

## PERFORMANCE CALCULATION OF A SPARK IGNITION ENGINE ACCORDING TO THE IDEAL AIR-FUEL CYCLE ANALYSIS

Perihan ERDURANLI \*

Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Karabük Teknik Eğitim Fakültesi,  
Makina Eğitimi Bölümü, KARABÜK, e-mail: perduranli@yahoo.com

Atilla KOCA

Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makina Eğitimi Böl., Beşevler, ANKARA

Yakup SEKMEN

Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Karabük Meslek Yüksekokulu, Beşbinevler, KARABÜK

### ABSTRACT

Depending on the development in computer technologies by using theoretical models in the design of internal combustion engines, the effects of different operating and design parameters on engine performance and performance characteristics of a real engine can be estimated with shorter time and lower cost. In this study, a mathematical simulation model is developed to investigate ideal air-fuel cycle analysis of a single cylinder, four-stroke and natural aspirated spark ignition engine. Obtained the variations of cylinder temperature and pressure with crankshaft angle (CA) depending on different compression ratio, engine speed and air excess coefficient (AEC), engine performance parameters such as indicated mean effective pressure, fuel and air consumptions, indicated power, thermal efficiency were calculated using computer program written in FORTRAN. Iso-Octane ( $C_8H_{18}$ ) is used as a fuel in the numerical calculation method, and calculation of internal energy and specific heats belong to  $C_8H_{18}$  and species and calculation of considered two basic dissociation equilibrium constants were determined as the empiric functions of temperature. It is assumed that combustion and exhaust processes are done at constant volume and compression, combustion and expansion processes are adiabatic. With these results, it is believed that the mathematical model can be used for determination of engine performance characteristics as an appropriate method in internal combustion engines.

*Key Words:* Spark ignition engine; Engine performance; Air-fuel ratio; Ideal fuel-air cycle

## BUJİ İLE ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN İDEAL HAVA-YAKIT ÇEVİRİM ANALİZİ İLE PERFORMANS HESABI

### ÖZET

Bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak içten yanmalı motorların tasarımında teorik modellerin kullanılması ile farklı çalışma ve tasarım parametrelerinin motor performansına etkileri ve gerçek bir motorun performans karakteristikleri daha az maliyetle ve daha kısa sürede tahmin edilebilmektedir. Bu çalışmada, tek silindirli, 4-zamanlı, doğal emişli buji ile ateşlemeli bir motorun ideal hava-yakıt çevrim analizini incelemek üzere matematiksel bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. FORTRAN programlama dilinde yazılmış bir bilgisayar programı yardımıyla farklı sıkıştırma oranı, motor hızı ve hava fazlalık katsayıları (HFK) için krank mili açısı (KMA)'na bağlı olarak silindir basınç ve sıcaklık değişimleri elde edilerek ortalama indike basınç, yakıt ve hava tüketimi, indike güç, termik verim gibi motor performans parametreleri hesaplanmıştır. Nümerik hesap metodunda yakıt olarak izo-Oktan ( $C_8H_{18}$ ) kullanılmış olup,  $C_8H_{18}$  ve türlerine ait iç enerji ve özgül ısılar ile ayrışma denge sabitlerinin hesabı sıcaklığa bağlı ampirik fonksiyonlarla gerçekleştirilmiştir. Yanma ve egzoz proseslerinin sabit

hacimde ve sıkıştırma, yanma ve genişleme proseslerinin ise adyabatik olarak gerçekleştiği kabul edilmiştir. Sonuç olarak, matematiksel modellerin içten yanmalı motorlarda performans karakteristiklerinin belirlenmesinde uygun bir metod olarak kullanılabilir.

*Anahtar Kelimeler:* Buji ile ateşlemeli motor; Motor performansı; Hava-yakıt oranı; İdeal yakıt-hava çevrimi

## 1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar, icatlarından bu yana insanların hayatında çok büyük kolaylık sağlamış, diğer bilim alanlarında da önemli gelişmelerin öncüsü olmuştur. Bilgisayarlarla yapılan sayısal hesaplamalar sonucunda, bir motorun çalışması sırasında gerçekleşen olayların sayısal modellenmesi yapılmakta, imalatçıların kullanımına sunulacak uzun sürecek deneysel işlemlerin bilgisayar yardımıyla daha kısa sürede yapılmasına imkan vermektedir. Bilgisayarların teknolojiye yerlerini alması ile sayısal hesaplama yöntemlerindeki iyileşmeler, içten yanmalı motor karakteristiklerinin belirlenmesi için yapılan hesaplamalardan daha gerçekçi sonuçlar alınmasını sağlamıştır.

İyi bir yakıt ekonomisi gerçekleştirmek ve egzoz emisyonlarının azaltılmasına yönelik taleplerin karşılanması için teorik model kullanımı iyi bir araçtır (1). Motorların matematiksel olarak modellenmesi sayesinde;

- 1) Farklı çalışma koşullarında motorun beklenen davranışı gerçekleştirme yeteneği belirlenmekte,
- 2) Daha kısa analiz süreleri ile maliyet daha etkin olarak çıkarılmakta ve artan bilgisayar hızı ile simülasyona uygulanan sayısal metodlarda iyileşme sağlanmakta,
- 3) Motor parametrelerinden her biri için matematiksel modelin çözülmesi ile performans değişimi araştırılmakta ve optimum motor karakteristikleri belirlenebilmektedir (1,2).

Bu çalışmada, tek silindiri, dört-zamanlı, normal emişli buji ile ateşlemeli bir motorun çalışma karakteristikleri ideal hava-yakıt çevrimine göre teorik olarak analiz edilmiştir. Bunun için sıkıştırma oranı, motor hızı, hava fazlalık katsayısı gibi parametrelerin motor performansına etkilerinin sayısal olarak incelendiği bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Kurulan modelin hesabında, basınç ve sıcaklık değerleri, ideal çevrimin meydana geldiği 360°KMA için 1'er derece aralıklarla hesaplanmıştır. Hesaplamalardan elde edilen sonuçlar ile literatürün uyduğu görülmüştür.

## 2. HAVA-YAKIT ÇEVİRİM ANALİZİ

İçten yanmalı motorlara, hava-standart çevrim analizi, ideal hava-yakıt çevrim analizi ve gerçek hava-yakıt çevrim analizi olmak üzere üç farklı çevrim analizi uygulanmaktadır.

Hava-standart çevrim analizi, motor verimi üzerindeki genel etkinin sadece sıkıştırma oranı olduğunu ifade ederken, ideal hava-yakıt çevrim analizi motor performansı üzerinde hava-yakıt oranı, emme basıncı ve sıcaklığının değişiminin de etkisinin olduğunu göstermektedir. Bunlardan sıkıştırma oranı ve hava-yakıt

## 1. INTRODUCTION

Internal combustion engines provide big easiness in human being and to be leader of significant development since their invention. Numerical model of processes becoming engine operation can be conducted with computers as a result of numeric calculations and it is presented to using of manufacturer. Besides, it is possible that engine characteristics are estimated with shorter time and lower cost. Determination of internal combustion engines characteristics can be obtained with more reliable results because of improvement in numerical calculation by developing computer technologies.

