

تحلیل انرژی و قابلیت کاردهی عملکرد موتور دیزل با سوخت پیش آمیخته بنزین

مرضیه حسین پور^۱، حسن صدرنیا^{۲*}، برات قبادیان^۳، محمد طیبی زاده^۴

^۱ دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران marziyeh.hoseinpour@mail.um.ac.ir

^۲ دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران hassan.sadrnia@um.ac.ir

^۳ دانشگاه تربیت مدرس تهران، تهران، ایران ghobadib@modares.ac.ir

^۴ دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران tabasizadeh@um.ac.ir

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۱۶ دی ۱۳۹۵

پذیرش: ۲۱ خرداد ۱۳۹۶

کلیدواژه‌ها:

موتور دیزل

سوخت پیش آمیخته

انرژی

قابلیت کاردهی

گازهای خروجی

چکیده

بهبودسازی عملکرد موتورهای دیزلی موضوع بیشتر پژوهشگران این زمینه در دهه‌های اخیر است. یکی از ابزارهای مؤثر در حرکت به سمت بهینه‌سازی عملکرد سامانه‌های حرارتی تحلیل قابلیت کاردهی است. در این تحقیق از مفهوم انرژی و قابلیت کاردهی برای ارزیابی عملکرد موتوری اشتعال تراکمی با سوخت پیش آمیخته بنزین در بارهای مختلف و سرعت ثابت استفاده شده است. همچنین برای رسیدن به عملکرد مناسب موتور دیزل با استفاده از سوخت پیش آمیخته علاوه بر بررسی بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک، انتشار گازهای آلاینده نیز در نظر گرفته شده است. از نتایج این تحقیق مشخص می‌شود که بیشترین سهم انتقال قابلیت کاردهی مربوط به بازگشت‌ناپذیری‌ها و به طور متوسط ۵۰٪ بوده و در بارهای قوی با استفاده از سوخت پیش آمیخته بنزین، تخریب قابلیت کاردهی ۵٪ کاهش می‌یابد. تلفات انرژی و قابلیت کاردهی بواسطه گازهای خروجی نیز با پیش آمیختگی بنزین در راهگاه تنفس بترتیب ۸،۵٪ و ۱۶،۵٪، متوسط تمام بارها، کاهش خواهد یافت. استفاده از سوخت پیش آمیخته بنزین در تمام بارها می‌تواند سبب افزایش بازده انرژی و قابلیت کاردهی (بیشینه ۸٪ در بار شدید) نسبت به حالت دیزل پایه گردد؛ درحالی‌که مقادیر آلاینده NO_x را کاهش می‌دهد. همچنین مشخص گردید که دو آلاینده HC و CO در تمام بارها با سوخت پیش آمیخته افزایش خواهند یافت.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

نیست. ولی با توسعه مفاهیم ترمودینامیک مشخص شد که قانون اول به طور کامل، مشخص کننده عملکرد موتور نیست و برای بررسی تخریب قابل استفاده در فرآیندهای مختلف موتور، نیاز به استفاده از قانون دوم است. به این ترتیب، تحلیل قابلیت کاردهی فرآیندهای موتور به منظور شناخت مناطق کاهش قابلیت کاردهی رواج پیدا کرد [۴-۵]. از نمونه‌های کامل کاربرد تحلیل انرژی و قابلیت کاردهی روی موتور احتراق داخلی می‌توان به تحقیق راکپولوس اشاره کرد [۶]. همچنین تأثیر روش‌های مختلف در بهبود عملکرد موتور دیزل از جمله سامانه بازخوران گازهای خروجی [۷]، سامانه دوگانه‌سوز [۸]، سوخت‌های جایگزین [۹]، پاشش‌های چندمرحله‌ای [۱۰]، زمان و فشار پاشش سوخت [۱۱-۱۲]، از منظر قانون اول و دوم ترمودینامیک بررسی شده است و نتایج به صورت تحلیل انرژی و قابلیت کاردهی ارائه شده است. از دیگر روش‌های بهبود آلاینده‌گی و عملکرد در موتور دیزل می‌توان به روش‌های احتراق دوگانه‌سوز و احتراق دما پایین اشاره نمود. یکی از فناوری‌های مورد استفاده در این روش‌ها سامانه پاشش سوخت (سوخت‌های با عدد ستان کوچک) در راهگاه تنفس است، در این شرایط به دلیل وجود سوخت پیش آمیخته، سهمی از حجم هوای ورودی را یک هیدروکربن اشغال خواهد کرد که سبب کم شدن اکسیژن ورودی و افزایش ظرفیت گرمای ویژه مخلوط ورودی خواهد شد، که می‌تواند سبب کاهش دمای پیشینه احتراق و کاهش مقدار سوخت پاشش مستقیم و کاهش آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دوده گردد [۱۳]. تاکنون تحقیقات متعددی بر روی تأثیر انواع سوخت پیش آمیخته از جمله بنزین بر عملکرد و آلاینده‌گی موتورهای دیزل انجام شده است که در آن معیار ارزیابی عملکرد موتور توان ترمزی، بازده حرارتی ترمزی، مصرف سوخت ویژه ترمزی و انتشار گازهای آلاینده است. [۱۴-۱۶]. ولی در این پژوهش‌ها عملکرد واقعی موتور با توجه به قانون دوم ترمودینامیک نادیده گرفته شده است. بر این اساس در این پژوهش الگویی ترمودینامیکی برای بررسی عملکرد موتور دیزل از لحاظ قانون اول و دوم ترمودینامیک با سوخت پیش آمیخته ارائه می‌شود و عملکرد موتور دیزل پاشش مستقیم با سوخت پیش آمیخته بنزین توسط نتایج آزمایشگاهی تحلیل خواهد شد. برای این منظور سهم مصرف انرژی و قابلیت کاردهی در بخش‌های مختلف سامانه بررسی و تغییرات مؤلفه‌های انرژی و قابلیت کاردهی نسبت به بار موتور ارزیابی می‌گردد.

۲- مواد و روش‌ها

۲-۱- تجهیزات آزمایش موتور

مشخصات فنی موتور مورد استفاده در این پژوهش در جدول ۱ ارائه شده است. به منظور استفاده هم‌زمان از سوخت پیش آمیخته بنزین و گازوئیل، موتور دیزل موردنظر به سامانه پاشش پیش آمیخته سوخت مجهز گردید.

در دهه‌های اخیر به دنبال کاهش منابع انرژی، عملکرد بهینه سامانه‌های حرارتی از نظر مصرف انرژی اهمیت ویژه‌ای یافته است. در این راستا به منظور بررسی عملکرد سامانه‌های تبدیل انرژی از تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک استفاده می‌شود، در حالی که تحلیل قانون دوم نسبت به تحلیل انرژی می‌تواند مفیدتر باشد چرا که دید و بینش بهتری نسبت به فرآیندهای انجام شده درون سامانه می‌دهد.

تحلیل قانون دوم بین انرژی‌های باکیفیت مثل کار محوری و انرژی‌های سطح پایین تمایز قائل می‌شود. برای تحلیل قانون دوم، قابلیت کاردهی یا توانایی انجام کار، یک مفهوم کلیدی به شمار می‌آید [۱]. قابلیت کاردهی برابر با بیشترین کاری است که می‌تواند توسط یک سامانه تا رسیدن به تعادل کامل با محیط مرجع صورت بگیرد. ارزیابی قابلیت کاردهی بیان می‌کند که اگرچه انرژی تخریب نمی‌شود ولی کیفیت آن همواره در طول فرآیندهای مختلف کاهش می‌یابد.

بر خلاف انرژی، قابلیت کاردهی می‌تواند در اثر بازگشت‌ناپذیری‌های موجود در فرآیندهایی از قبیل احتراق، اصطکاک، آشتگی و اختلاط تخریب شود. تخریب قابلیت کاردهی که اغلب بازگشت‌ناپذیری نامیده می‌شود، منبع اصلی کاهش بازدهی سامانه‌های تبدیل انرژی است [۲]. بنابراین قابلیت کاردهی می‌تواند به عنوان یک ابزار مؤثر در شناخت ناکارآمدی‌های سامانه‌های تبدیل انرژی و حرکت به سمت بهینه‌سازی عملکرد به کار گرفته شود.

