

## ارائه یک مدل ترمودینامیکی برای شبیه‌سازی موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت مخلوط گاز طبیعی و اتانول

حسن زمانی<sup>۱</sup>

\* نویسنده مسئول: hasanzamani8@gmail.com

### چکیده

سوخت گاز طبیعی به عنوان یک سوخت جایگزین از خواص احتراقی مناسب و آلودگی کمتری برخوردار است و می‌تواند انتخاب مناسبی برای نسل آینده باشد. مدل‌های شبیه‌سازی از نظر کاهش در زمان و هزینه‌ها برای طراحی و توسعه موتورهای جدید و همچنین ارزش فنی در شناخت نقاطی که نیاز به توجه خاص در طراحی‌ها دارد، دارای اهمیت بسزایی هستند. در این پژوهش به ارائه مدلی ترمودینامیکی برای بررسی پارامترهای ترمودینامیکی یک موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت ترکیبی مخلوط متان ( $C_2H_6O$ ) و اتانول ( $CH_4$ ) پرداخته می‌شود. پارامترهای ترمودینامیکی شامل فشار و دمای درون سیلندر موتور، کار خروجی، انتقال حرارت به دیواره سیلندر و حرارت اتلافی بواسطه نشتی هستند. برای شبیه‌سازی موتور، از روابط حاکم برای مدل‌سازی دو ناحیه‌ای احتراق استفاده شده است. این روابط در نرم افزار متلب به کد تبدیل شده و در نهایت با ترسیم نمودارها، مورد تحلیل قرار می‌گیرند. نتایج بیانگر این موضوع است که اضافه شدن درصدی بالاتر اتانول به سوخت متان، افزایش مقادیر فشار درون سیلندر، کار خروجی و انتقال حرارت (در مرحله قدرت) را به همراه دارد. این در حالی است که متان خالص از کمترین انرژی اتلافی بواسطه نشتی و بیشترین دما در ناحیه نسوخته برخوردار است.

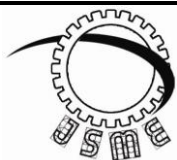
### واژه‌های کلیدی

موتورهای اشتعال جرقه‌ای، مخلوط متان و اتانول، شبیه‌سازی ترمودینامیکی، پارامترهای عملکردی موتور.

تاریخ ارسال: ۹۴/۰۸/۰۶

تاریخ بازنگری: ۹۴/۱۰/۲۷

تاریخ پذیرش: ۹۴/۱۲/۰۸



Journal of  
Solid Mechanics  
in Engineering

## Journal of Solid Mechanics in Engineering

<http://jsme.iaukhsh.ac.ir>



### Providing a thermodynamic model to simulate the spark ignition engine fueled with natural gas and ethanol mixture

Hasan Zamani<sup>1</sup>

\* Corresponding Author: hasanzamani8@gmail.com

---

#### **Abstract:**

The use of natural gas as an alternative fuel, in recent decades has been proposed. Good combustion properties and costs less than it could be the perfect choice for the next generation. Simulation models can be of great help engine designers. Simulation models to reduce the time and costs for the development of new engines as well as in identifying the technical value that need special attention in the design, are of great importance. In this study the thermodynamic model for the study of thermodynamic parameters of a spark ignition engine fuel mix methane ( $C_2H_6O$ ) and ethanol ( $CH_4$ ) is provided. To simulate the engine, the governing equations for modeling the area of combustion engines can be used. This relationship has become in MATLAB code, and finally by drawing diagrams, are analyzed. The results showed that the addition of ethanol to fuel higher percentages of methane, increasing amounts of pressure inside the cylinder, work and heat output (power stage) as well. However, the energy lost through leakage and most pure methane lowest temperature of the burned area is capable.

---

---

#### **Key words:**

Spark ignition engines, methane and ethanol, thermodynamic simulation, engine performance parameters.

---

---

1- Lecturer, Department of Mechanical Engineering, Fereidan Branch, Islamic Azad University, Iran.

## ۱- مقدمه

امروزه به علت افزایش شدید بهای سوخت‌های فسیلی و همچنین افزایش آلاینده‌های ناشی از سوختن آن‌ها نیاز شدید به سوخت‌های جایگزین تجدیدپذیر که علاوه بر دسترسی آسان دارای بازده بالا و آلاینده‌گی پایین باشند به شدت محسوس است. سوخت‌های جایگزین همچون متان، اتانول و متانول از سال ۱۹۳۰ میلادی مورد استفاده قرار گرفته‌اند (هیوود، ۱۹۸۸). متان که بخش عمده گاز طبیعی را تشکیل می‌دهد، متداول‌ترین سوخت جایگزین و یکی از پاک‌ترین سوخت‌ها از لحاظ احتراق است. متان را می‌توان به دو صورت گاز طبیعی فشرده (CNG) یا گاز طبیعی مایع (LNG) در خودروها استفاده کرد. امروزه می‌توان با اندکی تغییر موتورهای بنزینی را به موتورهای دو گانه‌سوز بنزین-گاز تبدیل کرد که مقرون به صرفه‌تر و کارآمدتر است (شامخی و همکاران، ۲۰۰۶ و مردی و همکاران، ۱۳۹۲). بررسی رفتار یک موتور اشتعال جرقه‌ای تحت تأثیر پارامترهای مختلف اولین و موثرترین گام در طراحی و بهینه‌سازی یک موتور در نظر گرفته می‌شود. در صورت استفاده از گاز طبیعی به عنوان سوخت جایگزین با توجه به تفاوت خواص شیمیایی و کیفیت احتراق بررسی پارامترهای مهم و موثر در روند احتراق و متعاقب آن عملکرد و آلاینده‌گی موتور اهمیت بیش‌تری پیدا می‌کند (نوری کزج و محسنیان راد، ۱۳۸۸ و تاهیر و همکاران، ۲۰۱۵). سابقه مدل‌سازی ریاضی موتور به قبل از دهه پنجاه میلادی باز می‌گردد. ون‌وایلن و پترسون برای اولین بار مدل‌سازی دو ناحیه‌ای موتور را انجام داده‌اند. بنسون و همکاران در سال ۱۹۷۹ یک مدل دو ناحیه‌ای نسبتاً دقیق با در نظر گرفتن غلظت‌های تعادلی گونه‌های شیمیایی برای سوخت پروپان ارائه دادند. البغدادی در سال ۲۰۰۲ مدل-سازی دو ناحیه‌ای خود را با استفاده از سوخت الکل ارائه داد (جهانیان و همکاران، ۱۳۸۵). در ایران مهم‌ترین جایگزین برای بنزین، گاز طبیعی است. بیش از ۹۶ درصد گاز طبیعی، متان است. گاز طبیعی به دو صورت گاز طبیعی فشرده و گاز طبیعی مایع در خودروها استفاده می‌شود،

