

تحلیل اکسرژی حاصل از احتراق سوخت‌های دیزل و بیودیزل در یک موتور دیزل

گل محمد خوب بخت^{*۱}

تاریخ دریافت: ۱۳۹۶/۰۳/۲۶

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۷/۲۳

چکیده

شبیه‌سازی مدل موتور احتراق داخلی یک ابزار موفق برای مطالعه عملکرد موتور و کمک به ارزیابی و پیشرفت‌های جدید می‌باشد. مدل‌های ترمودینامیکی چرخه واقعی موتور ابزاری مناسب برای تجزیه و تحلیل کامل عملکرد موتور و حساسیت پارامترهای عملیاتی مختلف می‌باشد. در این تحقیق به تحلیل اکسرژی حاصل از احتراق موتور چهار سیلندر، دیزل OM 924 پرداخته شد و همچنین تاثیر پارامترهای عملکردی موتور بر روی بازده اکسرژی برای اختلاط سوختی دیزل-بیودیزل پرداخته شد. با افزایش بار موتور و میزان بیودیزل در سوخت اختلاطی بازده اکسرژی به ترتیب کاهش و افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش سرعت موتور تحت تمام شرایط کاری موتور این دو مشخصه ابتدا افزایش و در سرعت‌های میانی به بیشترین مقدار خود رسیدند و سپس کاهش پیدا کردند. بیشترین مقدار بازده اکسرژی (۳۷/۷۲ درصد) در سرعت دورانی ۲۰۳۶ دور بر دقیقه در بار اعمالی ۹۵ درصد و برای سوخت دیزل خالص (D100B0) رخ داد. نتایج حاصل از تحلیل اکسرژی نشان داد که ۴۴/۶۵ درصد اکسرژی سوخت به‌طور کامل از بین می‌رود و قابل تبدیل به کار نیست و بازده اکسرژی برابر با ۳۲/۶۲ درصد می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: اکسرژی، دیزل، بیودیزل، سطح پاسخ

مقدمه

سیستم ترمودینامیکی به‌منظور دستیابی به بیش‌ترین اساسی نسبت به عملکرد موتور موفقیت‌آمیز نبوده است (Van Gerpen and Shapiro, 1990). بنابراین قانون دوم باید با قانون اول به هم پیوندند تا بتوان با اطمینان بالا و نزدیک به واقعیت به بررسی فرآیندهای ترمودینامیکی موتور پرداخت. قانون دوم به بیان علم مربوط به اینکه کجاها انرژی مفید (کارا) از دست می‌رود و یا در یک سیستم موتور تخریب می‌شود می‌پردازد. ارزیابی انرژی مفید، بیشترین عملکرد ممکن یک سیستم ترمودینامیکی را تعیین می‌کند. این یافته‌ها در کاهش اتلاف اکسرژی و به‌منظور بهبود عملکرد موتور از نظر بازدهی و توان خروجی کمک می‌کند (Caton, 2000).

از طرف دیگر مهمترین موضوعی که در رابطه با سوخت‌های نفتی در موتورهای وسایل نقلیه، به‌خصوص آنهایی که دارای موتور دیزل سال‌های اخیر، وسایل نقلیه، به‌خصوص آنهایی که دارای موتور دیزل می‌باشند، منشاء اصلی آلودگی مراکز شهری می‌باشند. کاربرد موتورهای دیزل به‌خاطر اینکه دارای بازدهی بالاتری از موتورهای بنزینی می‌باشند (به‌ویژه در وسایل سنگین) در حال افزایش است (De Menezes et al., 2006). به‌خاطر اینکه از موتورهای دیزل به تعداد زیادی استفاده می‌شود بنابر این بیش از پیش نیاز به نفت احساس می‌شود. به عبارت دیگر امروزه به‌طور عادی قابل تشخیص است که منابع انرژی نفتی جهان در حال تمام شدن می‌باشند. بنابراین

روش متداول برای ارزیابی یک فرآیند فیزیکی یا شیمیایی از لحاظ انرژی، نوشتن موازنه انرژی بر اساس قانون اول ترمودینامیک می‌باشد که از آن برای کاهش اتلاف حرارت و یا افزایش بازایی حرارتی می‌توان استفاده کرد، در حالی که هیچ اطلاعی در مورد افت کیفیت انرژی که در فرآیند اتفاق می‌افتد نمی‌دهد. همچنین بیانگر سودمندی حرارت موجود در جریان‌هایی که فرآیند را ترک می‌کنند نمی‌باشد. روش اکسرژی یک روش تحلیل است که تلفات ترمودینامیکی را بر اساس هر دو قانون اول و دوم ترمودینامیک برآورد می‌کند. کاربرد این روش، محل اتلاف انرژی را در یک فرآیند مشخص می‌کند و واحدهای عملیاتی را که برای بهبود در اولویت قرار دارند نشان می‌دهد. این کار منتهی به تغییر و بهبود شرایط عملیاتی یا تجهیزات فنی فرآیند می‌شود. از سوی دیگر تجزیه و تحلیل قانون اول که برای مدل‌سازی فرآیند موتور نیاز می‌باشد اغلب بینش صحیحی نسبت به عملکرد موتور فراهم نمی‌آورد (Rakopoulos and Giakoumis, 2006). کاربرد نظریه قدیمی قانون اول در یک

۱- استادیار، گروه مهندسی کشاورزی، دانشگاه پیام نور، تهران، ایران

(Email: gmkhoobakht@pnu.ac.ir

*) نویسنده مسئول:

سوخت به هوا مقدار کمی کاهش پیدا می‌کند. همچنین بازده گرمایی، مدت احتراق، متوسط دمای بیشینه و دمای سوپاپ خروجی کاهش پیدا می‌کند. در حالی که بیشینه فشار، نرخ تخریب اکسرژی و مصرف ویژه سوخت افزایش می‌یابد. Kanoglu و همکاران (۲۰۰۸) به ارزیابی یک موتور دیزل ۱۹ مگاواتی توربو شارژ دار پرداختند که شامل یک توربین، کمپرسور و رادیاتور بود. این موتور به‌منظور تولید توان الکتریکی ۱۰۰ مگاوات در یک کارخانه تولید توان در شهر باتمان ترکیه به کار گرفته شده بود. این کارخانه شامل هفت دستگاه موتور ژنراتور دار بود که هر کدام دارای دو توربوشارژ بود. تاثیر دمای هوای ورودی و فشار روی بازده اکسرژی روی یک موتور مورد مطالعه قرار گرفت. آنها بازده اکسرژی موتور را در حدود ۴۰/۵ درصد به‌دست آوردند. همچنین گزارش کردند که با افزایش دمای هوای ورودی، بازده اکسرژی کمپرسور افزایش می‌یابد و اکسرژی موتور ثابت می‌ماند.

