



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

حسن زمانی^{۱*}

^۱دانشگاه شهرکرد

دریافت: فروردین ۹۵، بازنگری: اردیبهشت ۹۵، پذیرش: اردیبهشت ۹۵

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 ناقاطی 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 (CH_4) و اتانول ($\text{C}_2\text{H}_6\text{O}$) 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، موردن تحلیل قرار می‌گیرند. نتایج بیانگر این موضوع است که اضافه شدن درصدهای 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.

*عهده‌دار مکاتبات: hasanzamani8@gmail.com

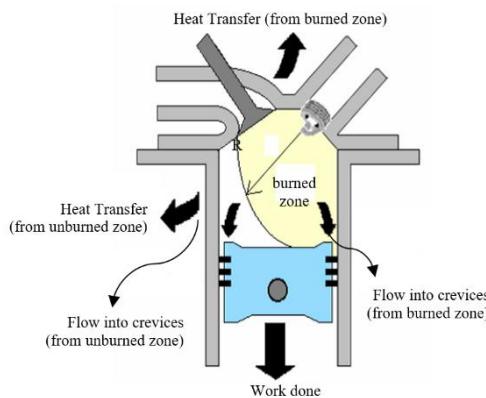
کلمات کلیدی: موتورهای اشتعال جرقه‌ای، مخلوط متان و اتانول، شبیه‌سازی ترمودینامیکی، پارامترهای عملکردی موتور.

بیشتری پیدا می‌کند [۳]. 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 الكل ارائه داد [۵]. اتانول سال‌های متمادی است که در برزیل به عنوان سوختی پاک، ارزان و در دسترس شناخته شده است. خوردوهایی که با سوخت الكلی 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 چغندرقند و ذرت به دست آورد [۶-۷]. تولید بیو اتانول از مواد گیاهی در کشورهای دنیا رایج است. اتانول دارای عدد اکтан بالایی است و به همین دلیل به عنوان یک افزاینده عدد اکтан در موتورهای اشتعال جرقه‌ای استفاده

۱- مقدمه

متان، محتوی اصلی گاز طبیعی است (در حدود ۹۶ درصد) و یکی از پاکترین سوخت‌ها به شمار می‌آید. این سوخت رایج 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 موتورهایی با سوخت دوگانه استفاده شود. این استفاده هم‌زمان تاثیر محسوسی در موتور و راندمان آن ایجاد نکرده است [۸-۹].

بررسی رفتار یک موتور اشتعال جرقه‌ای تحت تأثیر پارامترهای مختلف اولین و مؤثرترین گام در طراحی و بهینه‌سازی یک موتور در نظر گرفته می‌شود. در صورت استفاده از گاز طبیعی به عنوان سوخت جایگزین با توجه به تنافوت خواص شیمیایی و کیفیت احتراق بررسی پارامترهای مهم و مؤثر در روند احتراق و متعاقب آن عملکرد و آلایندگی موتور اهمیت



شکل ۱: شماتیک احتراق دو ناحیه‌ای به همراه جریان کار خروجی و انتقال حرارت به دیواره‌ها و انتقال انرژی به درزهای در موتور اشتعال جرقه‌ای [۱۲].

۱-۲- 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 طول فرایندهای مکش، تراکم، انبساط و فرایندهای تخلیه وجود دارد. بنابراین خواص ترمودینامیکی تنها با گذشت زمان (تغییرات زاویه میل لنگ) تغییر می‌کند.
- ۳- در طول کل چرخه موتور، تغییرات جرم فقط به دلیل نشستی ناشی از فضای موجود بین سیلندر و دیواره‌های پیستون رخ می‌دهد.
- ۴- انتقال حرارت بین مناطق سوخته و نسوخته را ناچیز فرض کرده 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- در این مطالعه فرض شده، تمامی سوخت محترق می‌شود، به عبارت دیگر بازده سوخت ۱۰۰ 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

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 ایالات‌های آمریکا، از اتانول به جای مตیل ترت بوتیل اتر استفاده می‌شود [۹] و [۱۰].

