

بررسی آزمایشگاهی تأثیر دمای مخلوط بازگردانی دود و هوای محیط بر بازده قانون دوم گرماپویایی در موتورهای دیزل سبک

محسن قاضی‌خانی*

دانشیار- گروه مهندسی مکانیک دانشگاه فردوسی مشهد
m_ghazikhani@yahoo.com

امیر جوهرچی

دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک- دانشگاه فردوسی مشهد
ajoharchi@gmail.com

محمدابراهیم فیض

دانشجوی کارشناسی مهندسی مکانیک- دانشگاه فردوسی مشهد
m.e.feyz@gmail.com

* نویسنده مسئول/تاریخ دریافت: ۸۸/۱۰/۰۸ پذیرش نهایی مقاله: ۸۹/۰۶/۰۱

چکیده

روش‌های اخیر بررسی بازده موتورهای احتراق داخلی دیگر تنها در قالب قانون اول گرماپویایی نیست و از دیدگاه قانون دوم نیز بررسی می‌شود. تحلیل فرآیندها به کمک قانون اول دید واضح، روشن و دقیقی نسبت به سامانه و فرآیندهای آن به ما نمی‌دهد. لذا به منظور داشتن درک دقیقی از تلفات در فرآیندهای مختلف نیاز به ابزاری به نام تحلیل انرژی داریم. آلاینده‌هایی که موتورهای دیزل تولید می‌کنند مخصوصاً ذرات دوده و اکسیدهای نیتروژن در مقایسه با موتورهای بنزینی از غلظت بیشتری برخوردارند. یکی از روشهای کاهش آلاینده NOx در موتورهای دیزل استفاده از روش بازخورانی بخشی از گازهای مجرای دود به داخل استوانه است. این روش به دلیل کاستن دمای احتراق بر اثر کم شدن غلظت اکسیژن درون استوانه باعث کاهش آلاینده‌گی NOx می‌شود. در این تحقیق کوشش شده تأثیر دما و میزان بازگشت دود روی اتلاف انرژی در موتور دیزل بررسی شود. نتایج نشان می‌دهد که با اضافه کردن به درصد جرمی دود بازگشت یافته به موتور و افزایش دمای مخلوط بازگردانی دود و هوای ورودی، بازده قانون دوم در سرعت‌ها و بارهای مختلف به صورت عمومی کاهش پیدا می‌کند.

کلید واژه‌ها: موتور دیزل، قانون دوم گرماپویایی، بازخورانی دود

۱- مقدمه

موتورهای دیزل به دلیل نسبت تراکم بزرگتر نسبت به موتورهای بنزینی هم‌تراز خود، بازده حرارتی بزرگتری دارند. لذا همواره برای بهبود کارایی و کاهش آلاینده‌ها در این موتورها تلاش‌های زیادی صورت گرفته

است [۱]. از جمله این تلاش‌ها استفاده از روش بازخورانی دود به موتور برای کاهش آلاینده NOx در موتور دیزل است. روش بازخورانی دود^۱ با کاهش تمرکز اکسیژن در محفظه احتراق موجب کاهش دمای شعله و ترکیبات اکسید نیتروژن در خروجی می‌شود. تأثیر عوامل مختلف مانند

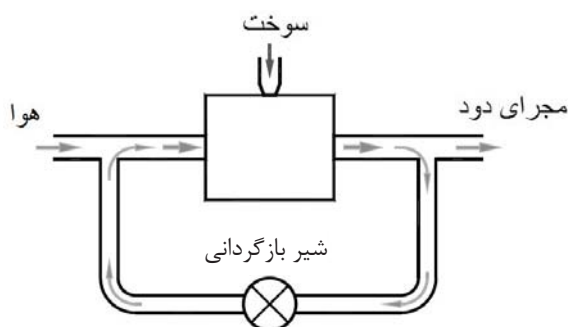
^۱- EGR (Exhaust Gas Recirculation)

بیشتری فعالیت‌ها در این زمینه شروع گردید و تحلیل آگرژی جایی برای خود در علم گرمایی باز کرد [۵].

در دههٔ اخیر ساستارنویس در زمینهٔ تحلیل اقتصادی آگرژی سامانه‌ها (۱۹۹۰)، موریس (۱۹۹۲)، لی (۱۹۹۴)، موران (۱۹۹۴) در زمینه تحلیل آگرژی و کاربردهای عملی آن، والر و کیم در زمینه تحلیل آگرژی چرخه ترکیبی تحقیق کرده‌اند [۳و۵].

میزان ۷۰ درصد از آلاینده منواکسیدکربن، ۳۶ درصد آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته، ۴۳ درصد آلاینده اکسیدهای نیتروژن موجود در اتمسفر از خودروها است [۶و۷]. اگرچه میزان نشر آلاینده اکسیدهای نیتروژن کمتر از منواکسید کربن است، ولی میزان سمی بودن آلاینده دی‌اکسید نیتروژن برای انسان ده برابر منواکسید کربن است [۸].

از بین روش‌های مختلف برای کاهش آلاینده NOx روش بازخورانی گازهای مجرای دود از سال ۱۹۶۰ برای پایش آلایندهٔ منواکسید نیتروژن پیشنهاد شده است [۹]. در این روش مقداری از گازهای دود خروجی از چندراههٔ دود جدا شده و وارد چندراههٔ هوا و سپس وارد موتور می‌شود. شکل ۱ نمای ساده‌ای از این سامانه را نشان می‌دهد [۱].



شکل ۱ نمای ساده‌ای از سامانهٔ بازخورانی گازهای مجرای دود

از دههٔ ۱۹۵۰ ابتدا در ایالات متحده و سپس در اروپا و ژاپن و اخیراً در ایران، استانداردهایی برای پایش میزان NOx و سایر آلاینده‌ها در موتورهای احتراق داخلی اعمال شده است. در این راستا محققان و دانشمندان متعددی برای کاهش آلاینده‌های خروجی از خودروها اعم از دیزلی یا بنزینی کار کرده‌اند که از این روش‌ها می‌توان استفاده از مبدل‌های واکنشگر، بازخورانی گازهای خروجی مجرای دود و تزریق آب به محفظهٔ احتراق را نام برد [۱۰].