Rakopoulos و همکاران (۲۰۰۸) تحلیل اکسرژی احتراق را با سوخت اختلاط یافته‌های هیدروژن و گاز طبیعی در یک موتور احتراق داخلی بررسی کردند. ترکیب هیدروژن با گاز طبیعی برای یک موتور احتراقی انژکتوری یک مزیت از نظر قانون دوم ترمودینامیک به‌شمار می‌رفت. زمانی که میزان هیدروژن افزایش پیدا می‌کرد، درصد برگشت‌ناپذیری تولیدات در طول احتراق کاهش پیدا می‌کرد و بازده اکسرژی افزایش پیدا می‌کرد. این نتایج به خصوصیات ویژه احتراق هیدروژن مربوط می‌شد. آنها همچنین به این نتیجه رسیدند که سرعت دورانی موتور و تغییرات جزئی در زمان پاشش تاثیر کمی بر روی تعادل اکسرژی در یک چرخه بسته ترمودینامیکی دارد. Yasar (۲۰۰۸) تاثیر عایق گرمایی را بر روی بازده اکسرژی و انرژی یک موتور توربوشارژدار مورد مطالعه قرار داد که بیانگر موتوری با عدم اتلاف گرما بود. بازده اکسرژی این موتور ۲/۸۵ درصد بالاتر از موتور بدون عایق بود. انرژی خروجی این موتور نیز ۱۲ درصد بالاتر از نوع معمولی بود. آنها همچنین به این نتیجه رسیدند که با بهبود سیستم خروجی گاز می‌توان عملکرد این نوع موتور را بهبود بخشید. فرهادی و همکاران (۲۰۱۷) در تحقیقی که بر روی تاثیر زمان پاشش بر روی بازده اکسرژی یک موتور دیزل با سوخت بیودیزل در موتور دیزل OM ۳۱۴ انجام دادند به این نتیجه رسیدند که با جلو انداختن زمان پاشش بازده اکسرژی افزایش و با عقب انداختن زمان پاشش بازده اکسرژی کاهش می‌یابد.

با توجه به محدود بودن سوخت‌های فسیلی و نیاز به استفاده موثر و بهینه از این منابع، تحقیق در مورد جایگزینی این سوخت‌ها از اهمیت بالایی برخوردار است. در تحقیقات انجام گرفته در زمینه اختلاط سوخت‌های دیزل و بیودیزل تنها به بررسی رابطه تک تک متغیرهای مستقل (سرعت و بار موتور) با متغیرهای وابسته (مشخصه‌های عملکردی)، برای اختلاط‌های مشخص و محدودی

مطالعات زیادی برای پیدا کردن سوخت‌های جایگزین برای تولیدات نفتی در حال انجام می‌باشد و بازده انرژی و اکسرژی موتورهای احتراق داخلی که با سوخت‌های جایگزین تغذیه می‌شوند بسیار مهم است. کمیت ترمودینامیکی اکسرژی، که برای ارزیابی و بهبود سیستم‌های انرژی به کار می‌رود، بیشتر و مفیدتر از تحلیل انرژی به درک بهتر فواید کاربرد انرژی سبز کمک می‌کند. اکسرژی به وضوح بهبود بازده و کاهش هدر رفت ترمودینامیکی را با تکنولوژی‌های سبز مشخص می‌سازد. همچنین اکسرژی بهتر از انرژی، فواید محیط زیستی و اقتصادی تکنولوژی‌های سبز را مشخص می‌سازد. بنابراین، اکسرژی نقش مهمی در افزایش کاربرد انرژی و تکنولوژی‌های سبز ایفا می‌نماید (Rosen et al., 2007).

موتورهای احتراق تراکمی که هم در وسایل نقلیه و هم برای تولید توان الکتریکی به کار گرفته می‌شوند، انرژی زیادی مصرف می‌کنند. امروزه موتورهای احتراق تراکمی (دیزل) نه تنها با سوخت‌های فسیلی بلکه با سوخت‌های جایگزین از قبیل بیودیزل، بیواتانول، بیوگاز، هیدروژن و با اختلاطشان به کار می‌روند. عملکرد و بازده موتورهای احتراق داخلی را می‌توان با تکنولوژی‌های جدید از قبیل سیستم کنترل احتراق، عایق حرارتی و بهبود خروجی افزایش داد. از این بابت بازده انرژی و اکسرژی موتورهای احتراق داخلی که با سوخت‌های جایگزین تغذیه می‌شوند بسیار مهم است.

Hosoz و Canakci (۲۰۰۶) تجزیه و تحلیل انرژی و اکسرژی را بر روی یک موتور دیزل جاندر ۴۲۷۶ توربو شارژدار انجام دادند. موتور مورد آزمایش با سوخت‌های متیل استر سویا (SME)، متیل استر پسماند روغن (YGME)، سوخت گازوئیل و اختلاط ۲۰ درصدی هریک از بیودیزل‌ها با سوخت گازوئیل تغذیه شد و توزیع بازده گرمایی متغیرهای انرژی و اکسرژی ارائه شد. به‌عنوان مثال از ۱۰۰ درصد اکسرژی سوخت متیل استر سویا در حدود ۴۵/۴ درصد آن تخریب شد. آنها به این نتیجه رسیدند که سوخت‌های مورد آزمایش بازدهی انرژی و اکسرژی نزدیک به هم دارند و کمترین سهم بازدهی مربوط به سیستم احتراق بود. Caliskan و همکاران (۲۰۱۰) به بررسی اکسرژی بیودیزل حاصل از سویا در یک موتور دیزل پرداختند و بازده انرژی و اکسرژی سوخت بیودیزل سویا و دیزل متداول را محاسبه کردند و بازده گرمایی بین ۳۹/۹۳ و ۴۱/۳۱ درصد و بازده اکسرژی بین ۳۷/۴۶ و ۳۸/۴۸ درصد گزارش شد و تفاوت معنی‌داری بین نوع سوخت‌ها وجود نداشت.

Agudelo و همکاران (۲۰۰۹) به تجزیه و تحلیل احتراق در یک موتور دیزل (HSDI) با استفاده از اختلاط سوخت دیزل و بیودیزل روغن نخل^۱ پرداختند. در این مطالعه به این نتیجه دست یافتند که اگر میزان بیودیزل از ۲۰ درصد تا ۱۰۰ درصد افزایش پیدا کند، نسبت

(انتقال از طریق سیستم خنک کننده) (kW) .

$\dot{E}x_W$: نرخ اکسرژی کار که برابر توان ترمزی یا نرخ کار مفید موتور می‌باشد (kW) .

\dot{m} : دبی جرمی $(kg s^{-1})$.

ε : اکسرژی ویژه $(kJ kg^{-1})$.

$\dot{E}x_{dest}$: نرخ تخریب اکسرژی (kW) .

در انجام تحلیل اکسرژی، اکسرژی گرمای اتلافی به مقداری از اتلاف اکسرژی اتلاق می‌شود که از حجم کنترل به محیط انتقال می‌یابد و نرخ هدر رفت اکسرژی به تمام گرمای اتلافی که از سیستم خنک کننده در دمای مربوطه (T_{cw}) به دمای تعادل با محیط که برابر با 298 درجه کلوین $(T_o = 298 K)$ انتقال می‌یابد گفته می‌شود. گرمای اتلافی با استفاده از رابطه (۲) به دست می‌آید (Ertunc Tat, 2011):

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{E}_{fuel} - (\dot{W} + \dot{m}_{out} \Delta h_{out}) \quad (2)$$

که در آن $\Delta h = h - h_o$ و بیانگر اختلاف بین آنتالپی (h) گازهای خروجی در دمای خروجی و h_o آنتالپی گازهای خروجی در شرایط تعادل با محیط می‌باشد. در رابطه (۲) \dot{m}_{out} بیانگر نرخ کل جرم انواع گازهای خروجی می‌باشد و Δh_{out} برابر با مجموع اختلاف آنتالپی $(h - h_o)$ تمام گازهای خروجی می‌باشد.

$$\dot{E}x_{heat} = \sum \left(1 - \frac{T_o}{T_{cw}}\right) \dot{Q}_{loss} \quad (3)$$

نرخ اکسرژی کار خالص برابر با نرخ انرژی خالص (توان ترمزی) می‌باشد.