سوخت مذکور ارزان‌تر و پاک‌تر از بنزین بوده ولی باعث افت توان تولیدی موتور می‌شود. گاز طبیعی بسیار پاک است و غالباً قیمت آن از بنزین کم‌تر است. خودروهای دو گانه‌سوز در ایران به وفور یافت می‌شوند. این خودروها هم از مزایای بنزین و هم از مزایای گاز طبیعی برخوردار هستند (موسویان، ۲۰۰۴ و پورخصالیان و همکاران، ۱۳۸۷). اتانول سال‌های متمادی است که در برزیل به عنوان سوختی پاک، ارزان و در دسترس شناخته شده است. خوردوهایی که با سوخت الکی تغذیه می‌شوند، افت توانی در حدود ۱۰ الی ۳۰ درصد را در مقایسه با بنزین تجربه می‌کنند. اتانول را می‌توان از تخمیر مواد قندی و نشاسته‌ای مانند ملاس چغندر قند و ذرت به دست آورد (کاوکلنت و همکاران، ۲۰۰۷ و الفسخانی، ۲۰۱۴).

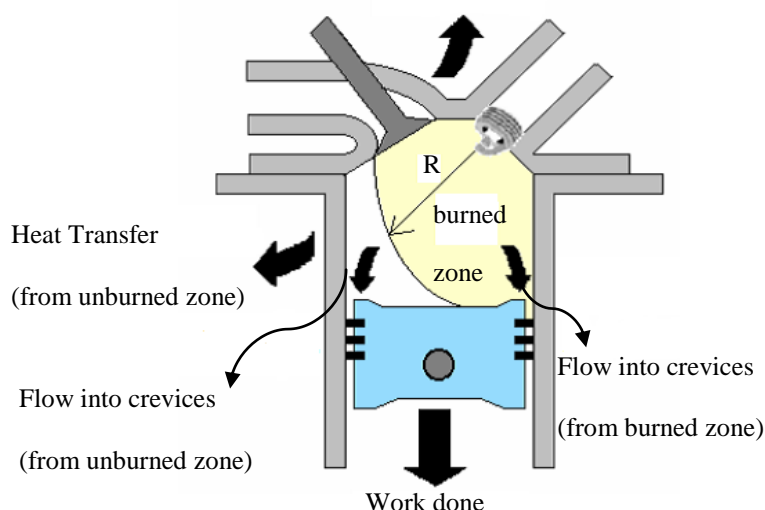
تولید بیو اتانول از مواد گیاهی در کشورهای دنیا رایج است. اتانول دارای عدد اکتان بالایی است و به همین دلیل به عنوان یک افزاینده عدد اکتان در موتورهای اشتعال جرقه‌ای استفاده می‌شود. اختلاط سوخت اتانول در سوخت‌های بنزین و گازوئیل در سال‌های اخیر به طور چشمگیری افزایش یافته است، به طوری که در عصر کنونی در برخی از ایالت‌های آمریکا، از اتانول به جای متیل ترت بوتیل اتر (Methyl Tert-Butyl) استفاده می‌شود (فرنچ و مالون، ۲۰۰۵ و نجفی و همکاران، ۱۳۸۸).

متان محتوی اصلی گاز طبیعی است (در حدود ۹۶ درصد) و به عنوان رایج‌ترین سوخت جایگزین مطرح می‌شود. و یکی از پاک‌ترین سوخت‌ها است. که آن را می‌توان به صورت گاز طبیعی فشرده (CNG) و یا گاز طبیعی مایع (LNG) در وسایل نقلیه به کار برد. گاز طبیعی می‌تواند به طور اختصاصی در وسیله نقلیه شخصی به کار گرفته شود و یا با بنزین در موتورهای با سوخت دوگانه استفاده شود. این استفاده همزمان بدون محدود کردن و افت در موتور و راندمان آن ایجاد شده است (هاکان و اورهان، ۲۰۰۵ و و پیتون و همکاران، ۲۰۱۵).

اتانول و متانول سوخت‌های الکی هستند که از تخمیر و تقطیر محصولات نشاسته‌ای مانند ذرت ایجاد شده‌اند. انتشار

دو ناحیه‌ای به منظور مدل‌سازی استفاده شده است. در این مطالعه، از یک مدل دو ناحیه‌ای محافظه احتراق که در آن محافظه احتراق به دو ناحیه سوخته و نسوخته (مخلوط سوخت، هوا و گاز باقی‌مانده)، در نظر گرفته می‌شود. در این پژوهش، معادلات حاکم برای مدل‌سازی دو ناحیه‌ای احتراق به صورت معادلات دیفرانسیل مرتبه اول و بر پایه قانون اول ترمودینامیک می‌باشند. در مدل ترمودینامیکی دو ناحیه‌ای، نواحی سوخته و نسوخته توسط پیشانی شعله که ضخامتی ناچیز دارد، از هم جدا می‌شوند (شکل ۱).

Heat Transfer (from burned zone)



شکل (۱) شماتیک احتراق دو ناحیه‌ای به همراه جریان کار

خروجی و انتقال حرارت به دیواره‌ها و انتقال انرژی به درزها در موتور احتراق جرقه‌ای (کاکایی و نصر آبادی، ۱۳۸۹)

## ۲-۱- فرضیه‌های اساسی استفاده شده جهت مدل‌سازی

پیش‌فرض‌های زیر به منظور ارائه روابط مدل در نظر گرفته می‌شود:

- ۱- گاز موجود در سیلندر در فرایندهای تراکم، احتراق و انبساط به عنوان گاز ایده‌آل فرض شده است.
- ۲- محتوی درون سیلندر به طور کامل مخلوط شده و فضایی همگن از نظر ترکیب و خصوصیات در

آلاینده‌ها در اتانول و متانول کمتر از بنزین است. در برزیل، اتانول به عنوان یک سوخت پاک، اقتصادی و در دسترس برای وسایل نقلیه به خوبی شناخته شده است. اما استفاده از موتورهای یا سوخت الکلی، سبب کاهش در گشتاور ترمزی و قدرت در مقایسه با بنزین شده است (کاولکنت و همکاران، ۲۰۰۷). در تلاش برای کاهش انتشار آلاینده دی اکسید کربن و وابستگی به منابع نفتی، مطالعه سوخت‌های جایگزین و کاربرد آن‌ها در موتورهای احتراق جرقه‌ای (SI) مورد توجه زیادی قرار گرفته است. به نظر می‌رسد اتانول از سوخت‌های زیستی است که می‌تواند انتخاب خوبی برای شناخت و تولید بیش‌تر باشد. با این حال سازگاری این سوخت در موتورهای SI مورد نظر است که با شروع سرد آغاز می‌شود و در دمای کم محیط مشکل‌آفرین است (سالیس و سودری، ۲۰۱۲).