تاکنون کارهای بسیاری در زمینهٔ بازخورانی گازهای مجرای دود انجام شده است. هونتالاس و همکاران [۱۱] تأثیر دمای مخلوط بازگردانی دود و هوای ورودی را روی عملکرد و آلاینده‌گی موتور دیزل سنگین بررسی کرده‌اند. میبوم و همکاران [۱۲] تأثیر بازگردانی دود را بر آلاینده‌گی

فرایند بازخورانی دود را بر عملکرد موتور دیزل می‌توان از طریق قانون دوام گرماییایی تحلیل کرد. برای بررسی سامانه‌ها و فرآیندها به کمک قانون دوام نیاز به شناخت مفهومی به نام آگرژی است. محتوای آگرژی مقداری ماده و یا انرژی عبارت است از مقدار ظرفیت آن ماده یا انرژی برای تولید کار مفید و قابل استفاده. آگرژی بر خلاف انرژی به دلایلی چون احتراق، اصطکاک، اختلاط و انبساط ناگهانی می‌تواند از بین برود. معادلات تولید، انتقال و تخریب آگرژی را می‌توان به طور مفصل در مباحث گرماییایی جستجو نمود [۲]. تحلیل قانون دوام در موتورهای احتراق داخلی عمدتاً برای رسیدن به این اهداف صورت می‌گیرد [۳]:

- ارزیابی فرآیند قسمت‌های مختلف موتور و بررسی ظرفیت هر قسمت برای تولید کار مفید
- شناسایی فرآیندهایی که در آنها تخریب آگرژی صورت می‌گیرد و تلاش برای شناسایی منابع آن
- ارزیابی کمی تلفات و بازگشت ناپذیری‌ها
- بررسی تأثیر متغیرهای طراحی و گرماییایی در ایجاد تلفات آگرژی

• پیشنهاد روش‌هایی برای به حداقل رساندن تلفات برای افزایش بازده

• پیشنهاد روش‌هایی برای بهره‌برداری مجدد از تلفات مانند گرمای مجرای دود و غیره

• تعیین بازده قسمت‌های مختلف موتور که به وسیلهٔ آن می‌توان عملکرد آنها را مورد بررسی و مقایسه قرار داد.

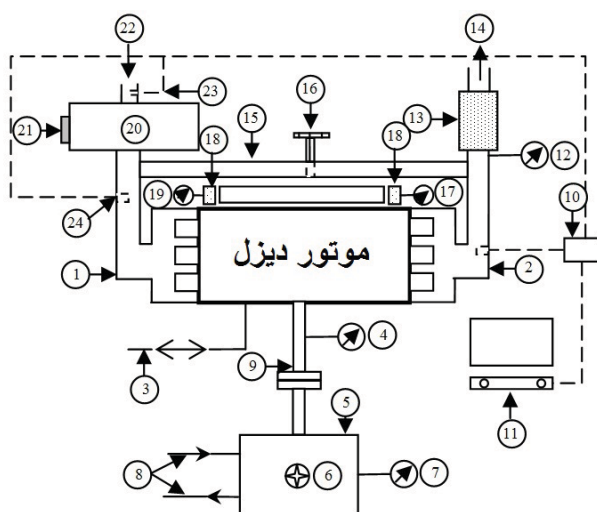
پژوهش‌های بسیاری در مورد قانون دوام برای موتورهای احتراق داخلی در دهه‌های گذشته صورت گرفته است که بیشترین آنها در بیست سال اخیر بوده است و یکی از کلی‌ترین آنها پژوهش آقای کتون [۴] است. اولین کسانی که به مفهوم قابلیت کاردهی انرژی برای تبدیل شدن به کار پرداختند، کلازیوس، تایت، توماسون، ماکسول و گیس بودند که از سال ۱۸۶۸ به این مفهوم توجه نمودند. ولی با توجه به مقاله‌ای که گوی در سال ۱۸۸۹ منتشر کرد، متخصصان گرماییایی این مقاله را به عنوان سندی برای تولد مفهوم قابلیت کاردهی انرژی اعلام می‌نمایند [۵]. پیشرفت‌های بعدی تا سال ۱۹۳۰ کند بود تا اینکه علاقه به کاربرد عملی آگرژی با رشد فناوری بیشتر مورد توجه واقع شد. مقاله‌های منتشر شدهٔ توسط بوشجاکوویچ ۱۹۳۸-۱۹۳۹ دورهٔ جدیدی را در رشد تحلیل قانون دوام نشان می‌دهد. این مقاله‌ها به معادله‌بندی کارایی و فناوریهای تعیین کارایی فرآیندها کمک شایانی کردند [۵]. ادامهٔ فعالیت‌ها در این زمینه به دلیل جنگ جهانی دوم قطع شد اما در سال ۱۹۵۰ با توان

سامانه رایانه‌ای به برد واسطه و سپس به ۳ زوج گرمایی برای اندازه‌گیری دقیق دمای هوای ورودی به مخزن هوا، هوای ورودی به موتور (پس از اختلاط با گازهای بازخورانی شده مجرای دود) و گازهای خروجی از مجرای دود متصل شده است.

از سرعت سنخ رقمی ثابت برای اندازه‌گیری سرعت دورانی موتور استفاده شده است. حسگر این سرعت سنخ در محل محور خروجی از موتور و متصل به لگام ترمز قرار دارد.