در تلاش برای کاهش انتشار آلاینده دی‌اکسید کربن و وابستگی به منابع نفتی، مطالعه سوختهای جایگزین و کاربرد آن‌ها در موتورهای اشتعال 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 [۱۰].

م atanول می‌تواند هزینه‌های پایین‌تر به همراه تولید دی‌اکسید کربن و هیدروژن کمتر را به همراه داشته باشد، اما سمی‌تر از اتانول است [۱۱].

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.

۲- مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل موtor

مدل‌سازی موتورهای احتراق داخلی با اهدافی نظیر طراحی موتورهای جدید، پیش‌بینی عملکرد و آلاینده‌گی موtor قبل از انجام تست و طراحی سیستم‌های کنترلی انجام می‌شود. در مطالعه حاضر نیز بایستی در ابتدا مدلی از موtor توسعه یابد و سپس با استفاده از مدل، مسائل کنترلی و عملکردی را مورد بررسی قرار داد. مجموعه فرایندهایی که در یک موtor 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 موtor ارائه و توسعه یافته است و در مطالعه پیش‌رو به دلیل دقت و سرعت بالا از مدل شبیه‌بعدی دو ناحیه‌ای به منظور مدل‌سازی استفاده شده است. در این مطالعه، از یک مدل دو ناحیه‌ای محفظه احتراق که در آن محفظه 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).

۵-۲-۲- محاسبه کار خروجی

خروجی هر موتور گرمایی، کار است، و در یک موتور رفت و برگشتی احتراق داخلی، این کار توسط گازهای داخل محفظه ای احتراق سیلندر، تولید می‌شود. در واقع در یک چرخه موتور احتراق داخلی، نیروی ناشی از فشار گاز بروی پیستون در حال حرکت، کار تولید می‌کند. نرخ انجام کار موجود در معادله (۱)، ناشی از تغییر حجم محفظه احتراق است لذا در ادامه به بررسی حجم و تغییرات آن در موتور اشتعال جرقه‌ای پرداخته می‌شود.

۶-۲-۲- انتقال حرارت

در این مدل‌سازی، از رابطه انتقال گرمای وشنی برای محاسبه انتقال گرمای با 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 متوضط پیستون و لزجت سینماتیکی ارائه شده است. با توجه به آن که طبق فرض، انتقال گرمای بین نواحی سوخته و نسوخته در نظر گرفته نمی‌شود، لذا ناحیه شعله از دید نظری به عنوان یک دیواره بی‌درو فرض شده است. بنابراین، انتقال گرمای کل سیلندر برابر با مجموع انتقال گرمای هر یک از نواحی سوخته و نسوخته است [۱۶و۱۷]. بر این اساس داریم:

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

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

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

۷-۲-۲- 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 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 اشتعال جرقه‌ای از روابط کلی ارائه شده (روابط ۹ تا ۱۱) استفاده می‌شود [۱۴و۱۹]. کسر ناحیه سوخته شده برای مراحل تراکم و انبساط به ترتیب صفر و یک مدنظر قرار گرفته است.

باشد. فشار داخل استوانه همواره یکنواخت و برای دو ناحیه سوخته و نسوخته برابر است [۱۳].

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 معروف می‌گردد [۱۴].

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

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 [۱۵].

۳-۲-۲- 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:

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

تغییرات جرم بر حسب زاویه میل لنگ به واسطه نشتی نیز به این صورت خواهد بود [۱۴].

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

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

۴-۲-۲- جریان انرژی اتلافی بواسطه نشتی

با حرکت مخلوط درون سیلندر به سمت درزها و شکاف‌های بین پیستون و سیلندر، یک جریان انرژی اتلافی در درون سیلندر موتور اشتعال جرقه‌ای رخ می‌دهد [۴].

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

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

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 مجہولات (فشار و دما) استفاده می‌شود (معلومات مسئله در جدول ۳ آمده است). تکنیک ode45 در واقع بر اساس روش رانگ-کوتا مرتبه چهارم (Runge-Kutta)، البته با تغییرات انداک، اقدام به حل معادلات می‌کند که دارای دقت مناسبی نیز برای حل مجہولات نسبت به دیگر روش‌ها است.