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (4)$$

اکسرژی ورودی تنها شامل اکسرژی شیمیایی سوخت می‌باشد که با استفاده از رابطه (۵) محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}x_{in} = \dot{m}_{fuel} \varepsilon_{fuel} \quad (5)$$

که در آن \dot{m}_{fuel} برابر با آهنگ مصرف سوخت $(kg s^{-1})$ و ε_{fuel} اکسرژی ویژه سوخت $(kJ kg^{-1})$ می‌باشد. اکسرژی شیمیایی سوخت را می‌توان با استفاده از رابطه (۶) محاسبه کرد (Lyn, 1962).

$$\varepsilon_{fuel} = H_u \varphi \quad (6)$$

که در آن H_u ارزش گرمایی پایین و φ ضریب اکسرژی شیمیایی می‌باشد. برای سوخت‌های مایع، ضریب اکسرژی شیمیایی (φ) برابر است با:

$$\varphi = 1.0401 + 0.1728 \frac{h}{c} + 0.432 \frac{o}{c} \quad (7)$$

$$+ 0.2169 \frac{\alpha}{c} \left(1 - 2.0628 \frac{h}{c}\right)$$

که در آن h, c, o و α به ترتیب نسبت جرمی هیدروژن، کربن، اکسیژن و سولفور سوخت می‌باشند (Kotas, 1995). اکسرژی خروجی شامل اکسرژی شیمیایی و ترمومکانیکی گاز خروجی می‌باشد. اکسرژی ترمومکانیکی عبارت است از:

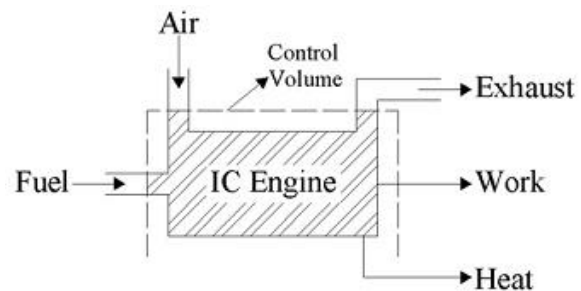
پرداخته شده است و اثر متقابل متغیرهای مستقل در نظر گرفته نشده است ولی در این تحقیق با استفاده از روش سطح پاسخ، این اختلالات را دامنه وسیعی بررسی و رابطه بین متغیرهای مستقل و وابسته مدل خواهند شد، همچنین اثر متقابل متغیرهای مستقل نیز در مدل ارائه می‌شود.

به طور کلی هدف از انجام این تحقیق بررسی تاثیر متغیرهای بار و سرعت موتور و همچنین اختلاط درصدهای مختلف سوخت‌های دیزل و بیودیزل بر روی بازده اکسرژی موتور دیزل OM 924 می‌باشد. در این تحقیق تاثیر اختلاط‌های مختلف، بار و سرعت موتور روی بازده اکسرژی مدل خواهند شد و نقاط بهینه متغیرهای مستقل به منظور بیشینه کردن شاخص مورد بررسی تعیین خواهد شد. روش‌های آماری مورد استفاده در این تحقیق به منظور بهینه‌سازی این شاخص‌ها روش سطح پاسخ خواهد بود.

مواد و روش‌ها

تحلیل اکسرژی

برای تحلیل اکسرژی، موتور در یک شرایط سیستم حجم کنترل (سیستم باز) یکنواخت در نظر گرفته می‌شود. سوخت و هوای ورودی، کار مکانیکی، گرمای اتلافی و گازهای خروجی که با یک نرخ ثابت وارد و خارج می‌شوند. موتور به عنوان یک سیستم باز یکنواخت مطابق با شکل ۱ در نظر گرفته می‌شود.



شکل ۱- حجم کنترل در یک سیستم ترمودینامیک

Fig. 1. Control volume in a thermodynamic system

توازن اکسرژی برای یک سیستم حجم کنترل در شرایط حالت پایا را می‌توان به صورت ذیل در نظر گرفت (Moran and Shapiro, 2000).

$$\dot{E}x_W - \dot{E}x_{heat} = \sum \dot{m}_{in} \varepsilon_{in} - \sum \dot{m}_{out} \varepsilon_{out} - \dot{E}x_{dest} \quad (8)$$

که در آن:

$\dot{E}x_{heat}$: نرخ انتقال اکسرژی مربوط به گرمای اتلافی به محیط

عملکرد سیستم کاربرد دارد (Ebiana et al., 2006).

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{E}x_{dest}}{T_0} \quad (11)$$

بازده اکسرژی که تنها توان مفید موتور مد نظر می‌باشد برابر است با: (Dincer and Rosen, 2007)

$$BEE = \frac{\dot{E}x_w}{\dot{E}x_{in}} \quad (12)$$

که در آن $\dot{E}x_w$ برابر است با نرخ اکسرژی کار و $\dot{E}x_{in}$ نرخ اکسرژی سوخت می‌باشد. همچنین، بازده اکسرژی که تمام مقادیر اکسرژی خروجی سیستم موتور مد نظر، می‌باشد از رابطه (۱۳) قابل محاسبه است که در آن اکسرژی خروجی برابر با مجموع اکسرژی حاصل از اکسرژی گرمای انتقالی، اکسرژی کار و اکسرژی گازهای خروجی می‌باشد.

$$\Psi_T = \frac{\dot{E}x_{out}}{\dot{E}x_{in}} = \frac{\dot{E}x_{heat} + \dot{E}x_w + \dot{E}x_{en}}{\dot{E}x_{in}} \quad (13)$$

موتور تحت آزمایش

موتور تحت آزمایش در این تحقیق، موتور چهار سیلندر دیزلی پاشش مستقیم مدل OM924LA از تولیدات شرکت ایدم تبریز می‌باشد. برای مصارف مختلف از جمله کامیونت، مینی‌بوس، دیزل ژنراتور، جرثقیل‌های متحرک، ماشین‌آلات صنعتی و کشاورزی و راه‌سازی مورد استفاده قرار می‌گیرد و دارای استاندارد آلایندگی یورو ۳ و ۴ و ۵ می‌باشد. مشخصات موتور مورد استفاده در تحقیق حاضر در جدول ۱ آورده شده است.

جدول ۱- مشخصات موتور مورد آزمایش

Table 1- Main characteristics of the diesel engine

مشخصه (Specification)	مقدار (Value)
مدل (Model)	OM924LA
تعداد سیلندر (Number of cylinders)	4
سامانه خنک‌کاری (Cooling system)	پمپ آبی (Water pump)
بیشترین توان موتور (Maximum power)	160kW
بیشترین گشتاور (Maximum torque)	810 N m
بیشترین سرعت (Maximum rotational speed)	2800 rpm
سامانه پاشش سوخت (Injection pump type)	انژکتور ردیفی (Row type)

موتور، سرعت موتور و نوع سوخت (مخلوط‌های مختلف دیزل و بیودیزل) می‌باشد. کلیه آزمایش‌ها در شرایط استاندارد و بدون تغییر در ساختار فنی و ساختمانی موتور انجام شد. روش انجام آزمایش‌ها به این صورت بود که ابتدا موتور با سوخت مورد آزمایش به مدت ۱۵

$$\varepsilon_{tm} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (8)$$

که در آن s ، آنترپوی ویژه ($kJ kg^{-1} K^{-1}$) و h ، آنتالپی ویژه ($kJ kg^{-1}$) گازهای خروجی می‌باشد. زیرنویس "0" بیانگر مقادیر متغیرها در شرایط تعادل با محیط یا محیط مرجع می‌باشد. مقادیر h و s را می‌توان به آسانی در مرجع (Moran and Shapiro, 2000) استفاده از دمای خروجی و محیط مرجع به‌دست آورد. اکسرژی شیمیایی گازهای خروجی با استفاده از رابطه (۹) به‌دست می‌آید. نسبت مولی گازهای خروجی با موازنه معادله واقعی احتراق سوخت به‌وسیله دستگاه آلاینده‌سنج محاسبه می‌شود.

