

تأثیر سوخت و نسبت تراکم بر بازده اکسرژی یک موتور بنزینی

مریم اسلامی^۱، سجاد رستمی^{۲*}، مصطفی کیانی ده‌کیانی^۳ و برات قبادیان^۴

چکیده

قانون اول ترمودینامیک بیانگر بقای انرژی در تمام فرایندها است و در آن هیچ محدودیتی برای جهت انتقال انرژی وجود ندارد. همچنین، در سال‌های اخیر برای کمی ساختن کیفیت انرژی، مفهومی تحت عنوان «اکسرژی» تعریف شده است و به طور گسترده‌ای در طراحی، شبیه‌سازی و ارزیابی عملکرد سیستم‌های مختلف حرارتی و شیمیایی-حرارتی به کار برده می‌شود. در این پژوهش تأثیر سوخت و نسبت تراکم بر قابلیت‌های کاردهی شیمیایی سوخت، ترمومکانیکی و کل یک موتور اشتعال جرقه‌ای بررسی شد. نتایج نشان داد، با افزایش نسبت تراکم، روند تغییرات نمودار قابلیت کاردهی شیمیایی سوخت تغییر می‌کند. پارامتر ترمومکانیکی (a_{th}) در نسبت تراکم ۱۲ برای سوخت‌های $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}$ و E_{85} به ترتیب ۱۱، ۱۰/۹، ۱۰/۹ و ۱۰/۹ درصد در مقایسه با نسبت تراکم ۸ افزایش می‌یابد. همچنین، قابلیت کاردهی کل (a) در نسبت تراکم ۱۲ سریع‌تر انجام می‌شود. بازده اکسرژی در نسبت تراکم ۱۲ برای سوخت‌های $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}$ و E_{85} به ترتیب ۱۱/۷، ۱۳/۸، ۱۱/۳، ۸/۹ و ۹/۹ درصد در مقایسه با نسبت تراکم ۸ افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است، با افزایش مقدار اتانول، ترم‌های اکسرژی (ترمومکانیکی، شیمیایی سوخت و کل) کاهش می‌یابند. با افزایش درصد حجمی اتانول بازده قانون دوم ترمودینامیک بیشتر می‌شود.

واژه‌های کلیدی: سوخت، قابلیت کاردهی، موتور بنزینی، نسبت تراکم.

ارجاع: اسلامی م. رستمی س. کیانی ده‌کیانی م. و قبادیان ب. ۱۳۹۴. تأثیر سوخت و نسبت تراکم بر بازده اکسرژی یک موتور بنزینی. نشریه پژوهش‌های مکانیک ماشین‌های کشاورزی. ۴(۲): ۵۱-۵۹.

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهرکرد.

۲- استادیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهرکرد.

۳- استادیار گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهید چمران اهواز.

۴- استاد گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تربیت مدرس.

* نویسنده مسئول: rostami.Sajad@yahoo.com

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۱۲/۱۲

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۱۰/۰۹

مقدمه

منابع انرژی روز به روز در دنیا محدودتر می‌شوند، به دلیل نیاز روز افزون توان، دانشمندان علاقه‌مند به بررسی در زمینه ساخت ماشین‌های تولید توان شده‌اند. افزایش جمعیت شهرنشینی، صنعت و پیشرفت تکنولوژی همه به طور مستقیم سبب افزایش مصرف انرژی می‌شوند (کوشیک و همکاران، ۲۰۱۱). اتانول و متانول سوخت‌های الکلی هستند که از تخمیر و تقطیر محصولات نشاسته‌ای مانند ذرت ایجاد شده‌اند. انتشار 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. استفاده از موتورهایی با سوخت الکلی، سبب کاهش در گشتاور ترمزی و قدرت در مقایسه با بنزین شده است (کاولکنت و همکاران، ۲۰۰۷). آزوما و همکارانش، به بررسی و عملکرد موتورهای احتراق تراکمی با سوخت‌های زیستی توسط قوانین اول و دوم ترمودینامیک پرداختند. همچنین از این منظر تحلیل رفتار حالت گذرای موتورهای احتراق داخلی توجه است (آزوما و همکاران، ۲۰۰۹). در پژوهش دیگری، اثر تغییر در نسبت تراکم سوخت، گرمای ویژه متغیر بر راندمان انرژی، اکسرژی متانول، اتانول، ایزواکتان و گاز نفتی مایع (LPG) در مدل چرخه موتور SI بررسی شد. نتایج نشان داد که، بازگشت‌ناپذیری در خلال احتراق، انتقال حرارت داخلی و گازهای اگزوز با افزایش نسبت تراکم برای همه انواع سوخت‌ها کاهش می‌یابد. در ضمن، گرمای ویژه همه سوخت‌ها از تراکم تا احتراق افزایش یافته و کم‌کم در خلال خروج (اگزوز) کم می‌شود (کامبوج و همکاران، ۲۰۱۳). سزرو بیلگین (۲۰۱۳)، در پژوهشی به بررسی اثرات ویژگی‌های مخلوط ورودی به سیلندر در موتور اشتعال جرقه‌ای بر تعادل اکسرژی پرداختند. نسبت هوا به سوخت، کسر گاز باقیمانده و مقدار اولیه دما از جمله این ویژگی‌ها هستند. نتیجه به دست آمده نشان از این بود که افزایش در نسبت هوا به سوخت و درجه حرارت مخلوط ورودی و کاهش کسر گازهای باقیمانده همگی افزایش در برگشت‌ناپذیری و تخریب اکسرژی را به همراه دارند و تأثیرات منفی بر قانون اول و دوم ترمودینامیک از خود به جا می‌گذارند (سزرو بیلگین، ۲۰۱۳). در این پژوهش، با استفاده از مدل ترمودینامیکی با مخلوط سوخت‌های بنزین- اتانول (E_0 , E_{20} , E_{40} , E_{60} و E_{85}) تأثیر سوخت و

نسبت تراکم روی پارامترهای اکسرژی (ترمودینامیکی، شیمیایی سوخت و کل) و قانون دوم ترمودینامیک برای فرآیند احتراق در یک موتور اشتعال جرقه‌ای مدل مورد بررسی شده.