موتورهای احتراق داخلی امروزه به عنوان یکی از پرکاربردترین سامانه‌های تبدیل انرژی مطرح می‌شوند. موتورهای دیزل به دلیل بزرگتر بودن نسبت تراکم و نداشتن دریچه گاز، از موتورهای بنزینی بازده بهتری دارند. گرانتز شدن سوخت و قوانین سختگیرانه آلاینده‌گی باعث شده در سال‌های اخیر محققان و تولیدکنندگان توجه زیادی به این موتورها داشته باشند. اما دمای داغ محفظه احتراق و مقدار آلاینده‌گی اکسیدهای نیتروژن و دوده شدید در موتورهای دیزل، همواره چالش پیش روی محققان این زمینه بوده است. برای حل این مشکلات روش‌های مختلفی از جمله سامانه بازگرداندن گازهای خروجی، پاشش‌های چندمرحله‌ای، استفاده از سوخت‌های جایگزین مطرح شده است. بر این اساس در دهه‌های اخیر بهینه‌سازی عملکرد موتورهای دیزلی با سامانه‌های مختلف موضوع بیشتر پژوهشگران این زمینه است و روش‌های متعددی ارائه شده است که از جمله می‌توان به بررسی دقیق عملکرد آن‌ها از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک اشاره کرد.

اولین بررسی‌های ترمودینامیکی در موتورهای احتراق داخلی توسط اعمال قانون اول ترمودینامیک روی سامانه بسته با حجم وابسته به زمان، به صورت یک یا چند ناحیه‌ای بدست آمدند [۳]. بنای بررسی‌های چند ناحیه‌ای، قانون بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک است و در بررسی موتور به روش ترمودینامیکی، استفاده از قانون دوم مطرح

جدول ۱: مشخصات فنی موتور

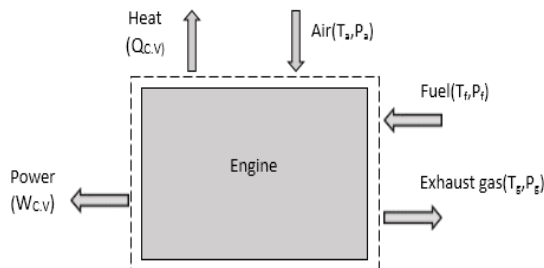
مشخصه	اطلاعات
مدل	G4.248
قطر استوانه	۱۰۱ mm
پیمایش سمبه	۱۲۷ mm
تعداد استوانه/حجم موتور	۴/۴,۰ Liter
نسبت تراکم	۱۶:۱
بیشینه گشتاور خروجی	۲۹۰ Nm در دور ۱۳۰۰ rpm
بیشینه توان خروجی	۵۶ kW در دور ۲۰۰۰ rpm
فشار پاشش سوخت	۲۵۰ bar
زمان بندی پاشش	۲۴° BTDC

جدول ۲: حالت‌های آزمایش در سرعت ثابت ۱۳۰۰ rpm

بار (bar)	نوع سوخت	نماد	شار (gr/s)	دیزل	بنزین
۲,۱	دیزل	D	۰,۶۷	۰	۰,۱
۲,۱	دیزل+بنزین	PG1	۰,۵۳	۰,۲	۰,۱
۲,۱	دیزل+بنزین	PG2	۰,۵۱	۰	۰,۲
۴,۲	دیزل	D	۱,۱۲	۰	۰,۱
۴,۲	دیزل+بنزین	PG1	۰,۹۹	۰,۲	۰,۱
۴,۲	دیزل+بنزین	PG2	۰,۹۱	۰	۰,۲
۶,۲	دیزل	D	۱,۶۳	۰	۰,۱
۶,۲	دیزل+بنزین	PG1	۱,۴۳	۰,۲	۰,۱
۶,۲	دیزل+بنزین	PG2	۱,۳۹	۰,۲	۰,۱

۲-۲- تحلیل انرژی

به منظور توصیف روش نظری و تحلیل انرژی، یک حجم بررسی برای موتور مطابق شکل ۱ در نظر گرفته شد. در این شکل هوا و سوخت هر یک در دما و فشار معین به عنوان انرژی ورودی وارد حجم بررسی می‌شوند و پس از مخلوط شدن و واکنش احتراق، محصولات در دما و فشار معین حجم بررسی را ترک می‌کنند. موتور توان خروجی معادل با $\dot{W}_{C.V}$ را تولید کرده و حرارتی برابر با $\dot{Q}_{C.V}$ را به محیط اطراف خود انتقال می‌دهد. این تبادل انرژی حرارتی، انتقال حرارت سامانه خنک‌کاری، روغن‌کاری، تلفات حرارتی ناشی از اصطکاک و روش‌های دیگری است که به شکل انتقال حرارت ممکن است اتفاق بیافتد. لازم به ذکر است حجم بررسی در شرایط پایدار است.



شکل ۱: حجم بررسی در نظر گرفته شده برای موتور

با در نظر گرفتن موتور در حجم بررسی فوق و با صرف نظر از انرژی جنبشی و بالقوه قانون اول ترمودینامیک بر اساس مولی بدین صورت مطرح می‌شود [۱]:

$$\frac{\dot{Q}_{C.V}}{\dot{n}_f} - \frac{\dot{W}_{C.V}}{\dot{n}_f} = \bar{h}_p - \bar{h}_R \quad (1)$$

که \dot{n}_f تعداد مول سوخت ورودی و \bar{h}_R و \bar{h}_p بترتیب آنتالپی ویژه واکنش دهنده‌ها (سوخت و هوای ورودی) و آنتالپی ویژه محصولات احتراق (گازهای خروجی) اند که بدین شرح محاسبه خواهند شد:

با ساخت لوله سوخت بر روی چندراهه هوای ورودی، یک سامانه پاشش چندقطه‌ای بنزین فراهم گردید. برای تنظیم دقیق این سامانه و مقدار سوخت پیش آمیخته از واحد مدیریت برقی استفاده شد.

تعیین زمان پاشش افشانه‌ها با استفاده از دو حسگر دورسنج برای میل‌لنگ و میل بادامک انجام گردید. حسگرهای دورسنج از نوع آهنربایی برقی بود که با شمارش علائم ارسال شده، دور موتور را اندازه‌گیری می‌کنند. پاشش بنزین در چندراهه تنفس با چهار افشانه آهنربایی برقی انجام شد. فشار ثابت بنزین در لوله سوخت نیز با تلمبه بنزین برقی مجهز به فشارشکن فراهم گردید. در برنامه مهار سامانه برای تنظیم مقدار سوخت پیش آمیخته، زمان باز بودن افشانه‌ها قابل تغییر است. زمان پاشش یکسان با ثابت بودن سرعت، سبب ایجاد شار ثابت برای بنزین در بارهای مختلف می‌گردد.

تجهیزات آزمایش موتور لگام ترمز روغنی با ظرفیت ۱۲۰ کیلووات، دستگاه آلاینده سنج، شارسنج سوخت و هوای ورودی و حسگرهای دما به منظور ثبت دمای هوای ورودی، دمای گازهای خروجی، دمای آب خنک‌کننده و دمای روغن بودند.

متغیرهای تحت پایش بار اعمالی از طرف لگام ترمز به موتور و مقدار سوخت پیش آمیخته بوده است. آزمایش‌ها در سه سطح بار ۲۵٪، ۵۰٪ و ۷۵٪ و در سرعت ثابت ۱۳۰۰ rpm انجام گردید. این سطوح بار بترتیب برابر فشار مؤثر متوسط ترمزی ۲,۱، ۴,۱ و ۶,۲ بار اند که در بخش نتایج بیان شده است. سرعت انتخاب شده نیز، سرعت معادل گشتاور خروجی بیشینه است.

در هر مرحله از آزمون، ابتدا موتور به مدت ۱۵ دقیقه در حالت دور آرام قرار داده شده و پس اعمال بار مورد نظر در شرایط دیزل پایه دو سطح سوخت پیش آمیخته در چندراهه اعمال شد و تمامی متغیرها ثبت گردید. سه حالت آزمایش بترتیب دیزل پایه، دیزل و بنزین پیش آمیخته با شار ثابت ۰,۱ گرم بر ثانیه و دیزل و بنزین پیش آمیخته با شار ثابت ۰,۲ گرم بر ثانیه بودند که بترتیب در بخش نتایج D، PG1 و PG2 معرفی می‌شوند.

³ Hydraulic dynamometer

⁴ Control volume

¹ Electronic control unit (ECU)

² Electromagnetic

انرژی سوخت ورودی از معادله ۵ قابل محاسبه است که \dot{m}_i و q_{LHV} بترتیب کسر جرمی و ارزش حرارتی کم سوخت است [۳].

$$\dot{Q}_{fuel} = \sum_i \dot{m}_i q_{LHV_i} \quad (5)$$

انرژی هوای ورودی (آنتالپی هوای ورودی) در معادله ۴ نیز با توجه به تغییرات دما نسبت به شرایط استاندارد طبق معادله ۲ تعریف می‌شود [۳]. در این معادله \dot{m}_a شار هوای ورودی و Δh_a تغییرات آنتالپی نسبت به شرایط استاندارد است. $w_a \Delta h_{H_2O}$ نیز افزایش آنتالپی به واسطه رطوبت هوا را نشان می‌دهد (w_a درصد رطوبت هوا).