متانول می‌تواند هزینه‌های پایین‌تر به همراه تولید دی اکسید کربن و هیدروژن کمتر را به همراه داشته باشد، اما سمی‌تر از اتانول است (ون کوبلی و همکاران، ۲۰۱۲). الکل‌های زنجیری طولانی‌تر مانند بوتانول ارزش حرارتی بالایی (تا نزدیکی بنزین) دارند، اما استفاده از آن‌ها خاصیت تبخیر را کم و ضعیف می‌کند. این مشکلی است که در ارتباط با اتانول هم دیده می‌شود (ایریمسکو، ۲۰۱۲).

## ۲-۲- مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل موتور

مدل‌سازی موتورهای احتراق داخلی با اهدافی نظیر طراحی موتورهای جدید، پیش‌بینی عملکرد و آلاینده‌های موتور قبل از انجام تست و طراحی سیستم‌های کنترلی انجام می‌شود. در مطالعه حاضر نیز بایستی در ابتدا مدلی از موتور توسعه یابد و سپس با استفاده از مدل، مسائل کنترلی و عملکردی را مورد بررسی قرار داد. مجموعه فرایندهایی که در یک موتور احتراق داخلی رخ می‌دهد، بسیار پیچیده و عمدتاً غیر خطی است. بنابراین در مدل‌سازی ناچار به ساده‌سازی و استفاده از نتایج تجربی هستیم. انواع و اقسام روش‌های مدل‌سازی در موتور ارائه و توسعه یافته است و در مطالعه پیش‌رو به دلیل دقت و سرعت بالا از مدل شبه‌بعدی

در رابطه بیان شده،  $u$  انرژی مخصوص سیستم،  $m$  جرم سیستم،  $\frac{dQ}{d\theta}$  نرخ انتقال حرارت به دیواره‌ها،  $P$  فشار،  $V$  حجم،  $\omega$  سرعت زاویه‌ای موتور،  $\theta$  زاویه لنگ،  $h$  آنتالپی مخصوص، و اندیس  $l$  بیانگر نشتی از سیلندر بیان می‌شود.

### ۲-۲-۲- نرخ سوختن

اصلی‌ترین بخش مدل‌سازی فرایند احتراق، محاسبه نرخ سوختن جرم است که با توجه به نوع مدل، روابط مختلفی برای تخمین آن، پیشنهاد شده است. تا کنون چندین شیوه برای محاسبه کسر جرمی سوخته در موتورهای اشتعال جرقه‌ای پیشنهاد شده است که برخی شامل مدل‌های بسیار ساده مانند توابع مثلثی، ویب و ... می‌شوند. در این مطالعه از مدل نیمه تجربی تابع کسینوسی (روش Current Study) برای محاسبه میزان سوختن جرم استفاده شده است (سویزکا، ۲۰۰۳).

### ۲-۲-۳- محاسبه جرم مخلوط درون سیلندر

با توجه به فرضیات بیان شده در این پژوهش و در نظر گرفتن نشت مخلوط سوخت و هوا در فضای خالی بین سیلندر و پیستون (لقی بین سیلندر و پیستون)، مقدار جرم در کل چرخه کاری موتور ثابت نبوده و تحت تأثیر این نشتی قرار می‌گیرد، لذا رابطه جرم درون سیلندر به صورت تابعی از زاویه میل لنگ، ثابت نشتی و دور موتور به صورت معادله (۲) نوشته می‌شود:

$$m = m_1 \exp\left[\frac{-C_b}{\omega}(\theta - \theta_1)\right] \quad (2)$$

در رابطه (۲)،  $m_1$  جرم اولیه سوخت و هوا در شروع مرحله تراکم،  $\theta_1$  زاویه شروع تراکم (برابر با  $-180^\circ$ )،  $\omega$  سرعت زاویه‌ای موتور (رابطه ۴) و  $C_b$  ثابت نشتی سیلندر است که برابر  $0/8$  در نظر گرفته شده است.

تغییرات جرم بر حسب زاویه میل لنگ به واسطه نشتی نیز به این صورت خواهد بود (فرگوسن، ۱۹۸۶):

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{-\dot{m}_l}{\omega} = \frac{-C_b m}{\omega} \quad (3)$$

$$\omega = \frac{N\pi}{30} \quad (4)$$

طول فرایندهای مکش، تراکم، انبساط و فرایندهای تخلیه وجود دارد. بنابراین خواص ترمودینامیکی تنها با گذشت زمان (تغییرات زاویه لنگ) تغییر می‌کند.

۳- در طول کل چرخه موتور، تغییرات جرم فقط به دلیل نشتی ناشی از فضای موجود بین سیلندر و دیواره‌های پیستون رخ می‌دهد.

۴- از انتقال حرارت بین مناطق سوخته و نسوخته چشم‌پوشی شده و تنها انتقال حرارت بین محتویات درون سیلندر و دیواره آن به روش وشنی محاسبه می‌شود.

۵- در مرحله تراکم، محفظه احتراق سیلندر محتوی هوا، سوخت و گازهای باقی‌مانده از سیکل قبل در نظر گرفته می‌شود.

۶- فرض می‌شود تمامی سوخت محترق می‌شود، به عبارت دیگر بازده سوخت  $100\%$  درصد است.

۷- خواص ترمودینامیکی نظیر دما، فشار، غلظت گونه‌های شیمیایی برای هر ناحیه، یکنواخت فرض می‌شود و تمامی متغیرها به غیر از فشار، برای دو ناحیه سوخته و نسوخته می‌تواند با یکدیگر تفاوت داشته باشد. فشار داخل استوانه همواره یکنواخت و برای دو ناحیه سوخته و نسوخته برابر است (حاجی‌رضا و همکاران، ۱۹۹۹).

### ۲-۲-۲- روابط حاکم در شبیه‌سازی موتور اشتعال

#### جرقه‌ای

#### ۲-۲-۱- قانون اول ترمودینامیک برای سیستم‌های باز

قانون اول ترمودینامیک برای سیستم‌های باز به این صورت معرفی می‌گردد (هیوود، ۱۹۸۸ و ورهلست و شپارد، ۲۰۰۹).