مخزن سوخت دیزل موتور شامل لوله‌های رفت و برگشت سوخت به موتور و یک پیپت مدرج است. این پیپت در فواصل ۵۰ سی سی مدرج شده است. به کمک زمان سنخ، زمان تعداد کاهش سوخت از یک خط تا خط دیگر اندازه‌گیری شده و با دانستن چگالی سوخت، می‌توان شار سوخت مصرفی را اندازه‌گیری و محاسبه کرد. میزان خطای وسایل اندازه‌گیری در جدول ۲ مشاهده می‌شود.

برای بازگرداندن گازهای مجرای دود از یک لوله بازگشت دود از نوع پرفشار و بدون میان سردکن و یک شیر تنظیم از نوع کشویی^۱ استفاده شده است. شکل ۲ نمایی کلی از بستر آزمون را نشان می‌دهد.



شکل ۲ نمایی از بستر آزمون

۱- چندراهه هوا ۲- چندراهه دود ۳- لوله‌های رفت و برگشتی سوخت ۴- حسگر دورسنج ۵- لگام ترمز ۶- محور بارگذاری لگام ترمز ۷- نشان‌دهنده گشتاور لگام ترمز ۸- لوله‌های ورود و خروج آب به لگام ترمز ۹- چهارشاخ ۱۰- بورد میانه ۱۱- رایانه ۱۲- فشارسنج گازهای مجرای دود ۱۳- منبع مجرای دود (صدا خفه‌کن) ۱۴- خروجی مجرای دود به محیط ۱۵- لوله بازخورانی گازهای مجرای دود ۱۶- شیر بازخورانی گازهای مجرای دود ۱۷- دماسنج آب ورودی به مبدل ۱۸- شار سنخ ۱۹- دماسنج آب خروجی از مبدل ۲۰- مخزن هوا ۲۱- روزنه ۲۲- هوای محیط ورودی به مخزن هوا ۲۳- زوج گرمایی اندازه‌گیری دمای هوای ورودی به مخزن هوا ۲۴- زوج گرمایی اندازه‌گیری دمای هوای ورودی به موتور (پس از اختلاط با گازهای مجرای دود بازخورانی شده)

۱- Gate Valve= Board Interface

احتراق موتور دیزل تزریق مستقیم بررسی کرده‌اند. الداجا و همکاران [۱۳] تأثیر بازگردانی دود بر روی کیفیت روغن موتور و سایش موتور را بررسی کرده‌اند. سلیم [۱۴] تأثیر بازگردانی دود را روی عملکرد موتور دیزل دوگانه‌سوز از جمله بازده حرارتی و افزایش فشار بیشینه در استوانه، بررسی کرده است. انگریل و همکاران [۱۵] تأثیر بازگردانی دود را بر تشکیل دوده در شعله‌های انتشار بررسی کرده‌اند. داس و همکاران [۱۶] تأثیر بازگردانی دود را روی پایش آلاینده‌های نیتروژن در موتور پایه هیدروژنی چند استوانه‌های اشتعال جرقه‌ای مطالعه کرده‌اند.

در این تحقیق سعی شده است با بهره‌گیری از قابلیت قانون دوم در تحلیل فرایندها، تأثیر استفاده از فرایند بازخورانی مجرای دود بر روی بازده موتور دیزل به صورت آزمایشگاهی مطالعه شود.

۲- بستر آزمون

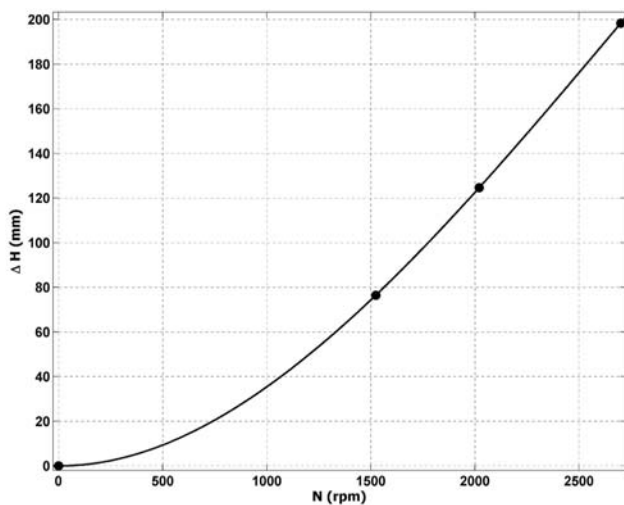
بستر آزمون این پژوهش از یک موتور دیزل پرکینز، لگام ترمز، مخزن هوا مجهز به روزنه، واحد رایانه‌ای برای اندازه‌گیری دقیق دماها، یک سرعت سنخ رقمی ثابت و مخزن سوخت دیزل مدرج برای اندازه‌گیری شار مصرف سوخت تشکیل شده است. مشخصات موتور دیزل مورد آزمون بدین شرح است:

جدول ۱ مشخصات موتور

نوع: پرکینز ۴/۱۰۸ دیزل- تنفس طبیعی	
قطر استوانه: ۷۹/۸ میلی متر	تلمبه تزریق: چند راهه معمولی
پیمایش سمبه: ۸۸/۹ میلی متر	نوع تزریق: غیر مستقیم
نسبت تراکم ۱:۲۲	سرعت بیشینه: ۴۵۰۰ دور بر دقیقه
ظرفیت موتور: ۱۷۶۰ سی سی	بیشینه قدرت: ۲۸ کیلووات

لگام ترمز استفاده شده از نوع روغنی هنن و فرود DDX با ظرفیت ۱۱۲ کیلووات و با بیشینه سرعت ۷۵۰۰ دور بر دقیقه است. آب مورد نیاز آن از مخزن اصلی ۵۰۰۰ لیتری و مخزن کمکی ۵۰۰ لیتری تأمین می‌شود. آب خروجی به لگام ابتدا در مخزن کوچک‌تر جمع‌آوری می‌شود و سپس با یک تلمبه هر ۱۵ دقیقه یک بار به مخزن بزرگ منتقل می‌شود. همچنین برای خنک‌کاری روغن موتور از مبدل حرارتی از نوع پوسته لوله با شار قابل تنظیم استفاده شده است.