-۳- سینتیک شیمیایی

-۱- خواص ترمودینامیکی سوخت

برای محاسبه خواص ترمودینامیکی سوخت، چند جمله‌ای هایی مطابق روابط (۱۷)، (۱۸) و (۱۹) معرفی شده‌اند، که در آن‌ها دما بر حسب درجه کلوین و ضرایب از جداول موجود برای هر سوخت مشخص و برای دو حالت دمای زیر درجه کلوین ۱۰۰۰ و بالای ۱۰۰۰ درجه کلوین، تعیین می‌شود [۱۴].

$$\frac{C_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 \frac{1}{T^2} \quad (۱۷)$$

$$\frac{h}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 - a_5 \frac{1}{T^2} + \frac{a_6}{T} \quad (۱۸)$$

(۱۹)

$$\frac{s}{RT} = a_1 \ell n T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 - \frac{a_5}{2} \frac{1}{T^2} + a_7$$

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 [۲۰]. ضرایب مذکور برای مخلوط سوخت‌ها محاسبه می‌شود (جدول ۴).

$$\xi_{mixture} = \sum_{k=1}^N x_k \cdot \xi_k \quad (۲۰)$$

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{A + B + C}{D + E} \quad (۱۹)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_b}{d\theta} &= \frac{-h_{cb} \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) x^{\frac{1}{2}} (T_b - T_w)}{\omega m c_{pb} x} \\ &+ \frac{v_b}{c_{pb}} \frac{\partial \ell n v_b}{\partial \ell n T_b} \left(\frac{A + B + C}{D + E} \right) \\ &+ \frac{h_{cu} - h_{cb}}{x c_{pb}} \left[\frac{dx}{d\theta} - (x - x^2) \frac{C_b}{\omega} \right] \end{aligned} \quad (۲۰)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_u}{d\theta} &= \frac{-h_{cu} \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) \left(1 - x^{\frac{1}{2}} \right) (T_u - T_w)}{\omega m c_{pu} (1-x)} \\ &+ \frac{v_u}{c_{pu}} \frac{\partial \ell n v_u}{\partial \ell n T_u} \left(\frac{A + B + C}{D + E} \right) \end{aligned} \quad (۲۱)$$

$$A = \frac{1}{m} \left(\frac{dV}{d\theta} + \frac{VC_b}{\omega} \right) \quad (۲۲)$$

$$B = h_u \frac{\left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right)}{m\omega} \times \left[\begin{aligned} &\frac{v_b}{c_{pb}} \frac{\partial \ell n v_b}{\partial \ell n T_b} x^{\frac{1}{2}} \left(\frac{T_b - T_w}{T_b} \right) \\ &+ \frac{v_u}{c_{pu}} \frac{\partial \ell n v_u}{\partial \ell n T_u} \left(1 - x^{\frac{1}{2}} \right) \left(\frac{T_u - T_w}{T_u} \right) \end{aligned} \right] \quad (۲۳)$$

$$\begin{aligned} C &= -(v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} \\ &- v_b \frac{\partial \ell n v_b}{\partial \ell n T_b} \frac{h_{cu} - h_{cb}}{c_{pb} T_b} \\ &\times \left[\frac{dx}{d\theta} - \frac{(x - x^2) C_b}{\omega} \right] \end{aligned} \quad (۲۴)$$

$$D = x \left[\begin{aligned} &\frac{v_b^2}{c_{pb} T_b} \left(\frac{\partial \ell n v_b}{\partial \ell n T_b} \right)^2 \\ &+ \frac{v_b}{p} \frac{\partial \ell n v_b}{\partial \ell n p} \end{aligned} \right] \quad (۲۵)$$