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} - \frac{\dot{m}_l h_l}{\omega} \quad (1)$$

بنابراین، انتقال گرمای کل سیلندر برابر با مجموع انتقال گرمای هر یک از نواحی سوخته و نسوخته است (وشنی، ۱۹۶۷ و همدونگ و همکاران، ۲۰۱۵). بر این اساس داریم:

$$hA_{total}(T-T_w) = h_u A_u (T_u - T_w) + h_b A_b (T_b - T_w) \quad (6)$$

سطح مقطع نواحی سوخته و نسوخته به ترتیب با نمادهای  $A_u$  و  $A_b$  نشان داده می‌شوند. رابطه ضریب انتقال گرما نیز به صورت زیر بیان می‌شود (رابطه ۷):

$$h = 3.26 \times D^{-0.2} \times P^{0.8} \times T^{-0.55} \times W^{0.8} \quad (7)$$

در رابطه بالا،  $w$  بر حسب متر بر ثانیه به شکل زیر بیان می‌شود:

$$w = c_1 S_p + c_2 \frac{V_d T_1}{P_1 V_1} (P - P_m) \quad (8)$$

سرعت خطی پیستون با نماد  $S_p$ ،  $T_1$ ،  $P_1$  و  $V_1$  نیز شرایط در حالت اولیه در نظر گرفته می‌شوند. بر اساس پیشنهاد وشنی،  $c_1$  و  $c_2$  برای مراحل تراکم، احتراق و انبساط به صورت جدول (۲) ارائه شده است (فرگوسن، ۱۹۸۶).

#### ۲-۲-۷- محاسبه دما و فشار درون سیلندر موتور

محاسبات با در نظر گرفتن جرم محصور شده سوخت، هوا و مخلوط سوخت باقی‌مانده از چرخه قبل شروع می‌شود. سپس فشار و دمای درون محفظه سیلندر در طی کورس تراکم با استفاده از قانون اول ترمودینامیک تا زمان ایجاد جرقه توسط شمع ادامه می‌یابد. در زمان احتراق، محفظه سیلندر شامل دو ناحیه سوخت سوخته شده و نسوخته است و در نهایت یک ناحیه شامل گازهای سوخته شده که کل محفظه احتراق را احاطه کرده است را شامل می‌شود. برای محاسبه و ترسیم تغییرات فشار و دمای درون سیلندر موتور احتعال جرقه‌ای از روابط کلی ارائه شده (روابط ۹ تا ۱۱) استفاده می‌شود (فرگوسن، ۱۹۸۶؛ یوسف و همکاران، ۲۰۰۵ و جانتارکد، ۲۰۱۴). کسر ناحیه سوخته شده ( $x$ ) برای مراحل تراکم و انبساط به ترتیب صفر و یک مدنظر قرار گرفته است.

در رابطه (۴)،  $N$  دور موتور بر حسب دور بر دقیقه (rpm)، است.

#### ۲-۲-۴- جریان انرژی اتلافی بواسطه نشی

با حرکت مخلوط درون سیلندر به سمت درزها و شکاف‌های بین پیستون و سیلندر، یک جریان انرژی اتلافی در درون سیلندر موتور احتعال جرقه‌ای رخ می‌دهد.

$$\frac{dH_l}{d\theta} = \frac{C_b m}{\omega} \left[ \left(1 - x^2\right) h_u + x^2 h_b \right] \quad (5)$$

آنتالپی نواحی سوخته و نسوخته به ترتیب با نمادهای  $h_u$  و  $h_b$  نشان داده شده‌اند.  $x$  کسر سوختن مخلوط سوخت،  $m$  جرم کل مخلوط درون سیلندر،  $C_b$  ثابت نشی و  $\omega$  سرعت زاویه‌ای موتور بیان شده است (فرگوسن، ۱۹۸۶).

#### ۲-۲-۵- محاسبه کار خروجی

خروجی هر موتور گرمایی، کار است، و در یک موتور رفت و برگشتی، احتراق داخلی، این کار توسط گازهای داخل محفظه‌ی احتراق سیلندر، تولید می‌شود. در واقع در یک چرخه موتور احتراق داخلی، نیروی ناشی از فشار گاز بر روی پیستون در حال حرکت، کار تولید می‌کند. نرخ انجام کار  $\frac{dW}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta}$ ، موجود در معادله (۱)، ناشی از تغییر حجم محفظه احتراق است لذا در ادامه به بررسی حجم و تغییرات آن در موتور احتعال جرقه‌ای پرداخته می‌شود.

#### ۲-۲-۶- انتقال حرارت

در این مدل‌سازی، از رابطه انتقال گرمای وشنی برای محاسبه انتقال گرما به دیواره‌ها استفاده می‌شود. رابطه وشنی بر پایه مدل انتقال گرمای اجباری بوده، با این تفاوت که عدد رینولدز در این روش، با روابط فشار و دما جایگزین می‌شود. در واقع در این رابطه، عدد رینولدز بر اساس قطر سیلندر، سرعت متوسط پیستون و لزجت سینماتیکی بیان می‌شود. با توجه به آن که طبق فرض، از انتقال گرمای بین نواحی سوخته و نسوخته چشم‌پوشی شده است، ناحیه شعله از دید نظری به عنوان یک دیواره بی‌دری فرض شده است.

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{A + B + C}{D + E} \quad (9)$$

$$D = x \left[ \frac{v_b^2}{c_{pb} T_b} \left( \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right)^2 + \frac{v_b}{p} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln p} \right] \quad (15)$$

$$E = (1-x) \left[ \frac{v_u^2}{c_{pu} T_u} \left( \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right)^2 + \frac{v_u}{p} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln p} \right] \quad (16)$$

با توجه به این که تمامی این معادلات درجه اول بوده و بر حسب متغیرهای دیگر هستند، از دستور ode45 در نرم افزار متلب برای حل این روابط و بدست آوردن مجهولات (فشار و دما) استفاده می شود (معلومات مسئله در جدول ۳ آمده است). تکنیک ode45 در واقع بر اساس روش رانگ-کوتا مرتبه چهارم (Runge-Kutta)، البته با تغییرات اندک، اقدام به حل معادلات می کند که دارای دقت مناسبی نیز برای حل مجهولات نسبت به دیگر روش ها است.

### ۳- سینتیک شیمیایی

#### ۳-۱- خواص ترمودینامیکی سوخت

برای محاسبه خواص ترمودینامیکی سوخت، چند جمله ای هایی مطابق روابط (۱۷)، (۱۸) و (۱۹) معرفی شده- اند، که در آن ها دما (T) بر حسب درجه کلوین و ضرایب a<sub>1</sub> تا a<sub>7</sub> از جداول موجود برای هر سوخت مشخص و برای دو حالت دمای زیر درجه کلوین ۱۰۰۰ و بالای ۱۰۰۰ درجه کلوین، تعیین می شود (هیوود، ۱۹۸۸ و فرگوسن، ۱۹۸۶)

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 \frac{1}{T^2} \quad (17)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{-h_{cb} \left( \frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) x^{\frac{1}{2}} (T_b - T_w)}{\omega m c_{pb} x} \quad (10)$$

$$+ \frac{v_b}{c_{pb}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \left( \frac{A+B+C}{D+E} \right) + \frac{h_{cu} - h_{cb}}{x c_{pb}} \left[ \frac{dx}{d\theta} - (x - x^2) \frac{C_b}{\omega} \right]$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{-h_{cu} \left( \frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) (1-x)^{\frac{1}{2}} (T_u - T_w)}{\omega m c_{pu} (1-x)} \quad (11)$$