در این بستر آزمون از مخزن هوا برای اندازه‌گیری شار هوای ورودی به چندراهه گاز و همچنین از یک روزنه که روی این مخزن نصب شده است، برای اندازه‌گیری شار هوای ورودی استفاده شده است.



شکل ۴ نمودار تجربی افت فشار در روزنه هوا بر حسب میلی‌مترآب نسبت به دور موتور

با توجه به نمودار شکل ۴، به معادله تجربی (۱) می‌رسیم:

$$\begin{cases} \Delta h = -5.56 \times 10^{-9} N^3 + 4.208 \times 10^{-5} N^2 + \\ 0.0004N - 4.02 \times 10^{-6} \end{cases} \quad (1)$$

بدین منظور برنامه رایانه‌ای به کمک نرم‌افزار MATLAB نوشته شده است که با آن می‌توان با مشاهده میزان Δh روزنه، به درصد جرمی گازهای بازخورانی شده پی برد. روندنمای این برنامه در شکل ۵ آورده شده است.

آزمون اصلی در ۲۷ مرحله، در ۳ دور ۱۵۰۰، ۲۰۰۰ و ۳۰۰۰ دور بر دقیقه انجام می‌شود. در هر سرعت مشخص آزمون با سه گشتاور مختلف ۲۵٪، ۵۰٪ و ۷۵٪ از حداکثر گشتاور موتور در منحنی عملکرد و در هر گشتاور اعمالی با سه مقدار بازخورانی بترتیب صفر، ۱۰ و ۲۰ درصد، آزمون انجام شده است. سپس در هر مرحله متغیرهای مورد نیاز از روی وسایل اندازه‌گیری موجود خوانده و ثبت می‌شود. همچنین شرایط آزمون به وسیله یک دماسنج، یک فشارسنج و یک رطوبت‌سنج نصب شده در آزمون اندازه‌گیری و ثبت شده است.

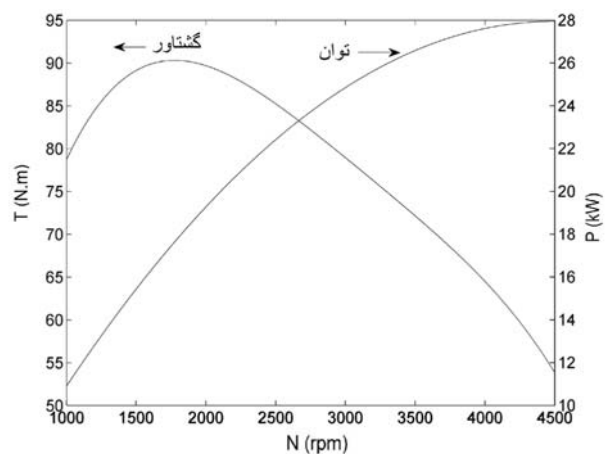
شایان ذکر است در هر مرحله از انتخاب گشتاور و سرعت موتور، شار جرمی پاشش سوخت به موتور به کمک دنده‌شانه‌ای درحالت بدون گازهای بازخورانی ثابت شده است تا با میزان ثابت آگرژی سوخت ورودی تأثیر بازخورانی بررسی شود و تا رسیدن به مراحل بعد ثابت می‌ماند. هدف از این تحقیق بررسی تأثیر دمای مخلوط هوا/بازگردانی دود بر روی بازده آگرژی است. دمای مخلوط بازگردانی دود در این آزمون به صورت تابعی از دور موتور، گشتاور موتور و درصد اختلاط گازهای

جدول ۲ خطاهای وسایل اندازه‌گیری مورد استفاده درآزمون‌ها

نوع وسیله اندازه‌گیری	میزان خطا	واحد
شارسنج	۰/۱	l/min
فشارسنج مجرای دود	۵	mmHg
روزنه اندازه‌گیری شار هوا	۱	mmH ₂ O
زوج گرمایی نوع k	۰/۰۱	C°
زمان‌سنج	۰/۱	ثانیه
رطوبت‌سنج محیط	۱	%
فشارسنج محیط (بارومتر)	۱	mmHg
لگام ترمز FROUD	۱	N.m
سرعت‌سنج موتور	۰/۱	دور بر دقیقه
دماسنج خنک‌کن روغن	۱	C°
دماسنج سامانه خنک‌کننده	۱	C°

۳- نحوه اجرای آزمون

برای اجرای آزمون‌ها ابتدا آزمون عملکرد موتور برای به‌دست آوردن منحنی گشتاور بیشینه بر حسب دور آن انجام شده است. نتیجه آزمون عملکرد موتور در شکل ۳ آورده شده است.



شکل ۳ نمودار تجربی مشخصه موتور دیزل

سپس آزمونی دیگر برای رسم نمودار میزان افت فشار در روزنه بر حسب سرعت دورانی موتور انجام می‌شود (شکل ۴). از این نمودار یک معادله تجربی بین سرعت دورانی موتور و Δh روزنه (شار تنفسی هوای عبوری از روزنه) به‌دست می‌آید که از این معادله در محاسبه میزان درصد جرمی گازهای بازخورانی شده شیر تنظیم استفاده می‌شود.