$$\varepsilon_{chem} = \bar{R} T_0 \ln \frac{y}{y^e} \quad (9)$$

که در آن \bar{R} ثابت گاز کامل، T_0 دمای محیط، y درصد مولی اختلاط گاز خروجی و y^e درصد مولی گاز در محیط بیرون می‌باشد. (Moran and Shapiro, 2000). نرخ اکسرژی خروجی را می‌توان با استفاده از رابطه (۱۰) به‌دست آورد.

$$\dot{E}x_{ex} = \sum \dot{m}_i (\varepsilon_{tm} + \varepsilon_{chem})_i \quad (10)$$

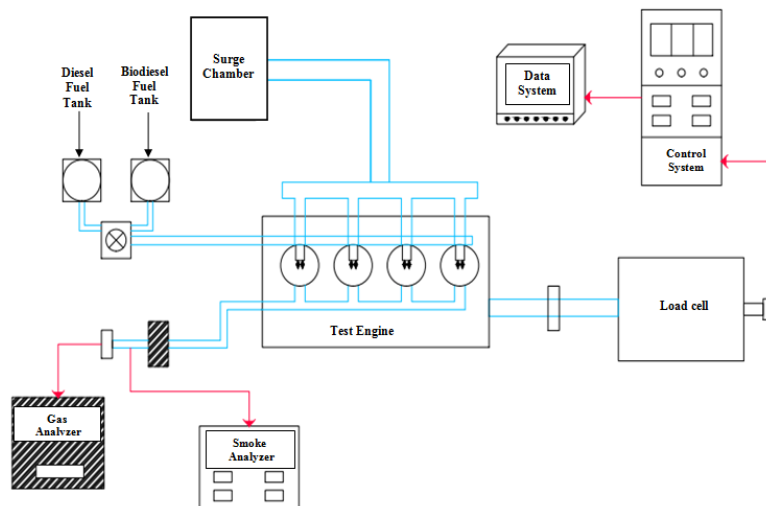
که در آن \dot{m}_i دبی جرمی تولیدات حاصل از احتراق ($kg s^{-1}$) و ε_{tm} و ε_{chem} به ترتیب اکسرژی شیمیایی و اکسرژی ترمومکانیکی حاصل از گازهای خروجی ($kJ kg^{-1}$) می‌باشد. اکسرژی مفهومی است که توسط دما، آنترپوی را با شرایط محیط مرتبط می‌سازد و اکسرژی تلف شده در خلال فرآیند، برابر با دمای محیط ضرب در نرخ آنترپوی تولیدی می‌باشد. به عبارت دیگر نرخ آنترپوی تولیدی (\dot{S}_{gen}) برابر با نسبت اکسرژی تخریب شده به دمای محیط می‌باشد و اعتبار این نسبت بسیار مهم است. زیرا کاربرد نسبت آنترپوی تشکیل برای تحلیل اتلاف انرژی نسبتاً روش جدیدی است که برای ارزیابی

روش انجام آزمایش‌ها:

آزمون‌ها در قالب یک تست کوتاه مدت و با هدف ارائه مقایسه بازده اکسرژی بین مخلوط‌های مختلف سوخت دیزل و بیودیزل انجام می‌گیرد. متغیرهای تحت کنترل بار اعمالی از طرف دینامومتر به

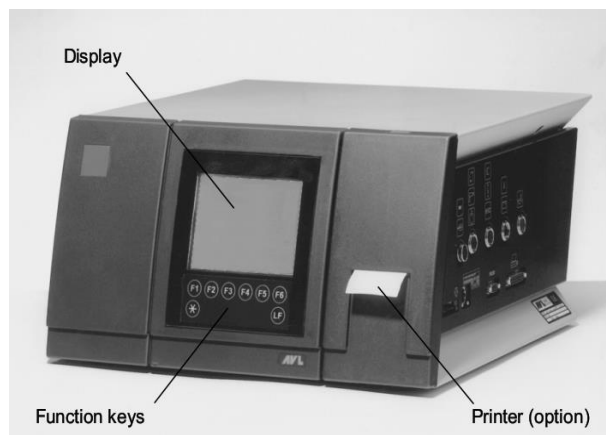
نظر به وسیله پانل کنترل دینامومتر اعمال گردید. شکل ۲ مجموعه تجهیزات استفاده شده در آزمایش کوتاه مدت موتور را نمایش می‌دهد.

دقیقه برای رسیدن به حالت پایدار و عادی به صورت در جا کار می‌کرد. سپس طبق جدول آزمایش‌ها که طبق روش سطح پاسخ و با استفاده از طرح مرکب مرکزی تدوین گردیده است بار و سرعت مورد



شکل ۲- طرح شماتیک سلول تست آزمایش‌ها

Fig.2. Schematic diagram of experimental system



شکل ۳- دستگاه آلاینده‌سنج AVL DiGas 4000

Fig. 3. AVL DiGas 4000 emission measuring device

شد.

طراحی آزمایش‌ها

در این تحقیق با توجه به اینکه آزمایش‌های مورد مطالعه هزینه‌بر و وقت‌گیر بوده و همچنین داده‌های آزمون نیاز به بهینه‌سازی داشتند از روش سطح پاسخ که یکی از روش‌های طراحی آزمایش می‌باشد، استفاده شد. به همین منظور از نرم‌افزار مینی‌تب که یکی از پرکاربردترین نرم‌افزارهای روش سطح پاسخ می‌باشد جهت تجزیه و تحلیل داده‌ها، بهینه‌سازی نتایج، رسم نمودارها و شکل‌های گرافیکی

دستگاه آلاینده‌سنج مورد استفاده در تحقیق

به منظور اندازه‌گیری میزان انتشار آلاینده‌ها از دستگاه آلاینده‌سنج AVL DiGas 4000 استفاده شد (شکل ۳). این دستگاه میزان انتشار آلاینده NO_x (مجموعه NO و NO_2) را بر حسب ppm و با روش CLD^1 (آشکارساز نور شیمیایی) اندازه‌گیری می‌کند. در این دستگاه برای اندازه‌گیری آلاینده‌های CO و CO_2 به صورت درصد حجمی گاز و اندازه‌گیری آلاینده HC بر حسب ppm از روش NDIR^2 استفاده

1- Chemiluminescent Detector

2- Non-Dispersive Infrared

مقادیر کد شده صفر، ± 1 و $\pm \alpha$ انتخاب می‌شود. α برابر مجذور تعداد متغیرهای مستقل می‌باشد (Castillo, 2007). متغیرهای مستقل در این تحقیق عبارتند از نسبت‌های مختلف سوخت‌های بیودیزل و دیزل، بار و سرعت موتور و پاسخ مورد نظر بازده اکسرژی می‌باشد. در جدول ۲ متغیرهای مستقل به همراه سطوح کد شده و کد نشده برای آزمون موتور ارائه شده است.