Using theoretical model is a good method to improve fuel economy and supply the demands for lower exhaust emissions (1). Due to mathematical model of engines;

- 1) Desired behavior of engine at different operating conditions can be determine,
- 2) Cost is obtained more effectively with shorter analyze time and improvement in numeric methods applied to simulation is achieved by increasing computer speed,
- 3) Performance changes can be investigated with mathematical model solution for each of engine parameters and optimum engine characteristics can be defined (1,2).

In this study, operating characteristics of a single cylinder, four-stroke and natural aspirated spark ignition engine were analyzed theoretically to ideal air-fuel cycle. The computer program was prepared to investigate the effects of parameters such as compression ratio, engine speed and air excess coefficient on engine performance. Pressure and temperature values were calculated for 360°CA (ideal cycle is done this period) with 1°CA increment in calculation of simulation model. It is shown that the results in computer program are good agreement with literature.

## 2. AIR-FUEL CYCLE ANALYZES

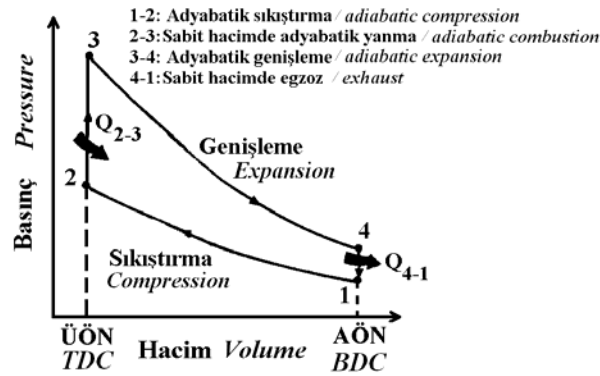
Three different cycle analyzes such as air-standard, ideal air-fuel and actual air-fuel cycles analyzes are applied to internal combustion engines.

Ideal air-fuel cycles show that air-fuel ratio, intake pressure and temperature variations affect engine performance, while air-standard cycle analyzes are expressed that general effect on engine efficiency is only compression ratio. Compression ratio and air-fuel ratio of them are the best important engine performance parameters.

oranı en önemli motor performans parametrelerini oluşturmaktadır.

Bir motorun gerçek verimi, ideal hava-yakıt çevrim veriminin yaklaşık %85'i kadar olup gerçek bir motordan beklenen güç, maksimum silindir basınçları ve egzoz sıcaklıkları gerçeğe yakın bir şekilde hava-yakıt çevrim analizi ile tahmin edilebilmektedir (3,4).

İdeal hava-yakıt çevrimini oluşturan işlemler Şekil 1'de görülmektedir.



**Figure 1.** Pressure-volume (p-V) diagram for ideal Otto air-fuel cycle (3)

**Şekil 1.** İdeal Otto hava-yakıt çevrimine ait basınç-hacim (p-V) diyagramı (3)

İdeal hava-yakıt çevrimi analiz edilirken;

- 1) Silindir içi gazlarının gerçek kompozisyonu,
  - 2) Sıcaklığa bağlı olarak özgül ısıda değişme,
  - 3) Ayrışmanın etkisi ve
  - 4) Mol sayısındaki değişme gibi faktörler ve aşağıdaki kabuller dikkate alınmaktadır.
- Yanmadan önce hava ve yakıtta kimyasal değişmeler yoktur,
  - Her işlemden gazlar ile silindir duvarları arasında ısı alış-verişi yoktur,
  - Sistem kapalı bir sistemdir,
  - Yakıt tam olarak buharlaşmış ve hava ile tam olarak karışmıştır,
  - Her motor hızında silindir tam olarak doldurulmaktadır; sürtünme, pompalama, soğutma vb. kayıplar yoktur ve
  - Yanma ve egzoz işlemleri ani olarak, sabit hacimde, gerçekleşmektedir (4,21,23).

### 3. MATEMATİKSEL MODEL

Bu çalışmada, Otto çevrimine göre çalışan tek silindirli, normal emişli, buji ile ateşlemeli bir motorun çalışma karakteristikleri ideal yakıt-hava çevrim analizi ile teorik olarak analiz edilmiştir. Bunun için sıkıştırma oranı, motor hızı, hava fazlalık katsayısı gibi parametrelerin motor performansına etkilerinin sayısal olarak incelendiği bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Kurulan matematiksel model ile gerçekleştirilen hesaplamalarda basınç ve sıcaklık değerleri, ideal yakıt-hava çevrim meydana geldiği kabul edilen 360°KMA için 1'er derecelik aralıklarla Newton-Raphson metodu ile iteratif olarak hesaplanmıştır.

Real efficiency of an engine is approximately 85% of ideal air-fuel cycles and prediction of desired power of real engine and maximum cylinder pressure and exhaust temperature can be estimated by air-fuel cycle analyzes.

Pressure-volume diagram for ideal Otto air-fuel cycle is shown in Fig. 1.

When air-fuel cycle is analyzes;

- 1) Real composition of cylinder gases,
  - 2) Changes in specific heat related to temperature,
  - 3) The effect of dissociation and
  - 4) Factors as changing of mol number and following assumptions are noticed.
- Air and fuel before combustion do not changes,
  - There is no heat transfer for each process from gases to cylinder wall,
  - System is a closed system,
  - Fuel vapors and mixture with air completely,
  - Cylinder is filled fully for all engine speed; there is no friction, pumping, cooling losses etc. and
  - Combustion and exhaust process are done suddenly at constant-volume process (4,21,23).

### 3. MATHEMATICAL MODEL

In this study, characteristics of a single cylinder, four-stroke and natural aspirated spark ignition engine operating with Otto cycle are investigated by ideal air-fuel cycle analyzes. Computer program which investigates numerically the effect of parameters such as compression ratio, engine speed and air excess coefficient on engine performance is prepared. Pressure and temperature values in mathematical simulation model are calculated by Newton-Raphson method iteratively for 360°CA in steps of 1 degree (ideal fuel-air cycle is accepted in 360°CA).

Parameters such as engine speed, air excess coefficient, ambient pressure and temperature and engine design

Matematiksel çevrim modelinin çözümü için FORTRAN programlama dilinde bir bilgisayar programı geliştirilerek motor hızı, hava fazlalık katsayısı (HFK), ortam basınç ve sıcaklığı ve motor tasarım özellikleri gibi parametreler programın başlangıcında tanımlanmış; yakıt ( $C_8H_{18}$ ),  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ 'un özellikleri ise iki ayrı sıcaklık aralığı (300-1000K ve 1000-5000K) için üç ayrı polinom dosyasından okutulmuştur (2,22).

Silindire alınan karışımının atmosferik basınç ve sıcaklıktaki hava-yakıt karışımı olduğu kabul edilerek bu karışımın termodinamik özellikleri belirlenmiştir. Sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemlerine ait termodinamik özellikler temel termodinamik ilişkiler yardımıyla hesaplanmıştır. Yanma işlemi, karışımın fakir, stokiometrik ve zengin olması durumları için verilen iki ayrı amprik ifade, Eşitlik 1, kullanılarak analiz edilmiştir (11,15). Gaz basıncı ve sıcaklığı ile yanma ürünlerinin kompozisyonu çeşitli amprik ifadelerin yardımıyla adım adım hesaplanarak elde edilmiştir. Bu eşitlikler sıkıştırma ve genişleme işlemleri için hesaplama adımının sonundaki sıcaklık değerleri 1K tolerans içinde birbirine yakınlaşmaya kadar iteratif yöntemle çözülmüş ve daha sonra bulunan sıcaklık değerlerinden basınçlar hesaplanmıştır.