بازگشتی از مجرای دود و هوای تازه ورودی است. لذا با تغییر هر کدام از متغیرهای ذکر شده دمای بازرگدانی دود تغییر می‌شود.

$$A_{air} = \dot{m}_{air} \times b_{air} \quad (8)$$

$$b_{air} = (h_{air} - h_0) - T_0(s_{air} - S_0) \quad (9)$$

۴- معادلات مورد استفاده

مطابق تعریف، بازده قانون دوم عبارت است از حاصل تقسیم کار واحد جرم هوای ورودی به موتور به اگزرژی سوخت به ازای واحد جرم هوای مصرفی [۳]:

$$\varepsilon = \frac{W_b}{\left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}\right) e_{fuel}} \quad (2)$$

برای محاسبه کار ترمزی از معادله (۳) استفاده می‌شود:

$$\dot{W}_b (kW) = T (kN.m) (2\pi) N (rps) \quad (3)$$

اگزرژی گازهای خروجی مجرای دود از معادله (۴) محاسبه می‌شود:

$$A_{exh} = \dot{m}_{exh} \times b_{exh} \quad (4)$$

که در آن با استفاده از قانون بقای جرم داریم:

$$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_f + \dot{m}_{air} \quad (5)$$

که در آن شار سوخت به کمک پیوسته مدرج مخزن سوخت، اندازه‌گیری می‌شود. سوخت مورد استفاده در آزمون از نوع دیزل سبک است.

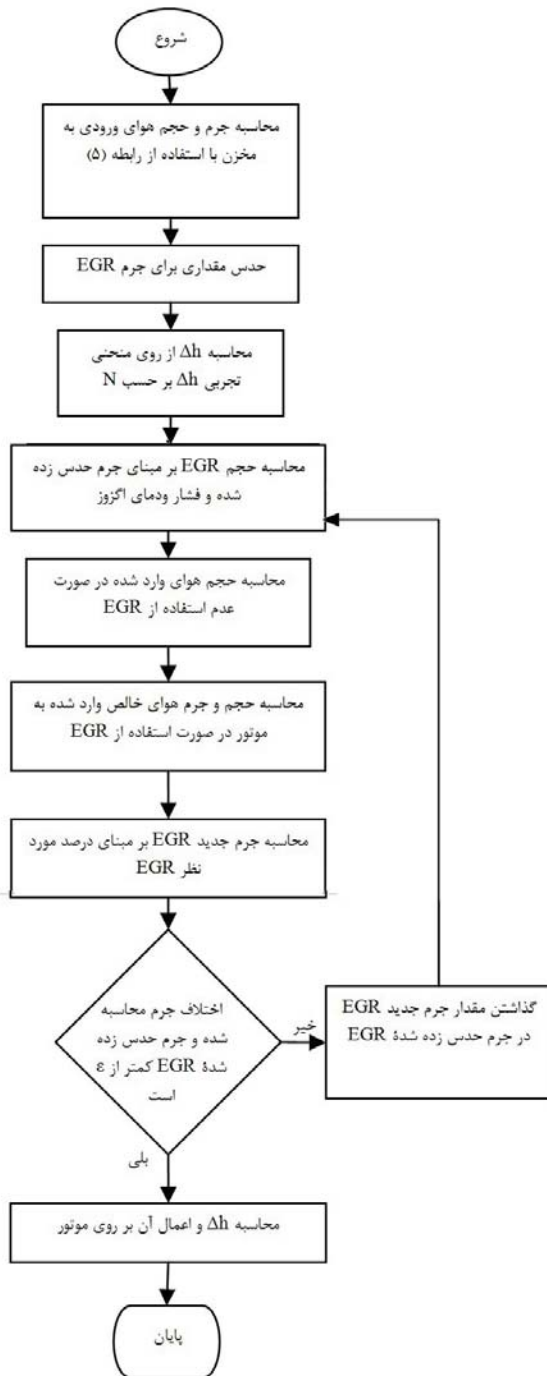
برای محاسبه شار هوای ورودی به موتور ۲ حالت داریم. حالت اول، حالتی است که شیر بازگشت دود به چندراهه ورودی باز باشد. در این حالت شار هوای ورودی به موتور که قسمتی از آن هوای محیط و قسمتی از آن گازهای مجرای دود است، به کمک یک برنامه رایانه‌ای محاسبه می‌شود. در حالت دوم که این شیر بسته است، شار هوای ورودی از معادله (۶) محاسبه می‌شود [۱۷]:

$$\dot{m}_a = 0.00001232 D^2 \sqrt{\frac{H_0 P_a}{T_a}} \quad (6)$$

برای محاسبه اگزرژی جریانی گازهای خروجی مجرای دود داریم [۱۸]:

$$b_{exh} = (h_{exh} - h_0) - T_0 \left(s_{exh}^T - s_o^T - R \ln \frac{P_0}{P_{exh}} \right) \quad (7)$$

که در آن مقادیر آنتالپی و انتروپی از جداول گرماپویایی هوا با فرض گرمای ویژه متغیر استخراج می‌شوند.



شکل ۵ روندنمای محاسبه درصد جرمی گازهای باخورانی شده

$$C_f = \frac{P_{s,d}}{P_m - P_{v,m}} \left(\frac{T_m}{T_s} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (14)$$

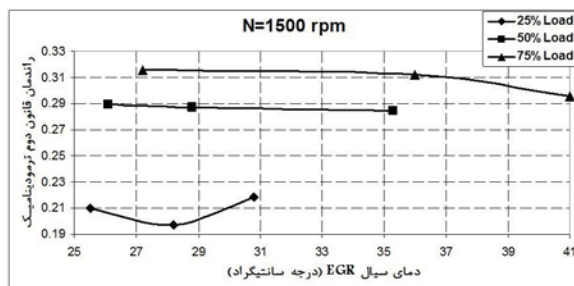
که در معادلات قبلی، شرایط استاندارد طبق جدول ۳ مشخص می‌شود [۲۴]:

جدول ۳ شرایط استاندارد آزمون [۲۴]