$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}_a (\Delta h_a + w_a \Delta h_{H_2O}) \quad (6)$$

در نهایت با جایگذاری تمامی مؤلفه‌های محاسبه شده برای انرژی سوخت ورودی، انرژی هوای ورودی و تلفات حرارتی در رابطه ۴ تلفات انرژی به واسطه گازهای خروجی از این رابطه تعیین می‌گردد. همچنین بازده قانون اول ترمودینامیک یا بازده انرژی که در موتورهای احتراق داخلی به عنوان بازده حرارتی تعریف می‌شود از معادله ۷ محاسبه خواهد شد [۳].

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{C.V}}{\dot{Q}_{fuel}} \quad (7)$$

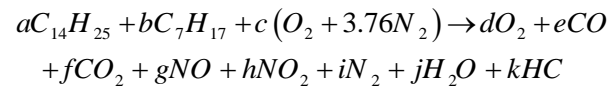
۳-۲- تحلیل قابلیت کاردهی

قابلیت کاردهی سامانه در یک حالت مشخص به عنوان بیشترین کار قابل تولید از طریق برهم کنش آن با محیط اطرافش تا رسیدن به تعادل گرمایی، تعادل مکانیکی و تعادل شیمیایی و در حالی که تنها انتقال حرارت سامانه با محیط صورت گیرد تعریف می‌شود. وجود تعادل مکانیکی و گرمایی بین سامانه و محیط به اصطلاح تعادل ترمومکانیکی نامیده می‌شود. عبارات قابلیت کاردهی شیمیایی و قابلیت کاردهی ترمودینامیکی مجموعاً قابلیت کاردهی جریان گازها است [۲].

$$\bar{h}_R = \sum_R n_{in} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{in} \quad (2)$$

$$\bar{h}_P = \sum_P n_{ex} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{ex} \quad (3)$$

که n_{in} و n_{ex} بترتیب تعداد مول هوا و سوخت ورودی و تعداد مول گازهای خروجی، \bar{h}_f^0 آنتالپی تشکیل و $\Delta \bar{h}$ تغییرات آنتالپی است. لازم به ذکر است که با توجه به محدوده تغییرات دما بین ۳۰۰ تا ۱۰۰۰ درجه کلوین برای محاسبه آنتالپی تشکیل و تغییرات آنتالپی از جداول ترمودینامیکی و معادلات چندجمله‌ای استفاده گردید [۱۷-۱۸]. برای محاسبه تعداد مول گونه‌های مختلف از موازنه واکنش احتراق استفاده شد. در موتور موردنظر با سامانه پیش آمیخته، واکنش احتراق همانند موتورهای دوگانه‌سوز به صورت واکنش زیر مطرح می‌شود که برای موازنه آن با فرض یک مول سوخت ورودی ($a+b=1$) و استفاده از داده‌های ثبت شده از دستگاه آلاینده سنج تمامی ضرایب به آسانی محاسبه می‌گردد [۱]. مقادیر این ضرایب در تمام شرایط آزمایش در جدول ۳ ارائه شده است.



لازم به ذکر است که با توجه به عدم وجود سامانه EGR خارجی از کسر گازهای باقیمانده در واکنش کلی فوق صرف نظر شده است. با مشخص شدن ضرایب مولی، آنتالپی تشکیل و تغییرات آنتالپی تگانه‌ها در واکنش فوق و مشخص بودن توان خروجی از داده‌های آزمایش مقدار $\dot{Q}_{C.V}$ استفاده از معادله ۱ محاسبه می‌گردد و معادله تعادلی انرژی برای حجم بررسی شکل ۱ به صورت معادله ۴ برقرار است. در این معادله \dot{Q}_{fuel} و \dot{Q}_{air} بترتیب انرژی معادل سوخت و هوای ورودی و \dot{Q}_{ex} تلفات انرژی به واسطه گازهای خروجی است.

$$\dot{Q}_{fuel} + \dot{Q}_{air} - \dot{Q}_{ex} - \dot{W}_{C.V} - \dot{Q}_{C.V} = 0 \quad (4)$$

جدول ۳: ضرایب مولی واکنش احتراق

	۲,۱ bar			۴,۲ bar			۶,۲ bar		
	D	PG1	PG2	D	PG1	PG2	D	PG1	PG2
a	۱	۰,۷۴	۰,۵۷	۱	۰,۸۴	۰,۷۱	۱	۰,۸۹	۰,۷۹
b	۰	۰,۲۶	۰,۴۳	۰	۰,۱۶	۰,۲۹	۰	۰,۱۱	۰,۲۱
c	۸۳,۹۱	۶۸,۸۳	۶۳,۳۳	۵۲,۸۲	۴۶,۹۲	۴۳,۱۸	۳۳,۳۷	۳۱,۹۴	۲۹,۸۹
d	۶۳,۸	۵۱,۶۵	۴۷,۸۸	۳۲,۴۷	۲۸,۲۲	۲۵,۸۴	۱۳,۰۴	۱۲,۷۹	۱۱,۶۶
e	۰,۱۲	۰,۵۶	۰,۵۸	۰,۰۷	۰,۱۶	۰,۲۶	۰,۰۸	۰,۱۱	۰,۱۳
f	۱۳,۷۲	۱۱,۲۸	۹,۹۶	۱۳,۸۶	۱۲,۵۹	۱۱,۴۹	۱۳,۸۳	۱۲,۹۴	۱۲,۲۲
g	۰,۲	۰,۱۲	۰,۰۹	۰,۳	۰,۲۴	۰,۲	۰,۳۳	۰,۲۹	۰,۲۷
h	۰,۰۵	۰,۰۳	۰,۰۲	۰,۰۷۵	۰,۰۶	۰,۰۵	۰,۰۸	۰,۰۷	۰,۰۷
i	۳۱۵,۳۶	۲۵۸,۷۲	۲۳۸,۰۵	۱۹۸,۴۲	۱۷۶,۲۵	۱۶۲,۲۱	۱۲۵,۲۵	۱۱۹,۹۱	۱۱۲,۲
j	۱۲,۳۵	۱۱,۰۷	۱۰,۲۵	۱۲,۴۴	۱۱,۷	۱۱,۱۲	۱۲,۴۱	۱۱,۸۸	۱۱,۴۸
k	۰,۰۱	۰,۰۳	۰,۰۵	۰,۰۰۵	۰,۰۱	۰,۰۲	۰,۰۰۵	۰,۰۰۹	۰,۰۱

بنابراین با مشخص شدن دو بخش ترمومکانیکی و شیمیایی، قابلیت کاردهی گازهای خروجی طبق رابطه زیر محاسبه می‌گردد.

$$\dot{X}_{ex} = \dot{n}_f (\bar{e}_{im} + \bar{e}_{ch})_{ex} \quad (14)$$

در معادله تعادلی قابلیت کاردهی \dot{X}_W نرخ قابلیت کاردهی همراه با کار بوده که برابر با توان خروجی موتور است. \dot{X}_Q نیز نرخ قابلیت کاردهی منتقل شده توسط انتقال حرارت را نشان می‌دهد که از معادله ۱۵ قابل محاسبه است [۱]. در این معادله T_j دمای مرز انتقال حرارت سامانه و برابر با دمای سامانه خنک کاری در نظر گرفته شد.

$$\dot{X}_Q = \sum \dot{Q}_{C.V} \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \quad (15)$$

با محاسبه پنج عبارت اول در معادله ۹ و جایگذاری آن‌ها در این معادله نرخ بازگشت‌ناپذیری و یا نرخ تخریب قابلیت کاردهی \dot{X}_D محاسبه خواهد شد و در نهایت بازده قانون دوم ترمودینامیک و یا بازده قابلیت کاردهی از معادله ۱۶ تعیین می‌گردد [۲].

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{C.V}}{\dot{X}_{fuel}} \quad (16)$$

۳- نتایج و بحث

۳-۱- تحلیل انرژی

معادله تعادلی انرژی (معادله ۴) شامل سه بخش خروجی توان، انرژی گازهای خروجی و تلفات حرارتی است. درصد انرژی در بخش‌های مختلف برحسب بار موتور و نوع سوخت در شکل ۲ نشان داده شده است. کسر انرژی در هر بخش با تقسیم مقدار انرژی آن به مجموع انرژی ورودی محاسبه شده است.

