

تأثیر نوع سوخت و سرعت موتور بر قابلیت‌کاردی یک موتور اشتعال تراکمی

سجاد رستمی^۱، امین فرهادی^۲، مصطفی کیانی ده‌کیانی^۳، مریم اسلامی^۴، برات قبادیان^۵ و بهرام حسین‌زاده^۶

چکیده

برای اندازه‌گیری کیفیت انرژی، مفهومی به عنوان «قابلیت‌کاردی» تعریف شده است. در این پژوهش، قابلیت‌کاردی یک موتور دیزل با استفاده از مخلوط سوخت‌های دیزل و بیودیزل (B0، B20، B40 و B100) بررسی می‌شود. همچنین تأثیر سرعت‌های ۱۲۰۰، ۱۶۰۰ و ۲۰۰۰ دور بر دقیقه بر تحلیل قانون دوم ترمودینامیک با سوخت‌های مختلف، واکاوی می‌گردد. پارامترهای مورد بررسی در این پژوهش، شامل قابلیت‌کاردی از طریق انتقال کار و گرما، بازگشت‌ناپذیری، قابلیت‌کاردی کل، قابلیت‌کاردی ترمومکانیکی و قابلیت‌کاردی سوخت سوخته شده هستند. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد، پارامترهای قابلیت‌کاردی برای مخلوط سوخت‌های دیزل و بیودیزل تا مرحله احتراق زیاد و سپس با شروع مرحله انبساط کاهش می‌یابد. قابلیت‌کاردی کل سوخت B0 به ترتیب ۳/۳، ۷ و ۱۶/۷ درصد نسبت به سوخت‌های B20، B40 و B100 افزایش می‌یابد. بیشترین بازده قانون دوم ترمودینامیک در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه بود که برای سوخت‌های B0، B20، B40 و B100، به ترتیب ۴۴/۵، ۴۶/۳۸، ۴۷/۸۹ و ۴۸/۵ درصد است.

واژه‌های کلیدی: اکسرژی، بیودیزل، سرعت موتور، موتور CI.

ارجاع: رستمی س.، فرهادی ا.، کیانی ده‌کیانی م.، اسلامی م.، قبادیان ب. و حسین‌زاده ب. ۱۳۹۶. تأثیر نوع سوخت و سرعت موتور بر قابلیت‌کاردی یک موتور اشتعال تراکمی. نشریه پژوهش‌های مکانیک ماشین‌های کشاورزی. ۶(۱): ۳۱-۴۰.

۱- دانشیار گروه مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهرکرد.

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

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

۴- دانشجوی دکتری گروه مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهرکرد.

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

۶- استادیار گروه مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهرکرد.

* نویسنده مسئول: rostami.sajad@yahoo.com

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۰۹/۰۷

تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۰۱/۱۹

مقدمه

از جمله سوخت‌های پاک و تجدیدپذیر، بیودیزل است؛ این سوخت می‌تواند جایگزین مناسبی برای سوخت‌های فسیلی باشد و بدون تغییر دادن موتورهای دیزلی جایگزین سوخت دیزل شود (Fukuda et al., 2001). بیودیزل به عنوان استرهای مونوالکیل اسیدهای چرب با زنجیرهای طولانی تعریف می‌شود که از روغن‌های گیاهی به دست می‌آید (Ghobadian & Khatamifar, 2005; Usta, 2005; Ghobadian et al., 2006).

قانون اول ترمودینامیک به تنهایی قادر به تحلیل کامل پارامترهای مؤثر موتور نیست، از طرف دیگر، بررسی میزان بازده موتور به دلیل وجود بازگشت‌ناپذیری‌های مربوط به فرایندهای مختلف، تحلیل قانون دوم (بازده اکسرژی) باید بررسی شود. یک پارامتر کلیدی در تحلیل قانون دوم، قابلیت کاردهی است که اکسرژی نامیده می‌شود و برخلاف انرژی می‌تواند در اثر برگشت‌ناپذیری‌های موجود در فرایندهایی از قبیل احتراق، اصطکاک، آشفستگی و اختلاط تخریب شود (Moran et al., 2003). تیپوردین و همکاران (۲۰۱۲) با انجام پژوهشی تجزیه و تحلیل بهره‌وری موتور احتراق داخلی را با استفاده از قانون اول و دوم ترمودینامیک بررسی کردند. نتایج نشان داد که بازدهی محاسبه‌شده برای موتور با سوخت دیزل ۴۴ درصد و برای سوخت بیودیزل ۳۱/۲۶ درصد و برگشت‌ناپذیری برای سوخت دیزل بیشتر از سوخت بیودیزل بود (Thibordin et al., 2012).

سکمن و یلباس (۲۰۱۲) کاربرد قوانین اول و دوم ترمودینامیک را برای تحلیل کمی و کیفی انرژی، در یک موتور دیزل چهار سیلندر پاشش مستقیم و با استفاده از سوخت دیزل و بیودیزل بررسی کردند. نتایج نشان داد که مقادیر عملکرد انرژی و اکسرژی فعال برای سوخت بیودیزل با سوخت شماره ۲ دیزل مشابه است. با استفاده از اکسرژی به عنوان یک معیار سنجش کیفیت، سوخت دیزل کیفیت سوخت بیشتری نسبت به سوخت بیودیزل دارد و مهم‌ترین عامل ناکارآمدی سیستم، تخریب اکسرژی از طریق فرایندهای برگشت‌ناپذیری است که بیشتر در فرآیند احتراق دیده می‌شود (Sekmen & Yilbas, 2012). لویز و همکاران تجزیه و تحلیل مقدماتی اکسرژی را برای موتور دیزل با سوخت بیودیزل حاصل از تفاله زیتون با ترکیبی از سوخت بیودیزل به عنوان یک سوخت جدید

بررسی کردند. اختلاف معنی‌داری بین اکسرژی سوخت مورد بررسی و دیزل مشاهده نشد و به این نتیجه رسیدند که استفاده از این سوخت در موتور دیزل میزان اکسرژی را افزایش نمی‌دهد (Lopez et al., 2014). بر اساس پژوهش‌های انجام شده، سوخت‌های با نسبت ۲۰ درصد بیودیزل، از لحاظ عملکردی بسیار نزدیک به سوخت دیزل و نیز بهترین نتایج را بین سوخت‌های ترکیبی دیزل و بیودیزل داشتند (Geller & Goodrum, 2004).