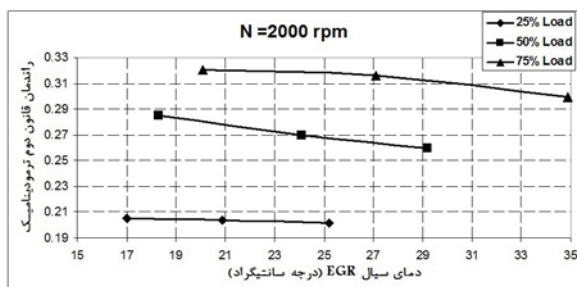
دما	فشار بخار آب	فشار هوای خشک
۲۹,۴	۹,۶۵	۷۳۶,۶
oC	mmHg	mmHg

۵- بررسی و تحلیل نتایج

پس از آماده‌سازی بستر آزمون و اجرای آن و ثبت و پردازش داده‌های آزمون به کمک معادلات مذکور، نتایج حاصل از آزمون به صورت نمودارهای زیر در سرعت‌های ثابت ۱۵۰۰، ۲۰۰۰ و ۳۰۰۰ دور بر دقیقه و همچنین در بارهای ثابت ۲۵، ۵۰ و ۷۵ درصد از بیشترین گشتاور قابل دستیابی، در هر سرعت گشتاور قابل دستیابی نمایش داده شده است. نقاط مشخص شده در نمودارهای ۶ تا ۱۴ با توجه به میزان اختلاط دود بازگشتی با هوای ورودی (به ترتیب ۰، ۱۰ و ۲۰ درصد) که تأثیر مستقیم بر دمای مخلوط بازگردانی دود دارد، تعیین شده‌اند.



شکل ۶ بازده قانون دُم موتور پُرکینز ۴/۱۰۸ بر حسب دمای مخلوط بازگردانی دود و هوای ورودی در سرعت ثابت ۱۵۰۰ دور بر دقیقه و بارهای مختلف



شکل ۷ بازده قانون دُم موتور پُرکینز ۴/۱۰۸ بر حسب دمای مخلوط بازگردانی دود و هوای ورودی در سرعت ثابت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و بارهای مختلف

در محاسبهٔ اگزرژی هوای ورودی و گازهای مجرای دود خروجی، از محاسبهٔ اگزرژی شیمیایی آن به دلیل ناچیز بودن در مقایسه با اگزرژی ترمومکانیکی صرف‌نظر شده است [۱۸]. در محاسبهٔ اگزرژی سوخت، اگزرژی غالب از نوع شیمیایی است و عمدتاً از اگزرژی ترمومکانیکی سوخت صرف‌نظر می‌شود [۱۹] ولی در این پژوهش اگزرژی ترمومکانیکی سوخت نیز طبق معادلات (۱۰ و ۱۱) محاسبه شده است.

$$A_f = \dot{m}_f (b_f + a_{chf}) \quad (10)$$

که در آن:

$$b_f = C_f (T_f - T_0) - C_f \ln \left(\frac{T_f}{T_0} \right) \quad (11)$$

زارگوت و استریلیسکا [۲۰]، رودریگز [۲۱] و استپانو [۲۲] معادلات متعددی برای اگزرژی شیمیایی انواع سوخت‌های مایع، سنگواره‌ای و گازی شکل آورده‌اند. بر این اساس برای سوخت‌های مایع با ساختار شیمیایی CzHyOpSq که در موتورهای احتراق داخلی استفاده می‌شود [۲۲]، بر اساس پژوهش زارگوت و استریلیسکا بدین صورت بیان شده است:

$$\begin{cases} a_{feh} = LHV [1.0401 + 0.01728 \frac{y}{z} + \\ 0.0432 \frac{p}{z} + 0.2196 \frac{q}{z} (1 - 2.0628 \frac{y}{z}) \end{cases} \quad (12)$$

معادله‌ای که برای سوخت‌های مایع بدون گوگرد (بر مبنای جرمی) پیشنهاد شده است بدین صورت است [۲۳]:

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

مشخصات سوخت مورد استفاده بدین شرح است:

نوع سوخت: دیزل سبک

وزن ملکولی: ۱۷۰

معادلهٔ شیمیایی: $(l) C_{12,3}H_{22,14}$

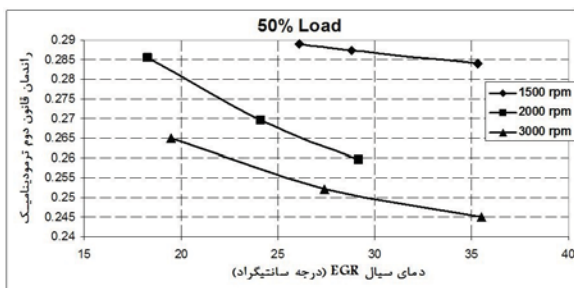
چگالی: ۰,۸۴ gr/cm^۳

گرمای ویژه: ۰,۸۴ KJ/ Kg. K

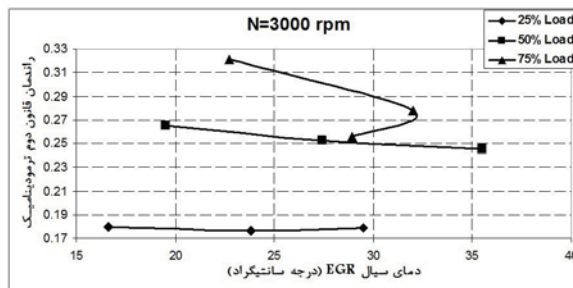
ارزش حرارتی پایینی: ۴۳,۲ MJ/Kg

ارزش حرارتی بالایی: ۴۶,۱ MJ/Kg

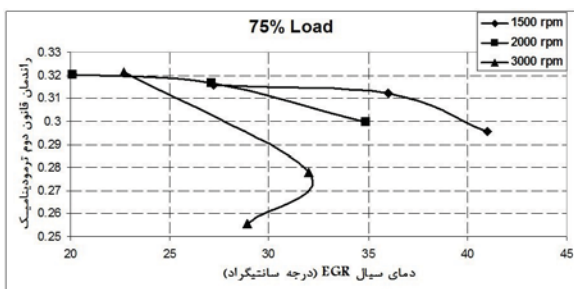
فشار، رطوبت و دمای هوای محیط آزمون بر شار هوای ورودی و قدرت موتور، تأثیر می‌گذارد. برای استاندارد نمودن نتایج از ضرایب تصحیح برای تطبیق دادن شرایط آزمون با شرایط استاندارد، استفاده می‌شود. طبق تعریف برای ضریب تصحیح قدرت داریم [۲۴]:



شکل ۱۰ بازده قانون دوم موتور پرکینز ۴/۱۰۸ بر حسب دمای مخلوط بازرگدانی دود و هوای ورودی در ۵۰٪ بیشترین گشتاور قابل دستیابی در سرعت‌های مختلف

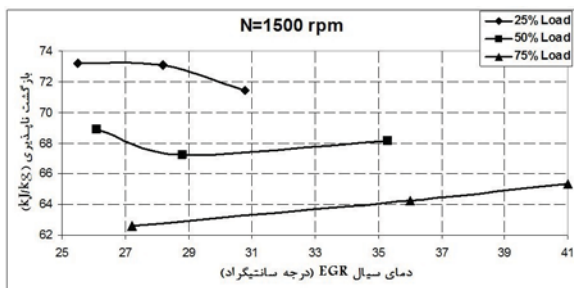


شکل ۸ بازده قانون دوم موتور پرکینز ۴/۱۰۸ بر حسب دمای مخلوط بازرگدانی دود و هوای ورودی در سرعت ثابت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه و بارهای مختلف



شکل ۱۱ بازده قانون دوم موتور پرکینز ۴/۱۰۸ بر حسب دمای مخلوط بازرگدانی دود و هوای ورودی در ۷۵٪ بیشترین گشتاور قابل دستیابی در سرعت‌های مختلف

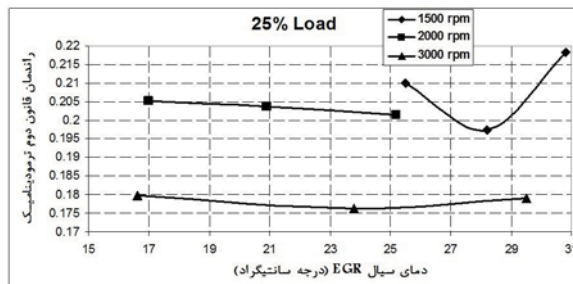
در شکل‌های ۹ الی ۱۱ تغییرات بازده اگزورژی در دورهای مختلف به تفکیک گشتاور بر حسب دمای بازرگدانی دود رسم شده است. علاوه بر روندهای قبلی، می‌توان شاهد کاهش بازده قانون دوم با افزایش سرعت موتور بود. برای توجیه این پدیده می‌توان به مواردی همچون افزایش زاویه میل‌لنگ که در برگیرنده تأخیر زمانی احتراق است و همچنین عدم وجود زمان کافی برای انتقال انرژی جنبشی محصولات احتراق با سمبه اشاره کرد.



شکل ۱۲ بازگشت ناپذیری درون استوانه بر حسب دمای مخلوط بازرگدانی دود و هوای ورودی در سرعت ثابت ۱۵۰۰ دور بر دقیقه در بارهای مختلف

در شکل‌های ۶ الی ۸، روند تغییرات بازده قانون دوم بر حسب دمای بازرگدانی دود در سه گشتاور موتور و به تفکیک دورهای مختلف موتور نمایش داده شده است. یکی از روندهای غالب در این سه شکل افزایش بازده اگزورژی با افزایش بارگذاری است. علت اصلی این پدیده به ماهیت احتراق در گشتاورهای بزرگ برمی‌گردد که دمای محفظه احتراق داغ است و در ضمن تفاوت دمایی به عنوان اصلی‌ترین عامل بازگشت ناپذیری، کم است. روند غالب دیگر کاهش نسبی بازده اگزورژی با افزایش دمای بازرگدانی دود است. در توجیه این پدیده ذکر مواردی مفید است:

- گرم شدن هوای ورودی به موتور در اثر مخلوط شدن با گازهای مجرای دود منجر به کاهش بازده تنفسی و در نتیجه کاهش بازده قانون دوم می‌شود.
 - افزایش تأخیر زمانی احتراق در اثر اعمال بازرگدانی دود و کاهش توان ترمزی به تبع آن، افزایش تأخیر زمانی احتراق به علت کاهش غلظت اکسیژن در استوانه و افزایش گرمای ویژه مخلوط در پی ورود دی‌اکسید کربن ورودی است.
- مشاهده می‌گردد که در دور ۳۰۰۰ و گشتاور ۷۵ درصد روند تغییرات بازده، متفاوت با دو گشتاور دیگر است. دلیل این امر بهبود بازده تنفسی در اثر تغییر درصد بازرگدانی دود از ۱۰ به ۲۰ است که موجب مکش بیشتر هوا و در نتیجه کاهش دمای مخلوط بازرگدانی دود می‌شود.



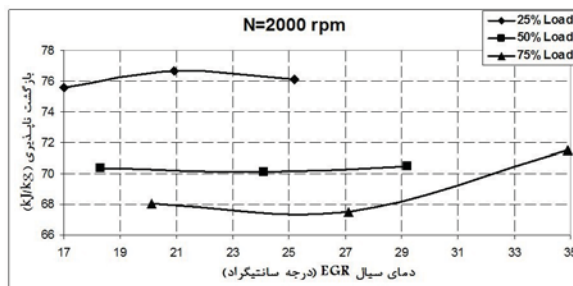
شکل ۹ بازده قانون دوم موتور پرکینز ۴/۱۰۸ بر حسب دمای مخلوط بازرگدانی دود و هوای ورودی در ۲۵٪ بیشترین گشتاور قابل دستیابی در سرعت‌های مختلف

ناپذیری کاهش می‌یابد.

