

# Numerical Investigation of the Effects of Engine Speed on Performance and Combustion Characteristics on a Converted Spark-Ignition Natural Gas Engine

Fatih AKTAS<sup>1,\*</sup> 

<sup>1</sup>Gazi University, Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, 06570, Maltepe/ANKARA

## Graphical/Tabular Abstract

### Article Info:

Research article  
Received: 27.03.2022  
Revision: 12.05.2022  
Accepted: 27.06.2022

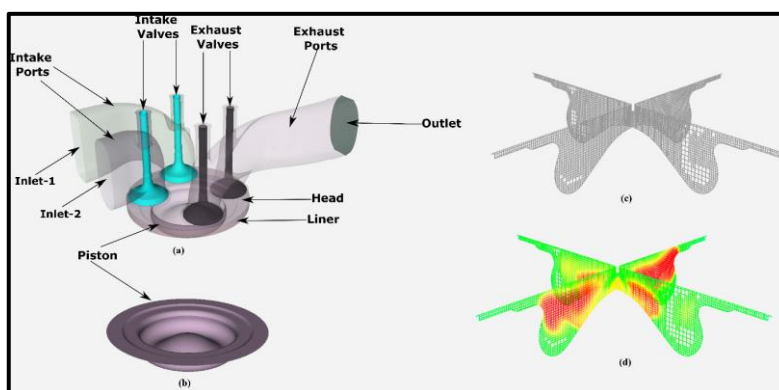
### Highlights

- High compression ratio.
- Diesel to natural gas.
- Spark ignition.

### Keywords

Natural gas  
Performance  
Combustion  
characteristics  
Spark-ignition

In this study, a diesel engine was converted to a spark-ignition engine utilizing natural gas to examine the impact of various engine speed values on performance and combustion characteristics.



**Figure A.** (a) Flow volume and nomenclature, (b) piston geometry, (c) adaptive mesh, (d) temperature image

**Purpose:** In the study, engine performance and in-cylinder combustion characteristics were investigated at high loads and speeds after conversion from a diesel engine with a high compression ratio to a spark ignition engine using natural gas.

**Theory and Methods:** G-equation combustion model, reduced methane chemical kinetic mechanism that represents natural gas with 29 species and 171 equations, and RANS k- $\epsilon$  turbulence model were used in the numerical analysis. Full load, 17.5:1 compression ratio, constant ignition timing, and 6 different engine speeds were used in the analyses. In order to examine only the effect of speed, the initial value, boundary conditions, and spark plug ignition time were considered constant.

**Results:** Engine efficiency decreased as engine speed increased, while engine power and fuel consumption increased. Furthermore, increasing engine speed increased the ignition delay time, causing the flame front to arrive at the squish zone later.

**Conclusion:** Increased engine speed increased engine power and fuel consumption while decreasing average effective pressure and thermal efficiency. Due to the late spark ignition time, two peak formations were seen in the in-cylinder pressure diagram. The maximum in-cylinder pressure value decreased as engine speed increased. The maximum in-cylinder heat release value decreased and occurred later as engine speed increased, but the total amount of heat released in the cylinder increased. The flame thickness did not change significantly.



## Numerical Investigation of the Effects of Engine Speed on Performance and Combustion Characteristics on a Converted Spark-Ignition Natural Gas Engine

Fatih AKTAS<sup>1,\*</sup> 

<sup>1</sup>Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 06570, Maltepe/ANKARA

### Abstract

In this study, the effects of different engine speed values on performance and combustion characteristics were investigated by converting a diesel engine to a spark-ignition engine using natural gas. In numerical analysis, G-equation combustion model, reduced methane chemical kinetic mechanism that represent natural gas consisting of 29 species and 171 equations, and RANS k-e turbulence model were used. Analyzes were performed at full load, 17.5:1 compression ratio, constant ignition timing, and 6 different engine speeds. In order to examine only the effect of speed, the initial value, boundary conditions, and spark plug ignition time were considered constant. While engine power and fuel consumption increased with increasing engine speed, engine efficiency decreased. In addition, increasing engine speed also increased the ignition delay time, and the flame front reached the squish zone later.

### Makale Bilgisi

*Araştırma makalesi*  
*Başvuru: 27.03.2022*  
*Düzeltilme: 12.05.2022*  
*Kabul: 27.06.2022*

### Keywords

*Natural gas*  
*Performance*  
*Combustion*  
*characteristics*  
*Spark-ignition*

### Dönüştürülmüş Bir Kıvılcım Ateşlemeli Doğal Gaz Motorunda Motor Hızının Performans ve Yanma Özellikleri Üzerindeki Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi

### Öz

Bu çalışmada dizel bir motor doğalgaz kullanan buji ateşlemeli motora dönüştürülerek farklı motor hız değerlerinin performans ve yanma karakteristiği üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sayısal analizlerde G-equation yanma modeli, 29 tür ve 171 denklemden oluşan, doğalgazı temsil eden indirgenmiş metan kimyasal kinetik mekanizması ve RANS k-e türbülans modeli kullanılmıştır. Analizler tam yükte, 17,5:1 sıkıştırma oranında, sabit ateşleme zamanında ve 6 farklı motor hız değerinde gerçekleştirilmiştir. Sadece hızın etkisini inceleyebilmek için ilk değer, sınır şartları ve buji ateşleme zamanı ise sabit olarak kabul edilmiştir. Artan motor hızı ile motor gücü ve yakıt tüketimi artarken motor verimi azalmıştır. Ayrıca artan motor hızı tutuşma gecikme zamanını da arttırmış ve alev cephesi sıkışma bölgesine daha geç ulaşmıştır.

### Anahtar Kelimeler

*Doğalgaz*  
*Performans*  
*Yanma karakteristiği*  
*Buji ateşleme*

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Yapılan araştırmalar ulaşım, taşıma, ziraat ve güç aktarma işlemlerinde içten yanmalı motorların geçmişte olduğu gibi yakın gelecekte de ana güç kaynağı olarak kullanımının devam edeceğini öngörmektedir [1,2]. İçten yanmalı motor kullanımının devamı ise fosil yakıt tüketimi ve emisyon salınımının da artması anlamına gelmektedir. Ancak içten yanmalı motorlarda gelişen kontrol ve dönüşüm teknolojileri sayesinde doğalgaz, singaz, hidrojen vb. alternatif gaz yakıtların kullanımı ile petrol kökenli yakıtlara olan bağımlılık azaltılabilir [3]. Gaz yakıtların kullanımının artırılmasında en etkili yollardan biri ise belirli bir kilometreyi aşmış motorların daha çevreci motorlara dönüşümünün sağlanmasıdır [4].

Gaz yakıtların buji ateşlemeli motorlarda yakılması oldukça kolaydır. Ancak bu motorlar genelde doğal emişlidir ve sıkıştırma oranları dizel motorlara göre daha düşüktür. Emme portundan da gaz yakıt gönderilmesi ile hacimsel verim düşmekte ve buna bağlı olarak da motor performansı azalmaktadır. Ancak dizel motorların genelde turbonya sahip olması, yüksek sıkıştırma oranlarında üretimi ve sahip oldukları özel