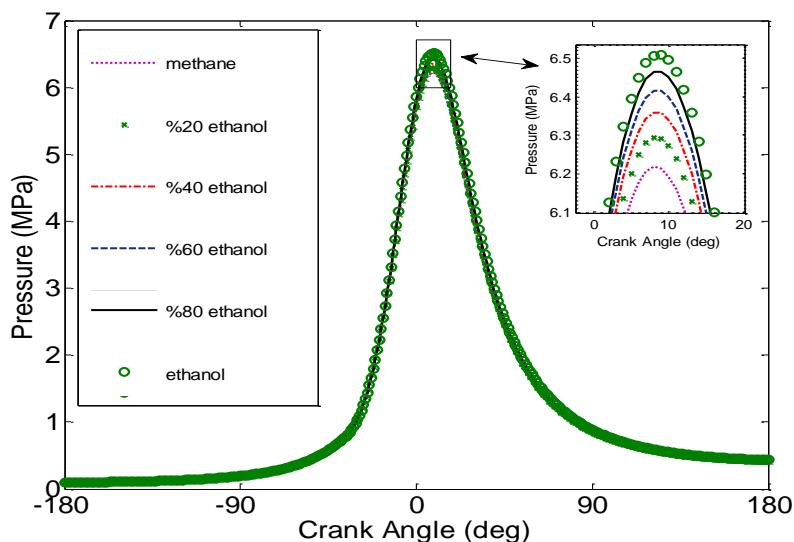
(۲۶)

مقادیر ماکریم 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 (۲)، در مرحله تراکم و انبساط تفاوت چندانی بین فشار بدست آمده برای سوخت‌های مختلف مشاهده نمی‌شود و نمودارها تقریباً بر هم منطبق‌اند.

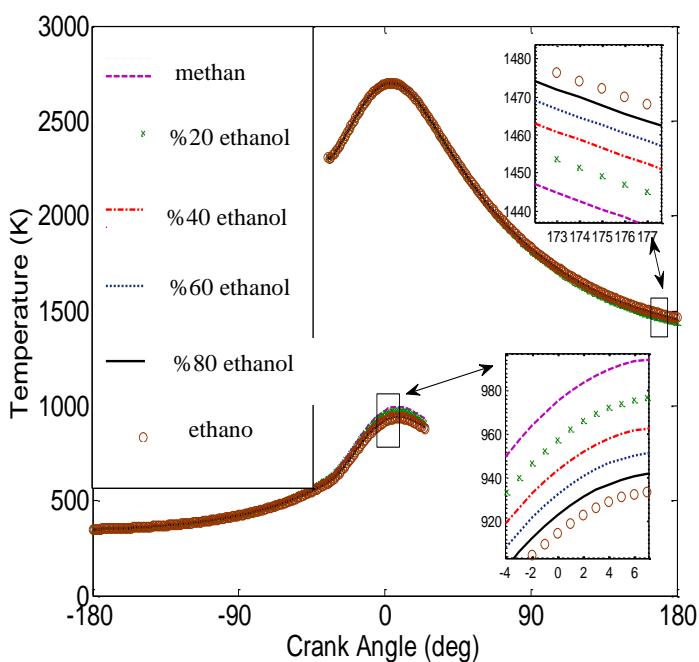
۴- کدنویسی و حل

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 [۲۱].