بررسی پژوهش‌های انجام شده در زمینه اکسرژی موتور دیزل با سوخت بیودیزل که خلاصه آن‌ها در بالا آمده است، نشان داد که تاکنون تأثیر سرعت موتور و نوع سوخت بر اکسرژی موتور دیزل بررسی نشده است؛ بنابراین در این پژوهش تحلیل اکسرژی موتور دیزل در دوره‌های ۱۲۰۰، ۱۶۰۰ و ۲۰۰۰ دور بر دقیقه برای سوخت‌های B0، B20، B40 و B100 انجام شد.

مواد و روش‌ها

در این مطالعه، با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک و به کمک زبان برنامه‌نویسی فرترن، فرایند احتراق یک موتور دیزل (OM314) چهار سیلندر ساخت شرکت ایدم تبریز مدل‌سازی شد. در این مدل تأثیر سرعت‌های (۱۲۰۰، ۱۶۰۰ و ۲۰۰۰ دور بر دقیقه) موتور و مخلوط سوخت‌های دیزل و بیودیزل در چهار سطح B0، B20، B40 و B100 (B نشان دهنده درصد بیودیزل) بر پارامترهای قابلیت کاردهی بررسی شد. برای صحت‌گذاری مدل، ابتدا قیاسی بین داده‌های فشار درون سیلندر حاصل از مدل و داده‌های تجربی به دست آمده از سوخت متیل استر حاصل از سویا برای موتور OM314 انجام شد (Rostami et al., 2014).

در جدول ۱ مشخصات فنی موتور، در جدول ۲ مشخصات حسگرهای مورد استفاده و در شکل ۱ بستر آزمون نشان داده شده است.

همان‌گونه که گفته شد؛ در این مطالعه با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک فرایند احتراق موتور مدل‌سازی شد. در ادامه به خلاصه‌ای از معادلات ترمودینامیکی و تجربی که در مدل‌سازی این تحقیق به کار رفته‌اند؛ مانند قانون بقای انرژی، تأخیر اشتعال، تابع وایب و معادلات اکسرژی اشاره می‌شود.

جدول ۱- مشخصات فنی موتور OM314

ایدم تبریز- ایران	کارخانه سازنده
چهار سیلندر پاشش مستقیم	نوع موتور
۳/۷۸۰ L	حجم جابجایی
۱۷:۱	نسبت تراکم
۹۷ mm	قطر سیلندر
۶۳ kW در ۲۸۰۰ rpm	حداکثر توان
۲۳۵ N·m در ۱۸۰۰ rpm	حداکثر گشتاور
انژکتور ردیفی	سامانه پاشش سوخت

جدول ۲- مشخصات حسگرهای مورد استفاده

مشخصه اندازه‌گیری شده (واحد)	حسگر مورد استفاده	دقت
فشار درون سیلندر (بار)	حسگر اندازه‌گیری فشار مدل ۶۰۵۳ ساخت شرکت کیسلر سوئیس	۱/۵٪ ± حداکثر خطا
زاویه میل لنگ (درجه)	حسگر مدل ۲۶۱۴ ساخت شرکت کیسلر سوئیس	۰/۰۲ درجه
گشتاور	دینامومتر ساخت شرکت شنک آلمان	۱ ± N·m



شکل ۱- دینامومتر مورد استفاده در آزمایش‌ها به همراه موتور تحت آزمایش (منظور همان موتور OM314)

تحلیل انرژی

برای یک موتور دیزل پاشش مستقیم محتویات داخل سیلندر، یک سیستم باز می‌باشد، تنها جرمی که از مرز سیستم (در هنگام سوپاپ‌های ورودی هوا و خروجی گاز) عبور می‌کند، سوخت و جریان ناشی است که از جریان ناشی صرف‌نظر خواهیم کرد. در معادله (۱) δQ ، δW به ترتیب دیفرانسیل گرما، دیفرانسیل کار بر حسب J و P فشار بر حسب Pa ، dv دیفرانسیل حجم بر حسب مترمکعب، m یعنی جرم محتویات درون سیلندر بر حسب کیلوگرم، C_v گرمای ویژه در حجم ثابت بر حسب $J/mol \cdot K$ هستند (Heywood, 1988).

$$\delta Q - PdV = mC_v dT \quad (۱)$$

چنانچه معادله حالت گاز کامل در نظر گرفته شود، معادله فوق به صورت زیر در می‌آید:

$$\delta Q - PdV = \frac{dE}{R} (PdV + VdP) \quad (۲)$$

اگر معادله بالا به تغییرات جزیی زاویه میل‌لنگ تقسیم شود معادله به صورت زیر نمایش داده می‌شود:

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) P \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{1}{\gamma - 1} \right) V \frac{dP}{d\theta} \quad (۳)$$

که γ نسبت گرمای ویژه، $\frac{C_p}{C_v}$ است.