مواد و روش

پروژه تجربی راه‌اندازی دستگاه

موتور مورد آزمایش در این پژوهش، یک موتور چهار سیلندر، چهار زمانه، اشتعال جرقه‌ای و آب-خنک با سامانه سوخت‌رسانی الکترونیکی است که با مخلوط‌های E_0 , E_{20} , E_{40} , E_{60} و E_{85} به کار گرفته شد. این موتور به دینامومتر وصل شده (مدل AWM 50 LC) و بعد از رسیدن به شرایط پایدار، داده‌برداری در هنگام آزمایش‌ها انجام شد. جدول ۱ مشخصات فنی موتور مورد استفاده و شکل ۱ بستر تست مورد استفاده در این آزمایش‌ها را نشان می‌دهند.

جدول ۱- مشخصات فنی موتور بنزینی مدل مورد فورده MVH418

مشخصات موتور	مقدار	واحد
تعداد سیلندر	۴	-
قطر سیلندر	۸۰/۶	mm
طول شاتون	۱۳۴	mm
کورس پیستون	۸۸	mm
نسبت تراکم	۱۰	-
بیشینه توان (5500 rpm)	۸۵	kW
سامانه خنک کاری	آب خنک	-



شکل ۱- طرح‌واره تست موتور

آنالیز اکسرژی

اکسرژی بیانگر حداکثر کار تئوریک مفید در سیستمی است که به حالت تعادل رسیده باشد (کوپاس و کوکتارک، ۲۰۰۵). ترتیب اتلاف‌ها، تخریب‌ها در فرآیندها و عناصر یک سیستم تئوری را می‌توان با تحلیل اکسرژی سیستم، نشان داد. آنالیز اکسرژی، ابزاری مهم برای ارزیابی سیستم‌های انرژی است (کوتاس، ۱۹۸۵). راندمان قانون اول (راندمان حرارتی) پارامتر ترمودینامیکی مهمی برای تجزیه و تحلیل یک چرخه است. آنالیز قانون دوم معیار خوبی برای دسترس‌پذیری سیستم‌ها است. راندمان قانون دوم، نرخ راندمان واقعی قانون اول به حداکثر راندمان ممکن (قابل برگشت) در شرایط یکسان است (سنجل و بولز، ۲۰۱۰). بیشینه کار تئوری قابل دستیابی از یک سیستم زمانی که این سیستم به حالت تعادل دمایی و فشار با محیط برسد، اکسرژی ترمومکانیکی نامیده می‌شود، که براساس رابطه (۱) محاسبه می‌شود (راکوپلوس و همکاران، ۲۰۰۶ و سزر و بیلگین، ۲۰۱۳).

$$A^{tm} = E + P_0 V - T_0 S - \sum \mu_{0,i} m_i \quad (1)$$

که در اینجا E مجموع انرژی‌های پتانسیل و جنبشی، P_0 و T_0 فشار و دمای محیط در حالت استاندارد هستند. همچنین پارامترهای V و S حجم و آنترپی در فشار و دمای محیط هستند. در یک سیستم که در تعادل حرارتی، مکانیکی و شیمیایی با محیط اطراف است، هیچ میزان اکسرژی وجود ندارد. تعادل گرمایی زمانی حاصل می‌شود که دمای سیستم با دمای محیط برابر و همچنین تعادل مکانیکی زمانی حاصل می‌شود که هیچ اختلاف فشار بین کار متوسط و محیط اطراف وجود نداشته باشد (احمد و همکاران، ۲۰۱۲). $\mu_{i,0}$ پتانسیل شیمیایی جزء i در حالت مرده محدود شده و m_i جرم جزء i است. تفاوت شیمیایی بین سیستم و محیط در حالت مرده محدود شده را می‌توان با تعیین کار اضافی تا زمانی که سیستم به تعادل شیمیایی با محیط برسد، اکسرژی شیمیایی نامید. که از فرمول (۲) به دست می‌آید (راکوپلوس و همکاران، ۲۰۰۶؛ سزر و بیلگین، ۲۰۰۸ و سزر و بیلگین، ۲۰۱۳).

$$A_{fch} = \sum R_i m_i \ln \frac{x_i}{x_i^0} \quad (2)$$

$\mu_{i,0}$ پتانسیل شیمیایی جزء i در حالت مرده واقعی، μ_i^0 پتانسیل شیمیایی جزء i در حالت مرده محدود شده، x_i

کسر مولی جزء i در مخلوط در حالت مرده محدود شده، x_i^0 کسر مولی جزء i در حالت مرده واقعی محیط و R_i ثابت جهانی گاز هستند. قابلیت کاردهی ترمومکانیکی به علاوه قابلیت شیمیایی، برابر اکسرژی کل سیستم می‌شود (اکزان و همکاران، ۲۰۱۳ و فاتحی و همکاران، ۲۰۱۳).