۵- نتایج و بحث



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



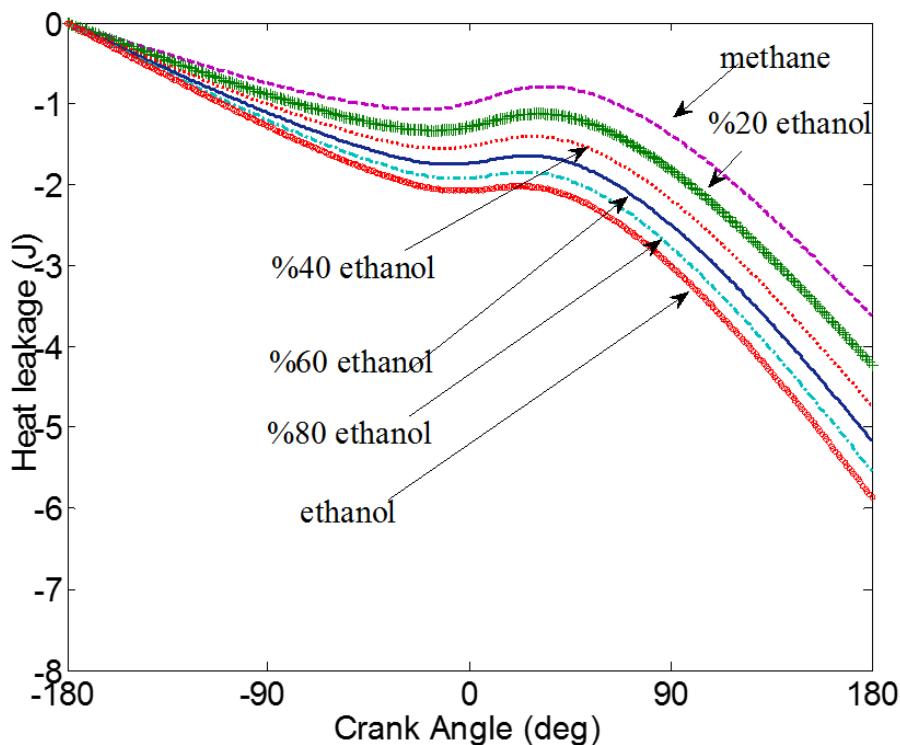
شکل ۳: نمودار فشار بر حسب زاویه لنگ برای سوخت‌های متان- اتانول و ترکیب‌های مختلف متان- اتانول

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.

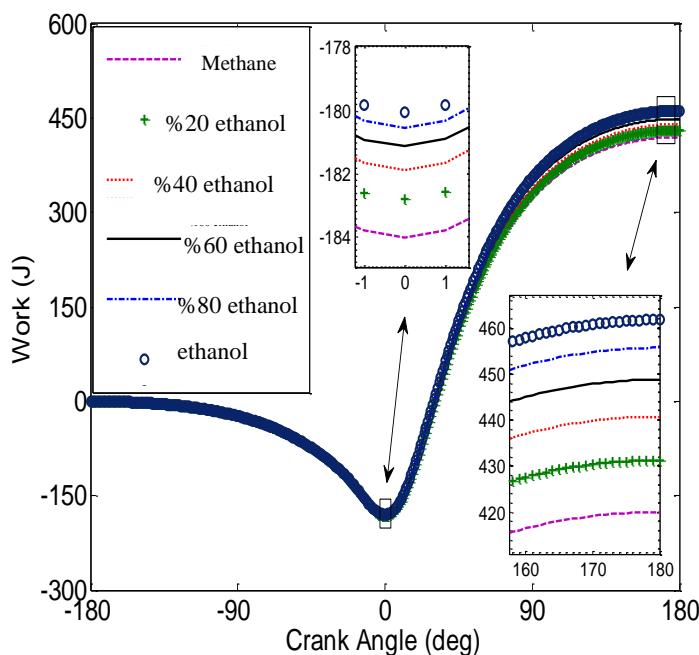
بر طبق شکل (۶)، انتقال حرارت در موتور اشتعال جرقه‌ای برای سوخت گاز طبیعی (متان)، در مرحله تراکم و کمی پس از احتراق بالاتر از دیگر سوخت‌های مورد مطالعه در این پژوهش بدست آمد. در مرحله قدرت و اوخر آن نمودار مربوطه نتایج تقریباً بالعکسی را از خود نشان می‌دهد، به طوری که در مرحله مذکور، با اضافه شدن اتانول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

طبق شکل (۳)، دمای ناحیه سوخته برای متan 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 دمای 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 متan به ترتیب در حدود ۷ درصد و کمتر از نیم درصد (تقريباً ۰/۳۸۴٪) بیشتر از سوخت اتانول برآورده است (شکل (۳)).