نتایج بدست آمده در شکل ۲ نشان می‌دهد با افزایش بار درصد انرژی توان خروجی (بازده انرژی یا بازده حرارتی) افزایش می‌یابد. در بارهای قوی احتراق به شرایط کامل نزدیک‌تر شده در نتیجه توان خروجی موتور و کسر انرژی آن افزایش خواهد یافت. مقایسه بین سوخت‌های مختلف نیز نشان داد که استفاده از سوخت پیش آمیخته بنزین می‌تواند سبب افزایش این سهم انرژی گردد. مطابق جدول ۵ استفاده از سوخت پیش آمیخته بنزین سبب کاهش انرژی سوخت ورودی و افزایش بازده حرارتی خواهد شد. افزایش بازده حرارتی موتور دیزل با سوخت پیش آمیخته بنزین به‌وسیله ساهین و همکاران نیز گزارش شده است [۱۶]. بهبود در بازده حرارتی می‌تواند در ارتباط با چندین عامل باشد اولاً بنزین پیش آمیخته ممکن است مخلوط سوخت و هوای ورودی را به‌واسطه حرارت تبخیر بنزین خنک کند که می‌تواند منجر به افزایش در بازده حجمی شود. ثانیاً بنزین عدد ستان پایین‌تری نسبت به دیزل دارد و سبب افزایش تأخیر اشتعال و افزایش نرخ آزادسازی حرارت می‌شود، بنابراین انرژی در یک‌زمان کوتاه‌تر آزاد می‌شود، این حالت می‌تواند منجر به کاهش تلفات حرارتی احتراق و بهبود عملکرد شود.

بر اساس متغیرهای موجود در یک حجم بررسی و قابلیت انجام کار آن‌ها معادله تعادلی قابلیت کاردهی برای حجم بررسی شکل ۱ در حالت پایدار بدین صورت است:

$$\dot{X}_{in} + \dot{X}_Q = \dot{X}_{ex} + \dot{X}_W + \dot{X}_D \quad (8)$$

$$\dot{X}_{fuel} + \dot{X}_{air} + \dot{X}_Q - \dot{X}_{ex} - \dot{X}_W - \dot{X}_D = 0 \quad (9)$$

در معادله ۹ عبارت اول برای قابلیت کاردهی سوخت است که از معادله ۱۰ قابل محاسبه خواهد بود. در این معادله e_f قابلیت کاردهی شیمیایی سوخت است [۱۹].

$$\dot{X}_{fuel} = \sum_i \dot{m}_i e_{fi} \quad (10)$$

قابلیت کاردهی شیمیایی هر سوخت بر اساس تعداد کربن، هیدروژن و اکسیژن موجود در ساختار شیمیایی سوخت از معادله ۱۱ محاسبه می‌گردد. در این معادله h/c ، o/c و s/c بترتیب کسر جرمی هیدروژن، کربن، اکسیژن و سولفور در ساختار سوخت است که مقادیر آن‌ها در جدول ۴ ارائه شده است [۱۹].

$$e_f = (1.0401 + 0.1728h/c + 0.0432o/c + 0.2169s/c(1 - 2.0628h/c))q_{LHV} \quad (11)$$

جدول ۴: کسر جرمی مولکول‌ها در دو سوخت بنزین و دیزل

کسر جرمی	دیزل (C ₁₄ H ₂₅)	بنزین (C ₇ H ₁₇)
h/c	۰,۱۴۸۸	۰,۲۰۲۴
o/c	.	.
s/c	۰,۰۷۴۶۷	۰,۰۰۱۵

عبارت دوم و سوم در معادله ۹ بترتیب مربوط به قابلیت کاردهی جریان هوای ورودی و قابلیت کاردهی جریان گازهای خروجی است. بخش ترمومکانیکی قابلیت کاردهی هوای ورودی و گازهای خروجی از معادله ۱۲ محاسبه می‌گردد [۱].

$$(\bar{e}_{im})_{in\ or\ ex} = \sum n_{in\ or\ ex} \left((\bar{h}_{in\ or\ ex} - \bar{h}_0) - T_0 \left((\bar{s}_{in\ or\ ex} - \bar{s}_0) - \bar{R} \ln P/P_0 \right) \right) \quad (12)$$

که \bar{h} و \bar{s} بترتیب آنتالپی و آنتروپی ویژه و اندیس ۰ به حالت استاندارد اشاره می‌کند. در حالیکه \bar{R} ثابت گازها و T و P بترتیب درجه حرارت و فشار گاز اند. در محاسبه قابلیت کاردهی هوای ورودی از محاسبه قابلیت کاردهی شیمیایی آن به دلیل ناچیز بودن در مقایسه با قابلیت کاردهی ترمومکانیکی صرف نظر شده است. اما قابلیت کاردهی شیمیایی گازهای خروجی از معادله ۱۳ محاسبه شد [۱]. در این معادله y_i نسبت مولی در مخلوط و $y_{i,0}$ نسبت مولی در شرایط محیطی هستند.

$$\bar{e}_{ch} = \bar{R}T_0 \sum_i n_{ex} \left(\ln \frac{y_i}{y_{i,0}} \right) \quad (13)$$

جدول ۵: مقادیر نرخ انرژی در شرایط مختلف کاری

فشار مؤثر متوسط (بار)	(\dot{Q}_{fuel}) انرژی ورودی			$(\dot{W}_{C.V.})$ توان خروجی			(\dot{Q}_{ex}) انرژی گاز خروجی			$(\dot{Q}_{C.V.})$ انرژی انتقال حرارت		
	PG2	PG1	D	PG2	PG1	D	PG2	PG1	D	PG2	PG1	D
۲,۱	۲۸,۵۷	۲۶,۷۶	۳۰,۲۸	۸,۲۴	۸,۹۱	۸,۹۲	۹,۰۹	۷,۹	۸,۸۷	۱۰,۷۴	۹,۵۱	۱۱,۹۹
۴,۲	۴۷,۷۶	۴۶,۳۷	۴۷,۳۴	۱۶,۶۹	۱۶,۷۲	۱۶,۸۲	۱۵,۶۶	۱۴,۰۳	۱۴,۲	۱۴,۸۹	۱۵,۱۴	۱۵,۸۳
۶,۲	۶۹,۵	۶۵,۱۴	۶۷,۸۱	۲۵,۲	۲۵,۵	۲۵,۸۵	۱۹,۸۲	۱۷,۵۷	۱۷,۳۴	۲۴,۰۱	۲۱,۶۱	۲۴,۱۵

تعداد مول سوخت ورودی و توان خروجی است روند تغییرات این بخش انرژی پیچیده بوده اما در حالت کلی، در بارهای قوی افزایش شار سوخت و افزایش درجه حرارت و در بارهای ضعیف توان خروجی پایین می‌تواند سبب افزایش این کسر انرژی گردد. بررسی کلی شکل کسر انرژی نیز نشان می‌دهد که استفاده از سوخت پیش آمیخته در حالت PG1 می‌تواند عملکرد موتور را به حالت بهینه نزدیک‌تر کند.

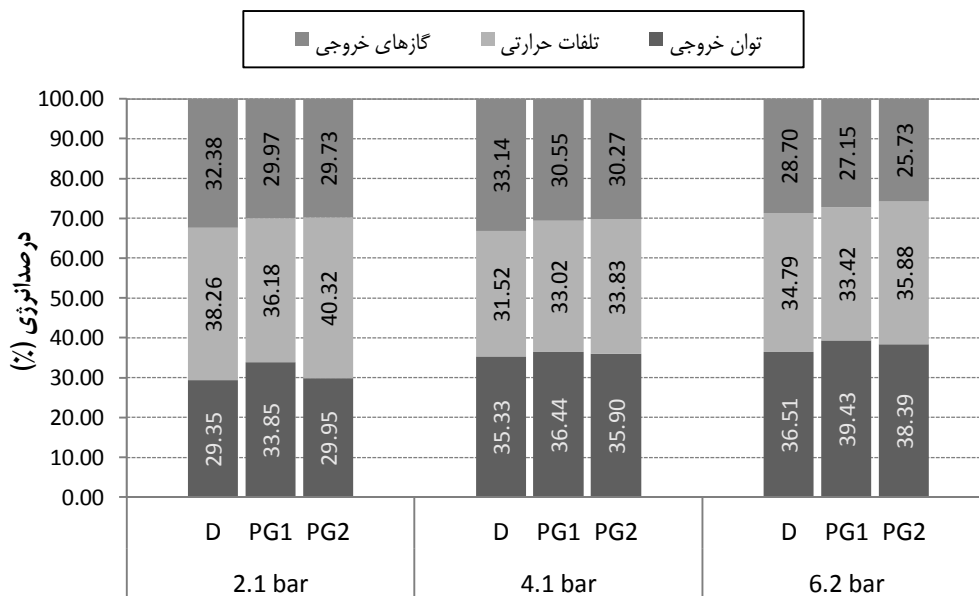
در شکل ۲ توزیع درصد انرژی در بار بالا، شرایط ۶,۲ بار بررسی می‌گردد. در حالت دیزل پایه ۳۶,۵۱٪ انرژی ورودی به توان خروجی تبدیل شده و ۲۸,۷۱٪ و ۳۴,۷۸٪ بترتیب از طریق گازهای خروجی و انتقال حرارت تلف شده و به محیط وارد می‌شود. برای حالت PG1 با سوخت پیش آمیخته ۳۹,۴۳٪ انرژی ورودی تبدیل به توان خروجی شده و اتلاف انرژی گازهای خروجی و انتقال حرارت بترتیب ۲۷,۱۷٪ و ۳۳,۴۱٪ است. با افزایش مقدار سوخت پیش آمیخته نیز مشاهده شد که در صد انرژی توان خروجی ۲۸,۳۹٪، تلفات از طریق گاز خروجی ۲۵,۷۵٪ و تلفات حرارتی ۳۵,۸۶٪ است.