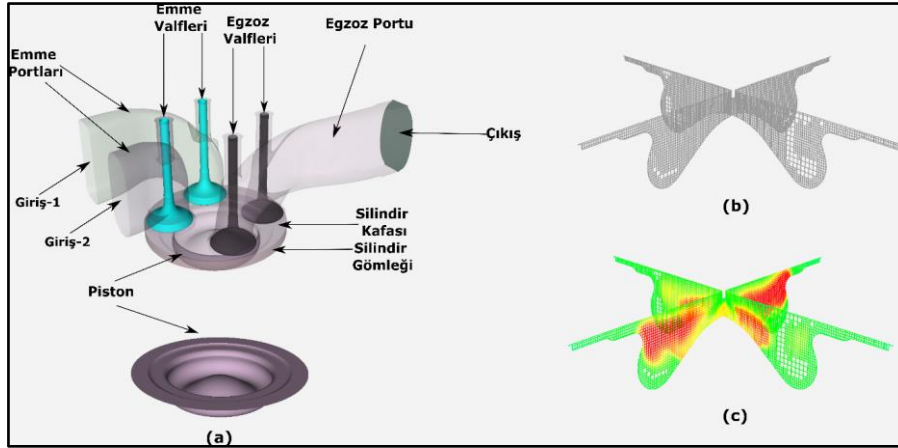
yanma odası geometrilerinden dolayı bu dönüşümde öne çıkabilmektedir. Özellikle dizel motorlara yapılan dönüşüm ve alternatif yakıt çalışmaları ile beraber ön karışım dolgulu sıkıştırma ateşlemeli (PCCI), homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli (HCCI) ve reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli (RCCI) gibi alternatif çevrimler ortaya çıkmıştır [5-7]. Bu yanma teknolojilerinde ise düşük yükte teklemeye, yüksek yükte vuruntu ve iki tane yakıt deposu bulundurulması gibi farklı problemler ortaya çıkmaktadır. Tüm bu problemlerin üstesinden ise dizel motorlarda emme manifolduna düşük basınçlı doğalgaz enjektörü ve dizel enjektör yerine ise buji montajı ile doğalgazın dizel çevrim yerine otto çevrimde çalışması sağlanarak gelinmektedir. Yakıt olarak ise doğalgaz tercih edilmesinin başlıca sebepleri ise çevresel zararının daha az olması, çıkarma teknolojilerinin gelişmesine bağlı olarak bol bulunması, özellikle ABD’de ulaşılabilir ve ucuz olması gösterilebilirken Türkiye’de dağıtım hattının arttırılması ile ilgili çalışmalar bulunmaktadır [8]. Ayrıca ABD’de ağır hizmet dizel araçların doğalgaz ile çalışan araçlara 2025 yılına kadar %20 oranında bir dönüşüm olacağı öngörülmektedir [9].

Dizel motorların doğalgaz motorlarına dönüşüm teknolojisi ile ilgili yapılan çalışmalar ise 90’lı yılların başlarına dayanmakla birlikte gelişen kontrol teknolojisi ile son zamanlarda çalışmalar yeniden hız kazanmıştır. Meyer vd. [10] yaptıkları çalışmada ağır hizmet taşıt motorunu doğalgaz ile çalışacak şekilde dönüştürmüşlerdir. Tam yük ve yüksek hızda yapılan çalışmalarda güç artarken ısı veriminin düştüğü sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca artan yakıt eşdeğerlik oranı ile NO<sub>x</sub> emisyonu artarken, buji ateşleme zamanının öne alınmasıyla da NO<sub>x</sub> değeri düşmüştür. Konu ile ilgili güncel olarak ise Liu vd [11-17]’nin birçok deneysel ve sayısal çalışmaları bulunmaktadır. Yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar genel olarak 13,1:1 sıkıştırma oranlı dizel bir motorun doğalgaz enjektörü ve buji sistemi entegrasyonu ile otto çevrimle çalışan bir motora dönüşümünü içermektedir. Testler genellikle düşük-orta yüklerde ve düşük hız aralıklarında (900-1300 devir/dakika) gerçekleştirilmiştir. Yanma odası şekli, yakıt-hava oranı, buji ateşleme zamanı, doğalgaz metan sayısı vb. birçok parametrenin etkisi incelenmiştir. Yapılan dönüşüm sonrasında çevrimler arası değişimlerin az olduğu, istikrarlı yanma koşullarının gerçekleştiği ve vuruntunun sınır değerleri aşmadığı sonucuna ulaşmışlardır. Genel olarak yakıt eşdeğerlik oranı 1 ile 0,71 arasında çalışılmıştır. Yakıt eşdeğerlik oranının düşmesi ile silindir içi ısı salımları buna bağlı olarak da elde edilen indike güç ve ısı verim de azalmıştır. Bununla beraber tutuşma gecikme zamanı artarken yanma zamanı bir yere kadar artmış daha sonra ise azalmıştır. Sıkıştırma ateşlemeli motorların buji ateşlemeli motorlara dönüşümü ile ilgili çalışmalar literatürde de görüldüğü üzere 13:1 gibi düşük sıkıştırma oranında düşük ve orta yükler için gerçekleştirildiği görülmektedir. Ancak son zamanlarda ağır hizmet dizel motorların, çok fazla yapısal değişiklik yapmadan doğal gaz kullanan buji ateşlemeli motorlara dönüştürmeye yönelik artan yenilenmiş bir ilgi meydana gelmiştir.

Motor hızı, silindir içi gaz hareketini, sürtünme işini, silindir içi kalan artık gaz oranını, hacimsel verimliliği, alev yayılma hızını, yanmanın tamamlanması için gerekli olan süreyi ve ısı transfer oranlarını etkiler [18]. Yapılan bu çalışmada 17,5:1 gibi yüksek sıkıştırma oranında, özel tasarım geometrisine (kademeli girişli) sahip yanma odalı dizel bir motor, dizel enjektör yerine buji montajı ve hava-doğalgaz karışımının ön karışımli olarak gönderilmesi ile farklı motor hızlarında sayısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen bu çalışmada ise motor hızı 1800 devir/dakika’dan 2300 devir/dakika’ya 100’er devir/dakika aralıkla arttırılarak, sabit buji ateşleme zamanında (719,5 KMA) ve yakıt eşdeğerlik oranında ( $\phi=0,63$ ) gerçekleştirilmiştir. Çalışmada yüksek hızlar için buji ateşleme zamanı optimizasyon çalışması yapılmamış ve sabit alınmıştır. Ayrıca her devir için sınır şartları ve ilk değerler de sabit alınarak sadece hızdaki değişimin performans ve yanma karakteristiklerine etkileri incelenmiştir.

## 2. MATEMATİKSEL VE SAYISAL MODEL (MATHEMATICAL AND NUMERICAL MODEL)

Yapılan 3-B sayısal çalışma, ağır hizmet dizel bir motorda dizel enjektör yerine buji montajı ve yakıt hava karışımının da emme manifoldundan ön karışımli olarak tanımlanarak tek silindir modellenmesi ile gerçekleştirilmiştir. Çalışmada kullanılan silindirin sahip olduğu özel (kademeli girişli) yanma odası ve genel görüntüsü, herhangi bir açıdaki kartezyen adaptif ağ görüntüsü ve alev ilerleme hızı görüntü örnekleri Şekil 1’de, motor özellikleri ise Tablo 1’de verilmiştir. Kullanılan doğalgaz yakıtın dizel yakıt ile karşılaştırılmalı özellikleri ise Tablo 2’de verilmiştir.



**Şekil 1.** (a) Akış hacmi, isimlendirilmesi ve piston görüntüsü, (b) adaptif ağ görüntüsü, (c) türbülans alev hızı görüntü örneği

Sınır ve başlangıç şartlarını elde edebilmek için 1-B AVL Boost programı kullanılırken, 3-B yanma analizleri için ANSYS Forte, 2020 R2 kullanılmıştır. Emme-egzoz valflerinin oturma yüzeyleri ve yanma odasının sahip olduğu özel şekil tam geometri (360°) ile modellenerek sıkıştırma ve genişleme stroğu boyunca bu geometrilerin akış karakteristiğine olan etkileri de gözlenebilmiştir. Silindir içi akış ve yanma fenomenlerini etkileyen en önemli unsurlardan biri de sıkışma (squish) yüksekliğidir. Bu yükseklik motorun sahip olduğu 17,5:1 sıkıştırma oranını elde edebilecek şekilde gerçek motordaki yüksekliğe yakın tutulmuştur. Silindir hacmi ayarlanması ve uygun olarak isim tanımlanması yapıldıktan sonra ise uygun eleman boyutunun seçimine geçilmiştir. İlk olarak global mesh size tanımlaması gerçekleştirilmiştir. Global mesh size, deneysel verilerle yapılan doğrulama çalışmaları, bağımsızlık çalışmaları ve literatürden elde edilen bilgiler doğrultusunda 2,25 mm olarak alınmıştır [19-24]. Global mesh size ayarlanmasından sonra ise lokal eleman iyileştirmeleri gerçekleştirilmiştir. Bu iyileştirmeler daha çok hassas çözüm gerektiren bölgeler olmuştur. Örneğin; valf çevrelerinde, pistonun ÜÖN'dan 20 KMA öncesi ve sonrasında, buji etrafında (10 mm'lik bir top oluşturulması) ve yapılan tüm duvar tanımlamalarının çevresinde oluşturulmuştur. Sonrasında ise belirli krank açıları için sıcaklık ve hız çözümlerinin daha hassas yapılabilmesi için de ÜÖN'dan önce ve sonra ¼ oranı kadar daha fazla eleman iyileştirilmiş ağ yapısı kullanılmıştır. Şekil 1(b)'de örneği verildiği üzere çözümlerde adaptif ağ yapısı kullanılmıştır. Yani program buji ateşlemesinden sonra alev ilerlemesi boyunca Şekil 1(c)'de görüldüğü gibi konuma ve zamana göre eleman sayısını arttırıp-azaltarak çözümün daha hassas gerçekleşmesini sağlamıştır.