استفاده شد. در روش سطح پاسخ برای هر متغیر مستقل حداقل سه سطح نیاز است تا بتوان تاثیرات متغیرها را بر پاسخ مدل کرد. طرح مورد استفاده در این رساله به نام طرح مرکب مرکزی می‌باشد که بیشترین کاربرد در میان طرح‌های روش سطح پاسخ را به خود اختصاص داده است (Abdul-Halim et al., 2009). بر اساس طرح مرکب مرکزی سطوح متغیرهای مستقل بر اساس

جدول ۲- کدگذاری سطوح متغیرهای مستقل در روش مورد مطالعه

Table 2- Coded levels of the independent variables in the study method

متغیر مستقل Independent variables	سطوح کد شده متغیرها Variable levels				
	-1.682	- 1	0	1	1.682
بیودیزل Biodiesel (%)	0	20	50	80	100
سرعت موتور Engine speed (rpm)	1000	1365	1900	2435	2800
بار موتور Engine load (%)	20	40	62.5	80	100

معنی‌دار می‌باشند و از لحاظ آماری اعتبار لازم را برای ورود به معادله پیش‌بینی بازده اکسرژی دارند.

در جدول ۳ تجزیه واریانس ضرایب مختلف عبارت‌های خطی، درجه دوم و اثر متقابل مورد بررسی قرار گرفته است، به طوری که آن دسته از ضرایب که از لحاظ آماری معنی‌دار باشند (در سطح ۵ درصد) وارد مدل پیش‌بینی می‌شوند. همان‌طور که در جدول مشاهده می‌شود کلیه ضرایب عبارت‌های خطی در سطح یک درصد معنی‌دار بوده و اعتبار لازم را برای ورود به معادله پیش‌بینی بازده اکسرژی دارند. ضرایب خطی درصد حجمی بیودیزل و سرعت موتور رابطه عکس و بار موتور رابطه مستقیم با بازده اکسرژی دارد. کلیه جملات درجه دوم قادرند با خطای کمتر از ۰/۰۵ تغییرات بازده اکسرژی را پیش‌بینی کنند و با یک تاثیر معکوس بر روی بازده اکسرژی وارد مدل پیش‌بینی می‌شوند. از بین عبارات متقابل، بین متغیرهای بار و سرعت رابطه متقابل معنی‌دار وجود دارد به طوری که اثر متقابل این متغیرها بر روی هم رابطه مستقیم و هم‌سویی با بازده اکسرژی دارد. ضرایب جملات دیگر به خاطر اینکه P -value آنها بزرگتر از ۰/۰۵ می‌باشد از لحاظ آماری در سطح ۰/۰۵ معنی‌دار نبوده، بنابراین وارد مدل پیش‌بینی بازده اکسرژی نمی‌شوند.

معادله مدلی که از طرح مورد اجرا به دست خواهد آمد برای هر یک از پاسخ‌ها به شکل زیر است (Castillo, 2007):

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^3 a_i x_i + \sum_{i=1}^3 \sum_{j=i}^3 a_{ij} x_i x_j \quad (14)$$

که در آن y ، پاسخ پیش‌بینی شده (بازده اکسرژی)، x_i و x_j متغیرهای مستقل کد شده، a_0 ، a_i ، a_{ij} ضرایب مدل می‌باشند. پیش‌بینی معادلات مربوط روش سطح پاسخ با استفاده از روش حداقل مربعات حل می‌شود. این روش یک روش رگرسیونی چندگانه است.

نتایج و بحث

تدوین مدل ریاضی و اعتبارسنجی آن برای مشخصه بازده اکسرژی ترمزی موتور

برای مشخصه بازده اکسرژی با استفاده از روش سطح پاسخ و بر اساس رابطه (۱۴) مدل ریاضی درجه دومی تعریف شد که در آن مشخصه‌های بار و سرعت موتور و همچنین درصد حجمی بیودیزل و دیزل به‌عنوان متغیرهای مستقل رابطه می‌باشند و به بررسی تاثیر این متغیرها بر روی بازده اکسرژی پرداخته شد. جدول ۲ تجزیه واریانس مدل کلی این مشخصه را نشان می‌دهد. با توجه به این جدول P -value مدل کلی کمتر از ۰/۰۱ می‌باشند و این نشان می‌دهد که از لحاظ آماری این متغیرها با خطای کمتر از ۰/۰۱ توانایی برآورد تاثیرات متغیرهای مستقل را روی بازده اکسرژی موتور دارند. عبارات خطی، درجه دوم و اثر متقابل نیز از لحاظ آماری در سطح ۰/۰۵

جدول ۳- تجزیه واریانس مدل کلی بازده اکسرژی و ضرایب مدل کد شده متغیرهای وابسته

Table 3- Analysis of variance the total models of exergy efficiency and coefficients of the coded model

منبع (Source)	درجه آزادی (DF)	Effect	مجموع مربعات (SS)	میانگین مربعات (MS)	F	P-value
مدل کلی (master model)	9		274.580	30.509	32.82	0.0001
عبارت خطی (Linear)	3		186.894	62.298	67.02	0.0001
سرعت (rpm) Speed	1	-3.702	16.546	16.546	17.80	0.002
بار (%) Load	1	6.702	54.212	54.212	58.32	0.000
بیودیزل (%) Biodiesel	1	-9.809	116.136	116.136	124.95	0.000
عبارت درجه دو (Square)	3		70.465	23.488	25.27	0.0001
سرعت × سرعت (Speed × Speed)	1	-11.808	62.797	62.797	67.56	0.000
بار × بار (Load × Load)	1	-4.410	8.758	8.758	9.42	0.012
بیودیزل × بیودیزل (Biodiesel × Biodiesel)	1	-3.980	7.134	7.134	7.68	0.020
عبارت متقابل (Cross product)	3		17.221	5.740	6.18	0.012
سرعت × بار (Speed × Load)	1	8.092	16.371	16.371	17.61	0.002
سرعت × بیودیزل (Speed × Biodiesel)	1	-0.141	0.005	0.005	0.01	0.943
بار × بیودیزل (Load × Biodiesel)	1	1.838	0.845	0.845	0.91	0.363
اشتباه (Error)	10		9.295	0.929		
کل (Total)	19		283.875			

توان ترمزی بسیار بیشتر از افزایش مصرف سوخت می‌باشد. از طرف دیگر با افزایش بار موتور دمای محفظه احتراق نیز افزایش پیدا می‌کند که شرایط را برای ایجاد یک احتراق مناسب فراهم می‌کند و همچنین موجب افزایش فشار داخل سیلندر می‌گردد. با افزایش سرعت موتور بازده اکسرژی تحت تمام شرایط کاری موتور ابتدا افزایش و در سرعت‌های میانه به بیشترین مقدار خود می‌رسد و سپس کاهش می‌یابد (Hulwan and Joshi, 2011; Canakci *et al.*, 2009).