برای محاسبه مقدار کار داخلی (اندیکاتوری) در هر گام از معادله زیر استفاده شد (Woschni, 1967):

$$w = \frac{1}{2} (P_1 + P_2) (V_2 - V_1) \quad (۴)$$

P_1 و V_1 در این معادله به ترتیب فشار و حجم در شروع گام و P_2 و V_2 به ترتیب فشار و حجم در انتهای گام هستند.

احتراق

برای توصیف احتراق پیش آمیخته و آرام در موتورهای دیزل، از تابع وابسته دوتایی به صورت معادله (۵) استفاده می‌شود (Ferguson & Kirkpatrick, 2001).

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{d\theta} &= 6.9 \frac{Q_p}{\theta_p} (M_p + 1) \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_p} \right)^{M_p} \exp \left[-6.9 \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^{M_p+1} \right] \\ &+ 6.9 \frac{Q_d}{\theta_d} (M_d + 1) \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^{M_d} \exp \left[-6.9 \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^{M_d+1} \right] \end{aligned} \quad (5)$$

که $\frac{dQ}{d\theta}$ آزادسازی حرارت در هر گام زاویه‌ای بر حسب J^{-deg} و اندیس‌های p و d به مراحل احتراق پیش آمیخته و آرام برمی‌گردد. θ_p و θ_d به ترتیب مدت آزادسازی انرژی در احتراق پیش آمیخته و آرام بر حسب زاویه میل‌لنگ و M_p و M_d به ترتیب ضرایب شکل تابع وابسته طی هر مرحله از فرآیند احتراق (احتراق پیش آمیخته و آرام) که توسط منحنی استاندارد تابع دو گانه وابسته مشخص می‌شود. Q_p و Q_d نیز به ترتیب میزان آزادسازی انرژی در احتراق پیش آمیخته و آرام هستند (بر حسب ژول). LHV ارزش حرارتی پایین سوخت بر حسب ژول بر کیلوگرم و q_p نیز ضریب احتراق پیش آمیخته است. پارامترهای q_p ، θ_p ، θ_d و M_p برای سوخت‌ها و موتورهای مختلف متفاوت هستند (Ghojel, 1982; Miyamoto & Chikahisa, 1985). بنابراین برای مخلوط‌های مختلف بیودیزل و گازوئیل هر کدام از این ضرایب بسته به شرایط عملکردی موتور دارای مقدار مشخصی هستند.

$$Q_t = M_f(LHV) \quad (6)$$

$$Q_p = q_p Q_t \quad (7)$$

$$Q_d = Q_t - Q_p \quad (8)$$

در معادله (۶) Q_t انرژی شیمیایی کل سوختی است که در فرآیند احتراق آزاد می‌شود.

تحلیل قابلیت کاردهی

در سیلندر یک موتور درون‌سوز آهنگ قابلیت کاردهی بر حسب درجه چرخش میل‌لنگ به صورت معادله (۹) تعریف می‌شود (Rakopoulos & Giakoumis, 2006).

$$\frac{dA_{cycl}}{dt} = \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{in} b_{in} - \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{out} b_{out} - \frac{dA_w}{d\theta} - \frac{dA_Q}{d\theta} + \frac{dA_F}{d\theta} - \frac{dI}{d\theta} \quad (9)$$

قابلیت کاردهی اندیکاتوری است که بر اساس معادله (۱۰) محاسبه می‌شود:

$$\frac{dA_w}{d\theta} = (P_{CYCL} - P_0) \frac{dv}{d\theta} \quad (10)$$

$\frac{dA_Q}{d\theta}$ میزان قابلیت کاردهی تلف‌شده توسط انتقال گرما بر حسب درجه میل‌لنگ است و بر اساس معادله زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{dA_Q}{d\theta} = \frac{dQ_w}{d\theta} \left(1 - \frac{T_0}{T_{CYCL}} \right) \quad (11)$$

در این معادله T_{CYCL} دمای لحظه‌ای سیلندر، T_0 دمای اولیه و $\frac{dQ_w}{d\theta}$ میزان گرمای انتقال یافته است.

همچنین $\frac{dA_F}{d\theta}$ نشان‌دهنده میزان قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده است که توسط معادله (۱۲) محاسبه می‌شود:

$$\frac{dA_F}{d\theta} = \left(\frac{dm_D}{d\theta} a_{chD} + \frac{dm_B}{d\theta} a_{chB} \right) \quad (12)$$

به ترتیب بیانگر میزان سوخت سوخته شده دیزل و بیودیزل و a_{chD} و a_{chB} به ترتیب قابلیت کاردهی شیمیایی سوخت دیزل و بیودیزل است که با معادلاتی خاص تعیین می‌شود (Moran et al., 2003).

$$a_{chD} = LHV_D \left(1.04224 + 0.011925 \frac{y}{z} - \frac{0.042}{z} \right) \quad (13)$$

$$a_{chB} = LHV_B \left[1.0401 + 0.01728 \frac{y}{z} + 0.0432 \frac{f}{z} \right] \quad (14)$$

که در معادلات بالا، اندیس‌های z ، y و f به ترتیب مربوط به تعداد کربن، هیدروژن و اکسیژن و LHV و LHV_D به ترتیب ارزش حرارتی پایین سوخت دیزل و بیودیزل است (Stepanov, 1995).