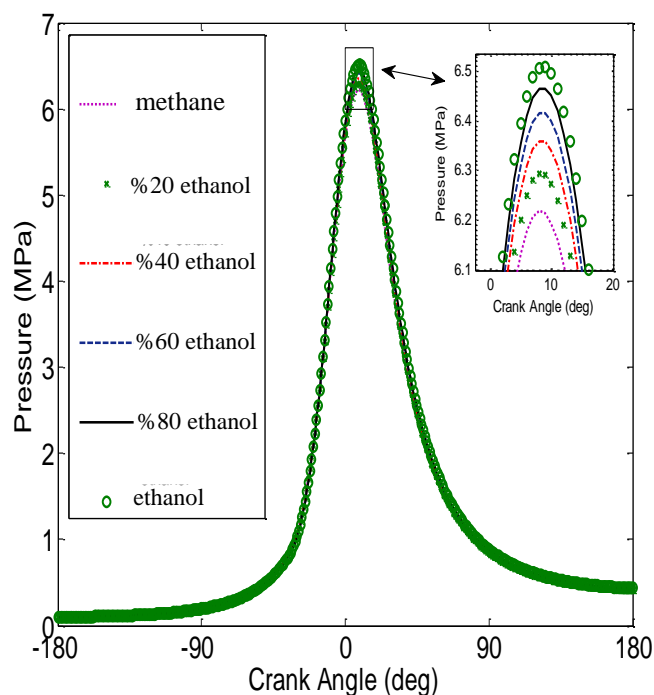
$$+ \frac{v_u}{c_{pu}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \left( \frac{A+B+C}{D+E} \right)$$

$$A = \frac{1}{m} \left( \frac{dV}{d\theta} + \frac{VC_b}{\omega} \right) \quad (12)$$

$$B = h_u \frac{\left( \frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right)}{m\omega} \quad (13)$$

$$\times \left[ \frac{v_b}{c_{pb}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} x^{\frac{1}{2}} \left( \frac{T_b - T_w}{T_b} \right) + \frac{v_u}{c_{pu}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} (1-x)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{T_u - T_w}{T_u} \right) \right]$$

$$C = -(v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} - v_b \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{h_{cu} - h_{cb}}{c_{pb} T_b} \times \left[ \frac{dx}{d\theta} - \frac{(x - x^2) C_b}{\omega} \right] \quad (14)$$



شکل (۲) نمودار فشار بر حسب زاویه لنگ برای سوخت‌های متان- اتانول و ترکیب‌های مختلف متان- اتانول

طبق شکل (۳)، دمای ناحیه سوخته برای متان بالاتر از سوخت‌های ترکیب شده دیگر بدست آمده است، در این حالت متانول کمترین دمای ناحیه سوخته را (۶ درصد کمتر از متان) داراست و این در حالی است که با اضافه شدن مقادیر اتانول به سوخت متان، دمای ناحیه سوخته شده در مرحله قدرت (پس از احتراق) مقادیر بیشتری دارد. همچنین طبق شکل واضح است که اختلاف دماهای ناحیه سوخته برای سوخت‌های مختلف بیش‌تر از اختلاف آن‌ها برای ناحیه سوخته در نزدیکی نقطه مرگ بالا است. به عبارت دیگر دمای ناحیه سوخته و سوخته برای متان به ترتیب در حدود ۷ درصد و کمتر از نیم درصد (تقریباً ۳۸۴٪) بیش‌تر از سوخت اتانول برآورد شده است (شکل ۳).

$$\frac{h}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 - a_5 \frac{1}{T^2} + \frac{a_6}{T} \quad (18)$$

$$\frac{s}{RT} = a_1 \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 - \frac{a_5}{2} \frac{1}{T^2} + a_7 \quad (19)$$

در این پژوهش با در نظر گرفتن درصد سوخت مورد نظر در ترکیب، و با در نظر گرفتن رابطه (۲۰) که برای سوخت‌ها با درصد ترکیبات مختلف ارائه شده است (گریل و همکاران، ۲۰۰۷)، ضرایب مذکور برای مخلوط سوخت‌ها محاسبه می‌شود (جدول ۴).

$$\xi_{mixture} = \sum_{k=1}^N x_k \cdot \xi_k \quad (20)$$

#### ۴- کدنویسی و حل

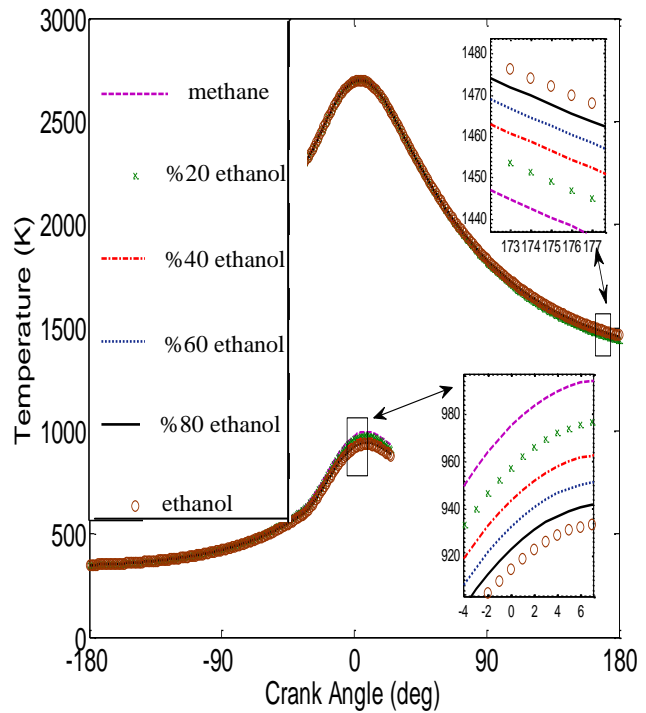
در مطالعه حاضر، روابط مورد نیاز (روابط ۱ تا ۲۰) با اعمال شرایط خاص بر آن‌ها به کد در نرم‌افزار متلب تبدیل شده و نمودارهای مورد نیاز از آن استخراج می‌شود. مشخصات موتور مورد تحقیق در جدول (۱) آمده است (زمانی و همکاران، ۱۳۹۳).