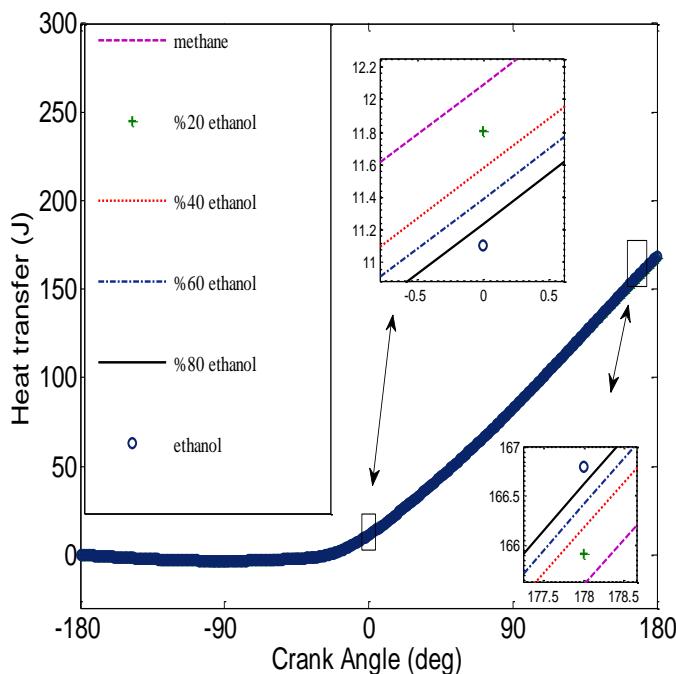
نمودار جریان انرژی اتلافی بواسطه نشتی در شکل (۴) آمده است. طبق شکل با زیاد شدن درصد اتانول به سوخت گاز طبیعی، جریان اتلافی بواسطه نشتی نیز افزایش می‌یابد. واضح است که با اضافه شدن درصد الكل به سوخت گازی (درصد مایع شدن سوخت)، جریان نشت شده رو به بالا خواهد رفت.



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



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

۶- سوخت گاز طبیعی در حدود ۸ درصد بیشتر از اتانول خالص، انتقال حرارت تلف شده دارد، این در حالی است که در مرحله قدرت، اتانول با درصدی ناچیز (۰/۰۶۰۷) انتقال حرارت اثلافی بالاتری نسبت به گاز طبیعی دارد که با نتایج پژوهش ابوندا و همکاران (۲۰۰۸) مطابقت دارد [۶].

۷- پیوستها

جدول ۱: مشخصات موتور

چهار زمانه اشتعال جرقهای	نوع موتور
تنفس طبیعی	مکش
چهار سیلندر	تعداد سیلندر
۹/۶	نسبت تراکم
۷۶	قطر سیلندر (میلی متر)
۸۷	جابه جایی پیستون (میلی متر)
۱۴۸	طول اتصال میل لنگ (میلی متر)

جدول ۲: ضرایب مدل وشنی

c_2	c_1	مرحله تراکم
۰	۲/۲۸	مرحله احتراق و انبساط

جدول (۳) مشخصات ترمودینامیکی موتور اشتعال جرقهای

واحد	اندازه	نماد علمی	پارامتر	واحد	اندازه	نماد علمی	پارامتر
-	۱	φ	نسبت همارزی	rpm	۳۰۰۰	N	دور موتور
-	۰/۱	f	کسر گازهای باقیمانده	-	وشنی	H	ضریب انتقال حرارت
deg	۳۵	θ_s	زاویه شروع احتراق	K	۴۲۰	T _w	دماهای دیواره سیلندر
deg	۶۰	θ_b	طول مدت احتراق	-	۰/۸	C _b	ثبت نشی پیستون
Pa	۱۰۰۰۰۰	p ₁	فشار در شروع مرحله تراکم	deg	-۱۸۰	θ_1	زاویه شروع مرحله تراکم
K	۳۵۰	T ₁	دما در شروع مرحله تراکم	-	۱	φ	نسبت همارزی

۶- نتیجه‌گیری

نتایج بدست آمده از این پژوهش با نتایج حاصل از کار آزمایشگاهی صحه گذاری شد که نشانگر وجود توافق بالای نتایج مدل سازی و دستاوردهای آزمایشگاهی بود [۲۱].

۱- طولانی بودن زمان احتراق متان، انتقال گرما به محفظه احتراق را بیشتر کرده و عمر نفوذ گرما به داخل پیستون و سایر اجزا افزایش می‌یابد.