Tablo 1. Motor özellikleri

Özellik	Değer
Toplam motor hacmi (cm <sup>3</sup> )	2930
Toplam silindir sayısı	3
Çap / Strok (mm)	104 / 115
Sıkıştırma oranı (-)	17,5:1
Kompresör basınç oranı	2,68
Kompresör Verimi	0,78
Yanma odası	Piston içerisinde özel kase yapısı ve düz silindir kafası
Valf zamanları (KMA)	IVO: 28° ÜÖNö/IVC: 60° AÖNs EVO: 65° AÖNö/EVC: 33° ÜÖNs

Tablo 2. Dizel ve doğalgaz yakıt özellikleri [25,26]

Özellikler	Dizel	Doğal Gaz
Ana bileşen	C ve H	Metan (CH <sub>4</sub> )
Alt ısı değer (MJ/kg)	42,5	50
Kendiliğinden tutuşma sıcaklığı (K)	553	923
Oktan sayısı	30	120
Setan sayısı	40-60	-
Havada yanıcılık sınırları (% hacim)	0,7-5	5-15
Alev hızı (m/s)	0,3	0,45
Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	833-881	692
Moleküler ağırlık (g/mol)	170	16,043
Spesifik yer çekimi	0,83	0,55
Kaynama noktası (K)	453-653	111,5
CO <sub>2</sub> emisyonu (%)	13,4	9,5

Yapılan geometri, isim ve eleman tanımlamaları sonrasında ise kullanılacak denklem ve modellerin oluşturulmasına geçilmiştir. Yanma denkleminde, 29 tür ve 171 denkleme indirgenmiş, doğalgazı temsil eden metan yanma mekanizması kullanılmıştır. Bu mekanizma yaklaşık 4000 türden meydana gelen, çeşitli eşdeğerlik oranları (0,4–2), basınç (10–100 bar), sıcaklıklar (1000 K ve üzeri) ve EGR (0–20 %) oranları için doğrulanmıştır [27,28].

Tür ve denklem sayısının daha az olması, basit karbonlu olması, diğer C<sub>n</sub>H<sub>m</sub> bileşiklerinden gelecek kararsızlıkların önlenmesi ve doğalgazın da büyük çoğunluğunun metandan oluşmasından dolayı doğalgaz yerine metan tercih edilmiştir. Programın yanma analizini gerçekleştirmesi sırasında çözdüğü türbülanslı reaktif akış için korunum denklemleri (tür korunum denklemi, süreklilik denklemi, momentumun korunumu denklemi, enerjinin korunumu denklemi ve gaz fazı karışım hal denklemi), türbülans modeli ve kullanılan denklemler ayrıntıları ile birlikte daha önce yapılan çalışmalarda verilmiştir [20, 21, 23, 27, 28].

Alev yayılımını tahmin etmek için kullanılan en önemli parametrelerden biri, motor yanma modelinde alev yüzeyidir. Alev cephesi  $G(\vec{x}, t)$  ile tanımlanmış ve alev yayılımını analiz etmek için G-denklemler modeli kullanılmıştır [27, 29, 30].

ANSYS Forte'de kullanılan denklem seti denklem (1) ve (2)'deki gibidir:

$$\frac{\partial \tilde{G}}{\partial t} + (\tilde{u} - \tilde{u}_{vertex}) \cdot \nabla \tilde{G} = \frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} S_T^0 |\nabla \tilde{G}| - D_T \bar{K} |\nabla \tilde{G}| \quad (1)$$

$$\frac{\partial \tilde{G}^{n_2}}{\partial t} + \tilde{u} \cdot \nabla \tilde{G}^{n_2} = \nabla_{\perp} \cdot \left( \frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} D_T \nabla_{\perp} \tilde{G}^{n_2} \right) + 2D_T (\nabla \tilde{G})^2 - c_s \frac{\tilde{\epsilon}}{\bar{k}} \tilde{G}^{n_2} \quad (2)$$

burada  $\nabla_{\perp}$  teğetsel gradyan operatörü,  $\tilde{u}$  akışkan hızı,  $\tilde{u}_{vertex}$  hareketli tepe noktasındaki verteks hızı,  $\rho_u$  ve  $\rho_b$  yanmış ve yanmamış karışımların ortalama yoğunlukları,  $D_T$  türbülanslı yayılmadır,  $\bar{K}$  ortalama alev ön eğriliğini,  $c_s$  model sabiti,  $\bar{k}$  ve  $\tilde{\epsilon}$ , RNG k-ε modelindeki ortalama türbülanslı kinetik enerjiyi ve yitim hızını temsil eder.

Türbülanslı yanma sürecini simule etmek için Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (RANS) ve G-denklemleri, kıvılcım başlangıcı için discrete particle ignition kernel (DPIK) modeli ve türbülans denklemleri çözümü için ise yeniden normalleştirilmiş grup (RNG) k-ε modeli kullanılmıştır [30-34]. Ayrık parçacık ateşleme çekirdeği (DPIK) modeli, Lagrangian yaklaşımı kullanarak alevin başlangıcını öngörür

ve karşı gradyan difüzyonu ile ilişkili olarak, ince ve buruşuk alev rejimleri için alevin ön konumunu hassas bir şekilde belirler, bu da alev yayılımı ilerleme analizi için faydalıdır [35].

Ayrıca DPIK modeli ağ boyutundan daha küçük bir alev çekirdeği dikkate alınarak çekirdek başlangıcını simüle etmektedir. Çekirdekte eşit dağılmış sıcaklık varsayıldığında, alev çekirdeği büyüme hızı denklem (3)'te aşağıdaki gibi verilir:

$$\frac{dr_k}{dt} = \frac{\rho_u}{\rho_k} (S_{plasma} + S_T) \quad (3)$$

burada  $r_k$  kernel yarıçapı,  $\rho_k$  kernel bölgesindeki gaz yoğunluğu ve  $\rho_u$  is yerel yanmamış gaz yoğunluğudur. Plazma hızı olan  $S_{plasma}$  denklem (4)'teki gibidir:

$$S_{plasma} = \frac{\dot{Q}_{spk}\eta_{eff}}{4\pi r_k^2 [\rho_u(u_k - h_u) + P \frac{\rho_u}{\rho_k}]} \quad (4)$$

burada  $\rho_u$  ve  $h_u$  yanmamış karışımın yoğunluğu ve entalpisidir.  $\rho_k$  ve  $u_k$  çekirdeğin içindeki karışımın yoğunluğu ve iç enerjisidir.  $\dot{Q}_{spk}$  elektrik enerjisi deşarj oranıdır,  $\eta_{eff}$  bujiye olan ısı kaybından kaynaklanan elektrik enerjisi aktarım verimliliğidir. Ortaya çıkan alev cephesi bilgilerine göre silindir içi ısı salınımı, gaz kinetiği ve emisyon oluşumu hesaplanmaktadır. Yapılan analiz çalışmalarında ayrıca duvar ısı transferi [36] ve alev sönme modellerini [28] de çözülmektedir.