$$A = A^{tm} + A^{fch} \quad (3)$$

بالانس اکسرژی برای یک سیستم بسته با در نظر گرفتن اکسرژی شیمیایی سوخت به صورت رابطه (۴) نوشته می‌شود (ژانگ، ۲۰۰۲ و سزر و بیلگین، ۲۰۱۳).

$$\dot{A} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{cycl}}\right) \dot{Q} - (\dot{W} - P_0 \dot{V}) + m_f a_{fch} \dot{x}_b - \dot{I} \quad (4)$$

سمت چپ معادله (۴) به نرخ تغییرات اکسرژی کل درون سیلندر اشاره می‌کند. بنابراین محتویات اکسرژی کل درون سیلندر از رابطه (۴) محاسبه می‌شود. ترم‌های اول و دوم سمت راست معادله، اکسرژی از طریق انتقال گرما و کار است. ترم سوم سمت راست معادله (۴) اکسرژی سوخت سوخته شده است. a_{fch} اکسرژی شیمیایی سوخت بوده که برای سوخت‌های گاز از رابطه زیر به دست می‌آید (برای سوخت $c_\alpha H_\beta$ تعداد کربن β تعداد هیدروژن و LHV ارزش حرارتی پایین سوخت است) (بگان، ۱۹۸۸ و فاتحی و همکاران، ۲۰۱۳).

$$a_{fch} = LHV(1.033 + 0.0169 \frac{\beta}{\alpha} - \frac{0.0698}{\alpha}) \quad (5)$$

$$X_b = 0.5 \left(1 - \cos \left[\pi \frac{(\theta - \theta_s)}{\theta_b} \right] \right) \quad (6)$$

در این رابطه X_b کسر جرم سوخته شده، θ_s شروع بازه جرقه‌زنی و θ_b مدت زمان جرقه‌زنی است (عبدالله، ۲۰۰۲).

آخرین ترم سمت راست معادله (۴)، تخریب اکسرژی درون سیلندر ناشی از فرآیند احتراق، از رابطه (۷) به دست می‌آید (کامبوج و همکاران، ۲۰۱۳):

$$\dot{I} = T_0 * \dot{S}_{gen} \quad (7)$$

$$S_{gen} = - \sum \frac{Q_w}{T_w} + \Delta S \quad (8)$$

T_w دمای دیواره سیلندر، Q_w گرمای انتقال یافته، ΔS تغییرات آنترپی در سیلندر است (سنجل و بولز، ۱۹۹۸ و گودرزی و همکاران، ۱۳۹۳).

نرخ انتقال حرارت بین دیواره سیلندر و محیط بیرون بر اساس معادله‌ی انتقال حرارت جابجایی نیوتن محاسبه

می‌شود (فرگوسن، ۲۰۰۱ و وشنی، ۱۹۶۷):

$$\frac{dQ_W}{d\theta} = \frac{h_g(\theta)A_W(\theta)[T_g(\theta) - T_W]}{N} \quad (9)$$

که در این رابطه، h_g ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بر حسب $\frac{W}{m^2K}$ ، A_{cW} سطح مؤثر دیواره سیلندر بر حسب m^2 ، T_g دمای گاز در محفظه‌ی احتراق، T_W دمای دیواره سیلندر بر حسب کلوین و N دور موتور هستند.

بازده اکسرژی (η_{II}) به صورت قابلیت کاردهی اندیکاتور بر مقدار سوخت سوخته شده در اکسرژی ویژه شیمیایی سوخت که براساس فرمول زیر تعریف می‌شود (قرهقانی و همکاران، ۲۰۱۵).