#### ۵- نتایج و بحث

مقادیر ماکزیمم فشار درون سیلندر برای تمام سوخت‌ها در حدود زاویه ۸ درجه بعد از نقطه مرگ بالا رخ می‌دهد. این مقدار برای اتانول خالص در حدود ۵ درصد بیشتر از متان تخمین زده شده است. در واقع می‌توان گفت با افزایش مقدار درصد اتانول در سوخت گاز طبیعی مقادیر فشار بیشتری در مرحله احتراق حاصل می‌شود. طبق شکل (۱)، در مرحله تراکم و انبساط تفاوت چندانی بین فشار بدست آمده برای سوخت‌های مختلف مشاهده نمی‌شود و نمودارها تقریباً بر هم منطبق‌اند.

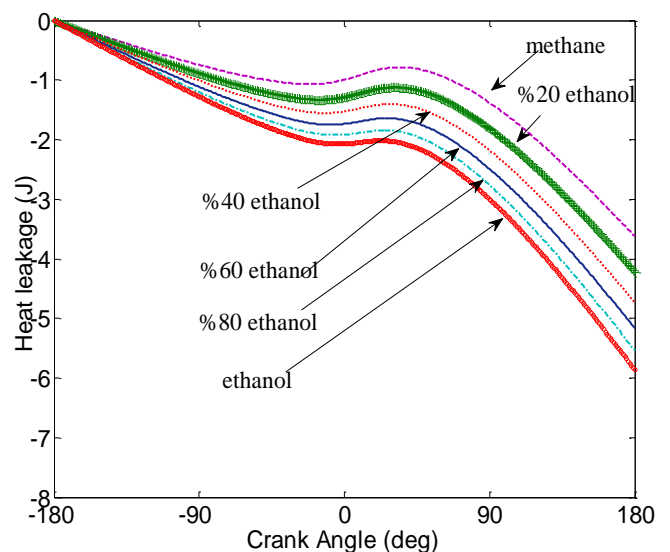


همانطور که در شکل ۵ مشاهده می‌شود، در نزدیکی نقطه مرگ بالا (حدود زاویه صفر درجه)، متان با درصدی برابر ۲/۲۱۲ نسبت به اتانول خالص بالاترین مقدار کار خروجی (منفی) را دارد. در ادامه چرخه موتور و در مرحله دریافت کار مثبت از موتور (مرحله قدرت)، با بیشتر شدن درصد اتانول در سوخت متان، افزایش بیشتر مقادیر کار دریافتی را مشاهده می‌کنیم، به طوری که اتانول بیشترین کار را تولید می‌کند.

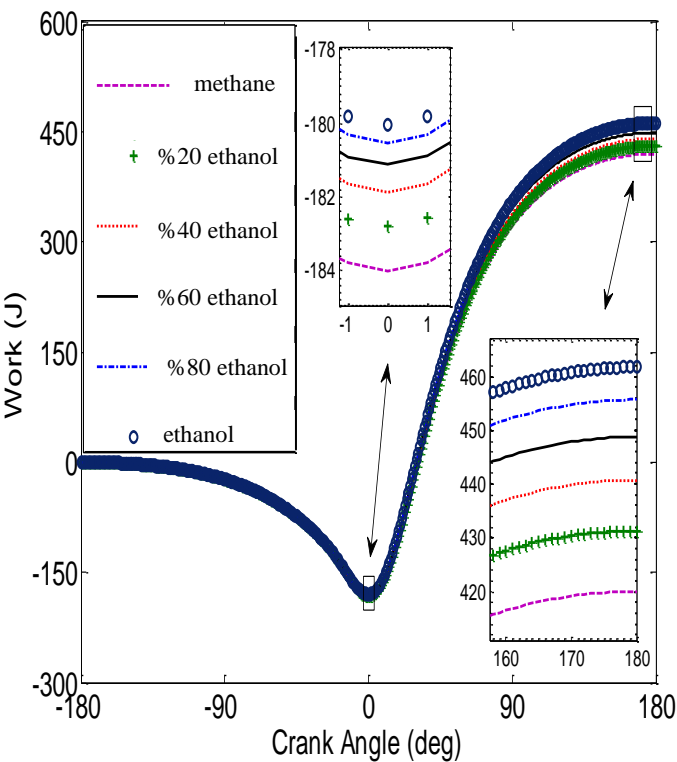


شکل (۳) نمودار دما بر حسب زاویه لنگ برای سوخت‌های متان و اتانول و ترکیب‌های مختلف آن‌ها

نمودار جریان انرژی اتلافی بواسطه نشتی در شکل (۴) آمده است. طبق شکل با زیاد شدن درصد اتانول به سوخت گاز طبیعی، جریان اتلافی بواسطه نشتی نیز افزایش می‌یابد. واضح است که با اضافه شدن درصد الکل به سوخت گازی (درصد مایع شدن سوخت)، جریان نشت شده رو به بالا خواهد رفت.



شکل (۴) نمودار حرارت اتلافی بواسطه نشتی بر حسب زاویه لنگ برای سوخت‌های متان- اتانول و ترکیب‌های مختلف متان- اتانول



شکل (۵) نمودار کار خروجی بر حسب زاویه لنگ برای ترکیب‌های مختلف متان- اتانول

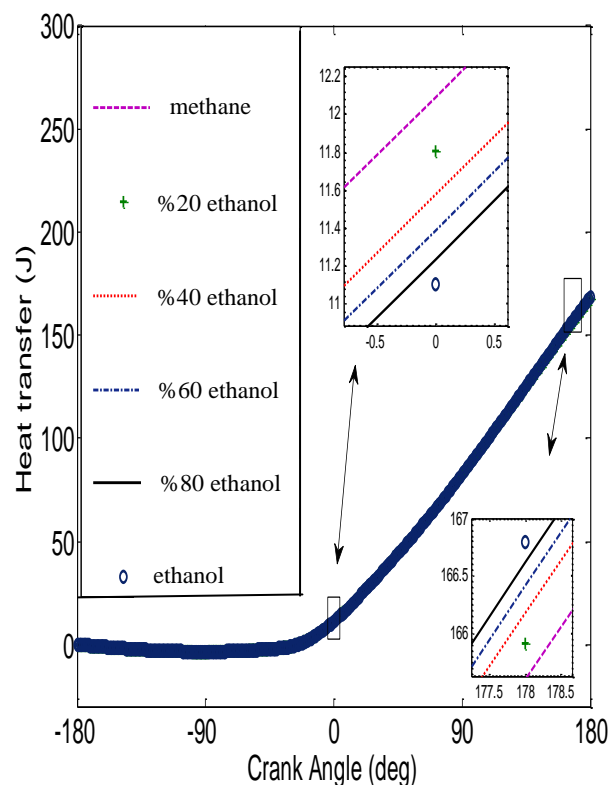
بر طبق شکل (۶)، انتقال حرارت در موتور اشتعال جرقه‌ای برای سوخت گاز طبیعی (متان)، در مرحله تراکم و کمی پس از احتراق بالاتر از دیگر سوخت‌های مورد مطالعه در این پژوهش بدست آمد. در مرحله قدرت و اواخر آن نمودار مربوطه نتایج تقریباً بالعکسی را از خود نشان می‌دهد، به طوری که در مرحله مذکور، با اضافه شدن اتانول و درصد‌های بالاتر آن در مخلوط سوخت، افزایش بیش‌تر انتقال حرارت به دیواره سیلندر در موتور را سبب می‌شود.