برای بررسی کامل تر اثر سوخت پیش آمیخته، بازده حرارتی موتور (بازده قانون اول ترمودینامیک) بر حسب بار و نوع سوخت در شکل ۳ نشان داده شده است.

طبق نتایج ارائه شده در جدول ۵ با افزایش بار انرژی گازهای خروجی افزایش خواهد یافت که این می‌تواند به دلیل افزایش مصرف سوخت و افزایش درجه حرارت گازهای خروجی باشد اما درصد انرژی تلف شده به واسطه گازهای خروجی در بار قوی کاهش یافته است که دلیل اصلی آن افزایش بازده حرارتی و در نتیجه استفاده مفید از انرژی سوخت ورودی است.

مقایسه بین حالت دیزل پایه و دو حالت با سوخت پیش آمیخته نیز نشان می‌دهد که سوخت پیش آمیخته بنزین سبب کاهش انرژی و کسر انرژی گازهای خروجی خواهد شد که به علت کاهش دمای گازهای خروجی خواهد بود، داده‌های ثبت شده از حسگر دما در چندراهه خروجی موتور بستر آزمون، کاهش میانگین ۲۰°C در تمام بارها را نشان دادند. استفاده از سوخت پیش آمیخته بنزین در چندراهه ورودی سبب کاهش مقدار اکسیژن ورودی و همچنین کاهش دمای هوای ورودی به سبب گرمای نهان تبخیر بنزین خواهد شد، این عوامل می‌تواند سبب کاهش دمای احتراق و در نتیجه کاهش دمای گازهای خروجی گردد [۱۵]. کاهش دمای گازهای خروجی و اتلاف انرژی به وسیله گازهای خروجی توسط سایر محققین نیز گزارش شده است [۱۴].

با توجه به اینکه طبق قانون اول ترمودینامیک تلفات ناشی از انتقال حرارت وابسته به آنتالپی ویژه ورودی، آنتالپی ویژه محصولات خروجی،

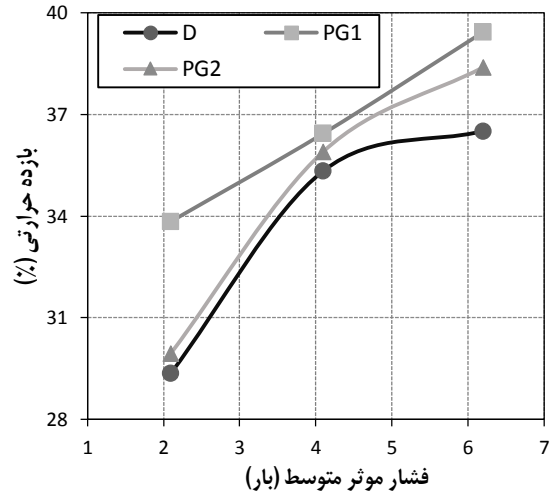


شکل ۲: درصد انرژی بر اساس نوع سوخت و بر حسب بار

می‌دهد. معادله تعادلی قابلیت کاردهی برای حجم بررسی موتور نیز بر اساس قابلیت کاردهی یا قابلیت کاردهی توان خروجی، قابلیت کاردهی جریان گازهای خروجی، قابلیت کاردهی تلفات حرارتی و نرخ تخریب قابلیت کاردهی یا بازگشت‌ناپذیری‌های سامانه بیان شد.

کسر قابلیت کاردهی هر مؤلفه از تقسیم بر قابلیت کاردهی ورودی محاسبه شده است. شکل ۴ توزیع قابلیت کاردهی در حجم بررسی موتور را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود بخش اصلی قابلیت کاردهی برای حجم بررسی موتور، قابلیت کاردهی تخریب شده به‌واسطه عوامل بازگشت‌ناپذیری فرآیندها از جمله مخلوط شدن، احتراق، اصطکاک و . . . است. قابلیت کاردهی کار خروجی، گازهای خروجی و تلفات حرارتی نیز بترتیب در رتبه‌های بعدی قرار می‌گیرند. لازم به ذکر است که با توجه به نتایج بدست آمده، تخریب قابلیت کاردهی به‌واسطه بازگشت‌ناپذیری‌ها به طور متوسط ۵۰٪ از بیشینه کار نظری قابل‌دستیابی از کل سوخت واردشده به موتور را از بین می‌برد و برای بهبود عملکرد قابلیت کاردهی موتور کم کردن این بازگشت‌ناپذیری‌ها ضروری است.

همان‌طور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود برحسب نوع سوخت در تمام بارها با استفاده از سوخت پیش‌آمیخته بنزین کسر بیشتری از کل قابلیت کاردهی سوخت به کار مفید تبدیل می‌شود. با استفاده از سوخت پیش‌آمیخته بنزین قابلیت کاردهی سوخت ورودی همانند انرژی آن به‌ویژه در بارهای بزرگ، کمتر است. در بارهای قوی افزایش بازده حرارتی می‌تواند کسر قابلیت کاردهی بازگشت‌ناپذیری را کاهش دهد. کسر قابلیت کاردهی به‌واسطه تلفات حرارتی نیز با توجه به شکل ۵ در حالت‌های سوخت پیش‌آمیخته روند مشخصی نداشته است. علت نیز مشابه کسر انرژی این مؤلفه تأثیر متغیرهای مختلف است.

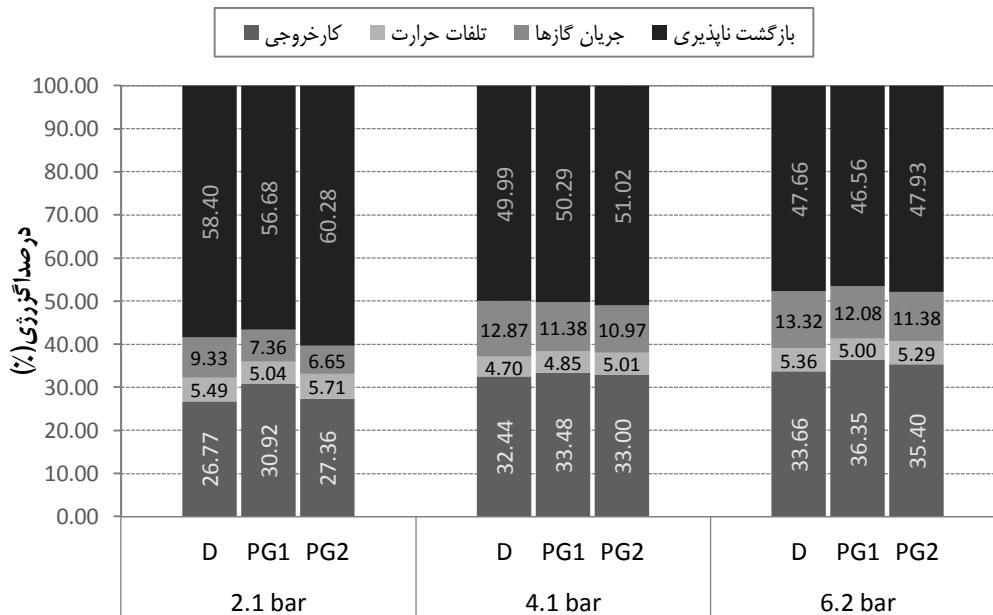


شکل ۳: بازده حرارتی برحسب بار

این شکل نشان می‌دهد که با سوخت پیش‌آمیخته بازده حرارتی در هر سه بار افزایش خواهد یافت. به طوری که بیشینه بازده در حالت دیزل پایه ۳۶٫۵۱٪ و در حالت دیزل با سوخت پیش‌آمیخته ۳۹٫۴۳٪ بدست آمد که معادل با افزایش ۸٪ است. همچنین مقایسه دو حالت سوخت پیش‌آمیخته نیز نشان می‌دهد که با افزایش نرخ پاشش بنزین بازده حرارتی کاهش خواهد یافت. این شرایط با افزایش نرخ انرژی ورودی در حالت PG2 بدست خواهد آمد. سوخت بنزین با توجه به ارزش حرارتی و جرم مولکولی بیشتر می‌تواند در نسبت‌های بزرگ سبب افزایش انرژی ورودی گردد. بنابراین مقدار بهینه سوخت پیش‌آمیخته شرایطی پیشنهاد می‌گردد که مقدار انرژی ورودی را افزایش ندهد.