Yanma analizleri emme valfi kapandığı krank açısında ( $60^\circ$  AÖNs) başlatılıp egzoz valfi açıldığı krank açısında ( $65^\circ$  ÜÖNö) tamamlanmıştır. Emme valfinin kapandığı krank açısındaki ilk değerler (basınç, sıcaklık ve tür kütle oranları) ve sınır şartları 1-B AVL Boost programı kullanılarak sağlanmıştır. Elde edilen bu değerler tüm motor hızları için sabit tutularak sadece motor hızının performansa ve yanma karakteristiğine olan etkileri incelenebilmiştir. Emme ve egzoz akışları çözüme dahil edilmemiş ve çözüm aralığının da sınırlı tutulması ile hesaplama maliyeti azaltılmıştır. Duvarlara sabit sınır sıcaklıkları eşit dağıtılmış bir şekilde uygulanmıştır. Piston, silindir gömleği, silindir kafası, emme ve egzoz valf sıcaklıkları sırasıyla 500 K, 540 K, 590 K, 345 K ve 700 K olarak kabul edilmiştir. İlk değer olarak ise yakıt eşdeğerlik oranı  $\Phi=0,63$  olarak kabul edilmiştir. Bu değer dizel yanma rejiminde deneysel ve sayısal çalışmalarda 0,56 olarak elde edilmiştir [23]. Sıcaklık= 448,443 K, basınç =2,932 bar, türbülans kinetik enerji ve türbülans uzunluk ölçeği ise  $10\ 000\ \text{cm}^2/\text{sec}^2$  ve 1 cm olarak ayarlanmıştır.

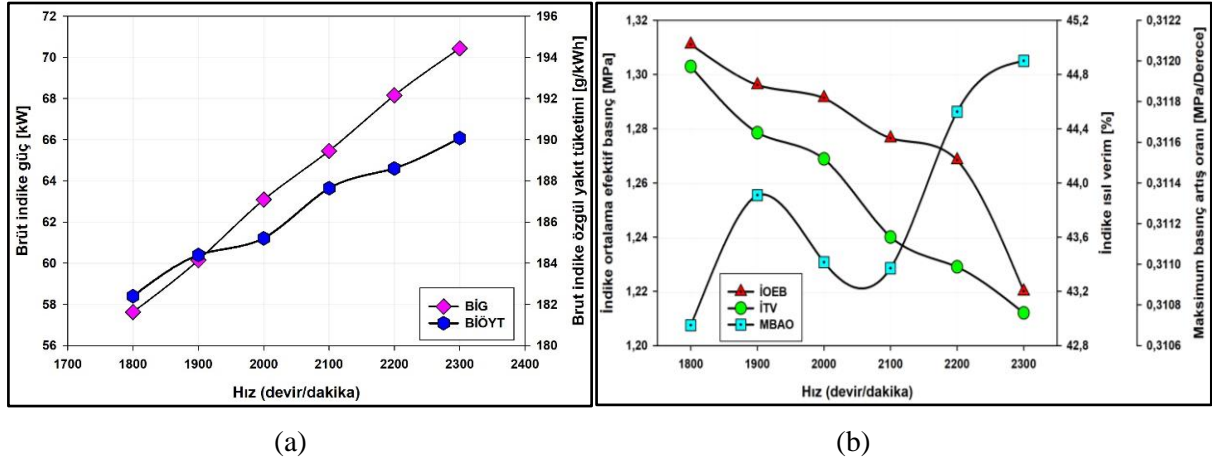
Yapılan çalışmanın deneysel verilerle doğruluğu dizel yanma rejiminde yapılan çalışmalarla sağlanmıştır. Bu doğrulama çalışması sonucuna göre, brüt indike güç (BİG), brüt indike özgül yakıt tüketimi (BİÖYT), indike ortalama efektif basınç (İOEB), indike ısı verim (İİV), maksimum silindir içi basınç, maksimum silindir içi ısı salınımı ve is emisyonu değerleri deneysel verilerden sırasıyla %0,75, %0,33, %1,06, %0,47, %1,44, %7,48 ve %18,5 oranında farklılık göstermiştir [19, 23, 25]. Dizel motordan buji ateşlemeli doğalgaz kullanan motora yapılan dönüşüm sonrasında ise eleman sayısından bağımsızlık çalışmaları gerçekleştirilerek en uygun eleman sayısının piston üst ölü nokta iken 851 653 olduğu saptanmıştır [26].

Analizler yüksek hız olarak tanımlanabilecek 1800-2300 devir/dakika aralığında, tam yük altında doğalgaz kullanımı için gerçekleştirilmiştir. Buji ateşleme zamanı ise dönüşüm öncesi dizel enjeksiyon zamanı olan 719,5 KMA olarak alınmıştır. Kimyasal çözücü işlemcisi buji ateşlemesinden sonra aktif hale getirilerek çözüm kolaylığı sağlanmıştır. Modelde en verimli çözüme ulaşabilmek için uyarlanabilir zaman adımı kontrolü uygulanmıştır. Başlangıç ve maksimum simülasyon zaman adımları sırasıyla  $5,0e-7$  sn ve  $5,0e-6$  sn olarak alınmıştır.

### 3. BULGULAR VE TARTIŞMA (RESULTS and DISCUSSION)

Yapılan çalışmada dizel bir motordan buji ateşlemeli doğalgaz ile çalışan dönüştürülmüş bir motorda performans ve silindir içi yanma karakteristikleri yüksek hız olarak tanımlanabilecek 1800 devir/dakika'dan 2300 devir/dakika'ya kadar 100'er devir/dakika artırımla tam yük altında 6 farklı hızın performans ve yanma karakteristiğine olan etkileri araştırılmıştır. Şekil 2(a)'de farklı motor hızlarının brüt indike güç (BİG) ve brüt indike özgül yakıt tüketimi (BİÖYT) değerlerine etkileri verilmiştir. Artan devir sayısı ile silindir içi sürtünme ve hacimsel verim azalmaktadır [18]. Ancak güç hesabındaki devir sayısındaki artış sürtünme ve hacimsel verimden kaynaklı azalmaya baskın gelerek gücün artmasını sağlamıştır. Diğer yandan artan sürtünme kuvveti ile de silindir içi yakıt tüketiminin arttığı görülmektedir.

Şekil 2(b)'de ise indike ortalama efektif basınç (İOEB), indike ısı verim (İIV) ve maksimum basınç artış oranı (MBAO) verilmiştir. MBAO değeri genelde vuru ve gürültü ile ilişkilendirilerek motor tasarım ve optimizasyonunda bakılan önemli parametrelerden biridir. Bu oran literatürde genel olarak 1,5-1,0 MPa/derece [23] olmakta ve kritik vuru sınırı olarak tanımlanmaktadır. Şekil 2(b)'de de MBAO değerlerinin tüm hız değerlerinde sınır değerin (1 MPa/derece) altında kaldığı görülmektedir. Sürtünmedeki artış, hacimsel verimdeki düşüş ve optimize edilmemiş buji ateşleme zamanından kaynaklı, artan hız ile İOEB ve İIV değerleri azalmıştır. Motor hızındaki artışın özellikle buji ateşleme zamanının da geç olması ile vuru sınırının altında kaldığı görülmüştür. Bu nedenle, alev yayılımının yanma olayına egemen olduğu hipotezini desteklemektedir [15].