تاثیر سوخت بیودیزل بر روی بازده اکسرژی در سوخت اختلاط یافته

شکل ۵ رابطه بین بازده اکسرژی و سوخت اختلاط یافته‌های دیزل-بیودیزل را در بار کامل و سرعت ۲۸۰۰ دور بر دقیقه را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود با افزایش میزان غلظت سوخت بیودیزل در ترکیب، بازده اکسرژی کاهش می‌یابد. از آنجایی که بازده اکسرژی یک موتور دیزل رابطه عکسی با میزان مصرف ویژه سوخت و ارزش گرمایی آن دارد بنابراین مصرف ویژه سوخت سوخت‌های اختلاط یافته و ارزش گرمایی آنها به‌طور مستقیم بر روی بازده اکسرژی تاثیر می‌گذارد. از طرف دیگر سایر خصوصیات سوخت بیودیزل از قبیل گرانیوی بالا (که منجر به اتمیزه ضعیف سوخت می‌گردد) و ارزش گرمایی پایین بیودیزل نسبت به سوخت دیزل، باعث افت بازده اکسرژی نسبت به سوخت دیزل خواهند شد

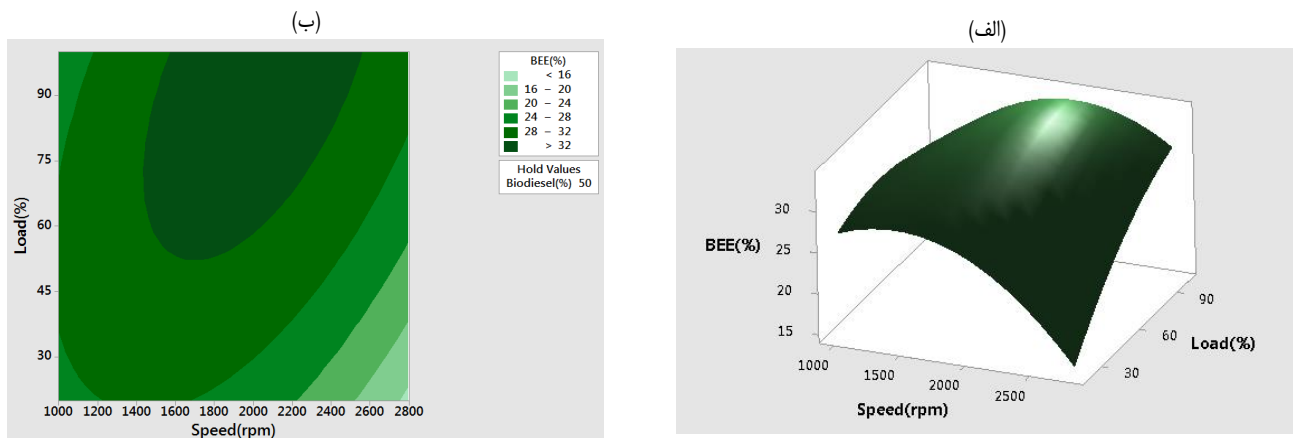
مقادیر R^2 و R^2 تعدیل شده برای مدل پیش‌بینی به‌ترتیب $0.94/34\%$ و $0.84/1\%$ می‌باشد که نشان می‌دهد همبستگی بالایی بین مقادیر تجربی و پیش‌بینی بازده اکسرژی وجود دارد به‌طوری که مدل پیش‌بینی قادر است $94/34\%$ درصد کل تغییرات بازده اکسژی را در شرایط مورد آزمایش تشریح و پیش‌بینی کند. مدل به‌دست آمده بر اساس داده‌های کد نشده عبارت است از:

$$BEE(\%) = 15.75 + 0.01890S + 0.0356L - 0.0185B - 0.000007S^2 - 0.001378L^2 - 0.000796B^2 + 0.000112SL \quad (15)$$

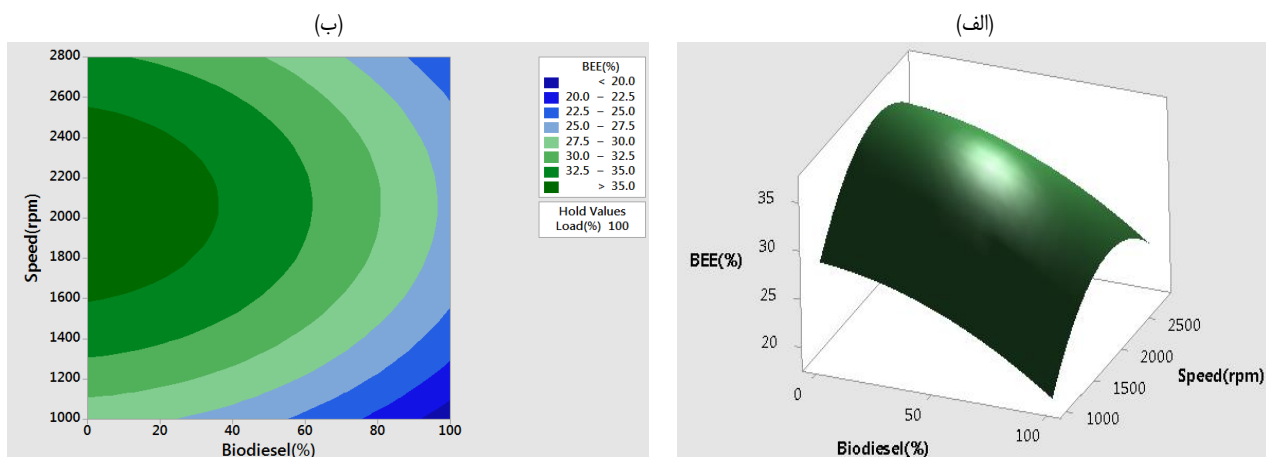
که در آن BEE بیانگر بازده اکسرژی ترمزی موتور بر حسب درصد، B نشان‌دهنده نسبت حجمی بیودیزل در مخلوط سوخت، S سرعت موتور بر حسب دور بر دقیقه و L بار موتور بر حسب درصد می‌باشد. مقدار ضریب ثابت مدل کد شده برابر با $32/450$ می‌باشد.

تاثیر بار و سرعت موتور بر روی بازده اکسرژی در سوخت اختلاط یافته

شکل ۴ رابطه بین بار و سرعت موتور را به‌صورت نمودار کانتور و رویه برای سوخت $D_{50}B_{50}$ نشان می‌دهد. با توجه به شکل با افزایش بار موتور بازده اکسرژی نیز افزایش می‌یابد. علت این افزایش ممکن است به این خاطر باشد که چون با افزایش بار موتور توان ترمزی افزایش می‌یابد و از طرف دیگر توان ترمزی رابطه مستقیم با بازده اکسرژی دارد (رابطه (۱۲))، بنابراین بازده اکسرژی افزایش می‌یابد. اگرچه با افزایش بار موتور مصرف سوخت افزایش می‌یابد ولی افزایش



شکل ۴- نقشه رویه (شکل الف) و نقشه تراز (شکل ب) تاثیر متغیرهای بار و سرعت موتور بر روی بازده اکسرژی برای سوخت $D_{50}B_{50}$
Fig. 4. (a) Surface and (b) contour plats of the effects of engine load and speed on the exergy efficiency for the fuel of $D_{50}B_{50}$



شکل ۵- نقشه رویه (شکل الف) و نقشه تراز (شکل ب) تاثیر متغیرهای نسبت حجمی بیودیزل و سرعت بر روی بازده اکسرژی در بار کامل
Fig. 5. (a) Surface and (b) contour plats of the effects of volume ratio of biodiesel on exergy efficiency in full load