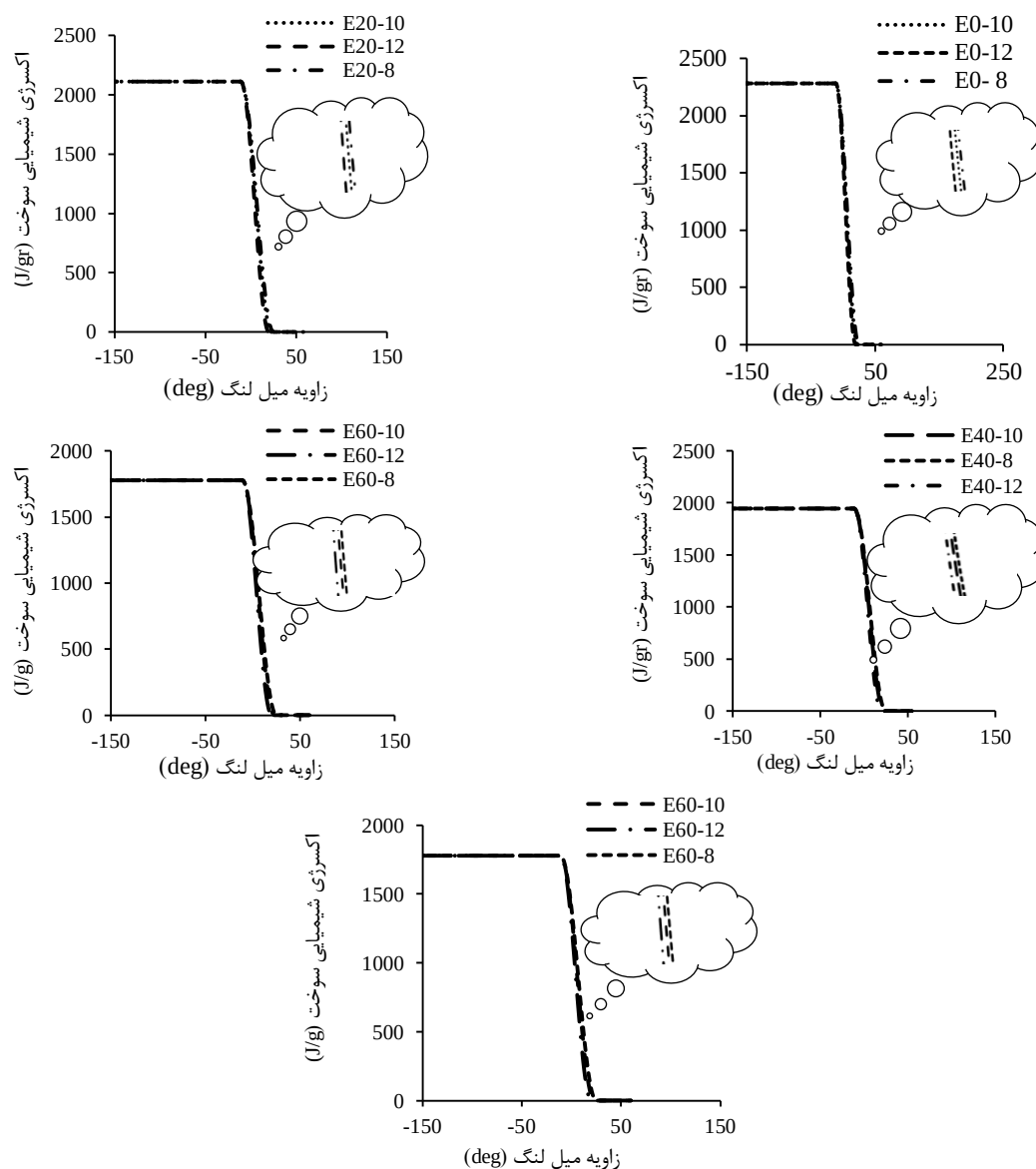
نتایج و بحث

شکل ۲ تأثیر نسبت تراکم بر اکسرژی شیمیایی سوخت برای سوخت‌های $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}$ و E_{85} را نشان می‌دهد. همان‌طور که دیده می‌شود، با افزایش نسبت تراکم این پارامتر در مرحله تراکم تغییری نمی‌کند. در فرآیند احتراق و انبساط هم تغییری در مقدار این پارامتر ایجاد نشده و فقط به دلیل سرعت سوختن ناشی از افزایش نسبت تراکم، روند تغییرات آن تا حدودی متفاوت است (سزر و بیلگین، ۲۰۰۸). به عبارت دیگر با افزایش نسبت تراکم سرعت سوختن افزایش می‌یابد. مقدار اکسرژی شیمیایی سوخت، در مرحله تراکم حداکثر بوده و با شروع فرآیند احتراق کاهش می‌یابد، دلیل آن واکنش شیمیایی سوخت است در مرحله تراکم هیچ‌گونه واکنش شیمیایی رخ نمی‌دهد. بنابراین، تا زمانی که سیستم به حالت مرده برسد حداکثر اکسرژی شیمیایی را خواهد داشت. با شروع فرآیند احتراق در زمان‌های مختلف جرقه‌زدن، مخلوط سوخت و هوا به محصولات احتراق تبدیل می‌شود و در نتیجه این مقدار کم می‌شود (راکوپولاس، ۲۰۰۶). نتایج حاصل از شکل ۳ نشان می‌دهند با افزایش درصد حجمی اتانول، قابلیت کاردهی شیمیایی سوخت کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر این کاهش ناشی از پایین بودن ارزش حرارتی سوخت است. بنابراین، ارزش حرارتی بنزین نسبت به ترکیبات سوختی با درصدهای مختلف اتانول بیشتر است و اکسرژی شیمیایی سوخت نسبت به سایر سوخت‌ها بیشتر بوده است.

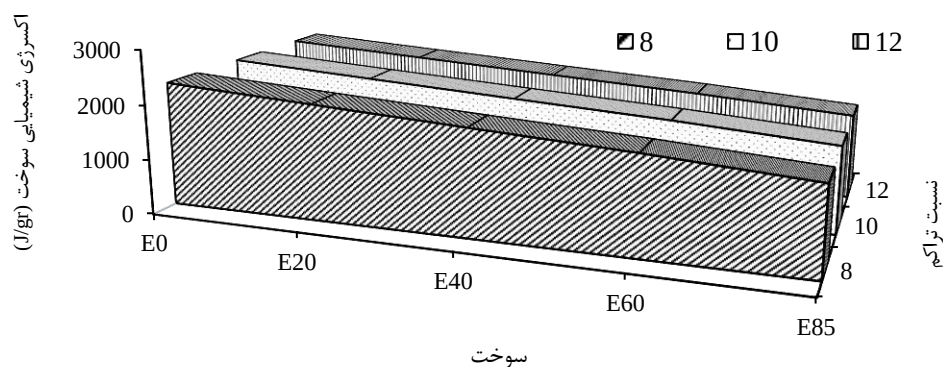
شکل ۴ تأثیر نسبت تراکم بر قابلیت کاردهی ترمومکانیکی برای سوخت‌های $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}$ و E_{85} را نشان