۲- اضافه شدن درصدهای بالاتر اتانول به سوخت گاز طبیعی، افزایش بیشتر مقادیر ماکریمیم فشار درون سیلندر را در مرحله احتراق سبب می‌شود. اتانول و متان به ترتیب دارای بالاترین و پایین‌ترین فشار احتراق هستند که مطابق با پژوهش نجفی و همکاران (۱۳۸۸) می‌باشد [۹].

۳- 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 دما را دارداست.

۴- 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. که مطابق با مطالعه مردی و همکاران (۱۳۹۲) است [۱۳]. درصدهای بالاتر اتانول در ترکیب سوختی، بیشتر شدن کار دریافتی و توان را حاصل می‌کند.

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

جدول ۳-الف: ضرایب گونه‌های شیمیایی مخلوط‌های سوخت اتانول - متan برای درصدهای متفاوت اتانول

ضرایب گونه‌های شیمیایی	گاز طبیعی (متان) CH_4	متان - ۲۰٪ / اتانول - ۸۰٪
a ₁	۱/۹۷۱۳۲۴	۲/۲۸۰۵۷۱۲
a ₂	۰/۰۰۷۸۷۱۵۸۶	۰/۰۱۰۲۹۷۰۰۸
a ₃	۰/۰۰۰۰۱۰۴۸۵۹۲	-۰/۰۰۰۰۲۰۳۹۱۷۳۶
a ₆	۰/۰۰۹۳۰۴۲۲	-۱۴۰۰۴/۵۹۷۶
a ₇	۸/۸۷۳۷۷۲۸	۸/۰۲۲۲۸۴

جدول ۳-ب: ضرایب گونه‌های شیمیایی مخلوط‌های سوخت اتانول - متان برای درصدهای متفاوت اتانول

ضرایب گونه‌های شیمیایی	C _{1.4} H _{4.8} O _{0.4}	۴۰٪ / اتانول - ۶۰٪ / متان
a ₁	۲/۵۸۹۸۱۱۸۴	۲/۸۹۹۰۶۵۶
a ₂	۰/۰۱۲۷۷۲۲۴۳۱	۰/۰۱۵۱۴۷۸۵۴
a ₃	-۰/۰۰۰۰۳۲۹۷۵۵۲	-۰/۰۰۰۰۴۰۲۰۳۳۶۸
a ₆	-۱۸۰۷۸/۷۷۳۲	-۲۲۱۵۲/۹۴۸۸
a ₇	۸/۵۳۰۷۲۸۸	۸/۳۵۹۲۲۹۲

جدول ۳-ج: ضرایب گونه‌های شیمیایی مخلوط‌های سوخت اتانول - متان برای درصدهای متفاوت اتانول

ضرایب گونه‌های شیمیایی	C _{1.8} H _{5.6} O _{0.8}	۲۰٪ / اتانول - ۸۰٪ / متان
a ₁	۳/۲۰۸۳۱۲۸	۳/۵۱۷۵۶
a ₂	۰/۰۱۷۵۷۳۲۷۷	۰/۰۱۹۹۹۷۸
a ₃	-۰/۰۰۰۰۵۰۱۰۹۱۸۴	-۰/۰۰۰۰۶۰۰۱۵
a ₆	-۲۶۲۲۷/۱۲۴۴	-۳۰۳۰۱/۳
a ₇	۸/۱۸۷۷۲۹۶	۸/۰۱۶۲۳

model for spark ignition engines. Energy Procedia 82 (2005), 133 – 140.

[۳] نوری کزج، رحیم؛ محسینیان‌راد، احسان (۱۳۸۸). بررسی اثر استفاده از گاز طبیعی فشرده بر راندمان موتورهای احتراق داخلی. دومین کنفرانس ملی CNG، تهران، شرکت ملی گاز ایران.

مراجع

[1] B. Orhan, Investigating the effects of LPG on spark ignition engine combustion and performance. Energy Conver Manage (2005);46:2317–33.