Yanma ve genişleme işlemleri süresince yüksek sıcaklık seviyeleri yüzünden (1000K'den yüksek) ayrışmalar meydana gelmekte ve ürünlerin kompozisyonları ile mol sayıları da meydana gelen ayrışmanın miktarına bağlı olarak değişmektedir. Bu çalışmada, yanma ve genişleme işlemleri süresince iki temel ayrışma reaksiyonunun (Eşitlik 2 ve 3) meydana geldiği ve yanma ürünlerinin  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $H_2O$ ,  $H_2$ ,  $O_2$  ve  $N_2$ 'den oluştuğu kabul edilmiştir (2,22). Yanma sonu sıcaklığı ( $T_3$ ) için ilk tahmin, Annand'ın yaklaşık ifadeleri

$$\begin{aligned} \phi \leq 1.0 &\Rightarrow T_3 = T_2 + 2500 \phi \\ \phi > 1.0 &\Rightarrow T_3 = T_2 + 2500 \phi - 700 (\phi - 1) \end{aligned} \quad [1]$$

şeklinde kullanılmıştır (11,15). Burada,  $\phi$ : Eşdeğerlik oranını diğer bir ifade ile yakıt fazlalık katsayısını,  $T_2$ : Adyabatik sıkıştırma sonu sıcaklığını ve  $T_3$ : yanma sonu sıcaklığını göstermektedir.

$CO + H_2O \rightarrow CO_2 + H_2$  eşitliğine ait denge sabiti / the equilibrium constant to the water-gas equation;

$$\begin{aligned} \log_{K_p} = &4.275 - 7.776591 E^{-3} \cdot T_2 + 5.18659 E^{-6} \cdot T_2^2 - 1.83203 E^{-9} \cdot T_2^3 \\ &+ 3.31748 E^{-13} \cdot T_2^4 - 2.42387 E^{-17} \cdot T_2^5 \end{aligned} \quad [2]$$

$CO + 1/2 O_2 \rightarrow CO_2$  eşitliğine ait denge sabiti / the equilibrium constant to this equation;

$$\begin{aligned} \log_{K_p} = &41.75367 - 5.78096 E^{-2} \cdot T_2 + 3.69976 E^{-5} \cdot T_2^2 - 1.28456 E^{-8} \cdot T_2^3 \\ &+ 2.30571 E^{-12} \cdot T_2^4 - 1.67704 E^{-16} \cdot T_2^5 \end{aligned} \quad [3]$$

Hesaplamalarda kullanılabilme kolaylığı sağlamak amacıyla temel ayrışma reaksiyon denge sabitleri, Eşitlik 2 ve 3'te amprik olarak sıcaklığın beşinci dereceden polinomu haline dönüştürülmüştür. Yanma ve genişleme işlemleri süresince meydana geldiği kabul edilen değişken yanma ürünlerinin miktarları yukarıda açıklanan ayrışma reaksiyon denge sabitleri kullanılarak iteratif bir şekilde hesaplanmıştır (11,15).

specifications are introduced by using developed computer program which is written FORTRAN Programming Language to the mathematical cycle model solution at the beginning of the program; and specifications of the fuel ( $C_8H_{18}$ ),  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$  for two different temperature ranges are read from three different polynomial files (2,22).

It is assumed that charging in the cylinder is to be an air-fuel mixture at atmospheric pressure and temperature conditions and thermodynamic specifications of this mixture are determined. Thermodynamic properties of compression, combustion and expansion processes are calculated by means of basic thermodynamic relations. Combustion process is analyzed with two different empirically equation, Eq. 1, for lean, stoichiometric, and rich mixture conditions (11,15). Pressure and temperature of gas and products composition are calculated with varies empirical equations as step by step. These equations are solved iteratively with 1K tolerance and the pressures are calculated from obtained temperature values.

Dissociations are done because of higher temperature levels (above 1000K) during combustion and expansion processes and products compositions and their molar numbers changes according to the dissociation amount. In this study, it is assumed that two basic dissociation reactions (Eq. 2 and 3) are done and combustion products consist of  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $H_2O$ ,  $H_2$ ,  $O_2$  ve  $N_2$  during combustion and expansion processes (2,22).

The first estimation for the end of the combustion temperature can be obtained by the approximate expression due to Annand (11,15).

Where;  $\phi$ : equivalence ratio, on the other hand excess fuel coefficient,  $T_2$ : adiabatically end of the compression temperature and  $T_3$ : the end of the combustion temperature.

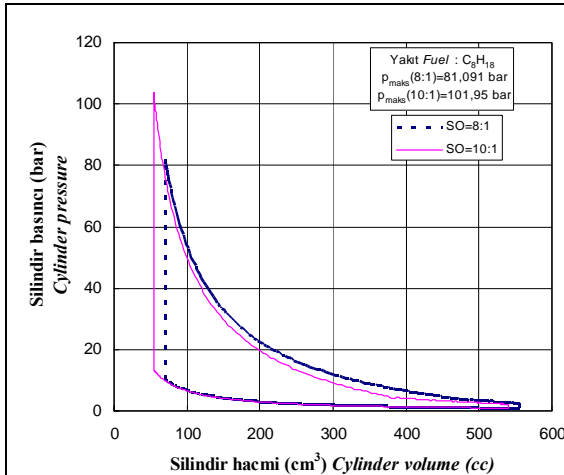
Basic dissociation equilibrium constants are converted to five degree polynomial of temperature empirically in Eq. 2 and 3 to provide easiness at calculations. The amount of variation combustion products are calculated iteratively by using expressed dissociation equilibrium constants during combustion and expansion processes (11,15).

#### 4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

İdeal Otto hava-yakıt çevrimine göre çalışan ve silindir çapı 88 mm, kurs boyu 80 mm, normal emişli tek silindirli buji ile ateşlemeli bir motorun matematiksel modeli geliştirilmiştir. Modellenen motorda yanma işleminin; karışımın fakir, stokiometrik ve zengin oluşuna bağlı olarak Eşitlik 1'deki amprik ifadelerle göre ve ani olarak gerçekleştiği kabul edilmiştir. Program yardımıyla farklı sıkıştırma oranı, motor hızı ve hava fazlalık katsayıları için ortalama indike basınç, yakıt ve hava tüketimi, indike güç, termik verim gibi motor performans parametreleri hesaplanmıştır. Termodinamik modelde sıkıştırma oranı 6:1'den 11:1'e kadar 1'er birimlik adımlarla; motor hızı 1800 1/min'den 3600 1/min'e kadar 300 1/min'lik adımlarla değiştirilmiştir. Ayrıca, sabit sıkıştırma oranı için hava fazlalık katsayısı 0,8-1,1 aralığında 0,05'er birimlik adımlarla değiştirilmiştir. Sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

##### 4.1. Silindir Basınç ve Gaz Sıcaklıkları

Artan sıkıştırma oranı ile çevrimin kapalı alanı ve net işi sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklıkları yüksek olduğundan maksimum silindir basınç ( $p_{maks}$ ) ve gaz sıcaklık değerleri ( $T_{maks}$ ) de yüksek olmaktadır (6,16). Şekil 2'de, 8:1 ve 10:1 sıkıştırma oranları için basınç-hacim değişimleri verilmektedir. Sıkıştırma oranı 8:1'den 10:1'e artırıldığı zaman maksimum silindir basıncında 81 bar'dan 102 bar'a, yaklaşık %25'lik bir artış belirlenmiştir. Şekil 3'te ise dört farklı sıkıştırma oranı için krank mili açısı ile silindir basıncı değişimleri verilmektedir.