دما را نسبت به دیگر ترکیبات سوختی مورد مطالعه در این مقاله را ایجاد می‌کند.

۳- اتانول کار دریافتی (کار خروجی مثبت) بالاتری را در مرحله انبساط در مقایسه با سوخت متان تولید کرده و این در حالی است که متان البته با اختلافی ناچیزتر، کار خروجی (کار منفی) بیشتری را در مرحله تراکم و احتراق نسبت به دیگر سوخت‌ها ایجاد کرده است. درصدهای بالاتر اتانول در ترکیب سوختی، بالاتر شدن کار دریافتی و توان را حاصل می‌کند.

۴- جریان انرژی تلف شده بواسطه نشتی در موتور (لقی بین سیلندر و پیستون)، با اضافه شدن درصد الکل به سوخت گاز طبیعی، روند بیشتری را دارد.

۵- سوخت گاز طبیعی در حدود ۸ درصد بیشتر از اتانول خالص، تلفات بواسطه انتقال حرارت دارد، این در حالی است که در مرحله قدرت اتانول با درصدی کمتر از یک درصد (۰/۰۶۰۷٪) انتقال حرارت بالاتری نسبت به گاز طبیعی دارد.



شکل (۶) نمودار انتقال حرارت به دیواره سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای سوخت‌های متان- اتانول و ترکیب‌های مختلف متان- اتانول

## ۷- مراجع

- [1] Heywood J. B., 1988. "Internal combustion engines fundamentals", New York, McGraw – Hill. IRIMESCU A., Performance and fuel conversion efficiency of a spark ignition engine fueled with iso-butanol, Applied Energy, 96, pp. 477–483, 2012.
- [2] Shamekhi A., Khtibzade N., Shamekhi A. H., 2006 "Performance and emissions characteristics of a bifuel SI engine fueled by CNG and gasoline", ASME paper ICES 2006-1387.

[۳] مردی محسن، خلیل آریا شهرام، عبدلعلیپور عدل مهران و جعفرمدار صمد، (۱۳۹۲)، تحلیل عملکرد و آلاینده‌گی موتور احتعال جرقه‌ای با سوخت‌های جایگزین متان، متانول و پروپان. سومین همایش ملی سوخت، انرژی و محیط زیست.

## ۶- نتیجه‌گیری

در حالت استفاده از سوخت گاز طبیعی در موتورهای احتراق داخلی، با توجه به پایین تر بودن سرعت احتراق گاز (متان) نسبت به بنزین، طول دوره احتراق در حالت سوخت گاز طولانی‌تر می‌شود. در نتیجه طولانی بودن زمان احتراق متان، انتقال گرما به محفظه احتراق بیشتر و عمق نفوذ گرما به داخل پیستون و سایر اجزا افزایش می‌یابد.

۱- اضافه شدن درصدهای بالاتر اتانول به سوخت گاز طبیعی، افزایش بیشتر مقادیر ماکزیمم فشار درون سیلندر را در مرحله احتراق سبب می‌شود. اتانول و متان به ترتیب دارای بالاترین و پایین‌ترین فشار احتراق هستند.

۲- سوخت گاز طبیعی بیشترین دما را در مرحله تراکم و حتی کمی پس از احتراق دارد، در حالی که در اواخر مرحله قدرت این سوخت پایین‌ترین

- [12] Pipitone E, Genchi G and Beccari S. 2015. An NTC zone compliant knock onset prediction model for spark ignition engines. *Energy Procedia* 82, 133 – 140.
- [13] SALES L. C. M., SODRE J. R., Cold start characteristics of an ethanol-fuelled engine with heated intake air and fuel, *Applied Thermal Engineering*, 40, pp. 198–201, 2012.
- [14] VANCOILLIE J., DEMUYNCK J., SILEGHEM L., VAN DE GINSTE M., VERHELST S., Comparison of the renewable transportation fuels, hydrogen and methanol formed from hydrogen, with gasoline – Engine efficiency study, *International Journal of Hydrogen Energy*, 37, 12, pp. 9914–9924, 2012.
- [۱۵] کاکایی امیر حسن، نصر آبادی مسعود، (۱۳۸۹)، توسعه یک زیر مدل خود اشتعالی برای پیش‌بینی کوبش در موتور اشتعال جرقه‌ای. نشریه علمی-پژوهشی سوخت و احتراق. سال سوم، شماره دوم، پاییز و زمستان ۱۳۸۹. صفحات ۷۵ تا ۹۰.
- [16] Sobiesiak A. 2003. The first and second law analysis of spark ignition engine fuelled with compressed natural gas. SAE paper no. 2003-01-3091 Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers Inc.
- [17] Ferguson C.R. 1986. *Internal Combustion Engines*, Applied Thermosciences, Second Edition, John Wiley and Sons, New York.
- [18] Woschni, G. 1967. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, SAE paper no: 670931.
- [19] Homdoug N, Tippayawong N, and Dussadee N. 2015. Prediction of small spark ignited engine performance using producer gas as fuel. *Case Studies in Thermal Engineering* 5 (2015) 98–103.
- [20] Yusaf, T. F. Sye Hoe, Fong, Yousoff M. Z. and Hussein I. 2005. Modeling of transient heat Flux in spark ignition engine during combustion and comparisons with experiment. *American Journal of Applied Sciences* 2 (10): 1438-1444.
- [21] Juntarakod, P. 2014. A Quasi – dimensional three – zone combustion model of the diesel engine to calculate performances and emission using the diesel – ethanol dual fuel. *Contemporary Engineering Sciences*, Vol. 7, no. 1, 19 – 37.
- [۴] نوری کزج ر. محسنیان‌راد ا. ف. (۱۳۸۸)، بررسی اثر استفاده از گاز طبیعی فشرده بر راندمان موتورهای احتراق داخلی. دومین کنفرانس ملی CNG، تهران، شرکت ملی گاز ایران.
- [5] Tahir M, M. Ali M.S, Salim M.A, Bakar R.A, Fudhail A.M, Hassan M.Z and Abdul Muhaimin M.S. 2015. Performance analysis of a spark ignition engine using compressed natural gas (CNG) as fuel. *Energy Procedia* 68 , 355 – 362
- [۶] جهانیان امید، جزایری سید علی و ابراهیمی رضا، (۱۳۸۵)، مدل‌سازی ترمودینامیکی یک موتور اشتعال جرقه‌ای گاز طبیعی سوز به شیوه دو ناحیه‌ای با در نظر گرفتن سینتیک شیمیایی. ششمین همایش ملی دانشجویی مهندسی شیمی و پنجمین همایش ملی دانشجویی مهندسی نفت، شهریور ۸۵، دانشگاه اصفهان.
- [7] Cavalcante Cordeiro de Melo T, Bastos Machado G, Machado RT, Pereira Belchior Jr CR, Pereira PP. Thermodynamic modeling of compression, combustion and expansion processes of gasoline, ethanol and natural gas with experimental validation on a flexible fuel engine. SAE World Congress, 2007-24-0035; 2007.
- [8] Elfaskhany A. 2014. The Effects of Ethanol-Gasoline Blends on Performance and Exhaust Emission Characteristics of Spark Ignition Engines. *International Journal of Automotive Engineering* Vol. 4, Number 1.
- [9] French R, and Malone P. 2005. Phase equilibria of ethanol fuel blends. *Fluid Phase Equilibria*, 5: 228-229.
- [۱۰] نجفی غلامحسین، قبادیان برات، توکلی هاشم‌تیمور و رحیمی هادی، (۱۳۸۸)، بررسی پارامترهای احتراق، پارامترهای عملکردی و آلاینده‌گی و شبیه‌سازی سیکل عملکردی موتورهای اشتعال جرقه‌ای با سوخت مخلوط اتانول و بنزین. سومین کنفرانس سوخت و احتراق، تهران، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، اسفند ماه ۱۳۸۸.
- [11] Hakan B, Orhan D. 2005. Investigating the effects of LPG on spark ignition engine combustion and performance. *Energy Conver Manage* 2005;46:2317–33.