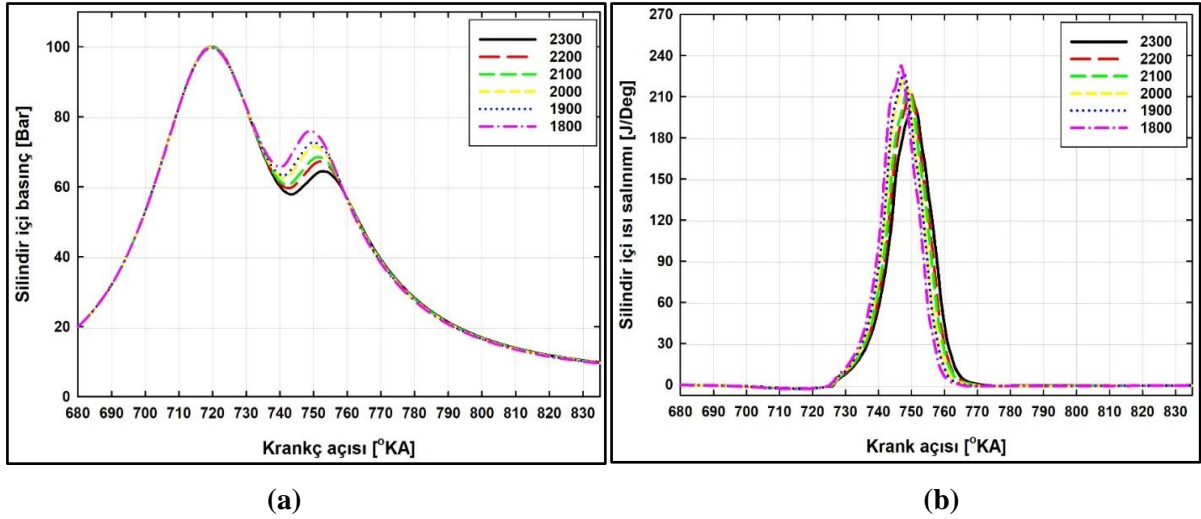


Şekil 2. Farklı hızlar için (a) brüt indike güç, brüt indike özgül yakıt tüketimi, (b) indike ortalama efektif basınç, ısı verim ve maksimum basınç artış oranı

Şekil 3(a) ve (b)'de farklı hız değerleri için silindir içi basınç ve ısı salınım grafikleri krank açısına bağlı olarak verilmiştir. Şekil 3(a)'da tüm hız değerleri için üst ölü nokta (ÜÖN)'da ve yanma başlangıcı sonrası olmak üzere iki tane tepe formasyonu oluşumu görülmüştür. Sıkıştırma oranının 17,5:1 gibi yüksek bir değer olmasına rağmen buji ateşleme zamanı (BAZ)'ın göreceli olarak geç (BAZ: 719,5 KMA) olması ve doğalgazın oktan sayısının yüksekliğinden dolayı tutuşma en erken (1800 devir/dakika'da) yaklaşık 731 KMA'da başlayabilmiştir. ÜÖN'da tüm hız değerleri için henüz yanma başlamadığından birinci tepe formasyonunda aynı maksimum basınç değerleri (yaklaşık 100 bar) elde edilmiştir. Sonrasında ise yanmanın başlaması ile ikinci tepe formasyonunun olduğu noktada ise farklı maksimum basınç değerleri farklı krank açıları elde edilmiştir. Ayrıca yanmanın ve maksimum basıncın olduğu nokta ÜÖN'dan çok sonra olmasından dolayı ateşleme zamanı için parametrik çalışmasının gerekliliği görülmektedir. Çünkü BAZ'nin geciktirilmesi, tepe silindir basıncının genleşme strokunda meydana gelmesine neden olarak tepe basıncını düşürür ve piston üzerine yapılan işi azaltır. Artan motor devri ile birlikte düşen hacimsel verim ve motor hızına göre optimize edilmemiş buji ateşleme zamanı sebebiyle silindir içi basınç değerleri motor devrinin artması ile azalmıştır.

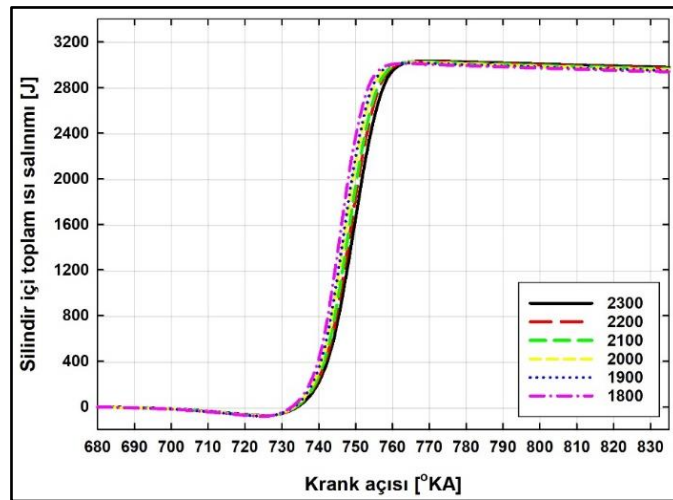
Şekil 3(b)'de, maksimum ısı salınımının 1800 devir/dak'da olduğu ve bu hız değeri için maksimum ısı verime sahip olduğu görülmektedir. Şekil 3'teki daha düşük tepe basıncı ve ısı salınım oranı, motor güç çıkışını etkileyen çevrim başına daha az iş olduğunu gösterir. Dolayısıyla, artan hız ile Şekil 2(b)'de de görüldüğü üzere İOEB ve İIV lineer olarak azalmıştır. Maksimum ısı salınım oranı 1800 devir/dakika motor hızında 750 KMA açısında 238 J/derece olarak gerçekleşmiştir.

Silindir içi ısı salınım oranı ve yanma hızı, motor devri arttıkça alev yanma hızının düştüğünü gösterir. Şekil 3(a)'te artan motor hızının, muhtemelen sabit BAZ ayarlarında yanmayı tamamlamak için daha az süre olması nedeniyle, maksimum basıncı azalttığını ve geciktirdiğini göstermektedir.



Şekil 3. Farklı hızlar için (a) silindir içi basınç ve (b) ısı salınım değerleri

Şekil 4'te silindir içi toplam ısı salınım miktarı verilmiştir. Artan hız ile açığa çıkan toplam ısı salınım miktarının arttığı görülmektedir. Normal şartlarda 64 mg/strok yakıt miktarı ve metanın alt ısı değerinin de yaklaşık 50 MJ/kg olduğu düşünüldüğünde 3200 J'lük toplam enerji salınımı beklenebilir. Ancak duvara geçen ısı transferi miktarı çıkarıldığında Şekil 4'te de görüldüğü üzere yaklaşık 3000 J toplam ısı salınım değeri elde edilmiştir.



Şekil 4. Farklı hızlar için silindir içi toplam ısı salınım miktarı

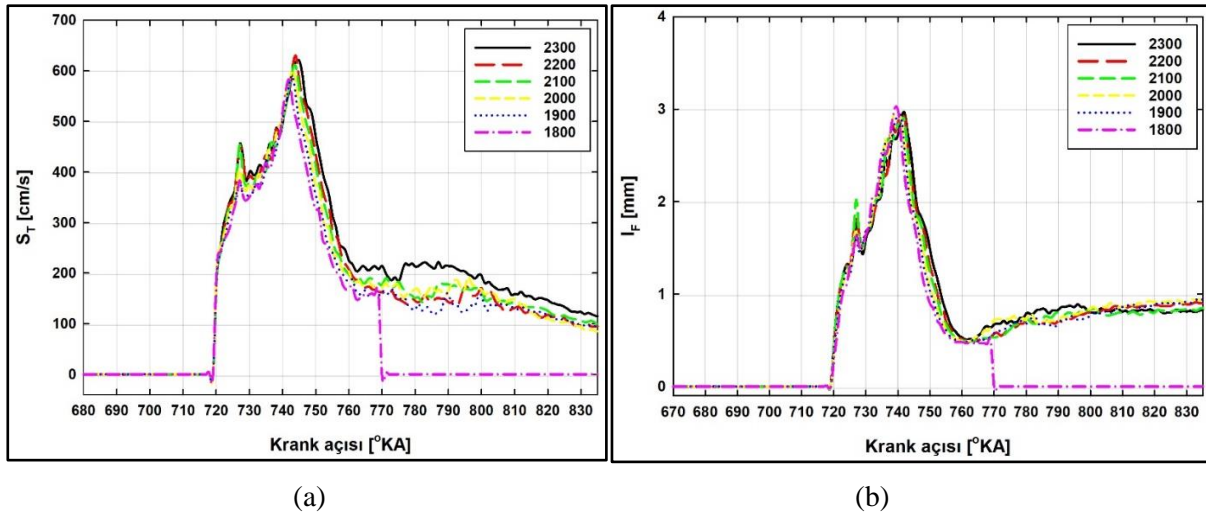
Tablo 3'de silindir içi yanma karakteristiği değerleri verilmiştir. Burada  $KAx$ , x% kümülatif ısı salınımı ile ilişkili krank açısı olarak tanımlanmıştır. KA10 yanma başlangıç zamanı, KA50 enerji salınım merkezi ve KA90 ise yanma bitiş zamanı olarak kabul edilmiştir. KA10 ile KA90 arasında geçen zaman ise yanma süresi olarak tanımlanmıştır. Burada verilen tutuşma gecikme zamanı, yakıtın ateşlenmesinden önceki fiziksel ve kimyasal hazırlık sürecini değerlendirmek için önemli bir parametredir. Genel olarak optimize edilmemiş buji ateşleme zamanı ve ilk değerlerle beraber artan motor devrinin tüm yanma evrelerini (KA2, 10, 50 ve 90) geciktirdiğini göstermektedir. Buna bağlı olarak da alev çekirdeği oluşumu ve yanma başlangıç zamanı da gecikmiştir. Bu etkilere bağlı olarak da tutuşma gecikme zamanı artmıştır.