می‌دهد. نتایج حاصل از این شکل نشان می‌دهند با افزایش نسبت تراکم بیشینه، اکسرژی ترمومکانیکی برای همه سوخت‌ها افزایش می‌یابد. دلیل این امر این است که، با افزایش نسبت تراکم فشار و دمای محتویات درون سیلندر افزایش می‌یابند (سزر و بیلگین، ۲۰۰۸ و کامبوج و همکاران، ۲۰۱۳). در نتیجه، انرژی درونی مخلوط درون سیلندر ناشی از افزایش دما و فشار بیشتر می‌شود. در حقیقت به دلیل آنکه اکسرژی ترمومکانیکی مجموع اکسرژی گرمایی و اکسرژی مکانیکی است. پس در نسبت تراکم ۱۲، قابلیت کاردهی ترمومکانیکی افزایش می‌یابد. این پارامتر (a_{th}) در نسبت تراکم ۱۲ برای سوخت‌های $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}$ و E_{85} به ترتیب ۹/۲، ۱۱، ۱۰/۹، ۱۰/۹ و ۱۰/۹ درصد در مقایسه با نسبت تراکم ۸ افزایش می‌یابد (شکل ۵). همچنین دیده می‌شود که، با افزایش درصد حجمی اتانول، اکسرژی ترمومکانیکی کاهش می‌یابد. دلیل این است که، در مخلوط سوخت‌های بنزین و اتانول، راندمان حرارتی موتور افزایش یافته و ارزش حرارتی مخلوط نیز کاهش می‌یابد (الحسن، ۲۰۰۳). بنابراین سوختی که درصد بیشتری از اتانول را دارد اکسرژی ترمومکانیکی آن سوخت کاهش می‌یابد.

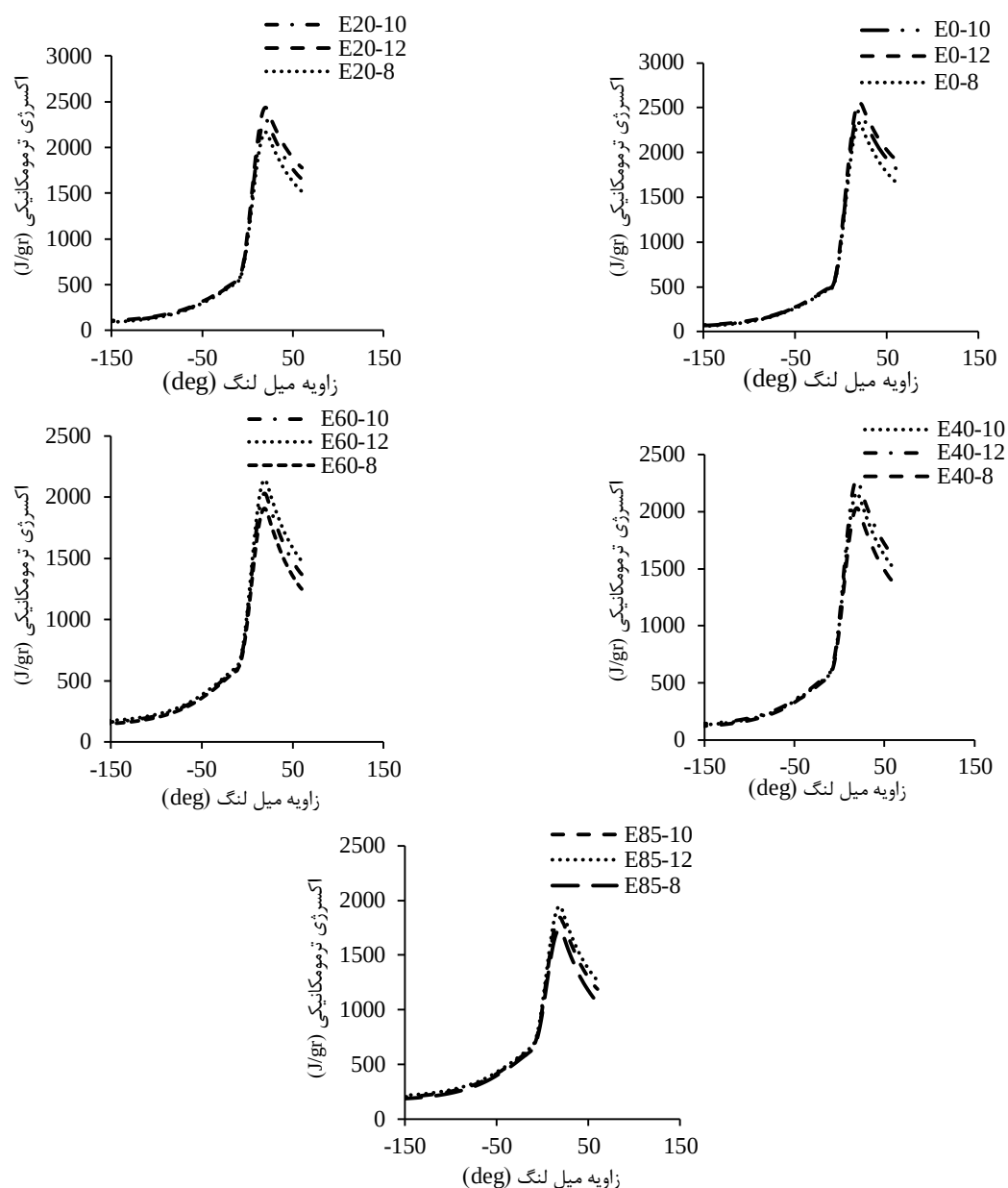
قابلیت کاردهی کل با کاهش نسبت تراکم برای سوخت‌های $E_0, E_{20}, E_{40}, E_{60}$ و E_{85} افزایش می‌یابد (شکل ۶). قابلیت کاردهی کل، مجموع قابلیت کاردهی ترمومکانیکی و قابلیت کاردهی شیمیایی سوخت است. پارامتر اکسرژی شیمیایی سوخت تأثیر بیشتری بر اکسرژی کل درون سیلندر دارد (سزر و بیلگین، ۲۰۰۸). درحقیقت سرعت احتراق محتویات درون سیلندر با افزایش نسبت تراکم افزایش می‌یابد (هیوود، ۱۹۸۸). در نتیجه روند تغییرات قابلیت کاردهی کل (a) در نسبت تراکم ۱۲ سریع‌تر انجام می‌شود. مقدار ماکزیمم قابلیت کاردهی کل برای سه نسبت تراکم (۸، ۱۰ و ۱۲) یکسان است (شکل ۷). سزر و بیلگین تأثیر نسبت‌های مختلف تراکم بر پارامترهای قابلیت کاردهی کل، شیمیایی سوخت و ترمومکانیکی را بررسی کردند. نتایج حاصل از این پژوهش نشان داد، با کاهش نسبت تراکم، مقدار اکسرژی کل افزایش می‌یابند (سزر و بیلگین، ۲۰۰۸). نتایج دیگر شکل ۷ بیان می‌کنند که، با افزایش مقدار اتانول به دلیل کم بودن ارزش حرارتی پایین سوخت، اکسرژی کل کاهش می‌یابد.