$\frac{dI}{d\theta}$ بیانگر میزان بازگشت‌ناپذیری در سیلندر است و مطابق معادله (۱۵) محاسبه می‌شود:

$$\frac{dI}{d\theta} = - \frac{T_0}{T_{CYCL}} \left(\sum_i \mu_i \frac{dm_i}{d\theta} + \mu_{FD} \frac{dm_{FD}}{d\theta} + \mu_{FB} \frac{dm_{FB}}{d\theta} \right) \quad (15)$$

$$\mu_i = g_i(T, P_i) \quad (16)$$

$$\mu_{FD} = a_{chD} \quad (17)$$

$$\mu_{FB} = a_{chB} \quad (18)$$

$$g_i(T, P_i) = g_i(T, X_i P) \quad (19)$$

اکسرژی کل از مجموع اکسرژی ترمومکانیکی و اکسرژی شیمیایی سوخت به دست می‌آید.

$$A = a_{fch} + A_{th} \quad (21)$$

بازده اکسرژی (η_{II}) به صورت قابلیت کاردهی اندیکاتوری بر مقدار سوخت سوخته شده در اکسرژی ویژه شیمیایی سوخت است که طبق معادله (۲۲) تعریف می‌شود (Gharehghani et al., 2015).

$$\eta_{II} = \frac{Energy_{out(work)}}{Energy_{in}} = \frac{A_W}{M_f a_{fch}} \quad (22)$$

A_W قابلیت کاردهی اندیکاتوری و M_f جرم سوخت است.

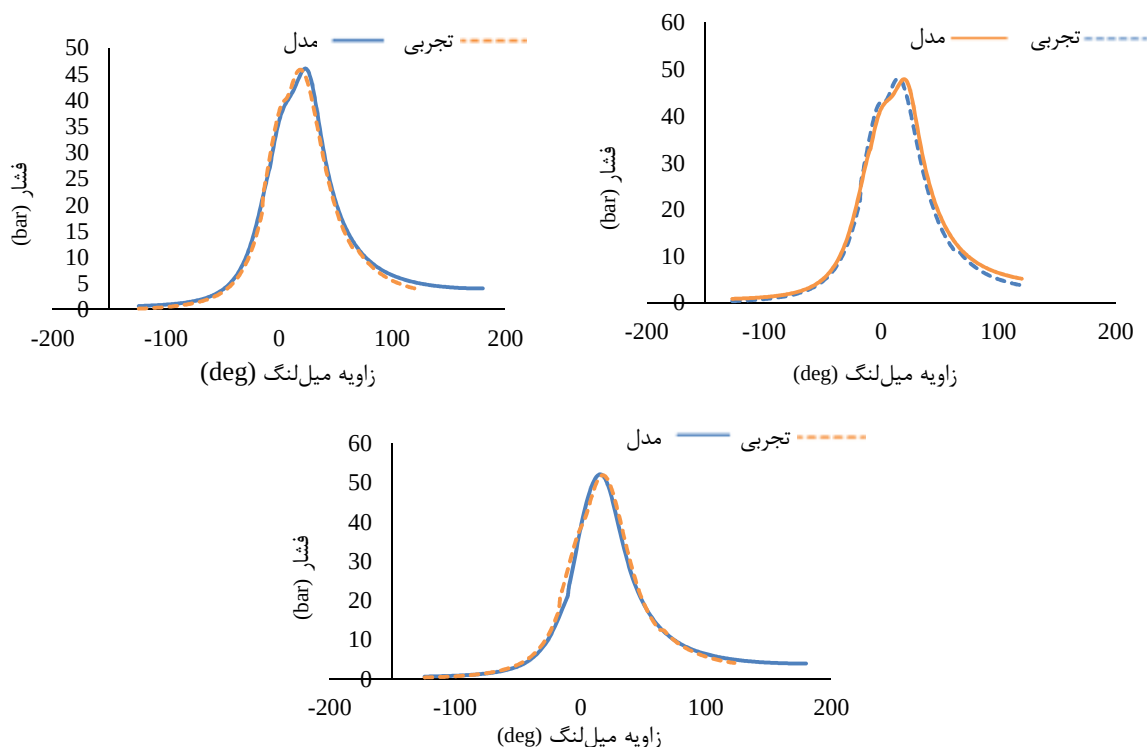
نتایج و بحث

در شکل ۱ نتایج فشار حاصل از مدل و داده‌های تجربی برای سوخت B0 در سه سرعت ۱۲۰۰، ۱۶۰۰ و ۲۰۰۰ دور بر دقیقه نشان داده شده است. با توجه به شکل ۱ مشاهده می‌شود که بین نتایج تجربی به دست آمده از آزمایش‌ها (Rostami et al., 2014) و نتایج حاصل از مدل، انطباق خوبی وجود دارد.

در معادلات بالا μ_i پتانسیل شیمیایی گازهای موجود که در نهایت از معادله (۱۹) به دست می‌آید، μ_{fB} ، μ_{fD} به ترتیب پتانسیل شیمیایی سوخت دیزل و بیودیزل و X_i ، P و T به ترتیب کسر مولی جزء i ام، فشار و دما هستند. در یک سیستم بسته، تعادل گرمایی و فشار با محیط اطراف اکسرژی ترمومکانیکی نامیده شده و به صورت معادله (۲۰) تعریف می‌شود (Ahmed & Mahanta, 2012):

$$A_{th} = E - E_0 + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (20)$$

که در اینجا E مجموع انرژی‌های پتانسیل و جنبشی، P_0 ، T_0 ، S_0 و V_0 فشار، دما، آنترپی و حجم محیط در حالت استاندارد هستند. همچنین پارامترهای S و V در حجم و آنترپی در حالت داده شده هستند. اگر در یک سیستم تعادل حرارتی، مکانیکی، و شیمیایی با محیط برقرار باشد، اکسرژی صفر است. تعادل گرمایی زمانی حاصل می‌شود که دمای سیستم با دمای محیط برابر و همچنین تعادل مکانیکی، زمانی حاصل می‌شود که اختلاف فشار بین کار متوسط و محیط اطراف وجود نداشته باشد. همچنین