Tablo 3. Farklı hız değerleri için silindir içi yanma karakteristiği değerleri

Hız (devir/dakika)	Tutuşma Gecikmesi (KMA)	Yanma Süresi (KMA)	KA2 (ÜÖNs)	KA10 (ÜÖNs)	KA30 (ÜÖNs)	KA50 (ÜÖNs)	KA90 (ÜÖNs)
2300	20,06	16,98	13,03	20,06	26,07	30	37,04
2200	20,06	15,97	12,00	20,06	26,06	29,03	36,03
2100	20,00	16,00	12,00	20,00	25,04	28,00	36,00
2000	19,04	16,02	12,02	19,04	24,02	27,02	35,06
1900	19,05	14,99	12,04	19,05	24,00	27,03	34,04
1800	18,05	14,96	11,03	18,05	23,02	26,04	33,01

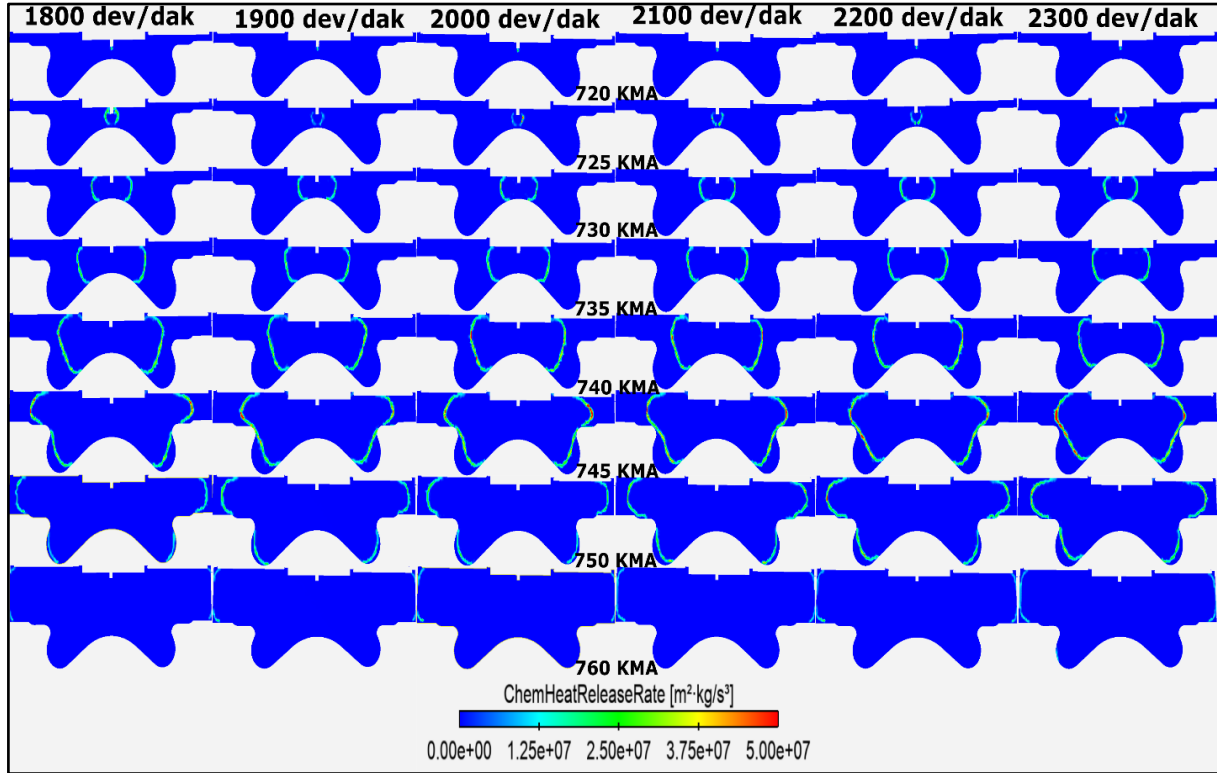
Türbülans alev hızı ( $S_T$ ) akış alanının, kimyasal ve fiziksel özelliklerin bir fonksiyonu olarak yanmamış karışıma göre ortalama alev cephesinin yayılma hızı olarak tanımlanır. Türbülans alev kalınlığı ( $L_f$ ) ise dalgalı ve gerilmiş alevin ön ısıtma ve reaksiyon bölgelerinin kalınlığı olarak tanımlanmaktadır [12]. Şekil 5'te farklı motor devirleri için silindir içi türbülans alev hızı ve alev kalınlığı grafikleri verilmiştir. Şekil 5(a) incelendiğinde tüm motor devirlerinde alev çekirdeği oluşumu başlamasıyla alev hızının aniden sıfırdan artmaya başladığı, sonrasında ise tam gelişmiş türbülanslı alev formun yakalanmasıyla daha da hızlı arttığı görülmektedir. Alevin sıkışma bölgesine ulaşması ve artan yüzey alanı etkisiyle alev hızında genel olarak bir düşüş gerçekleştiği görülmekle beraber 1800 devir/dakika'da alevin sıkışma hacmine erken ulaşması, silindir içi döngü miktarının yeterli kalmaması ya da fakir yanma sonucunda alev sönmesi meydana geldiği görülmektedir [24]. Ancak bu sorunlar gelişen kontrol teknolojisi ile emme egzoz valf zamanı kontrolü, ateşleme zamanı, yakıt ya da döngü oranı kontrolü ile aşılabilir [36]. Şekil 5(b) incelendiğinde ise, motor hızındaki değişikliklerin çanak içindeki veya sıkışma hacmi içindeki alev kalınlığı üzerinde ihmal edilebilir bir etkisi olduğu söylenebilir. Ayrıca alev kalınlığının sıkışma bölgesine girdiğinde aniden düşmesinin de düşük türbülans seviyesinden kaynaklandığı düşünülmektedir [13]. Şekil 5(a)'da olduğu gibi 1800 devir/dakika'da ani alev sönmesine bağlı olarak alev kalınlığı da sıfıra düşmüştür.