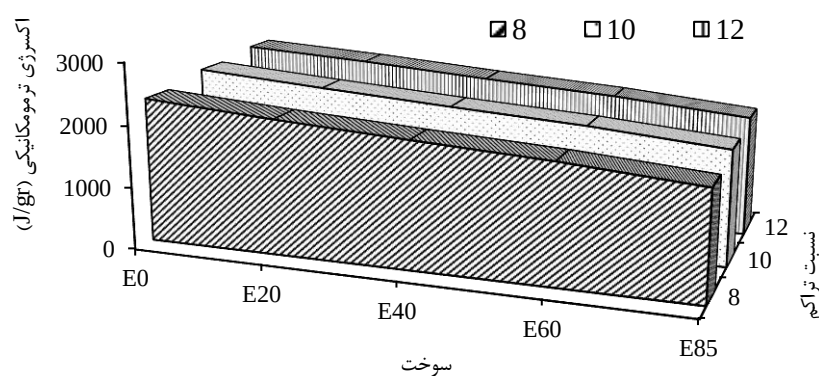
شکل ۲- تأثیر نسبت تراکم بر اکسرژی شیمیایی سوخت (a) سوخت E₀، (b) سوخت E₂₀، (c) سوخت E₄₀، (d) سوخت E₆₀ و (e) سوخت E₈₅



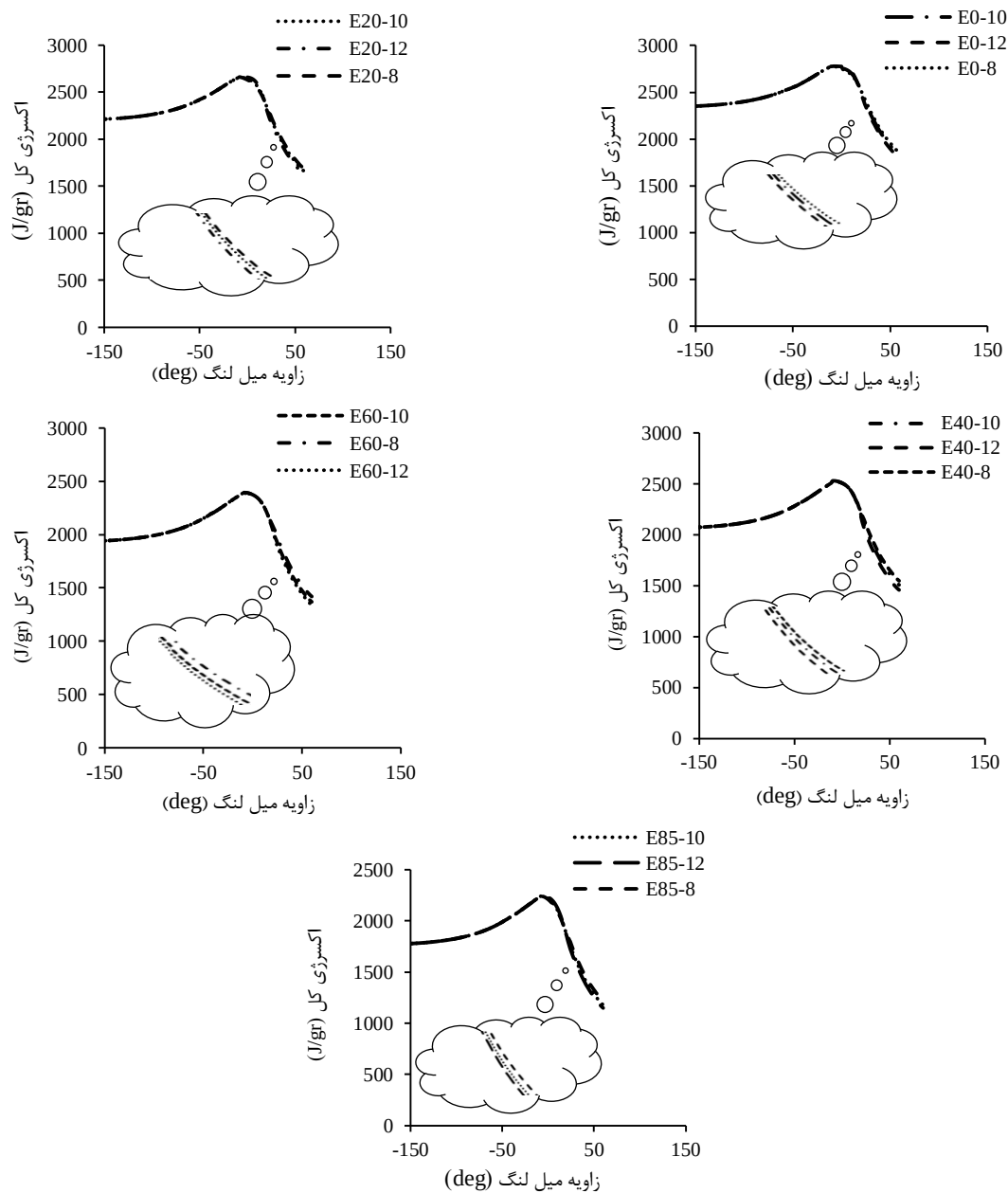
شکل ۳- تأثیر سوخت و نسبت تراکم بر اکسرژی شیمیایی سوخت با استفاده از مخلوط‌های بنزین- اتانول