**Figure 2.** The effect of compression ratio on cylinder pressure

**Şekil 2.** Sıkıştırma oranının silindir basıncına etkisi

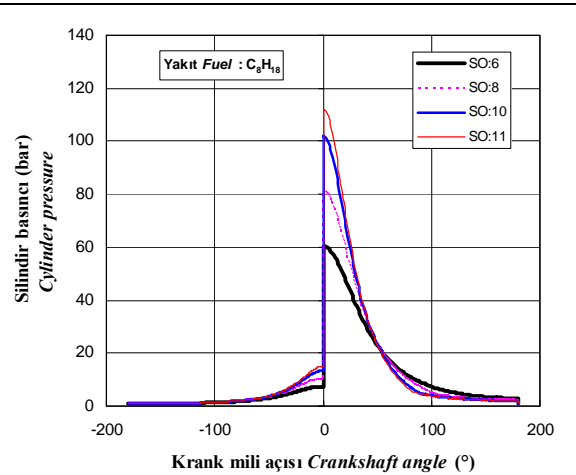
Şekil 4'te maksimum silindir basıncı ve gaz sıcaklıklarının sıkıştırma oranı ile değişimleri verilmektedir. Sıkıştırma oranı artışı ile hem maksimum silindir basınçlarının hem de maksimum silindir gaz sıcaklıklarının arttığı görülmektedir. Sıkıştırma oranı 6:1'den 11:1'e artırıldığında maksimum silindir basıncı yaklaşık olarak 60 bar'dan 110 bar'a ve maksimum silindir gaz sıcaklığı ise 3125 K'den 3180 K'e yükselmektedir

#### 4. RESULTS AND DISCUSSION

The mathematical model is developed to investigate ideal Otto air-fuel cycle analyzes of a cylinder diameter of 88 mm, stroke of 80 mm, single cylinder, four-stroke and natural aspirated spark ignition engine using iso-octan as fuel. It is assumed that combustion processes in modeled engine are done to empirical expression in Eq. 1 depending on lean, stoichiometric and rich of the mixture and instantaneously. Engine performance parameters such as indicated mean effective pressure, fuel and air consumptions, indicated power and thermal efficiency for different compression ratio, engine speed and air excess coefficient were calculated using the program. Compression ratio and engine speed in the thermodynamic model are changed from 6:1, 1800 1/min to 11:1, 3600 1/min in steps of 1 and 300, respectively. Also, the air excess coefficient is changed from 0.8 to 1.1 in steps of 0.05. Results are presented as graphically.

##### 4.1. Cylinder Pressure and Gas Temperatures

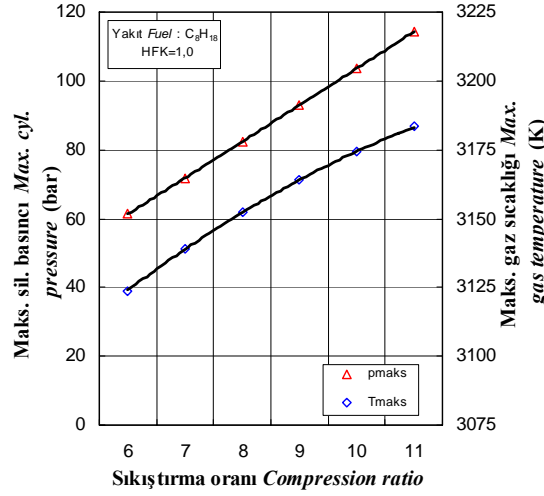
Maximum cylinder pressure ( $p_{maks}$ ) and gas temperature values ( $T_{maks}$ ) are to be higher because end of the compression process pressure and temperature are high (6,16). Pressure-volume diagrams are shown for compression ratio of 8:1 and 10:1 in Fig. 2. When the compression ratio increases from 8:1 to 10:1, it is observed that the maximum cylinder pressure increases from 81 bar to 102 bar, approximately 25% improvement. Also, cylinder pressure variations are given with respect to crank angle for four different compression ratios in Fig. 3.



**Figure 3.** Crankshaft angle-cylinder pressure diagram

**Şekil 3.** Krank mili açısı-silindir basıncı değişimi

Figure 4 shows changing of maximum cylinder pressure and gas temperature with respect to the compression ratio. Both the maximum cylinder pressure and gas temperature increase at higher compression ratio. The maximum cylinder pressure increases approximately from 60 bar when the compression ratio is 6:1 to 110 bar when the compression ratio is 11:1; similarly the maximum gas temperature increases from 3125K to 3180K.



**Figure 4.** The effect of compression ratio on maximum cylinder pressure and gas temperature

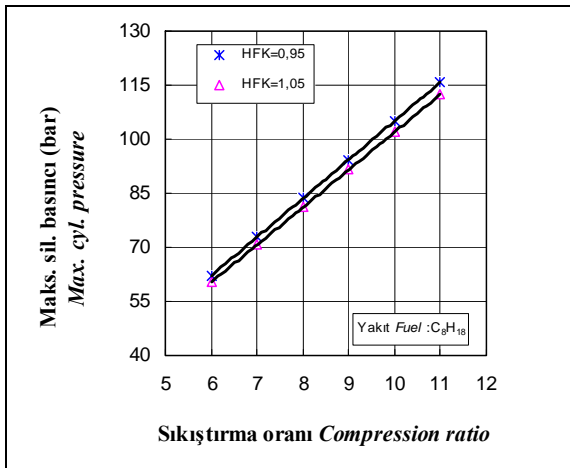
**Şekil 4.** Sıkıştırma oranının maksimum silindir basıncı ve gaz sıcaklığına etkisi

Şekil 5'te iki farklı hava fazlalık katsayısı için sıkıştırma oranı-maksimum silindir basıncı; Şekil 6'da ise üç farklı HFK değeri için sıkıştırma oranı-maksimum silindir gaz sıcaklıkları değişimi verilmektedir. Maksimum silindir basınçlarının HFK'daki artış ile azaldığı; sıkıştırma oranındaki artışla tüm HFK değerleri için arttığı görülmektedir (Şekil 5). HFK=0,95 için sıkıştırma oranı 6:1'den 11:1'e artırıldığında maksimum silindir basıncı yaklaşık olarak 62 bar'dan 115 bar'a artarken HFK 1,05'e artırıldığında aynı sıkıştırma oranı aralığında 60 bar'dan 112 bar'a yükselmiştir.