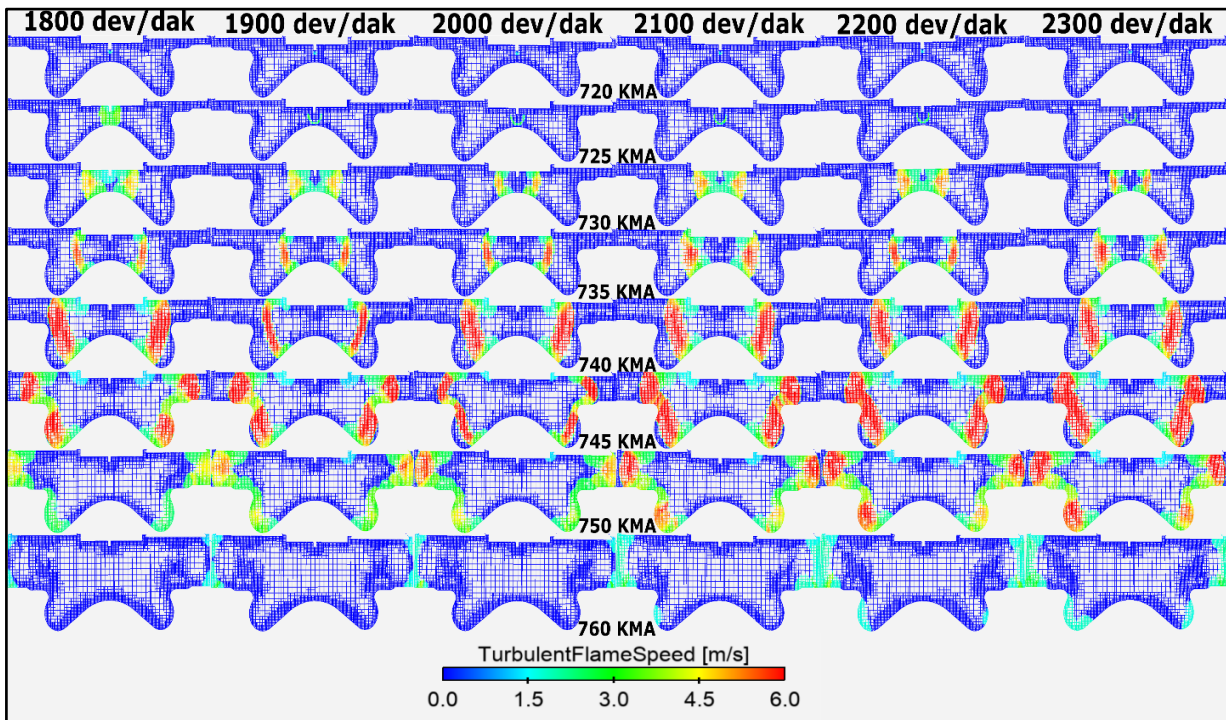
Şekil 5. Farklı motor devirleri için (a) silindir içi türbülans alev hızı ve (b) alev kalınlığı

Şekil 6'da farklı motor devirleri için silindir içi kimyasal ısı salınım oranı konturu verilirken, Şekil 7 ve 8'de türbülans alev hızı ve alev kalınlığı görüntüleri ise adaptif ağ yapısının anlaşılabilmesi için ağ görüntüsü üzerinde verilmiştir. Buji ateşleme zamanının sabit tutulmasından dolayı yüksek motor devirlerinde alevin başlama zamanı ve dolayısıyla da bu aşama için gerekli süre gecikmiştir. Yüksek motor

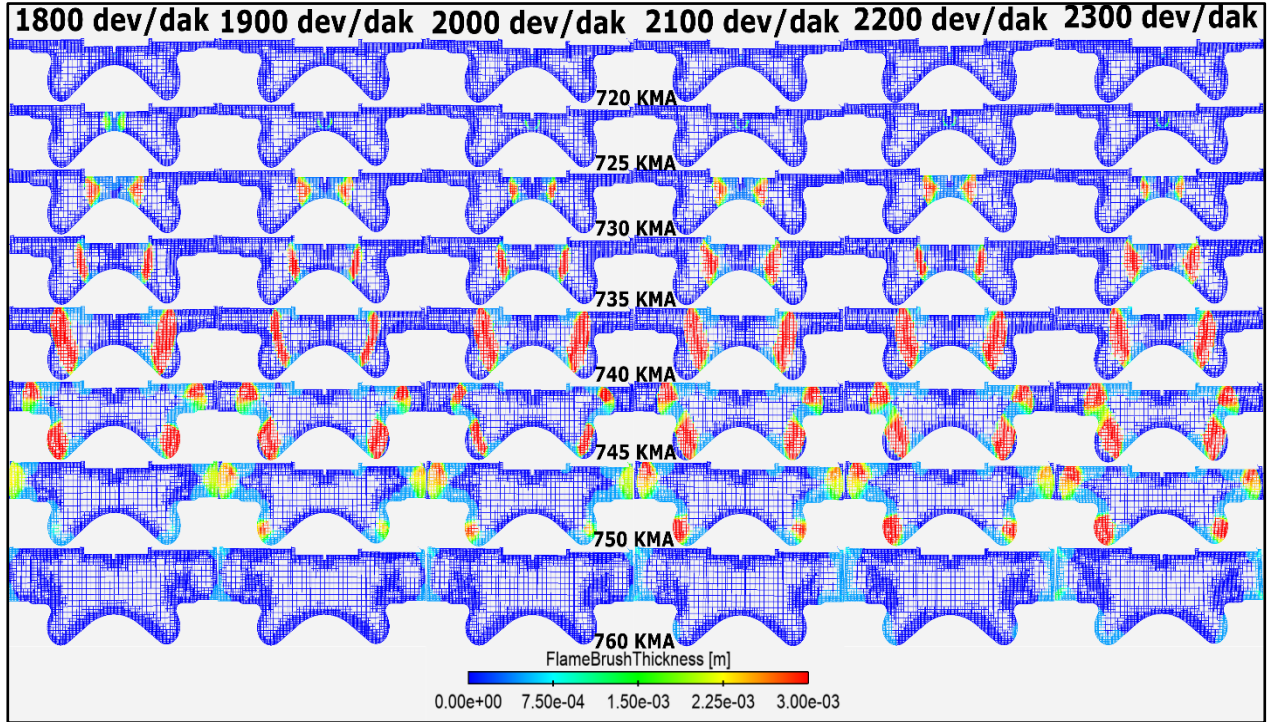
devrinde çalışılması sonucunda türbülanslı alev hızını artıran daha yüksek türbülans değerleri elde edilmesine rağmen, daha hızlı hareket eden piston, kimyasal reaksiyonlar için mevcut süreyi azaltarak alev yayılma hızını yavaşlatmıştır. Bu aynı zamanda alev cephesinin yüksek motor devrinde çalışmasında toroidal girintiye ulaştığı zamanı da geciktirmiştir. Bu nedenle, hızlı yanma periyodunun süresi daha uzamış ve yüksek hızlı çalışma için yanma performansı azalmıştır.



Şekil 6. Farklı motor devirleri için silindir içi kimyasal ısı salınım oranının kontur görüntüsü



Şekil 7. Farklı motor devirleri için silindir içi türbülans alev hızı kontur görüntüsü



*Şekil 8. Farklı motor devirleri için silindir içi alev kalınlığı kontur görüntüsü*

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER (CONCLUSION AND RECOMMENDATIONS)

Yapılan çalışmada geleneksel 3 silindri ağır hizmet dizel motorunun buji ateşlemeli doğalgaz ile çalışan bir motora dönüşümü sonrası 6 farklı hız değerinde motor performansı ve silindir içi yanma karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Genel olarak elde edilen sonuçlar ise aşağıdaki gibidir:

1. Motor hızındaki artış motor gücünü, yakıt tüketimini arttırırken ortalama efektif basıncı ve ısıl verimi azaltmıştır.
2. Buji ateşleme zamanının geç olmasından dolayı silindir içi basınç diyagramında iki adet tepe oluşum formasyonu görülmüştür. Artan motor hızı ile silindir içi maksimum basınç değeri azalmıştır.
3. Artan motor hızı ile birlikte silindir içi maksimum ısı salınım değeri azalmış ve daha geç oluşmuştur ancak silindir içi açığa çıkan toplam ısı salınım miktarı artmıştır.
4. İlk değer, sınır şartları ve buji ateşleme zamanının sabit olarak kabul edilmesinden dolayı motor hızının artması ile tutuşma gecikme zamanı artmıştır.
5. Artan motor hızı ile ulaşılan maksimum alev hızı artmış ancak tutuşma ve yanma gecikmesinden kaynaklı daha geç maksimum değere ulaşmıştır. Alev kalınlığında ise fazla bir değişim gözlenmemiştir.

## TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGMENTS)

Üniversite Ortaklığı Programı kapsamında AVL Boost yazılımı sağladığı için AVL LIST GmbH'ye şükranlarımı sunarım. Motor hakkında gerekli bilgileri verdiği için Türk Traktör Ziraat Makine A.Ş.'ye teşekkür ederim. Ayrıca, ANSYS Forte yazılımını sağladığı için Gazi Üniversitesi'ne teşekkürlerimi sunarım.

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Liu J, Dumitrescu CE. Flame development analysis in a diesel optical engine converted to spark ignition natural gas operation, Applied Energy, 230(1205-1217), (2019).