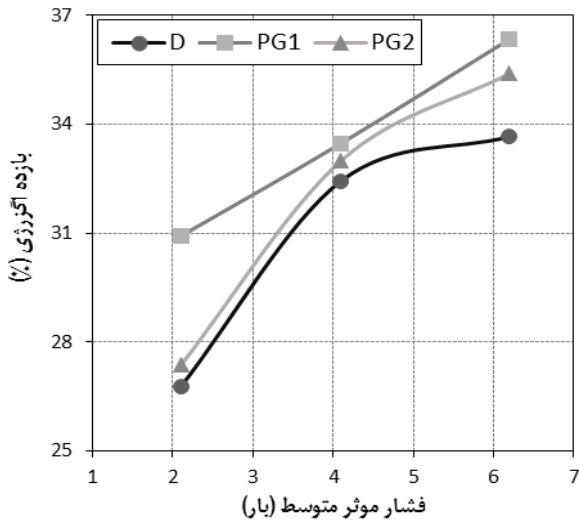
۳-۲- تحلیل قابلیت کاردهی

شکل ۴ مقایسه بخش‌های مختلف قابلیت کاردهی حالت دیزل پایه و دو حالت با پاشش پیش‌آمیخته بنزین را در سه بار مختلف نشان



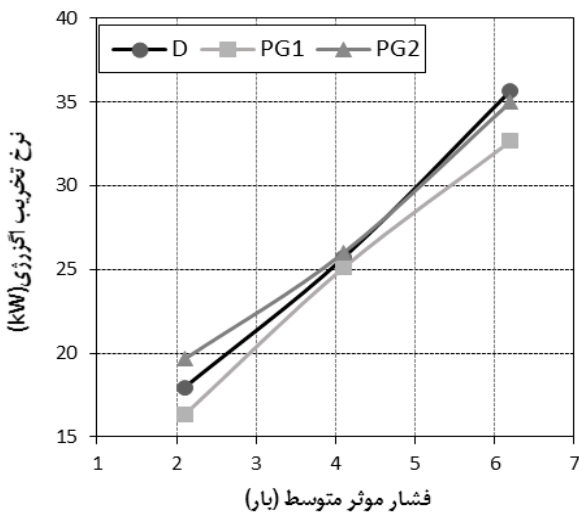
شکل ۴: درصد قابلیت کاردهی بر اساس نوع سوخت و برحسب بار

افزایش بار موتور سبب دمای احتراق داغتر، انتقال حرارت شدیدتر و واکنش‌های ترموشیمیایی پیچیده‌تر خواهد شد. همچنین افزایش بار موتور با افزایش نرخ سوخت و هوای مصرفی و فرآیند اختلاط آن‌ها می‌تواند سبب افزایش تولید آنتروپی و بی‌نظمی و در نتیجه افزایش مقدار بازگشت‌ناپذیری در فرآیندهای ترمودینامیکی موتور گردد. با افزایش بازگشت‌ناپذیری‌ها نرخ تخریب قابلیت کاردهی در حجم بررسی موتور افزایش خواهد یافت [۲۱].



شکل ۵: بازده قابلیت کاردهی بر حسب بار

مقایسه بین سه حالت مختلف در شکل ۶ نشان می‌دهد که استفاده از مقادیر کم سوخت پیش آمیخته می‌تواند در تمام دامنه بار سبب کاهش نرخ تخریب قابلیت کاردهی گردد. به‌طور متوسط در حالت PG1 نرخ تخریب قابلیت کاردهی ۵٪ کاهش یافت. بیشینه کاهش در نرخ بازگشت‌ناپذیری در بار قوی و به مقدار ۱۰٪ مشاهده گردید.



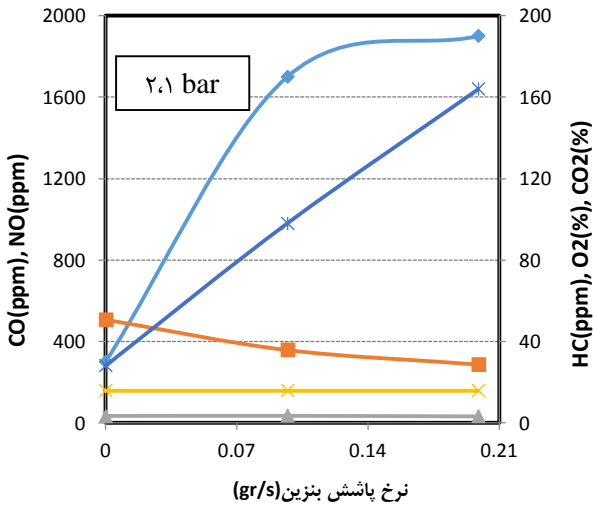
شکل ۶: نرخ تخریب قابلیت کاردهی بر حسب بار

مقایسه کسر قابلیت کاردهی گازهای خروجی در بارهای مختلف برای سه حالت سوخت نیز کاهش این کسر انرژی با سوخت پیش آمیخته را نتیجه می‌دهد که می‌تواند به علت کاهش دمای گازهای خروجی و نزدیک‌تر شدن به شرایط پایدار باشد. چن و همکاران نیز نشان دادند که استفاده از گاز طبیعی به‌صورت پیش آمیخته در موتور دیزل در بارهای قوی انتقال قابلیت کاردهی گازهای خروجی و تلفات حرارتی را کاهش می‌دهد [۹].

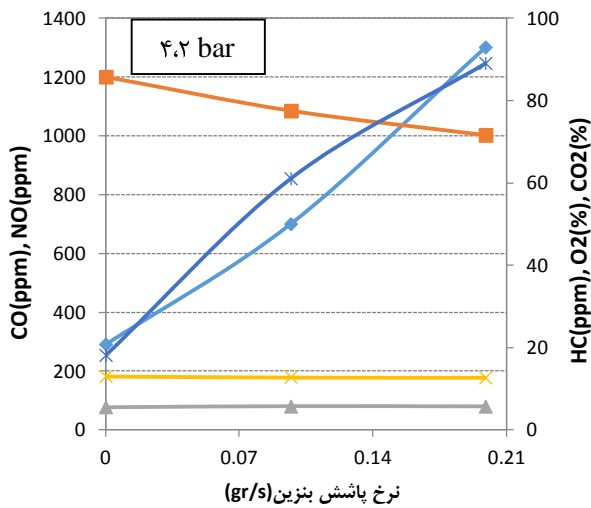
برای بررسی دقیق‌تر درصد قابلیت کاردهی در حالت PG1 در شرایط ۶,۲ بار به‌صورت خاص مطرح شد و با کسر انرژی در شکل ۲ مقایسه گردید. در این حالت ۳۶,۳۵٪ قابلیت کاردهی سوخت به کار مفید تبدیل شده که این مقدار کوچک‌تر از کسر انرژی توان خروجی یعنی ۳۹,۴۳٪ در این حالت است. دلیل این موضوع نیز افزایش قابلیت کاردهی سوخت نسبت به ارزش حرارتی و انرژی آن است. همچنین در این حالت ۱۲,۱٪ قابلیت کاردهی سوخت به‌واسطه گازهای خروجی به محیط انتقال داده شده است که درصد معادل انرژی آن ۲۷,۱۷٪ است. کسر قابلیت کاردهی ۳۳,۴۱٪ تلفات حرارتی در برابر کسر انرژی ۵٪ آن نیز در مقایسه شکل ۲ و ۴ مشاهده می‌شود. این شرایط نشان می‌دهد که تمام انرژی تلف‌شده به‌واسطه گازهای خروجی و انتقال حرارت قابلیت تبدیل به کار مفید را ندارند. همچنین این شرایط نتیجه می‌دهد که انرژی تلف شده به‌واسطه گازهای خروجی کیفیت بهتری دارد.