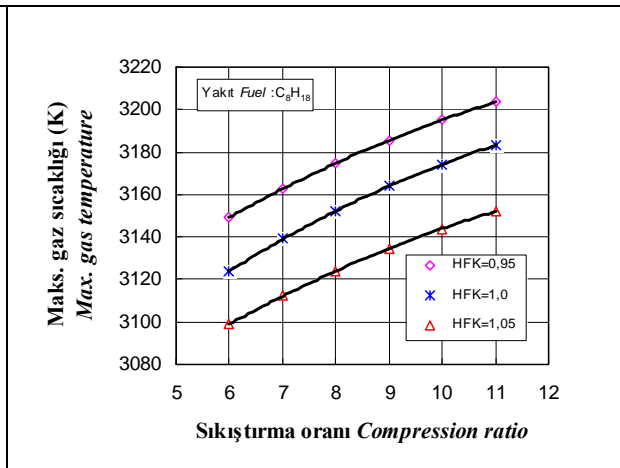
Tüm HFK değerleri için maksimum silindir gaz sıcaklıklarının sıkıştırma oranı ile arttığı; karışımın fakirleşmesi ile azaldığı, HFK=0,95 için sıkıştırma oranı 6:1'den 11:1'e artırıldığında maksimum gaz sıcaklığının 3150 K'den 3200 K'e arttığı görülmektedir (Şekil 6). HFK'nın 1,05'e artırılması durumunda ise aynı sıkıştırma oranı aralığı için 3100 K'den 3150 K'e arttığı belirlenmiştir.

The compression ratio-the cylinder pressure relation for two different air excess coefficients (AEC) in Fig. 5 and the compression ratio-the maximum cylinder gas temperature relation for three different AEC in Fig 6 are given. It is shown that the maximum cylinder pressure decreases with increasing AEC; rises with increasing the compression ratio for all AEC values. When the compression ratio increases from 6:1 to 11:1 for the AEC of 0.95, the maximum cylinder pressure increases approximately from 62 bar to 115 bar. Similarly, it increases from 60 bar to 111 bar at the same compression ratio range for air excess coefficient of 1.05.

The maximum gas temperature increases with higher compression ratio for all AEC values; decreases with leaning of mixture. When the compression ratio increases from 6:1 to 11:1 for AEC of 0.95, it is observed that the maximum gas temperature increases from 3150K to 3200K (Fig. 6). Similarly, at the condition of increasing EAC to 1.05 for the same compression ratio range the maximum gas temperature increases from 3100K to 3150K.



**Figure 5.** The effect of AEC on cylinder pressure  
**Şekil 5.** HFK'nın maksimum silindir basıncına etkisi



**Figure 6.** The effect of AEC on maximum gas temperature  
**Şekil 6.** HFK'nın maksimum gaz sıcaklığına etkisi

Ayrıca, sıkıştırma oranı artarken silindir gaz sıcaklıkları ve basınçları ile maksimum değerleri artmakta, egzoz gaz sıcaklıkları azalmaktadır (6,7,10,12,16,17,22).

#### 4.2. Ortalama indike Basınç ( $p_{mi}$ ) ve İndike güç ( $P_i$ )

Sıkıştırma oranı artışıyla sıkıştırma ve yanma sonu basınç ve sıcaklıkları yükseldiğinden ortalama indike basınç ( $p_{mi}$ ) ve indike güç ( $P_i$ ) artmakta; karışım fakirleşirken azalmaktadır (10,16,21,22).

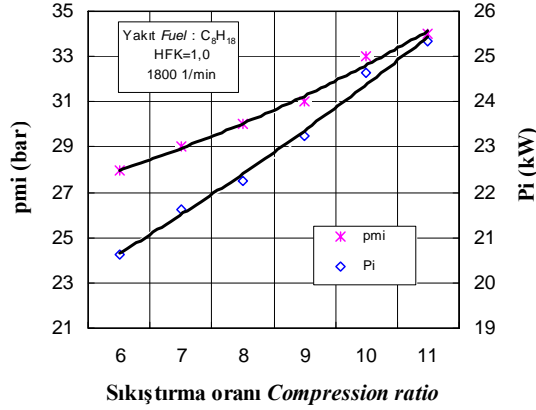
Şekil 7’de, sıkıştırma oranı ile ortalama indike basınç ve indike gücün değişimi görülmektedir. HFK=1,0 ve motor hızı 1800 l/min için sıkıştırma oranının 6:1’den 11:1’e artırılması ile ortalama indike basınç 28 bar’dan 34 bar’a; indike gücün ise 20,5 kW’tan 25,5 kW’a kadar arttığı belirlenmiştir.

Moreover, the cylinder gas temperature and pressure values increase and exhaust gas temperatures decrease with increasing the compression ratio (6,7,10,12,16,17,22).

#### 4.2. Mean Indicated Pressure ( $p_{mi}$ ) and Indicated Power ( $P_i$ )

Mean indicated pressure ( $p_{mi}$ ) and indicated power ( $P_i$ ) increase because end of the compression and combustion pressure and temperature values are higher with increasing compression ratio while it decreases with leaning of the mixture (10,16,21,22).

Mean indicated pressure and indicated power variation with respect to compression ratio are shown in Fig.7. It is determined that the mean indicated pressure increases from 28 bar to 34 bar and indicated power increases from 20,5 kW to 25,5 kW at 1800 l/min and AEC of 1.0 conditions with changing of the compression ratio from 6:1 to 11:1.

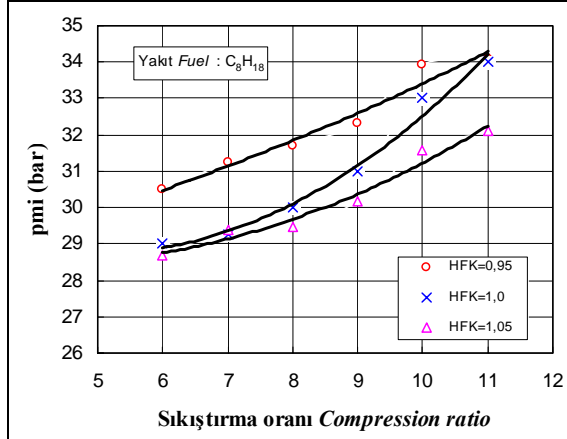


**Figure 7.** The effect of compression ratio on mean indicated pressure and indicated power

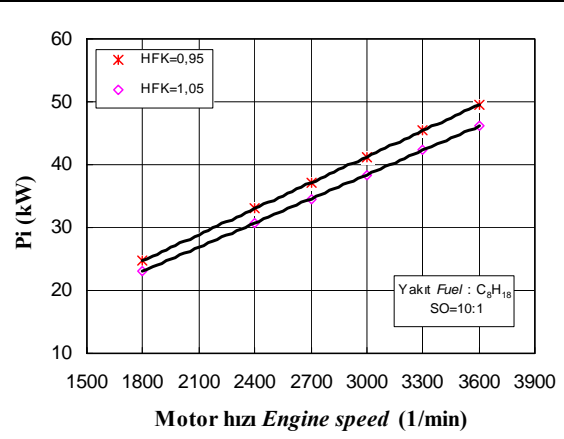
**Şekil 7.** Sıkıştırma oranının ortalama indike basınç ve indike güce etkisi

Şekil 8’de, üç farklı HFK için sıkıştırma oranı ile ortalama indike basınç, Şekil 9’da ise 10:1 sıkıştırma oranında iki farklı HFK değeri için motor hızına göre indike gücün değişimleri verilmektedir. Ortalama indike basınç HFK’daki artışla azaldığı, sıkıştırma oranındaki artışla arttığı; maksimum değerinin HFK=0,95 ve 11:1 sıkıştırma oranında yaklaşık 34 bar olarak belirlenmiştir (Şekil 8). Sonuç olarak her sıkıştırma oranı için HFK’nın 0,95’ten 1,05’e artırılması ile ortalama indike basınçta yaklaşık 2 bar’lık azalmalar meydana gelmiştir.

