colin, O., Angelberger, C., Benkenida, A., Veynante, D., Towards the understanding of cyclic variability in a spark ignited engine using multi-cycle LES, *Combustion and Flame*, 156 (8), 1525-1541, 2009.
3. Verma, S., Das, L.M., Spark advance modeling of hydrogen-fueled spark ignition engines using combustion descriptors, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 140 (8), 081501, 2018.
4. Richard, S., Colin, O., Vermorel, O., Benkenida, A., Angelberger, C., Veynante, D., Towards large eddy simulation of combustion in spark ignition engines, *Proceedings of the Combustion Institute*, 31 (2), 3059-3066, 2007.
5. Yontar, A.A., Doğu, Y., Flame radius effects on a sequential ignition engine characteristics, *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 7 (1), 29-37, 2018.
6. Raine R., Stone C., Gould J., Modeling of nitric oxide formation in spark ignition engines with a multizone burned gas, *Combustion and Flame*, 102 (3), 241-255, 1995.
7. Salimi F., Shamekhi A.H., Pourkhesalian A.M., Role of mixture richness, spark and valve timing in hydrogen-fueled engine performance and emission, *International Journal of Hydrogen Energy*, 34 (9), 3922-3929, 2009.
8. Erkuş B., Karamangil M.İ., Sürmen A., Enhancing the heavy load performance of a gasoline engine converted for LPG use by modifying the ignition timings, *Applied Thermal Engineering*, 85, 188-194, 2015.
9. Calam, A., İcingür, Y., Solmaz, H., Yamık H., A comparison of engine performance and the emission of fusel oil and gasoline mixtures at different ignition timings, *International Journal of Green Energy*, 12, 767-772, 2015.

10. Phuangwongtrakul, S., Wechsatoł, W., Sethaput, T., Suktang, K., Wongwiset, S., Experimental study on sparking ignition engine performance for optimal mixing ratio of ethanol–gasoline blended fuels, *Applied Thermal Engineering*, 100, 869-879, 2016.
11. Papagiannakis, R.G., Rakopoulos, D.C., Rakopoulos, C. D. Theoretical study of the effects of spark timing on the performance and emissions of a light-duty spark ignited engine running under either gasoline or ethanol or butanol fuel operating modes, *Energies*, 10 (8), 1198-1219, 2017.
12. Hepkaya, E., Karaaslan, S., Uslu, S., Dinler, N., Yucel, N. A case study of combustion modeling in a spark ignition engine using coherent flame model. *Journal of Thermal Science and Technology*, 34 (2), 111-121, 2014.
13. Chan S.H., Zhu J., Modelling of engine in-cylinder thermodynamics under high values of ignition retard, *International Journal of Thermal Sciences*, 40 (1), 94-103, 2001.
14. Yontar, A. A., Kantarođlu, E., Doğu, Y., Ateşleme Avansının Motor Performansına ve Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi, 13. Uluslararası yanma sempozyumu, Bursa, Türkiye, 2015.
15. Heywood, J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill College, 1988.
16. Migita, H., Amemiya, T., Yokoo, K., Iizuka, Y., The new 1.3-liter 2-plug engine for the 2002 Honda Fit, *JSAE Review*, 23 (4), 507-511, 2002.
17. Nakayama, Y., Suzuki, M., Iwata, Y., Yamano, J., Development of a 1.3 L 2-plug engine for the 2002 model 'fit', *Honda R&D Technical Review*, 13 (2), 43-52, 2001.
18. CD-Adapco, *Star Methodology for Internal Combustion Engine Applications*, Version 4.26, 2016.
19. CD-Adapco, *Star-CD/es-ice User Guide*, Version 4.26, 2016.
20. CD-Adapco, *Star-CD Methodology*, Version 4.26, 2016.
21. Yontar, A.A., Buji ateşlemeli motorda saf ve karışımlı alternatif yakıtların motor performansına ve emisyonlarına etkilerinin sayısal ve deneysel incelemesi, Doktora Tezi, Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kırıkkale, 2016.
22. Mahle GmbH, *Pistons and Engine Testing*, ATZ/MTZ-Fachbuch, 2012.
23. Miller, R., Davis, G., Lavoie, G., Newman, C., Gardner, T., A super-extended Zel'dovich mechanism for NO_x modeling and engine calibration, *SAE Technical Paper*, No. 980781, 1998.