شکل ۱- پیش‌بینی فشار محفظه احتراق برای سوخت دیزل (a) در ۱۲۰۰ rpm، (b) در ۱۶۰۰ rpm و (c) در ۲۰۰۰ rpm

سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه به علت افزایش فشار طبق معادله (۱۰) پارامتر قابلیت کاردهی افزایش داشته است. همچنین مشاهده می‌شود که تغییرات قابلیت کاردهی

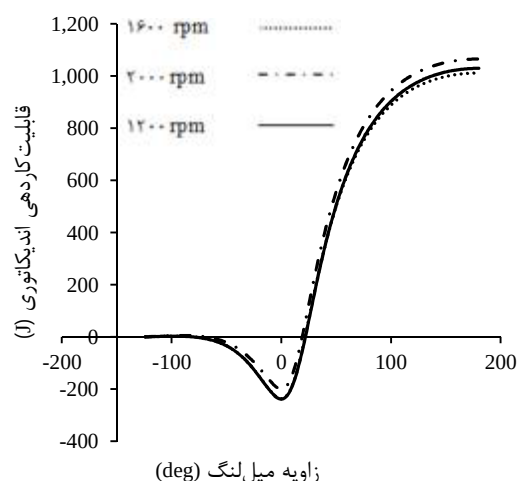
با توجه به شکل ۲ افزایش سرعت از ۱۲۰۰ به ۱۶۰۰ دور بر دقیقه، باعث کاهش پارامتر قابلیت کاردهی اکار خالص و مفید ناشی از کاهش فشار درون سیلندر می‌شود؛ اما در

با توجه به شکل ۴ قابلیت کاردهی تلف شده توسط انتقال گرما حاکی از آن است که هرچه دمای سوخت بیشتر باشد، کاردهی تلف شده به واسطه انتقال گرما نیز بالاتر خواهد بود؛ به عبارت دیگر، بیشترین مقدار این پارامتر برای سوخت B20 نسبت به سوخت‌های B0، B40 و B100 به ترتیب ۱، ۶/۶ و ۱۰/۵ درصد افزایش می‌یابد. دلیل این امر، این است که ارزش حرارتی سوخت B20 نسبت به سوخت‌های B40 و B100 بیشتر است. از طرفی اگرچه ارزش حرارتی این سوخت نسبت به سوخت دیزل خالص کمتر است؛ ولی به علت وجود اکسیژن در ساختار سوخت احتراق آن کامل‌تر است.

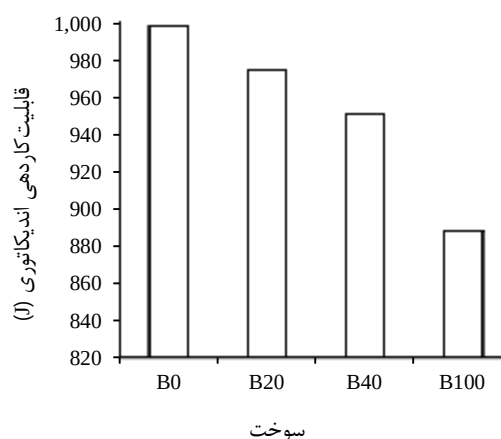
همان‌گونه که مشخص است، در این میان، احتراق دارای سهم قابل توجهی از میزان بازگشت‌ناپذیری مربوط به احتراق است. با توجه به شکل ۵ مقدار بازگشت‌ناپذیری برای سوخت‌های B0 و B20 نسبت به سایر سوخت‌های دیگر بیشتر می‌باشد؛ به عبارت دیگر، هرچه میزان ارزش حرارتی و در نتیجه پتانسیل شیمیایی سوخت بیشتر باشد، بالطبع با توجه به آزادسازی گرمای بیشتر و افزایش دما و در نتیجه افزایش میزان انتقال حرارت، بازگشت‌ناپذیری سوخت بیشتر است. این پارامتر برای سوخت B0 نسبت به سوخت‌های B20، B40 و B100 به ترتیب ۱/۷، ۴/۹ و ۷ درصد افزایش می‌یابد. بازگشت‌ناپذیری در درون سیلندر شامل احتراق، اختلاط، مخلوط شدن هوا و سوخت ورودی با محصولات باقیمانده حاصل از چرخه قبلی و ... است.

در شکل ۶ تأثیر نوع سوخت بر قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود، این پارامتر برای سوخت‌های B0، B20، B40 و B100 به ترتیب برابر با ۲۶، ۲۶، ۲۵ و ۲۳ درصد است. در واقع سوخت‌های B0، B20 و B40 دارای ارزش حرارتی بیشتری نسبت به سوخت B100 هستند و در نتیجه دارای اکسرژی شیمیایی بیشتر و در نهایت میزان قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده بیشتر است. در واقع، بیشترین مقدار این پارامتر برای سوخت B20 به ترتیب ۱/۴، ۴/۹ و ۱۴/۳ درصد نسبت به سوخت‌های B0، B40 و B100 افزایش می‌یابد. در شکل ۷ قابلیت کاردهی کل قابل مشاهده است. افزایش سرعت از ۱۲۰۰ به ۱۶۰۰ دور بر دقیقه باعث افزایش اندکی در قابلیت کاردهی کل می‌شود.