شکل ۵ تغییرات بازده قابلیت کاردهی، بازده قانون دوم ترمودینامیک را بر حسب بار در موتور دیزل با سوخت پیش آمیخته بنزین نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود تغییرات بازده قابلیت کاردهی روند مشابهی با بازده حرارتی داشته است و با افزایش بار افزایش خواهد یافت. درحالی که مقادیر بازده قابلیت کاردهی پایین‌تر از بازده حرارتی است. این موضوع نیز به علت افزایش قابلیت کاردهی سوخت ورودی نسبت به انرژی آن است. آقباشلو و همکاران نیز افزایش بازده قابلیت کاردهی موتور دیزل با افزایش بار را گزارش کرده‌اند. همچنین این شکل نشان می‌دهد که افزایش نرخ سوخت پیش آمیخته می‌تواند سبب کاهش بازده قابلیت کاردهی گردد. دلیل این موضوع نیز افزایش قابلیت کاردهی کل سوخت ورودی با افزایش نرخ پاشش بنزین است. بنابراین در مورد بازده قانون دوم نیز مقدار بهینه سوخت پیش آمیخته درصدی بوده که قابلیت کاردهی سوخت ورودی بیشتر از حالت دیزل پایه نباشد. بازده قابلیت کاردهی بیشینه در حالت دیزل پایه ۳۳,۶۶٪ و در حالت دیزل با سوخت پیش آمیخته بنزین ۳۶,۳۵٪ بدست آمد.

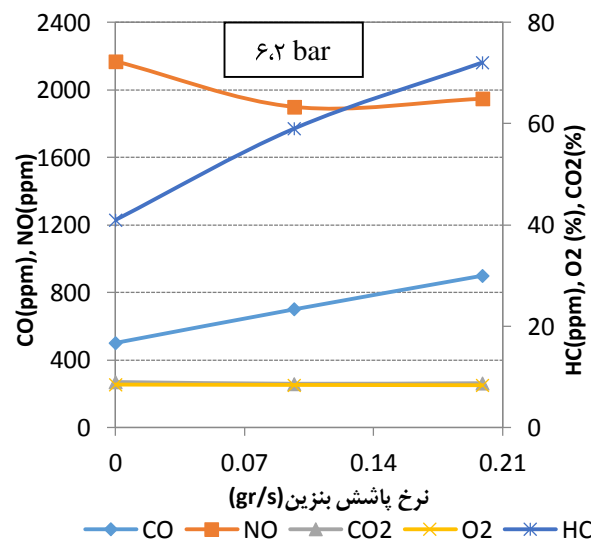
تغییرات نرخ تخریب قابلیت کاردهی بر حسب بار برای سه حالت سوخت به منظور بررسی دقیق‌تر در شکل ۶ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود نرخ تخریب قابلیت کاردهی با افزایش بار موتور افزایش خواهد یافت. این نتیجه توسط محققین دیگر نیز گزارش شده است [۲۰].



شکل ۷: گازهای خروجی برحسب نرخ پاشش بنزین



شکل ۸: گازهای خروجی برحسب نرخ پاشش بنزین



شکل ۹: گازهای خروجی برحسب نرخ پاشش بنزین

با توجه به قابلیت کاردهی شیمیایی بیشتر سوخت بنزین (kJ/kg) از گازوئیل (۴۶۱۲۰ kJ/kg) افزایش مقدار سوخت پیش آمیخته (حالت PG2) می تواند سبب افزایش قابلیت کاردهی ورودی و در نتیجه افزایش نرخ بازگشت ناپذیری گردد. بنابراین اهمیت مقدار بهینه سوخت پیش آمیخته در نرخ تخریب قابلیت کاردهی نیز نمایان می شود.

۳-۳- آلاینده های خروجی

در این تحقیق برای بررسی عملکرد کامل موتور دیزل با استفاده از سوخت پیش آمیخته بنزین علاوه بر بررسی بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک انتشار گازهای آلاینده نیز در نظر گرفته شده است. شکل های ۷ تا ۹ تغییرات مقدار آلاینده های خروجی را برحسب نرخ پاشش بنزین در سه بار مختلف نشان می دهد.

شکل های ۷-۹ نشان می دهند که با استفاده از سوخت پیش آمیخته (افزایش نرخ پاشش بنزین در محور x) دو آلاینده HC و CO به مقدار قابل توجهی در تمام شرایط بارگذاری افزایش می یابند. دلیل اصلی این است که مخلوط پیش آمیخته سوخت و هوا در درزاها و لایه های مرزی محبوس و به سختی در مرحله احتراق با دمای خنک اکسید می شوند. تغییرات آلاینده CO نیز نشان می دهد که در تمام شرایط بارگذاری افزایش نرخ سوخت پیش آمیخته بنزین سبب افزایش قابل توجه این آلاینده می گردد.

با استفاده از سوخت پیش آمیخته سهمی از حجم هوای ورودی را بنزین اشغال کرده است که سبب کم شدن اکسیژن ورودی و افزایش ظرفیت گرمای ویژه مخلوط ورودی خواهد شد در نتیجه این عوامل دمای بیشینه احتراق کاهش خواهد یافت.

کاهش دمای احتراق درون استوانه و کاهش غلظت اکسیژن می تواند دلیل افزایش مقدار آلاینده CO در این شرایط باشد. واکنش های شیمیایی اساس تشکیل و مصرف CO بوده و نسبت هم ارزی یک متغیر تعیین کننده برای مقدار تشکیل CO است. با استفاده از سوخت پیش آمیخته بنزین واکنش پذیری کاهش یافته در نتیجه CO به خاطر اکسید شدن ناقص، افزایش می یابد [۲۲-۲۳].

تغییرات آلاینده NOx در شکل های ۷-۹ نیز نشان می دهد که استفاده از سوخت پیش آمیخته بنزین در موتور دیزل می تواند سبب کاهش قابل توجه این آلاینده گردد. سوخت پیش آمیخته بنزین این آلاینده را به طور متوسط ۲۵٪ در تمام بارها کاهش می دهد. با پیش آمیختگی سوخت بنزین در چندراهه تنفس بین دو حالت پیش آمیخته و نفوذی تفاوت ایجاد می شود و احتراق بیشتر به سمت حالت پیش آمیخته متمایل می گردد که می تواند سبب افزایش تأخیر اشتعال و در نتیجه کاهش دمای احتراق و تشکیل این آلاینده گردد. دماهای احتراقی پایین تر بدلیل انرژی فعال سازی بالای واکنش های تشکیل اکسید نیتروژن منجر به کاهش آلاینده اکسیدهای نیتروژن می شوند [۳].

پیش‌بینی می‌شود با استفاده از سوخت‌های جایگزین بتوان این بخش تلفات انرژی را کمتر و عملکرد را بهبود بخشید.

فهرست علائم

\dot{W}	توان خروجی، kW
\dot{Q}	نرخ گرما، kW
\dot{n}	شار مولی، mol/s
h	آنتالپی، kJ/kg.K
\dot{m}	شار جرمی، gr/s
q	ارزش حرارتی، kJ/kg
X	نرخ قابلیت کاردهی، kW
e	قابلیت کاردهی جریان، kJ/kg
P	فشار، bar
T	دما، K
s	آنتروپی، kJ/kg.K

زیرنویس‌ها

f	سوخت
P	محصولات
R	واکنش‌دهنده‌ها
in	ورودی
ex	خروجی
0	شرایط محیطی
$dest$	تخریب
a	هوا
tm	ترمو مکانیکی
ch	شیمیایی

مراجع

- [1] M.J. Moran and H.N Shapiro, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, New York, McGraw Hill, 2000
- [2] T.J. Kotas, The exergy method of thermal plant analysis, London, Exergon Publishing Company, 2012
- [3] J.B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, New York, McGraw Hill, 1988
- [4] C.D. Rakopoulos and D. C. Kyritsis, Comparative Second-Law Analysis of Internal Combustion Engine Operation for Methane, Methanol, and Dodecane Fuels, Energy, Vol. 26, pp. 705-722, 2001.
- [5] A. Bijan, Advanced Engineering Thermodynamics, New York, John Wiley and sons, Inc, 1988.
- [6] C.D. Rakopoulos and E.G. Giakoumis, Second-law analyses applied to internal combustion engines Operation, Progress in Energy and Combustion

همچنین مقایسه بین بارهای مختلف نشان می‌دهد که با افزایش بار مقدار NO_x افزایش می‌یابد. کاهش آلایندة NO_x در موتور دیزل با سوخت پیش آمیخته بنزین توسط ساهین و همکاران نیز گزارش شده است [۲۴]. تغییرات دو آلایندة CO_2 و O_2 نیز کاهش مقدار این دو آلایندة با استفاده از سوخت پیش آمیخته بنزین را نتیجه می‌دهد که با توجه به پاشش بنزین در چندراهه تنفس و اشغال سهمی از حجم هوای ورودی قابل پیش‌بینی است.