It is presented that variation of mean indicated pressure with compression ratio for three different AEC values in Fig. 8 and variation of indicated power with engine speed at 10:1 compression ratio for two different EAC values in Fig. 9 are given. While mean indicated pressure decreases with AEC, it increases with higher compression ratio and its maximum value is obtained as 34 bar at AEC=0.95 and compression ratio of 11:1 conditions (Fig. 8). Hence, when AEC varies from 0.95 to 1.05 with 0.05 increments for all compression ratios, mean indicated pressure decreases approximately 2 bar to all steps.



**Figure 8.** The effect of AEC on mean indicated pressure ( $p_{mi}$ )  
**Şekil 8.** HFK'nın ortalama indike basınca ( $p_{mi}$ ) etkisi



**Figure 9.** The effect of AEC on indicated power ( $P_i$ )  
**Şekil 9.** HFK'nın indike güce ( $P_i$ ) etkisi

İndike güç, 10:1 sıkıştırma oranı için motor hızındaki artış ile artarken, HFK'daki artışla azalmaktadır (Şekil 9). HFK=0,95 için motor hızı 1800 1/min'den 3600 1/min'e değiştirildiğinde indike güçte yaklaşık 25 kW'dan 50 kW'a; aynı motor hızı aralığında HFK'nın 1,05'e artırılması durumunda ise 22,5 kW'tan 45 kW'a artışlar belirlenmiştir. Sonuç olarak, 1800-3600 1/min motor hızı aralığı için HFK'nın 0,95'ten 1,05'e artırılması halinde indike güç değerlerinde yaklaşık olarak 3-4 kW'lık azalmalar meydana gelmiştir. Çünkü, matematiksel modelde, her motor hızı için silindirin tam doldurulduğu, sürtünme ve ısı transferi gibi kayıpların olmadığı kabul edildiğinden motor hızındaki artışa bağlı olarak ortalama indike basınç ve indike güçte artışlar meydana gelmektedir.

#### 4.3. Yakıt ve Hava Tüketimleri

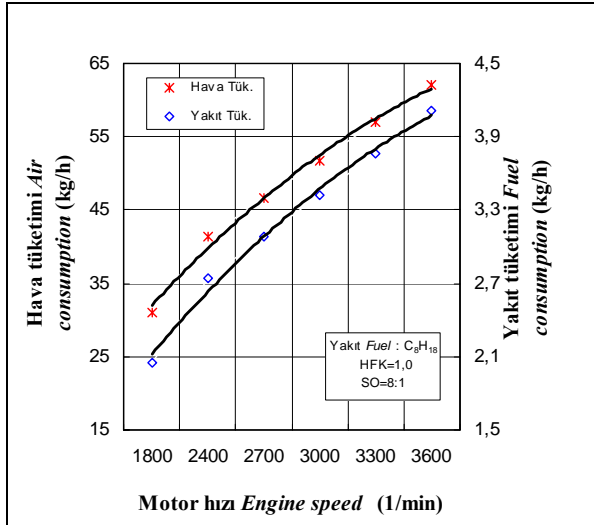
Hesaplamalar her motor hızında silindirin tam olarak doldurulduğu, sürtünme ve ısı transfer kayıplarının olmadığı kabul edilerek gerçekleştirildiğinden hem yakıt hem de hava tüketimlerinde motor hızı ile artış belirlenmiştir. Şekil 10'da, motor hızı ile hava tüketimi ve yakıt tüketimi; Şekil 11'de ise HFK ile hava ve yakıt tüketimi ilişkileri sunulmaktadır. Motor hızındaki artış ile hem hava tüketimi hem de yakıt tüketiminde artmadır (Şekil 10). Motor hızının 1800 1/min'den 3600 1/min'e artırılması ile yakıt tüketiminde 2,1 kg/h'ten 4,2 kg/h'e; hava tüketiminde ise yaklaşık olarak 32 kg/h'ten 63 kg/h'e kadar artış belirlenmiştir.

While indicated power raises with engine speed, it decreases with AEC at compression ratio of 10:1 (Fig. 9). When engine speed varies from 1800 1/min to 3600 1/min for AEC=0.95, indicated power raises from 25 kW to 50 kW and when AEC varies 1.05 at same engine speed range it rises from 22.5 kW to 45 kW. Thus, for the engine speed range of 1800 -3600 1/min when the AEC varies from 0.95 to 1.05, the indicated power falls to 3-4 kW. Because in mathematical model, the cylinder is full charged, friction and heat transfer losses are ignored for all engine speed, mean indicated pressure and indicated power rise with increasing engine speed.

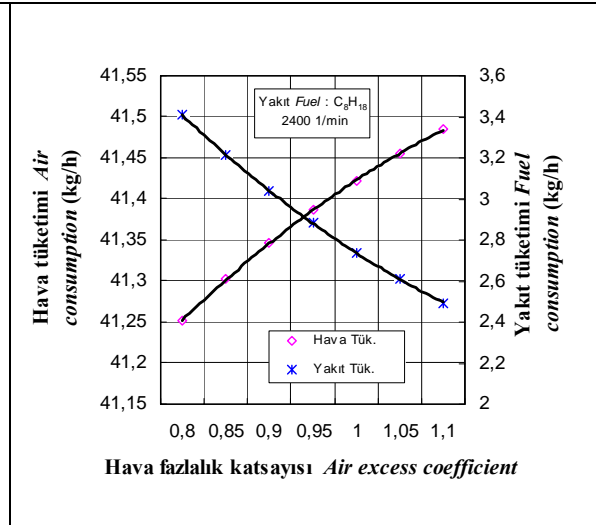
#### 4.3. Fuel and Air Consumptions

It is determined that both fuel and air consumptions increase with engine speed to the calculations because the cylinder is full charged, friction and heat transfer losses are ignored. It is presented that the relations of air and fuel consumption to engine speed are shown in Fig. 10 and similarly, the same relations to AEC are shown in Fig. 11. Both air and fuel consumptions rise when the engine speed increases (Fig. 10). When the engine speed increases from 1800 1/min to 3600 1/min, fuel and air consumptions are changed from 2.1 kg/h to 4.2 kg/h and from 32 kg/h to 63 kg/h, respectively.





**Figure 10.** Air and fuel consumption variations with engine speed  
**Şekil 10.** Hava ve yakıt tüketimlerinin motor hızı ile değişimi



**Figure 11.** Air and fuel consumption variations with AEC  
**Şekil 11.** Hava ve yakıt tüketimlerinin HFK ile değişimi

Artan HFK ile yakıt tüketiminde azalma, hava tüketiminde ise artma eğilimleri görülmektedir (Şekil 11). HFK'nın 0,8'den 1,1'e değiştirilmesi halinde hava tüketiminde 41,25 kg/h'ten 41,48 kg/h'e artış; yakıt tüketiminde ise 3,4 kg/h'ten 2,5 kg/h'e azalma belirlenmiştir.