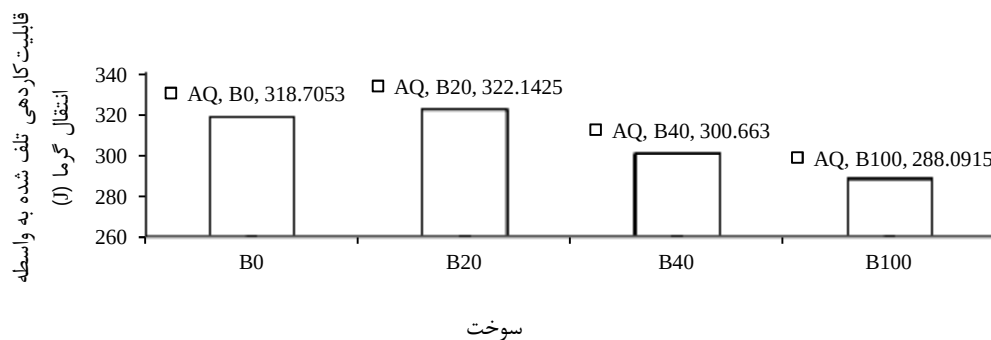
اندیکاتور ناشی از تغییرات فشار و حجم داخل سیلندر است. در مرحله تراکم و تأخیر در اشتعال به علت کار انجام شده توسط پیستون دارای مقادیر منفی (در این حالت پیستون دریافت کننده کار است) و بعد از آن با توجه به این امر که پیستون انجام‌دهنده کار است، قابلیت کاردهی اندیکاتوری عددی مثبت می‌شود. با توجه به شکل ۳ می‌توان دریافت که قابلیت کاردهی اندیکاتوری برای سوخت‌های B0 و B20 بیشتر از B40 و همچنین B40 بیشتر از B100 است. دلیل این امر فشار حاصله‌ی بیشتر سوخت‌های با درصد کمتر بیودیزل در درون محفظه احتراق در اثر ارزش حرارتی بیشتر سوخت است. ملاحظه می‌شود که این پارامتر، برای سوخت B0 نسبت به سوخت‌های B20، B40 و B100 به ترتیب ۲، ۴/۷ و ۱۱ درصد افزایش می‌یابد.



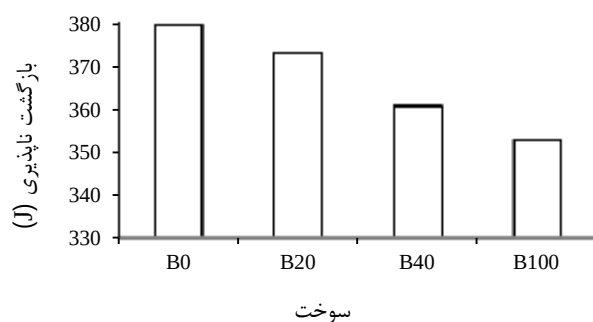
شکل ۲- تأثیر سرعت موتور بر قابلیت کاردهی اندیکاتوری برای سوخت دیزل



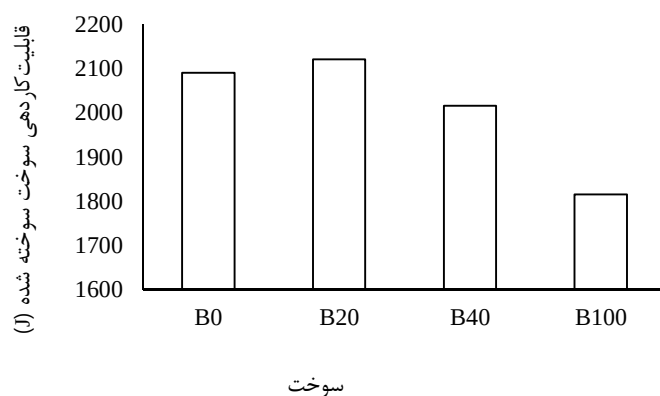
شکل ۳- تأثیر سوخت بر قابلیت کاردهی اندیکاتوری



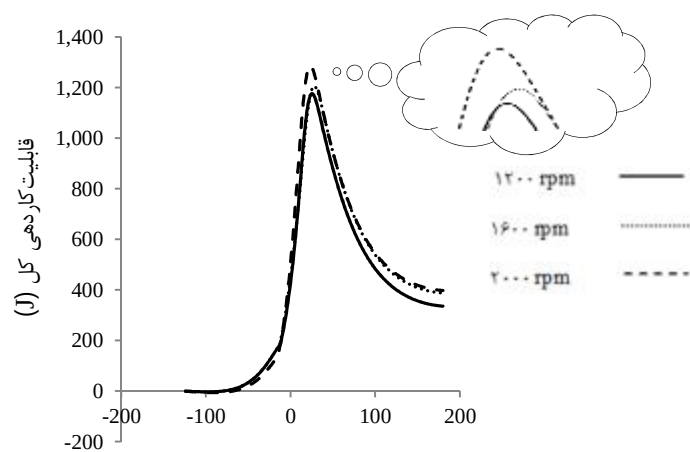
شکل ۴- تأثیر نوع سوخت بر قابلیت کاردهی تلف شده به واسطه انتقال گرما