[2] E. Pipitone, G. Genchi and S. Beccari, An NTC zone compliant knock onset prediction

- در موتور اشتعال جرقه‌ای. نشریه علمی-پژوهشی سوخت و احتراق. سال سوم، شماره دوم.
- [۱۳] مردی محسن، خلیل آریا شهرام؛ عبدالعلیپور، عدل مهران؛ و جعفرمدار، صمد (۱۳۹۲). تحلیل عملکرد و آلایندگی موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت‌های جایگزین متان، متانول و بروپان. سومین همایش ملی سوخت، انرژی و محیط زیست.
- [۱۴] C. R. Ferguson, Internal Combustion Engines, Applied Thermosciences, Second Edition, John Wiley and Sons, New York, (1986).
- [۱۵] A. Sobiesiak, The first and second law analysis of spark ignition engine fuelled with compressed natural gas. SAE paper no warrendale, pa: Society of Automotive Engineers Inc, (2003).
- [۱۶] G. Woschni, A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, SAE paper no: 670931, (1967).
- [۱۷] N. Homdoung, N. Tippayawong, and N. Dussadee, Prediction of small spark ignited engine performance using producer gas as fuel. Case Studies in Thermal Engineering 5 (2015) 98–103.
- [۱۸] T. F. Yusaf, M. Z. Yousoff and I. Hussein, Modeling of transient heat Flux in spark ignition engine during combustion and comparisons with experiment. American Journal of Applied Sciences 2 (10): 1438-1444, (2005).
- [۱۹] P. Juntarakod, 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, (2014).
- [۲۰] E. Abu-Nada, I. Al-Hinti, A. Al-Sarkhi, B. Akash, Thermodynamic modeling of spark ignition engine: effect of temperature dependent specific heats 2006;33:1264–72.
- [۲۱] زمانی، حسن؛ ابراهیمی، رحیم؛ و بشارتی، شاهین (۱۳۹۳). بررسی تاثیر پیشرسی جرقه، نسبت تراکم و نسبت هم ارزی بر برخی متغیرهای ترمودینامیکی موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت گاز طبیعی. اولین همایش ملی مدیریت انرژی‌های نو و پاک. دانشکده شهید مفتح، همدان.
- [۴] M. Tahir, M. Ali M.S. Salim, M.A. Bakar R.A. Fudhail, A.M. Hassan, and M.S. Abdul Muhaimin, Performance analysis of a spark ignition engine using compressed natural gas (CNG) as fuel. Energy Procedia 68 (2015), 355 – 362
- [۵] 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.
- [۶] E. Abu-Nada, I. Al-Hinti, A. Al-Sarkhi, B. Akash, Effect of piston friction on the performance of SI engine: a new thermodynamic approach. J. Eng Gas Turbines Power (2008);130. pp. (022802) 1–8.
- [۷] A. Elfasakhany, The Effects of Ethanol-Gasoline Blends on Performance and Exhaust Emission Characteristics of Spark Ignition Engines. International Journal of Automotive Engineering, (2014) Vol. 4, Number 1.
- [۸] R. French, and P. Malone, Phase equilibria of ethanol fuel blends. Fluid Phase Equilibria, (2005), 5: 228-229.
- [۹] نجفی، غلامحسن؛ قبادیان، برات؛ توکلی هشجین تیمور و رحیمی، هادی (۱۳۸۸). بررسی پارامترهای احتراق، پارامترهای عملکردی و آلایندگی و شبیه‌سازی سیکل عملکردی موتورهای اشتعال جرقه‌ای با سوخت مخلوط اتانول و بنزین. سومین کنفرانس سوخت و احتراق، تهران، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، اسفند ماه.
- [۱۰] L. C. M. Sales, J. R. Sodre, Cold start characteristics of an ethanol-fuelled engine with heated intake air and fuel, Applied Thermal Engineering, 40, pp. 198–201, (2012).
- [۱۱] J. VEancoillie, J. Demuynck, L. Sileghem, M. Van De Ginste, S. Verhelst, 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).
- [۱۲] کاکایی، امیر حسن؛ نصر آبادی، مسعود (۱۳۸۹). توسعه یک زیر مدل خود اشتعالی برای پیش‌بینی کوبش