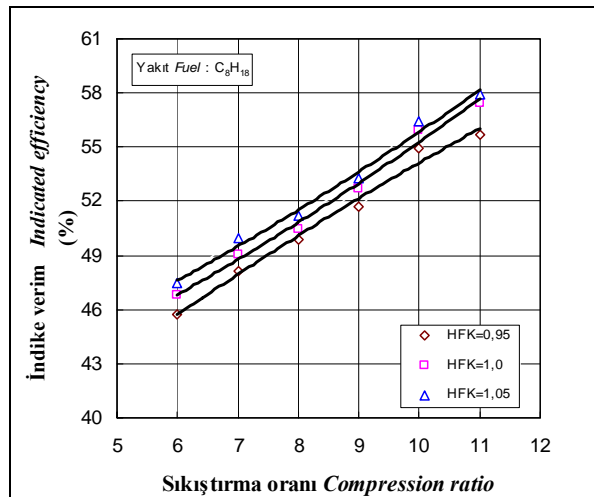
Fuel consumption is decrease but, air consumption is increase with increasing AEC (Fig. 11). When the AEC increases from 0.8 to 1.1, it is determined that air consumption increases from 41.25 kg/h to 41.48 kg/h, and fuel consumption decreases from 3.4 kg/h to 2.5 kg/h.

#### 4.4. İndike Verim

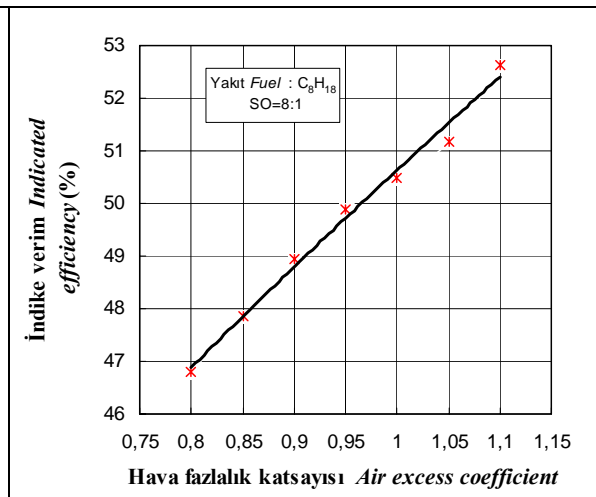
Şekil 12'de, indike verimin sıkıştırma oranı ile, Şekil 13'de ise HFK ile değişimi görülmektedir.

#### 4.4. Indicated Efficiency

Indicated efficiency variations related to compression ratio and AEC are shown Fig. 12 and Fig. 13, respectively.



**Figure 12.** The effect of compression ratio on indicated efficiency at different AEC  
**Şekil 12.** Farklı HFK değerlerinde sıkıştırma oranının indike verime etkisi



**Figure 13.** The effect of AEC on indicated efficiency  
**Şekil 13.** Hava fazlalık katsayısının indike verime etkisi

Tüm HFK değerleri için sıkıştırma oranı 6:1'den 11:1'e arttırıldığında indike verimde yaklaşık olarak %10'luk iyileşmeler belirlenmiştir (Şekil 12). Sıkıştırma oranı artışıyla indike verimin artması Otto çevrim verim ifadesinden açıkça görülmektedir. Sıkıştırma oranı artışı

When the compression ratio varies from 6:1 to 11:1 for all AEC values, it is obtained that improvements in the indicated efficiency are to be approximately 10% (Fig. 12). It is clear that thermal efficiency increases with compression ratio as shown Otto cycle efficiency

sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklıklarını artırdığı ve yanma süresini kısalttığından ortalama indike basınç ve motor gücü artmaktadır. Sonuç olarak, silindir gazlarından maksimum fayda elde edilebilmektedir.

İndike verimin artan hava fazlalık katsayısı ile arttığı görülmektedir (Şekil 13). Sıkıştırma oranı 8:1 için HFK 0,8'den 1,1'e değiştirildiğinde indike verimde %47'den %53'e kadar arttığı belirlenmiştir. Sonuç olarak, karışım fakirleşirken dolgu ideal gaz özelliklerine yaklaştığından ve silindir içindeki yakıttan maksimum derecede faydalanıldığından indike verim artmaktadır (2,5,9-11,13,15,20).

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, yakıt olarak izo-oktan ( $C_8H_{18}$ ) kullanan tek silindirli, 4-zamanlı, doğal emişli buji ile ateşlemeli bir motorun ideal hava-yakıt çevrim analizini incelemek üzere matematiksel bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. FORTRAN programlama dilinde yazılmış bir bilgisayar programı yardımıyla sıkıştırma oranı, motor hızı ve hava fazlalık katsayıları için motorun KMA'ya bağlı olarak silindir basınç ve sıcaklık değişimleri elde edilerek ortalama indike basınç, yakıt ve hava tüketimleri, indike güç, termik verim gibi bazı motor performans parametreleri hesaplanmıştır.

Silindir içindeki karışımın termodinamik özellikleri belirlendikten sonra sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri için enerji denklemleri ve termodinamik bağıntılarla Newton-Raphson iterasyon yöntemi kullanılarak her  $1^\circ$ lik KMA adımına karşılık basınç ve sıcaklık değerleri ve yanma ürünleri belirlenmiştir. Ayrıca, elde edilen performans sonuçlarının sıkıştırma oranı, motor hızı ve hava fazlalık katsayısı ile değişimleri grafikler halinde sunulmuştur. Yanma ve genişleme işlemleri süresince ayrışma olayı dikkate alınarak her krank açısı için silindir içindeki ürünlerin mol sayıları program içinde yazılan alt programlar ile belirlenmiştir (18,19).

Hazırlanan bilgisayar programı farklı motor hızları, sıkıştırma oranları ve hava fazlalık katsayıları için çalıştırıldığında;

- Maksimum silindir basınç ve sıcaklıkları, ortalama indike basınç, indike güç, indike verim gibi parametrelerin sıkıştırma oranı artışıyla arttığı,
- Artan motor hızı ile indike güç, ortalama indike basınç, hava ve yakıt tüketimleri gibi parametrelerin arttığı ve
- Sabit sıkıştırma oranında (SO=8:1) artan hava fazlalık katsayısı (0,95-1,05 aralığında 0,05 birimlik adımlar halinde) ile silindir basınç ve sıcaklıkları, ortalama indike basınç, indike güç, yakıt tüketimi parametrelerinin azaldığı, karışım fakirleştikçe ideal gaz özelliklerine yaklaştığından termik verimin ve hava tüketiminin arttığı görülmüştür.

expression. Mean indicated pressure and engine power increase because increasing compression ratio provides higher pressure and temperature at the end of the compression process and shorter combustion period. Thus, maximum benefit from cylinder gases energy can be made available.

It is shown that indicated efficiency increase with leaning of mixture (Fig. 13). When the air excess coefficient increases from 0.8 to 1.1 for compression ratio of 8:1, it is determined that indicated efficiency increases from 47% to 53%. Thus, indicated efficiency improves because the charge in the cylinder approaches to the ideal gas specification and provides maximum benefit as leaning of the mixture (2,5,9-11,13,15,20).