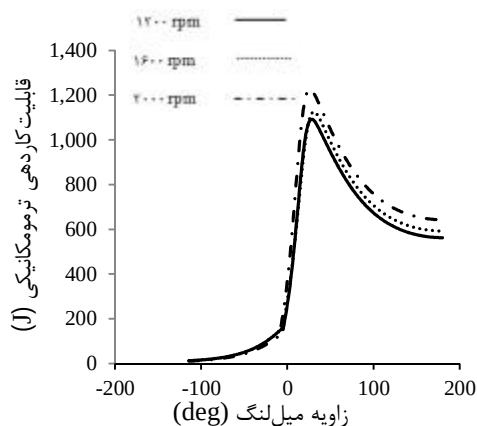
شکل ۵- تأثیر نوع سوخت بر بازگشت ناپذیری



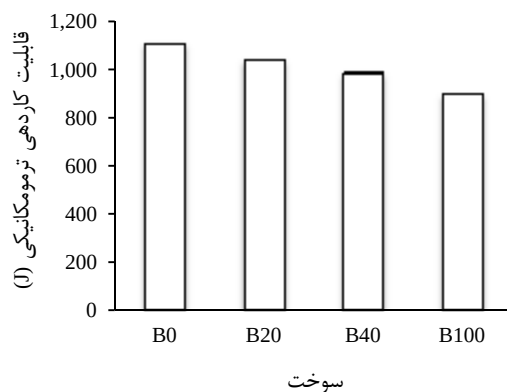
شکل ۶- تأثیر نوع سوخت بر قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده



شکل ۷- تأثیر سرعت موتور بر قابلیت کاردهی کل برای سوخت دیزل



شکل ۹- تأثیر سرعت بر قابلیت کاردهی ترمومکانیکی برای سوخت دیزل

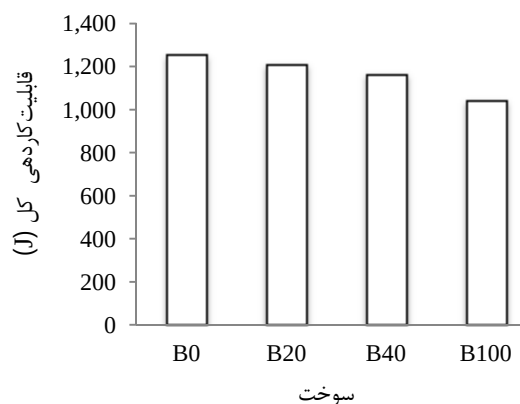


شکل ۱۰- تأثیر نوع سوخت بر قابلیت کاردهی ترمومکانیکی

همان‌گونه که در شکل ۱۱ نشان داده شده است، با افزایش سرعت موتور بازده قانون دوم ترمودینامیک برای تمام سوخت‌ها افزایش می‌یابد. بازده قانون دوم ترمودینامیک در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه برای سوخت‌های B0، B20، B40 و B100 به ترتیب ۴۶/۳۸، ۴۷/۸۹ و ۴۸/۵ درصد است. همچنین مشاهده می‌شود بازده اکسرژی، با افزایش درصد بیودیزل برای تمام دورها (۱۲۰۰، ۱۶۰۰ و ۲۰۰۰ دور بر دقیقه) بیشتر می‌شود؛ به عبارت دیگر با افزایش سهم بیودیزل در مخلوط سوخت‌ها، منجر به افزایش عدد ستان شده است. در نتیجه با کوتاه‌تر شدن زمان تأخیر در اشتعال، تسریع خود اشتعالی و افزایش جرم مصرفی سوخت در محفظه احتراق همراه است.

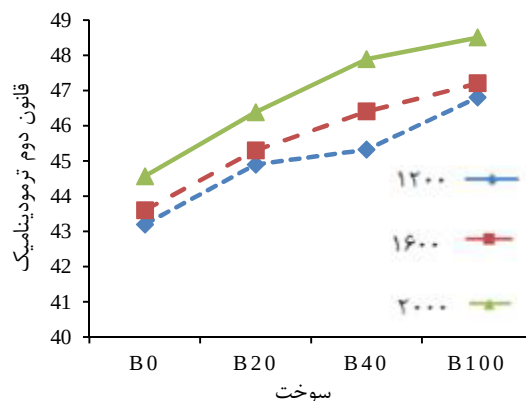
که این امر سبب کم بودن اکسرژی تلف شده به واسطه انتقال گرما است؛ اما در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه به علت افزایش در میزان کاردهی سوخت سوزانده شده و همچنین کاهش میزان بازگشت‌ناپذیری ناشی از افزایش دما، این پارامتر افزایش یافته است. قابل ملاحظه است که این پارامتر تا ابتدای مرحله تراکم، به دلیل کار صورت گرفته توسط پیستون ناشی از افزایش فشار و دما بیشتر می‌شود. با آغاز مرحله احتراق و سوخته شدن سوخت، منجر به افزایش قابل توجهی در فشار و درجه حرارت شده است؛ در نتیجه قابلیت کاردهی کل افزایش می‌یابد. در طی مرحله انبساط، زمانی که فشار و دما شروع به سقوط می‌کند، کاهش در قابلیت کاردهی دیده می‌شود (Rakopoulos & Giakoumis, 2006; Ahmed & Mahanta, 2012).

با توجه به شکل ۸ ملاحظه می‌شود که این پارامتر برای سوخت B0 به ترتیب ۳/۳، ۷ و ۱۶/۷ درصد نسبت به سوخت‌های B20، B40 و B100 افزایش می‌یابد. سیکن و یلباس (۲۰۱۲) نیز در پژوهش خود به نتایج مشابهی رسیدند (Sekmen & Yilbas, 2012). در شکل ۹ مشاهده می‌شود که با افزایش سرعت موتور قابلیت کاردهی ترمومکانیکی نیز افزایش می‌یابد. دلیل این امر، در این است که با افزایش سرعت موتور میزان سوخت مصرفی موتور و بیشینه‌ی فشار درون سیلندر آن افزایش می‌یابد (Yoon & Lee, 2012). میزان افزایش قابلیت کاردهی ترمومکانیکی برای سوخت B0 نسبت به سوخت‌های B20، B40 و B100 به ترتیب ۶، ۱۱/۱ و ۲۳/۷ درصد است (شکل ۱۰).