- [2] Reitz RD, Ogawa H, Payri R, Fansler T, Kokjohn S, Moriyoshi Y, Zhao H. IJER editorial: The future of the internal combustion engine. *International Journal of Engine Research*, 21(1), (3-10), (2019).
- [3] Reyes M, Tinaut FV, Giménez B, Pérez A. Characterization of cycle-to-cycle variations in a natural gas spark ignition engine. *Fuel*, 140, (752-761), (2015).
- [4] Reddy H, Abraham J. Ignition kernel development studies relevant to lean-burn natural-gas engines. *Fuel*, 89, (3262–71), (2010).
- [5] Cengiz C, Ayyıldız A, Karagöz S, Coşkun A, Berk S. Combustion Visualization of Partially Premixed and Non Premixed Diesel Fuel on Single Cylinder Optical Engine. *European Mechanical Science*, 3(1), (24-31), (2019). DOI: 10.26701/ems.385475
- [6] Kocakulak T, Solmaz H.. HCCI MENZİL ARTTIRICI MOTOR KULLANILAN SERİ HİBRİT BİR ARACIN MODELLENMESİ. *Gazi University Journal of Science Part C: Design and Technology*, 8(2), (279-292), (2020). DOI: 10.29109/gujsc.670564
- [7] Uyumaz A, Solmaz H. RCCI BİR MOTORDA ENJEKSİYON ZAMANLAMASI VE LAMDANIN YANMA VE PERFORMANS KARAKTERİSTİKLERİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ. *Gazi University Journal of Science Part C: Design and Technology*, 4 (4), (299-308), (2016).
- [8] Liu J, Bommisetty HK, Dumitrescu CE. Experimental Investigation of a Heavy-Duty Compression-Ignition Engine Retrofitted to Natural Gas Spark-Ignition Operation. *ASME. J. Energy Resour. Technol.*, 141(11), (1-12), (2019).
- [9] U.S. Energy Information Administration (EIA)., *Annual Energy Outlook 2016 (AEO 2016)*, accessed January 1, 2022, from <https://www.eia.gov/outlooks/aeo/er/>, 2016.
- [10] Meyer R, Meyers D, Shahed SM, Meyer R, Meyers D, Shahed SM. Development of a Heavy Duty On-Highway Natural Gas-Fueled Engine. *SAE Technical Paper 922362*, (1992).
- [11] Liu J, Szybist J, Dumitrescu C. Choice of Tuning Parameters on 3D IC Engine Simulations Using G-Equation. *SAE Technical Paper 2018-01-0183*, (2018).
- [12] Liu J, Dumitrescu CE. Methodology to separate the two burn stages of natural-gas lean premixed-combustion inside a diesel geometry. *Energy Conversion and Management*, 195, (21-31), (2019).
- [13] Liu J, Dumitrescu CE. Experimental Investigation of Combustion Characteristics in a Heavy-Duty Compression-Ignition Engine Retrofitted to Natural-Gas Spark-Ignition Operation. *SAE Technical Paper 2019-24-0124*, (2019).
- [14] Liu J, Dumitrescu CE. Lean-Burn Characteristics of a Heavy-Duty Diesel Engine Retrofitted to Natural-Gas Spark Ignition, *J Eng Gas Turbines Power*, 141, (1–12), (2019).
- [15] Liu J. Investigation of Combustion Characteristics of a Heavy-Duty Diesel Engine Retrofitted to Natural Gas Spark Ignition Operation, PhD, West Virginia University, 2018.
- [16] Liu J, Dumitrescu C. Experimental investigation of a natural gas lean-burn spark ignition engine with bowl-in-piston combustion chamber, *SAE Technical Paper 2019-01-0559*, (2019).
- [17] Liu J, Dumitrescu C. Methodology to Determine the Fast Burn Period Inside a Heavy-Duty Diesel Engine Converted to Natural Gas Lean-Burn Spark Ignition Operation, *SAE Int. J. Adv. & Curr. Prac. in Mobilit*, 2(1), (346-356), (2020).
- [18] Heywood, J. B. (1988). "Internal Combustion Engine Fundamentals." New York: McGraw-Hill.

- [19] Aktas F, Karyeyen S. Colorless distributed combustion (CDC) effects on a converted spark-ignition natural gas engine. *Fuel*, 317, 123521, (2022).
- [20] Aktas F. Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Simulation and Mesh Size Effect of the Conversion of a Heavy-Duty Diesel Engine to Spark-Ignition Natural Gas Engine. *J Eng Gas Turbines Power*; 144. Epub ahead of print 21 March 2022. DOI: 10.1115/1.4053717.
- [21] Aktas F. (2022). Spark ignition timing effects on a converted diesel engine using natural gas: A numerical study. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. <https://doi.org/10.1177/09544070221081671>
- [22] Aktas F. (2022). A 0/1-Dimensional Numerical Analysis of Performance and Emission Characteristics of the Conversion of Heavy-Duty Diesel Engine to Spark-Ignition Natural Gas Engine. *International Journal of Automotive Science And Technology*, 6(1),1-8. DOI: 10.30939/ijastech..980338
- [23] Aktas F, Numerical investigation of the effects of the use of propane-diesel as a dual fuel in a diesel engine on the combustion regime, engine performance and emission values, PhD, Gazi University, 2021.
- [24] Liu J, Dumitrescu CE. 3D CFD simulation of a CI engine converted to SI natural gas operation using the G-equation, *Fuel*, 232, (833-844), (2018).
- [25] Noor, M. M., Aziz, H. A., Wandel, A.P., 2012, "Modelling of non-premixed turbulent combustion of hydrogen using conditional moment closure method," *IOP Conf Ser Mater Sci Eng*; 36. Epub ahead of print 2012. DOI: 10.1088/1757-899X/36/1/012036.
- [26] Aktas, F. "Numerical Investigation of Equivalence Ratio Effects on a Converted Diesel Engine Using Natural Gas." *ASME. J. Energy Resour. Technol.*, 144(9), (2022). <https://doi.org/10.1115/1.4054404>
- [27] ANSYS Forte, User Guide, Release 2020 R2, 2020.
- [28] ANSYS Forte, Theory Guide, Release 2020 R2, 2020.
- [29] Liang L, Reitz RD. Spark ignition engine combustion modeling using a level set method with detailed chemistry, *SAE Technical Paper 2006-01-0243*, (2006).
- [30] Firat M. Investigation of multistage injection strategies in a DISI engine fueled with methane under stratified charge lean combustion conditions. *Environ Prog Sustain Energy*, 39, (5–7), (2020).
- [31] Han Z, Reitz RD. Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG  $\kappa$ - $\epsilon$  models, *Combustion Science and Technol*, 106(4-6), (267-295), (1995).
- [32] Yakhot V, Orszag SA. Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory, *Journal of Scientific Computing*, 1(1), (3-51), (1986).
- [33] Verma I, Bish E, Kuntz M, Meeks E, Puduppakkam K, Naik C, Liang L. CFD Modeling of Spark Ignited Gasoline Engines-Part 1: Modeling the Engine under Motored and Premixed-Charge Combustion Mode. *SAE Technical Paper 2016-01-0591*, (2016).
- [34] Verma I, Bish E, Kuntz M, Meeks E, Puduppakkam K, Naik C, Liang L. CFD Modeling of Spark Ignited Gasoline Engines-Part 2: Modeling the Engine in Direct Injection Mode. *SAE Technical Paper 2016-01-0579*, (2016).

- [35] Stocchi I, Liu J, Dumitrescu CE, Battistoni M, Grimaldi CN. Effect of Piston Crevices on the Numerical Simulation of a Heavy-Duty Diesel Engine Retrofitted to Natural-Gas Spark-Ignition Operation. *Journal of Energy Resources Technology*, 141(11), (2019).
- [36] Han Z, Reitz RD. A Temperature Wall Function Formulation for Variable-density Turbulence Flows with Application to Engine Convective Heat Transfer Modeling, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 40(3), (613-625), (1997).
- [37] Liu J, Dumitrescu CE. Numerical Investigation of Methane Number and Wobbe Index Effects in Lean-Burn Natural Gas Spark-Ignition Combustion. *Energy & Fuels*, 33(5), (4564-4574), (2019).