نتیجه‌گیری

در این پژوهش یک الگوی ترمودینامیکی برای بررسی عملکرد موتور دیزل از لحاظ قانون اول و دوم ترمودینامیک با سوخت پیش آمیخته ارائه گردید و عملکرد یک موتور دیزل پاشش مستقیم با سوخت پیش آمیخته بنزین در بارهای مختلف توسط نتایج آزمایشگاهی تحلیل شد. به‌منظور انجام تحلیل انرژی و قابلیت کاردهی معادله‌های تعادلی برای حجم بررسی موتور استفاده قرار گرفت. نتایج این مطالعه به‌صورت زیر خلاصه می‌شود.

- استفاده از سوخت پیش آمیخته بنزین می‌تواند بازده انرژی و قابلیت کاردهی موتور دیزل را در بارهای مختلف افزایش دهد (ماکزیمم ۸٪ در بارهای بالا). مقدار سوخت پیش آمیخته برای این منظور باید به‌اندازه‌ای باشد که انرژی و قابلیت کاردهی سوخت ورودی افزایش پیدا نکند. همچنین با افزایش بار بازده انرژی و قابلیت کاردهی موتور دیزل افزایش خواهد یافت.

- مقدار تلفات انرژی و قابلیت کاردهی به‌وسیله گازهای خروجی با استفاده از سوخت پیش آمیخته بنزین در بارهای مختلف کاهش می‌یابد. - نرخ تخریب قابلیت کاردهی در موتور دیزل با افزایش بار افزایش خواهد یافت، درحالی‌که استفاده از سوخت پیش آمیخته می‌تواند در بارهای قوی درصد قابلیت کاردهی بازگشت‌ناپذیری‌ها را به اندازه ۲٫۵٪ با افزایش بازده قابلیت کاردهی کاهش دهد.

- بخش اصلی در تعادل قابلیت کاردهی موتور بترتیب مربوط به بازگشت‌ناپذیری‌ها، گازهای خروجی و تلفات حرارتی بوده است، بنابراین به‌منظور بهبود عملکرد موتور بازگشت‌ناپذیری‌ها و گازهای خروجی در اولویت اند.

- سوخت پیش آمیخته بنزین در موتور دیزل آلایندة‌های HC و CO را به مقدار قابل‌توجهی افزایش و مقادیر NO خروجی را به طور متوسط ۲۵٪ در تمام بارها کاهش می‌دهد.

استفاده از مقادیر کم سوخت پیش آمیخته بنزین در بارهای مختلف می‌تواند بازده انرژی و قابلیت کاردهی موتور دیزل را افزایش و آلایندة اکسیدهای نیتروژن را به‌طور هم‌زمان کاهش دهد. همچنین استفاده از سوخت پیش آمیخته تلفات انرژی به‌وسیله گازهای خروجی را به‌واسطه کاهش دمای گازهای خروجی کاهش خواهد داد که با توجه به نتایج آلایندگی مربوط به افزایش مونوکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته

- gasoline premixing effect on combustion and emission characteristics in biodiesel dual-fuel combustion engine, *Applied Energy*, Vol. 135, pp. 286-298, 2014
- [16] Z. Sahin, and O. Durgun, Improving of diesel combustion-pollution-fuel economy and performance by gasoline fumigation, *Energy Convers Manage*, Vol. 76, pp. 620-633, 2015
- [17] C.R. Ferguson, *Internal Combustion Engine Applied Thermosciences*, John Wiley and Sons, 2001
- [18] B. McBride, S. Gordan, and M. Reno, Coefficients for calculating thermodynamic and transport properties of individual species, *NASA Technical Memorandum-4513*, 1993
- [19] S. McAllister, J.-Y. Chen, A.C. Fernandez-Pello, *Fundamentals of combustion processes*, New York: Springer, 2011
- [20] M. Aghbashlo, M. Tabatabaei, P. Mohammadi, M. Mirzajanzadeh, M. Ardjmand and A. Rashidi, Effect of an emission-reducing soluble hybrid nanocatalyst in diesel/biodiesel blends on exergetic performance of a DI diesel engine, *Renewable Energy*, Vol. 93, pp. 353-368, 2016
- [21] B. Ribeiro, and J. Martins, Thermodynamic analysis of spark ignition engines using the entropy generation minimisation method, *International Journal of Exergy*, Vol. 6, No. 1, pp. 93-109, 2009
- [22] R. Udayakumar, S. Sundaram, and K. Sivakumar, Engine performance and exhaust characteristics of dual fuel operation in DI diesel engine with methanol, *SAE technical paper*, 01-0096-2004, 2004
- [23] J. Ma, X. Lü, L. Ji, and Z. Huang, (2008). "An experimental study of HCCI-DI combustion and emissions in a diesel engine with dual fuel." *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 47, pp. 1235-1242, 2008
- [24] Z. Sahin, and O. Durgun, and Bayram, C, Experimental investigation of gasoline fumigation in a single cylinder direct injection (DI) diesel engine, *Energy*, Vol. 33, pp. 1298-1310, 2008
- Science*, Vol. 32, pp. 2-47, 2006
- [7] M. Ghazikhani, M. Sharifzadeh, A. Arjangnia and A. Sharifzadeh, Experimental Investigation of the EGR Temperature Effects on the Destruction of the Fuel's Availability Due to Combustion Processes in IDI Diesel Engine Cylinder, *The Journal of Engine Research*, Vol. 22, pp. 62-68, 2011
- [8] F. Meisami and H. Ajam, Energy, exergy and economic analysis of a Diesel engine fueled with castor oil, *International J of Engine Research, biodiesel*, pp. 1-22, 2015
- [9] Y.J.R. Costa, A.G.B. Lima, C.R. Bezerra Filho and L.A. Lima, Energetic and exergetic analyses of a dual-fuel diesel engine, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, pp. 4651-4660, 2012
- [10] M. Ozkan, A Comparative Study on Energy and Exergy Analyses of a CI Engine Performed with Different Multiple Injection Strategies at Part Load: Effect of Injection Pressure, *Entropy*, Vol. 17, pp. 244-263, 2015
- [11] J. Zheng and J. A. Caton, Second law analysis of a low temperature combustion diesel engine: Effect of injection timing and exhaust gas recirculation *Energy*, Vol. 38, pp. 78-84, 2012
- [12] A. Parlak, The effect of heat transfer on performance of the Diesel cycle and exergy of the exhaust gas stream in a LHR Diesel engine at the optimum injection timing, *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, pp. 167-179, 2005
- [13] A. Imran, M. Varman, H.H. Masjuki, and M.A. Kalam, Review on alcohol fumigation on diesel engine: A viable alternative dual fuel technology for satisfactory engine performance and reduction of environment concerning emission, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 26, pp. 739-751, 2013
- [14] S.L. Kokjohn, R.M. Hanson, D.A. Splitter, R.D. Reitz, Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion, *International journal of engine research*, Vol. 1, pp. 209-228, 2011
- [15] S. Park, H., S.H. Yoon, and Ch.S. Lee, Bioethanol and



Energy and exergy analyses of diesel engine performance with premixed gasoline fuel

M. Hoseinpour¹, H. Sadrnia^{2*}, B. Ghobadian³, M. Tabasizadeh⁴

¹ Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran, marziyeh.hoseinpour@stu.um.ac.ir

² Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran, hassan.sadrnia@um.ac.ir

³ Tarbiat Modares University, Tehran, Iran, ghobadib@modares.ac.ir

⁴ Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran, tabasizadeh@um.ac.ir

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 12 July 2016

Accepted: 29 May 2017

Keywords:

Diesel Engine

Premixed Fuel

Energy

Exergy

Exhaust Emission

ABSTRACT

Performance optimization of diesel engines is the subject of most researchers in the field of internal combustion engine in recent decades. One of the most effective ways toward optimizing the performance of heating systems is exergy analysis. In this study, energy and exergy concepts are applied to evaluate the performance of a compression ignition engine with premixed gasoline fuel at various loads and constant speed. To reach proper performance of diesel engine with premixed fuel, in addition to first and second-law efficiencies, exhaust emission characteristics are reviewed. The results of this study indicated that greater portion of exergy transfer was due to the irreversibility, averaged 50% while at high loads exergy destruction rate decreased to %5 by using premixed gasoline fuel. Also, energy and exergy losses through exhaust emissions with premixed fuel will be reduced to about %8.5 and %16.5 (averaged on all engine loads), respectively. The use of premixed fuel gasoline can increase energy and exergy efficiency (maximum 8% at high loads) at all loads while NOX pollutants will be reduced. It was also found that both HC and CO emissions with premixed gasoline fuel will be increased at all loads.