## 5. CONCLUSIONS AND SUGGESTIONS

In this study, a mathematical simulation model is developed to investigate ideal air-fuel cycle analysis of a single cylinder, four-stroke and natural aspirated spark ignition engine using iso-octan ( $C_8H_{18}$ ) as fuel. Changing of cylinder pressure and temperature are obtained for compression ratio, engine speed and air excess coefficient depending of crankshaft angle using a computer program which is written in FORTRAN Programming Language, and engine performance parameters such as mean indicated pressure, fuel and air consumption, indicated power, thermal efficiency are calculated.

After thermodynamic specifications of mixture in the cylinder were determined, each 1 degree CA to pressure and temperature values and combustion products were determined for compression, combustion and expansion processes using the Newton-Raphson iteration method. Also, changing of obtained performance results with compression ratio, engine speed and air excess were presented as graphically. Dissociation during combustion and expansion process was considered and molar number of products in the cylinder for each CA were determined with subprogram (18,19).

If prepared computer program is running for different engine speed, compression ratio and air excess coefficient; the following results are summarized.

- Parameters such as maximum cylinder pressure and temperature values, mean indicated pressure, indicated power, thermal efficiency increase with increasing of compression ratio,
- Parameters such as indicated power, mean indicated pressure, air and fuel consumptions increase with increasing of engine speed,
- At constant compression ratio (CR=8:1), such as cylinder pressure and temperature values, mean indicated pressure, indicated power, fuel consumption parameters decrease with increasing air excess coefficient (range of 0.95-1.05 in steps of 0.05); it is shown that thermal efficiency and air consumption values increase because of the mixture closing to the ideal gas properties as the mixture leaning.

Bunların sonucunda;

- a) Hazırlanan simülasyon programına grafik editörü ilave edilmesiyle sonuçlara daha kısa zamanda ulaşılabilir ve performans eğrileri çizilebilir.
- b) Hazırlanan programdan literatürü destekleyen sonuçlar elde edildiğinden bu program motor tasarımı için uygun bir programdır. Ayrıca, program farklı motor boyutları ve alternatif yakıtlarla çalışmaya elverişlidir.
- c) Program; gelişmiş bir yanma modeli ve ısı transfer katsayısı kullanılarak ve supap zamanlaması, gaz keleşi konumu ve volümetrik verim dikkate alınarak daha gerçekçi bir çalışma yapmaya elverişlidir.

Finally;

- a) Results can be obtained shorter time with adding graphic editor to prepared simulation program and performance curves can be plotted.
- b) This program is acceptable for engine design because obtained results show a good agreement with literature. Also, it is suitable for different engine sizes and alternative fuels.
- c) Program is suitable for more reliable study using a improved combustion model and heat transfer coefficient, considering valve timing, throttle position and volumetric efficiency.

### KAYNAKLAR / REFERENCES

1. Ögüçlü, Ö., "Thermodynamics Model of The Cycle of Spark Ignition Engine", Msc. Thesis, *Graduate School of Natural And Applied Sciences of Dokuz Eylül University*, İzmir, 1-9, (1998).
2. Heywood, J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, **Mc Graw Hill Book Co.**, USA., 123-141 (1988).
3. Stone, R., *Introduction to Internal Combustion Engines*, **Macmillan Press Ltd.**, London, UK, 31-41; 142-151; 222-224 (1999).
4. Ganesan, V., *Internal Combustion Engines*, **McGraw-Hill Inc.**, USA, 135-149; 159-170 (1996).
5. Zammit, S.J., *Motor Vehicle Engineering Science for Technicians*, **Longman Group Ltd.**, UK, 263-264; 271-282 (1987).
6. Balcı, M., "Dört Zamanlı Türboşarjlı Direkt Püskürtmeli Bir Dizel Motorunun Bilgisayar ile Simülasyonu", Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 232-238, (1986).
7. Borat, O., Sürmen, A., Balcı, M., *İçten Yanmalı Motorlar, Cilt 1*, **Uludağ Üniv. Vakfı Yayınları**, İstanbul, Bursa, Ankara, 139-153; 249-259 (2000).
8. Çetinkaya, S., "Dört Zamanlı Buji İle Ateşlemeli Bir Motor Performansının Bilgisayar Yardımıyla Simülasyonu", Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-20 (1987).
9. Abd Alla, G.H., "Computer Simulation of a Four-Stroke Spark Ignition Engine", *Energy Conversion & Management*, Volume 43, 1043-1061 (2002).
10. Blair, P.G., 1999, *Design and Simulation Four Stroke Engines*, **SAE Inc.**, USA, 95-110; 421-442 (1999).
11. Benson, R.S., Whitehouse N.D., *Internal Combustion Engines, Volume 2*, **Pergamon Press**, UK, 305-321 (1979).
12. Ferguson, C.R., *Internal Combustion Engines*, **John Wiley and Sons Inc.**, USA, 115-128; 209-219 (1986).
13. Pulkrabek, W.W., *Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine*, **Prentice-Hall Inc.**, USA, 44-60 (1997).
14. Benson, R.S., Annand, W.J.D., Baruah, P.C., "A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for A Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine", *Int. J. Mech. Sci.*, Volume 17: 97-105 (1975).
15. Benson, R.S., Baruah, P.C., "A Generalized Calculation for An Ideal Otto Cycle with Hydrocarbon-Air Mixture Allowing for Dissociation and Variable Specific Heats", *IJMEE*, 4(1): 59-65 (1975).
16. Sekmen, Y., "Buji ile Ateşlemeli Bir Motorda Sıkıştırma Oranının Değişirilebilir Hale Getirilmesi ve Performansa Etkilerinin İncelenmesi", Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 32-53 (2003).
17. Heisler, H., *Advanced Engine Technology*, **Edward Arnold Press**, London, UK, 153-171 (1995).

18. Altaç, Z., Gürkan, İ., *Mühendisler İçin Fortran Programlama*, **Osmangazi Üniversitesi Yayını**, Eskişehir, 157-180 (1995).
19. McCormick, J.H., Salvadori, M.G., *Numerical Methods in Fortran*, **Prentice Hall**, UK, 150-185 (1964).
20. Benson, R.S., Whitehouse N.D., *Advanced Engineering Thermodynamics 2<sup>nd</sup> Edition*, **Pergamon Press**, UK, 1977.
21. Çelik, M.B., Şubat 1999, “Buji ile Ateşlemeli Bir Motor Sıkıştırma Oranının Değişken Hale Dönüştürülmesi ve Performansa Etkisinin Araştırılması”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 1-10 (1999).
22. Erduranlı, P., “Buji ile Ateşlemeli Tek Silindirli Değişken Sıkıştırma Oranlı Bir Motorun Teorik Simülasyonu”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 1-33 (2003).
23. Parlak, A., “Bir Dizel Motorunda Sıkıştırma Oranı Artışının Performansa Etkisi”, **Mühendislik Bilimleri Dergisi**, 9(2): 171-177 (2003).

Received/ Geliş Tarihi: 17.02.2004    Accepted/Kabul Tarihi: 12.08.2004