شکل ۸- تأثیر نوع سوخت بر قابلیت کاردهی کل

- Bioscience and bioengineering, 92: 405-416.
4. Fu, J. Liu, J. Feng, R. Yang, Y. Wang, L. and Wang, Y. 2013. Energy and exergy analysis on gasoline engine based on mapping characteristics experiment. Applied Energy, 102: 622-630.
 5. Ghobadian, B. and Khatamifar, M. 2005. Biodiesel Fuel Production Using Transesterification of Waste Vegetable Oils. The fourth International Conference on Internal Combustion Engines. Tehran-Iran. 191 p.
 6. Ghobadian, B. Rahimi, H. and Khatamifar, M. 2006. Evaluation of Engine Performance Using Net diesel Fuel and Biofuel Blends. The First Combustion Conference of Iran (CCT1). Tarbiat Modares University. Tehran, Iran. 8 p.
 7. 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.
 8. Geller, D. P. and Goodrum, J. W. 2004. Effects of specific fatty acid methyl esters on diesel fuel lubricity. Fuel, 83: 2351-2356.
 9. Ghojel, J. I. 1982. A study of combustion chamber arrangements and heat release in DI diesel engines. SAE Technical Paper 821034.13 p
 10. Heywood J. B. 1988. Internal combustion engine fundamentals. International Edition, Printed in Singapore, McGraw-Hill, New York. 900 p.
 11. Lopez, L. Quintana, C. E. Ruiz, J. J. Cruz-Peragón, F. and Dorado, M. P. 2014. Effect of the use of olive-pomace oil biodiesel/diesel fuel blends in a compression ignition engine: Preliminary exergy analysis, Energy Conversion and Management, 85: 227-233.
 12. Moran, M. J. Shapiro, H. N. Munson, B. R. and DeWitt, D. P. 2003. Introduction to thermal systems engineering: Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer, John Wiley & Sons. 576 p.
 13. Miyamoto, N. T. Chikahisa, T. Murayama, and Sawyer R. 1985. Description and analysis of diesel engine rate of combustion and performance using Wiebe's functions. SAE Technical Paper 850107.16 p.
 14. Primus, R. J. and Flynn, P. F. 1986. The assessment of losses in diesel engines using second law analysis. In Computer-Aided Engineering of Energy Systems, Gupta G (ed.), Advanced Energy Systems. ASME: New York, 3: 61-68.



شکل ۱۱- بازده قانون دوم ترمودینامیک برای مخلوط سوخت‌های دیزل و بیودیزل

نتیجه‌گیری

- در بررسی تاثیر سرعت موتور و نوع سوخت بر قابلیت کاردهی موتور دیزل نتایج زیر به دست آمد:
- ۱- مدل ارائه شده قادر به پیشگویی فشار درون سیلندر برای سوخت‌های (B0, B20, B40 و B100) است.
 - ۲- با افزایش در سرعت موتور از ۱۲۰۰ به ۱۶۰۰ سرعت بر دقیقه، کاهش در میزان قابلیت کاردهی اندیکاتوری، قابلیت کاردهی تلف شده به واسطه انتقال گرما و افزایش بازگشت‌ناپذیری و قابلیت کاردهی ترمومکانیکی، مشاهده شد.
 - ۳- در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه نسبت به دورهای ۱۲۰۰ و ۱۶۰۰ دور بر دقیقه، افزایش در قابلیت کاردهی اندیکاتوری، قابلیت کاردهی تلف شده و قابلیت کاردهی کل و کاهش در میزان بازگشت‌ناپذیری مشاهده شد.
 - ۴- با افزایش سرعت موتور بازده قانون دوم ترمودینامیک برای تمام سوخت‌ها افزایش می‌یابد.
 - ۵- بازده اکسرژی، با افزایش درصد بیودیزل برای تمام دورها بیشتر می‌شود.

منابع

1. Ahmed, Z. and Mahanta, D. K. 2012. Exergy analysis of compression ignition engine. Mechanical Engineering and Technology, 3: 633-642.
2. Ferguson, C. and Kirkpatrick, A. 2001. Internal Combustion Engine: Applied Thermosciences (3rd ed). Wiley, New York. 985 p.
3. Fukuda, H. Kondo, A. and Noda, H. 2001. Biodiesel fuel production by transesterification of oils. Journal of

15. 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.
16. Rostami, S. Ghobadian, B. and M. Kiani Deh Kiani, M. 2014. Effect of the Injection Timing on the performance of A diesel engine usign diesel- biodiesel bilends. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 10: 1945-1958.
17. Stepanov, V. S. 1995. Chemical Energies and Exergies of Fuels. *Journal of Energy*, 20: 235-242.
18. Sekmen, P. and Yilbas, Z. 2011. Application of energy and exergy analyses to a CI engine using biodiesel fuel. *Mathematical and Computational Applications*, 16: 797-808.
19. Thibordin, S. Kasama, S. and Supachai, W. 2012. The analysis of exergy in a single cylinder diesel engine fuelled by diesel and biodiesel. *Journal of Science and Technology MSU*, 3: 556-562.
20. Usta, N. 2005. An Experimental Study on Performance and Exhaust Emission of a Diesel Engine Fuelled with Tobacco Seed Oil Methyl Ester. *Energy Conversation and Management*, 46: 2373-2386.
21. Woschni, G. 1967. A Universally Applicabl Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. SAE Paper 670931. 19 p.
22. Yoon, S. H. and Lee, C. S. 2012. Effect of undiluted bioethanol on combustion and emissions reduction in a SI engine at various charge air conditions. *Fuel*, 97: 887- 890.