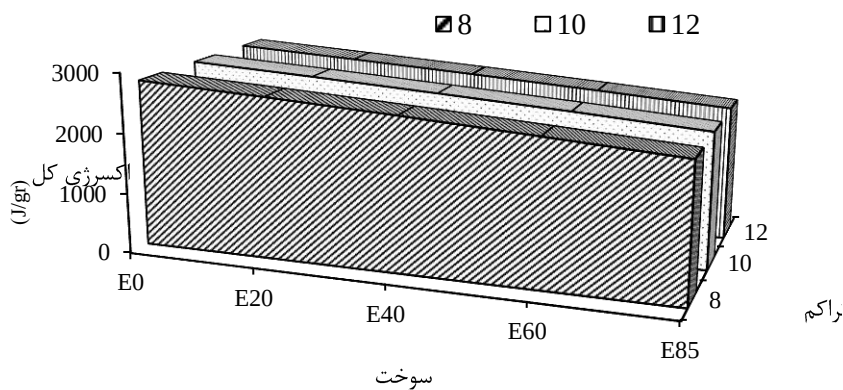
شکل ۴- تأثیر نسبت تراکم بر اکسرژی ترمومکانیکی (a) سوخت E_0 ، (b) سوخت E_{20} ، (c) سوخت E_{40} ، (d) سوخت E_{60} و (e) سوخت E_{85}



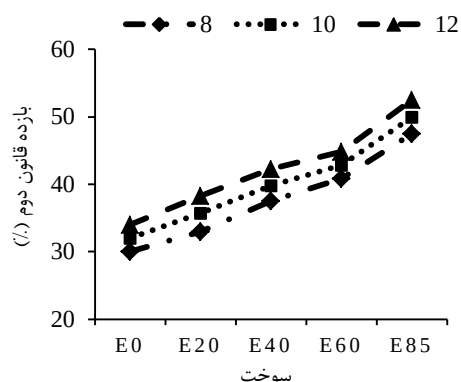
شکل ۵- تأثیر سوخت و نسبت تراکم بر اکسرژی ترمومکانیکی با استفاده از مخلوط‌های بنزین- اتانول



شکل ۶- تأثیر نسبت تراکم بر اکسرژی کل (a) سوخت E_0 ، (b) سوخت E_{20} ، (c) سوخت E_{40} ، (d) سوخت E_{60} و (e) سوخت E_{85}



شکل ۷- تأثیر سوخت و نسبت تراکم بر اکسرژی کل با استفاده از مخلوط‌های بنزین- اتانول



شکل ۸- تأثیر سوخت و نسبت تراکم بر بازده قانون دوم ترمودینامیک با استفاده از مخلوط‌های بنزین- اتانول

نتیجه‌گیری

در این بررسی تأثیر نوع سوخت و نسبت تراکم روی یک موتور اشتعال جرقه‌ای بررسی شد. نتایج حاصل از این بررسی نشان می‌دهند که:

- ۱- با افزایش مقدار اتانول، بازده قانون دوم ترمودینامیک بیشتر می‌شود.
- ۲- با افزایش مقدار اتانول، پارامترهای قابلیت‌های کاردهی کاهش می‌یابند.
- ۳- افزایش نسبت تراکم سبب می‌شود که روند تغییرات نمودار قابلیت‌های کاردهی شیمیایی سوخت تغییر کند.
- ۴- بازده اکسرژی در نسبت تراکم ۱۲ برای سوخت‌های E_0 , E_{20} , E_{40} , E_{60} و E_{85} به ترتیب $11/7$ ، $13/8$ ، $11/3$ ، $8/9$ درصد نسبت به نسبت تراکم ۸ افزایش می‌یابد.