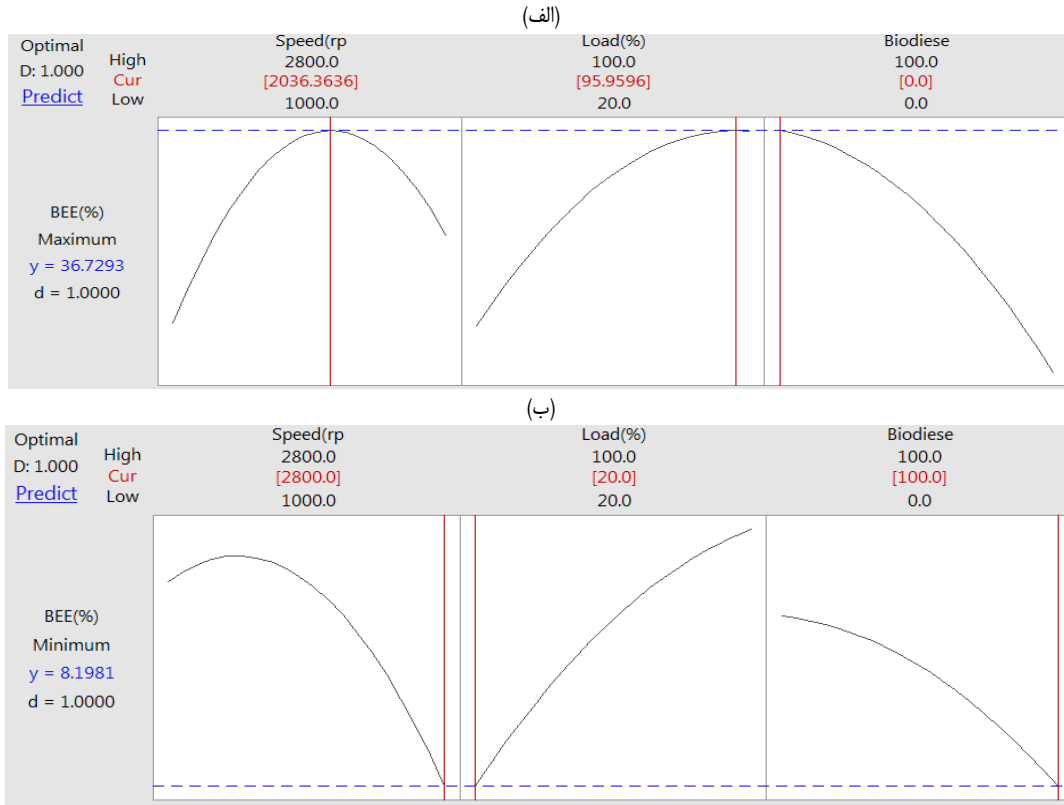
همان‌طور که در قسمت مواد و روش‌ها توضیح داده شد بازده اکسرژی به دو طریق قابل محاسبه است. در قسمت قبل بازده اکسرژی در حالتی که کار مفید موتور مد نظر باشد، بررسی شد. در صورتی که خواسته شود اکسرژی گرمای اتلافی و اکسرژی گازهای خروجی را نیز به‌عنوان اکسرژی مفید که ممکن است بتوان از آنها استفاده نمود به‌کار برده شود، بازده اکسرژی از رابطه (۱۳) به‌دست می‌آید. شکل ۷ شماتیک فرآیند اکسرژی را در نقطه صفر مرکزی (سرعت، ۱۹۰۰ و بار ۶۰ درصد) و برای سوخت اختلاط یافته ۵۰ درصد حجمی بیودیزل و ۵۰ درصد حجمی دیزل ($D_{50}B_{50}$) نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود، ۴۴/۶۵ درصد اکسرژی سوخت به‌طور کامل از بین می‌رود و قابل تبدیل به‌کار نیست ولی اکسرژی خروجی از گازهای خروجی و گرمای اتلافی قابلیت تبدیل

بهینه‌سازی بازده اکسرژی موتور برای متغیرهای بیودیزل، سرعت و بار موتور

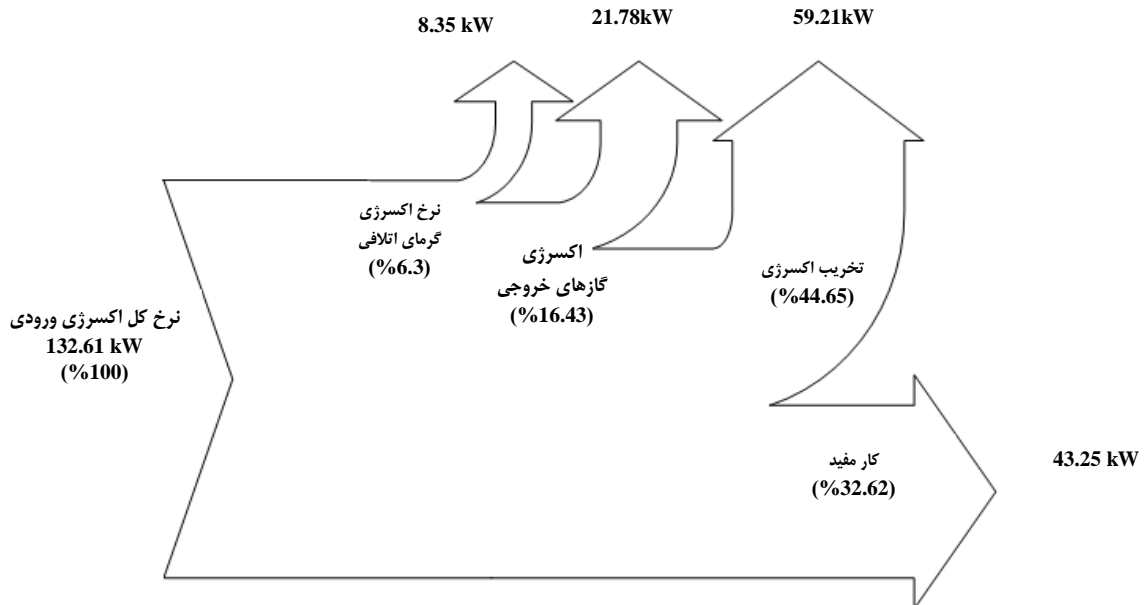
شکل ۶ بهینه‌سازی متغیرهای درصد حجمی بیودیزل و همچنین بار و سرعت موتور را به‌منظور بیشینه کردن بازده اکسرژی نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشخص است، بیشترین مقدار بازده اکسرژی (۳۷/۷۲ درصد) در سرعت دورانی ۲۰۳۶ دور بر دقیقه در بار اعمالی ۹۵ درصد و برای سوخت سوخت دیزل خالص ($D_{100}B_0$) رخ می‌دهد. همچنین در بار اعمالی ۲۰ درصد و سرعت دورانی ۲۸۰۰ دور بر دقیقه و برای سوخت بیودیزل خالص (D_0B_{100}) کمترین میزان بازده اکسرژی (۸/۱۹ درصد) اتفاق می‌افتد.

تحلیل اکسرژی

به کار مفید را دارند یعنی اگر بتوان این اتلافات اکسرژی را به‌کار مفید تبدیل کرد بازده اکسرژی به ۵۵/۳۵ درصد می‌رسد.



شکل ۶- نقاط بهینه متغیرهای مستقل به‌منظور بیشینه کردن بازده اکسرژی موتور (شکل الف) و کمینه کردن این مشخصه (شکل ب)
Fig. 6. The optimum points of experimental variables to (a) maximize the exergy efficiency and (b) minimize the exergy efficiency of engine



شکل ۷- تحلیل اکسرژی در حجم کنترل موتور برای سوخت $D_{50}B_{50}$

Fig. 7. Exergy flow diagram of $D_{50}B_{50}$

نتیجه‌گیری

به سوخت دیزل کاهش پیدا کرد. به طوری که بیشترین مقدار بازده اکسرژی به میزان ۳۷/۷۲ درصد، در سرعت دورانی ۲۰۳۶ دور بر دقیقه در بار اعمالی ۹۵ درصد و برای سوخت سوخت دیزل خالص ($D_{100}B_0$) اتفاق افتاد. از کل اکسرژی سوخت ۴۴/۶۵ درصد به طور کامل از بین می‌رود و قابل تبدیل به کار نیست.