جدول (۳) مشخصات ترمودینامیکی موتور اشتعال جرقه‌ای

پارامتر	نماد علمی	اندازه	واحد
دور موتور	N	۳۰۰۰	rpm
ضریب انتقال حرارت	h	وشنی	-
دمای دیواره سیلندر	$T_w$	۴۲۰	K
ثابت نشتی پیستون	$C_b$	۰/۸	-
نسبت هم‌ارزی	$\phi$	۱	-
کسر گازهای باقی‌مانده چرخه قبلی	f	۰/۱	-
زاویه شروع احتراق	$\theta_s$	۳۵	deg
طول مدت احتراق	$\theta_b$	۶۰	deg
فشار در شروع مرحله تراکم	$P_1$	۱۰۰۰۰۰	Pa
دما در شروع مرحله تراکم	$T_1$	۳۵۰	K
زاویه شروع مرحله تراکم	$\theta_1$	-۱۸۰	deg

[22] M. Grill, M. Chiodi, H. Berner and M. Bargende, Calculating the Thermodynamic Properties of Burnt Gas and Vapor Fuel for User-Defined Fuels, MTZ 05|2007, 68, 2007, 398-403.

[۲۳] زمانی حسن، ابراهیمی رحیم و بشارتی شاهین. ۱۳۹۳. بررسی تاثیر پیش‌رسی جرقه، نسبت تراکم و نسبت هم‌ارزی بر برخی متغیرهای ترمودینامیکی موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت گاز طبیعی. اولین همایش ملی مدیریت انرژی‌های نو و پاک. دانشکده شهید مفتح، همدان.

#### ۸- پیوست‌ها

جدول (۱) مشخصات موتور

نوع موتور	چهار زمانه اشتعال جرقه‌ای
مکش	تنفس طبیعی
تعداد سیلندر	چهار سیلندر
نسبت تراکم	۹/۶
قطر سیلندر (میلی‌متر)	۷۶
جابه‌جایی پیستون (میلی‌متر)	۸۷
طول اتصال میل‌لنگ (میلی‌متر)	۱۴۸

جدول (۲) ضرایب مدل وشنی

$c_1$	$c_2$
۲/۲۸	۰
۲/۲۸	۰/۰۰۳۲۶

مرحله تراکم

مرحله احتراق و انبساط

جدول ۴-ج

اتانول $C_2H_6O$	۲۰٪ متان - ۸۰٪ اتانول $C_{1.8}H_{5.6}O_{0.8}$	ضرایب گونه‌های شیمیایی
۳/۵۱۷۵۶	۳/۲۰۸۳۱۲۸	a <sub>1</sub>
۰/۰۱۹۹۹۷۸	۰/۰۱۷۵۷۳۲۷۷	a <sub>2</sub>
-۰/۰۰۰۰۰۶۰۰۱۵	-۰/۰۰۰۰۰۵۰۱۰۹۱۸۴	a <sub>3</sub>
-۳۰۳۰۱/۳	-۲۶۲۲۷/۱۲۴۴	a <sub>6</sub>
۸/۰۱۶۲۳	۸/۱۸۷۷۲۹۶	a <sub>7</sub>

جدول ۴-الف - ضرایب گونه‌های شیمیایی مخلوط-  
های سوخت اتانول - متان برای درصد‌های متفاوت  
اتانول

گاز طبیعی (متان) $CH_4$	۸۰٪ متان - ۲۰٪ اتانول $C_{1.2}H_{4.4}O_{0.2}$	ضرایب گونه‌های شیمیایی
۱/۹۷۱۳۲۴	۲/۲۸۰۵۷۱۲	a <sub>1</sub>
۰/۰۰۷۸۷۱۵۸۶	۰/۰۱۰۲۹۷۰۰۸	a <sub>2</sub>
-۰/۰۰۰۰۰۱۰۴۸۵۹۲	-۰/۰۰۰۰۰۲۰۳۹۱۷۳۶	a <sub>3</sub>
۰/۰۰۹۳۰۴۲۲	-۱۴۰۰۴/۵۹۷۶	a <sub>6</sub>
۸/۸۷۳۷۲۸	۸/۷۰۲۲۲۸۴	a <sub>7</sub>

جدول ۴-ب

۶۰٪ متان - ۴۰٪ اتانول $C_{1.4}H_{4.8}O_{0.4}$	۴۰٪ متان - ۶۰٪ اتانول $C_{1.6}H_{5.2}O_{0.6}$	ضرایب گونه‌های شیمیایی
۲/۵۸۹۸۱۸۴	۲/۸۹۹۰۶۵۶	a <sub>1</sub>
۰/۰۱۲۷۲۲۴۳۱	۰/۰۱۵۱۴۷۸۵۴	a <sub>2</sub>
-۰/۰۰۰۰۰۳۲۹۷۵۵۲	-۰/۰۰۰۰۰۴۰۲۰۳۳۶۸	a <sub>3</sub>
-۱۸۰۷۸/۷۷۳۲	-۲۲۱۵۲/۹۴۸۸	a <sub>6</sub>
۸/۵۳۰۷۲۸۸	۸/۳۵۹۲۲۹۲	a <sub>7</sub>