شکل ۸ تأثیر نسبت تراکم بر بازده قانون دوم ترمودینامیک با مخلوط سوخت‌های بنزین- اتانول نشان می‌دهد. دیده می‌شود، بازده قانون دوم ترمودینامیک با افزایش نسبت تراکم افزایش می‌یابد. به عبارت دیگر با افزایش نسبت تراکم، دما و فشار محتویات درون سیلندر افزایش می‌یابد و در نتیجه با توجه به رابطه (۱۰) اکسرژی از طریق انتقال کار افزایش یافته و بنابراین بازده اکسرژی بیشتر می‌شود (سزر و بیلگین، ۲۰۰۸ و کامبوج و همکاران، ۲۰۱۳). بازده اکسرژی در نسبت تراکم ۱۲ برای سوخت‌های E_0 , E_{20} , E_{40} , E_{60} و E_{85} به ترتیب $11/7$ ، $13/8$ ، $11/3$ ، $8/9$ درصد در مقایسه با نسبت تراکم ۸ افزایش می‌یابد. دیده می‌شود که، با افزایش اتانول بازده قانون دوم بیشتر می‌شود. به طوری که بازده قانون دوم سوخت E_{85} به 50% می‌رسد و بیشترین بازده را در هر سه نسبت هم‌ارزی، نسبت به سایر سوخت‌ها دارد. کامبوج و همکاران (۲۰۱۳) پژوهشی بر بازده قانون اول و دوم برای ترکیب سوخت‌های (متانول، اتانول، ایزواکتان و گاز مایع) با نسبت تراکم‌های مختلف انجام دادند. نتایج حاصل از این پژوهش برای بازده قانون دوم با نتایج کامبوج و همکاران هماهنگی داشتند (کامبوج و همکاران، ۲۰۱۳).

منابع

۱. گودرزی ا. و دوستدار م. ۱۳۹۳. مقایسه عملکرد موتورهای احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای برای سوخت‌های بنزین متان و هیدروژن. نشریه علمی- پژوهشی سوخت و احتراق. ۷(۱): ۲۰-۲۱.
2. Ahmed Z. and Mahanta D. K. 2012. Exergy analysis of compression ignition engine. Mechanical Engineering and Technology. 3: 633-642.
3. Al-Hasan M. 2003. Effect of Ethanol – Unleaded Gasoline Blends on Engine Performance and Exhaust Emission. Department of Mechanical Engineering. 44:1547-1561.
4. Abd Alla G. H. 2002. Computer simulation of a four stroke spark ignition engine. Energy Conversion and Management. 43: 1043-1061.
5. Azoumah Y. Blin J. and Daho T. 2009. Exergy Efficiency Applied for the Performance Optimization of a Direct Injection Compression Ignition (CI) Engine using Biofuels, Renewable Energy. 34: 1494-1500.
6. Bejan A. 1988. Advanced engineering thermodynamics, New York, Wiley. 850 p.
7. Cavalcante C. M. T. Bastos M. G. Machado R. T. Pereira B. C. R. and Pereira P. P. 2007. 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: 24-35.
8. Cengel Y. A. and Boles M. A. 1998. Thermodynamics an Engineering Approach. 2nd ed. McGraw-Hill. 930 p.
9. Cengel Y. A. and Boles M. A. 2010. Thermodynamics: an engineering approach, McGraw-Hill Book Company. 1024 p.

10. Fatehi R. Khalilarya S. H. and Ebrahimi R. 2013. Energy and Exergy analyses of homogeneous charge compression ignition engine. *Thermal Science*. 17:107-117.
11. Fergusan C. and Kirkpatrick A. 2001. *Internal Combustion Engine: Applied Therosciences (3rded)*. Wiely, New York. 369 p.
12. Ghareghani A. Hosseini R. Mirsalim M. and Talal F. 2015. A comparative study on the first and second law analysis and performance characteristics of a spark ignition engine using either natural gas or gasoline. *Fuel*. 158: 488-493.
13. Heywood J. B. 1988. *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill, New York. 930 p.
14. Kotas T. 1985. *The Energy of Thermal Plant Analysis*, Butterworth, London. 328 p.
15. Kamboj S. K. and Karimi M. N. 2013. The effect of compression ratios and fuels on the energetic, exergetic and ecological efficiency of an air standard Otto cycle. *International Journal of Energy Science*. 3:320- 332.
16. Kaushik S. C. Reddy V. T. and Yagi S. K. 2011. Energy and exergy analyses of thermal power plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 15: 1857-1872.
17. Kopac M. and Kokturk L. 2005. Determination of optimum speed of an internal combustion engine analysis. *International Journal of Exergy*. 2:40-54.
18. Ozkan M. Burcu Ozkan D. Ozener O. and Yilmaz H. 2013. Experimental study on energy and exergy analyses of a diesel engine performed with multiple injection strategies: Effect of pre-injection timing. *Applied Thermal Engineering*. 53: 21-30.
19. Rakopoulos C. D. and Giakoumis E. G. 2006. Second-Law Analyses Applied to Internal Combustion Engines Operation. *Progress in Energy and Combustion Science*. 32: 2-47.
20. Sezer I. and Bilgin A. 2008. Exergy analysis of SI engines. *International Journal of Exergy*, 5: 204-217.
21. Sezer I. and Bilgin A. 2013. Effects of charge properties on exergy balance in spark ignition engines. *Fuel*. 112: 523-530.
22. Woschni G. 1967. A Universally Applicabl Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. *SAE Paper 670931*. 498 p.
23. Zhang S. 2002. *The Second Law Analysis of a Spark Ignition Engine Fueled with Compressed Natural Gas*, MS Thesis, University of Windsor. 123 p.