نتایج نشان داد که بازده اکسرژی موتور، با افزایش بار موتور افزایش یافت. همچنین با افزایش سرعت موتور تحت تمام شرایط کاری موتور این دو مشخصه ابتدا افزایش و در سرعت‌های میانی به بیشترین مقدار خود رسیدند و سپس کاهش پیدا کردند همچنین با افزایش درصد بیودیزل در سوخت اختلاط یافته بازده اکسرژی نسبت

References

1. Abdul Halim, S. F., A. H. Kamaruddin, and W. J. N. Fernando. 2009. Continuous biosynthesis of biodiesel from waste cooking palm oil in a packed bed reactor: Optimization using response surface methodology (RSM) and mass transfer studies. *Bioresource Technology* 100:710-6.
2. Agudelo, J. H., E. Gutierrez, and P. Benjumea. 2009. Experimental combustion analysis of a HSDI diesel engine fuelled with palm oil biodiesel-diesel fuel blends. *Dyna Colombia* 76: 103-1138 September.
3. Caliskan, H., M. E. Tat, A. Hepbasli, and J. H. Van Gerpen. 2010. Exergy analysis of engines fuelled with biodiesel from high oleic soybeans based on experimental values. *International Journal of Exergy* 7: 20-36.
4. Canakci, M., A. N. E. Ozsezen, and E. A. Arcaklioglu. 2009. Prediction of performance and exhaust emissions of a diesel engine fueled with biodiesel produced from waste frying palm oil. *Expert Systems with Applications* 36: 9268-80.
5. Canakci, M., and M. Hosoz. 2006. Energy and exergy analyses of a diesel engine fuelled with various biodiesels, *Energy Sources B* 1: 379-394.
6. Castillo, E. D. 2007. *Process Optimization: A Statistical Approach*. New York: Springer.
7. Caton, J. A. 2000. On the destruction of availability (exergy) due to combustion process e with specific application to internal-combustion engines. *Energy* 25:1097e117.
8. De Menezes, E. W., R. da Silva, R. Catalunã, and R. J. C. Ortega. 2006. Effect of ethers and ether/ethanol additives on the physicochemical properties of diesel fuel and on engine tests. *Fuel* 85: 815-822.
9. Dincer, I., and M. A. Rosen. 2007. *Exergy: Energy Environment and Sustainable Development*. Elsevier 2007; ISBN: 0080445292, EAN: 9780080445298.
10. Ebian, A. B., R. T. Savadekar, and K. V. Patel. 2006. Entropy Generation/Availability Energy Loss Analysis inside MIT Gas Spring and "Two-Space" Test Rigs, NASA/CR-2006- 214339.
11. Farhadi, A., S. Rostami, B. Ghobadian, and S. H. Besharati. 2017. The effect of injection timing on energy and exergy analysis of a diesel engine with biodiesel fuel. *Journal of Agricultural Machinery* 7: 177-191. (In Farsi).
12. Hulwan, D. B., and S. V. Joshi. 2011. Performance, emission and combustion characteristic of a multicylinder DI diesel engine running on diesel-ethanol-biodiesel blends of high ethanol content. *Applied Energy* 88: 5042-5055.
13. Kotas, T. J. 1995. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 1995.
14. Lyn, W. T. 1962. Study of burning rate and nature of combustion in diesel engines, *Proceedings of Ninth International Symposium on Combustion*, The Combustion Institute: 1069-1082.
15. Moran, M. J., and H. N. Shapiro. 2000. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Third Edition, John Wiley & Sons, New York: 1572-8943.
16. Rakopoulos, C. D., and E. G. Giakoumis. 2006. Second-law analyses applied to internal combustion engines operation. *Progress in Energy and Combustion Science* 32: 2-47.
17. Rakopoulos, C. D., M. A. Scott, D. C. Kyritsis, and E. G. Giakoumis. 2008. Availability analysis of hydrogen/natural gas blends combustion in internal combustion engines. *Energy* 33: 248-255.

18. Rosen, M. A., I. Dincer, and M. Kanoglu. 2007. Rol of exergy in increasing efficiency and sustainability and reducing environmental impact. *Journal of Energy Policy* 36: 128-137.
19. VanGerpen, J. H., and H. H Shapiro. 1990. Second law analysis of diesel engine combustion. *Transactions of the ASME e Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 112: 129e37.
20. Yasar, H. 2008. First and second law analysis of low heat rejection diesel engine. *Journal of the Energy Institute* 81: 48-5.

Analysis of the Exergy of Combustion the Diesel and Biodiesel Fuel in a DI Diesel Engine

G. M. Khoobakht^{1*}

Received: 16-06-2017

Accepted: 15-10-2017

Introduction

In recent years, the exergy analysis method has been widely used in the design, simulation and performance assessment of various thermal systems. In this regard, this method may be applied to various types of engines for identifying losses and efficiencies. This analysis is based on the second law of thermodynamic. Exergy is a potential or quality of energy. It is possible to make sustainable quality assessment of energy. In this study, the second law of thermodynamics is employed to analyze the quantity and quality of exergy in a fourstroke, four-cylinder, diesel engine using diesel fuel and biodiesel fuel.

Materials and Methods

Four experiment variables in the present study including the operating parameters, load and speed, and the added volume of biodiesel of diesel fuel were considered as effective factors on the Break exergy efficiency. Designs that can fit model must have at least three different levels in each variable. This is satisfied by Central Composite Rotatable Designs (CCRD). Similar to the case of the energy analysis, the same assumptions were valid for exergy analysis; the whole engine was considered to be a steady-state open system. For exergy analyses, the entire engine was considered to be a control volume and a steady-state open system. Fuel and air enter, and mechanical work, heat loss and exhaust gases leave the control volume at a constant rate. The exergy balance for the control volume can be stated as.

$$\dot{E}x_w + \dot{E}x_{heat} = \sum \dot{m}_{in} \varepsilon_{in} - \sum \dot{m}_{out} \varepsilon_{out} - \dot{E}x_{dest}$$

where $\dot{E}x_{heat}$ is the exergy transfer rate associated with the heat loss from the control volume to the environment, assumed to be through cooling water; $\dot{E}x_w$ is the exergy work rate, which is equal to the energetic work rate; \dot{m} is the mass flow rate; ε is specific flow exergy; and $\dot{E}x_{dest}$ is the exergy destruction (irreversibility) rate.

Results and Discussion

exergy efficiency increased with increasing engine load. This relationship could be attributed to the reason that brake power increased with increasing engine load, and the other side, there was a positive direct relationship between brake power and exergy efficiency, resulting in an increase of exergy efficiency. Although fuel consumption increased along with increasing engine load, increase in the brake power was much greater than increase in the fuel consumption. On the other hand, an increase in the engine load enhanced combustor temperature which was provided an appropriate condition for combustion and caused an increase in cylinder pressure. At all engine operating conditions, with increasing engine speed, the thermal efficiency at first increased, at moderate speed reached to a maximum amount and finally with more increase in engine speed, the thermal efficiency decreased. The initial increase in thermal efficiency could be attributed to the increase in air to fuel ratio and engine torque which caused an increase in the brake power. Decreasing thermal efficiency in high levels of engine speed could be caused by a decrease in volumetric efficiency of the combustion chamber, because of the time limit on filling cylinder. With increasing biodiesel concentration in the fuel blend, exergy efficiency decreased. The reason could be due to the lower calorific value and the higher viscosity of biodiesel compared to diesel fuel.

Conclusions

At all engine operating conditions, the exergy efficiency of the engine increased with increasing engine load also with increasing percentages of biodiesel into synthetic fuel, exergy efficiency increased. 43.09% of the fuel exergy was completely destroyed and was not convertible to work. The results of optimization indicated that the most exergy efficiency (37.72%) was occurred for the pure diesel at 2036 rpm and 95% load.

Keywords: Biodiesel, Diesel, Energy, Exergy, Response surface