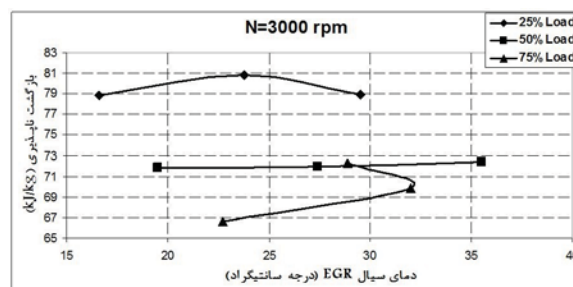
• در سرعتهای تند و یا بارگذاری‌های بیشتر شاهد افزایش بازگشت ناپذیری در اثر اعمال بازگردانی دود هستیم (شکل های ۱۳ و ۱۴) که این امر عمدتاً به دلیل کاهش دمای بیشینه چرخه در اثر اعمال بازگردانی دود و افزایش تأخیر زمانی احتراق است.

۶- نتیجه‌گیری

با توجه به بحث صورت گرفته می‌توان به این نتیجه رسید که با افزایش دمای مخلوط بازگردانی دود و هوای ورودی که در اثر افزایش بارگذاری موتور رخ می‌دهد، در غالب حالات از بازده قانون دوم موتور به دلایلی که گفته شد کاسته می‌شود. بنابراین این افزایش دما مطلوب نیست و بر عملکرد موتور نتیجه منفی می‌گذارد. اما نکته قابل توجه افزایش بازده قانون دوم و کاهش بازگشت ناپذیری موتور در اثر اعمال بازگردانی دود در بارگذاری‌های کم است. رقیق بودن مخلوط بازگردانی دود و هوای ورودی و اثر پیش‌گرمایی آن در بارگذاری‌های کم برای توجیه این نتیجه مطرح شد. برای حل مشکل استفاده از سامانه بازگردانی دود در بارگذاری‌های بزرگ، استفاده از میان سرد کن یا خنک‌کن میانی در مسیر بازگردانی دود برای کاهش دمای بازگردانی دود پیشنهاد می‌شود.



شکل ۱۳ بازگشت ناپذیری درون استوانه بر حسب دمای مخلوط بازگردانی دود و هوای ورودی در سرعت ثابت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه در بارهای مختلف



شکل ۱۴ بازگشت ناپذیری درون استوانه بر حسب دمای مخلوط بازگردانی دود و هوای ورودی در سرعت ثابت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه در بارهای مختلف

در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ و ۱۴، نمودار میزان بازگشت ناپذیری فرایندهای درون استوانه بر حسب دمای مخلوط بازگردانی دود و هوای ورودی رسم شده است. مشاهده می‌شود که، به‌طور کلی با افزایش دمای مخلوط بازگردانی دود و هوای ورودی، بازگشت ناپذیری افزایش پیدا می‌کند که این افزایش بازگشت ناپذیری، مهمترین عامل کاهش بازده قانون دوم در موتور است. در شکل‌های ۱۲ الی ۱۴ می‌توان شاهد این پدیده‌ها بود:

• با توجه به نمودار شکل‌های ۶ و ۱۲ مشاهده می‌شود که در سرعت و بار کم (۱۵۰۰ دور بر دقیقه و ۲۵٪ بیشترین گشتاور قابل دست‌یابی)، رفتار موتور برعکس دیگر سرعت‌ها و بارها است. بدین‌صورت که در این شرایط کاری، مشاهده می‌شود که اعمال بازگردانی دود می‌تواند موجب کاهش بازگشت ناپذیری گردد. برای توجیه دلیل کاهش بازگشت ناپذیری در اثر اعمال بازگردانی دود در گشتاورهای ضعیف می‌توان به این واقعیت توجه کرد که در بارگذاری‌های کم، دود مجرای خروجی عمدتاً شامل هوای اضافی است و لذا در بارگذاری‌های کم اعمال بازگردانی دود بیشتر موجب پیش‌گرم شدن مخلوط هوای ورودی به موتور می‌شود. در نتیجه با پیش‌گرم شدن هوای ورودی، شرایط برای خود اشتعالی سوخت بیشتر فراهم می‌شود و با کاهش تأخیر زمانی احتراق، توان ترمزی افزایش می‌یابد. مطابق معادله موازنه انرژی در اثر افزایش توان خروجی بازگشت

فهرست علائم و یکاها	
b	ترمزی
out	خروجی
in	ورودی
f	سوخت
ch	شیمیایی
exh	مجرای دود
0	محیط
A	هوا
S	استاندارد
D	هوای خشک
m	شرایط محیطی
v	بخار آب
T	مؤلفه گرمایی
kW	Pb
kJ	A
kJ	b
kJ/kg	h
$kJ/kg K$	s
kg/s	\dot{m}
kPa	P
oC	T
$\%$	ε
$kJ/kg K$	C
mm	H
دور بر دقیقه	N
توان ترمزی	توان ترمزی
اگرژی	اگرژی
اگرژی جریانی	اگرژی جریانی
انتالپی	انتالپی
انتروپی	انتروپی
شار جرمی	شار جرمی
فشار	فشار
دما	دما
بازده قانون دوم	بازده قانون دوم
گرمای ویژه	گرمای ویژه
ارتفاع آب در فشارسنج نسبی	ارتفاع آب در فشارسنج نسبی
سرعت موتور	سرعت موتور
زیر نویس ها	زیر نویس ها

ضمیمه

نام آزمون: آزمون دور ثابت ۱۵۰۰ دور بر دقیقه، فشار محیط: ۶۷۶ mmHg و رطوبت نسبی: ۶۰٪

ردیف	N (دور بر دقیقه)	T (N.m)	بازگردانی دود (%)	$m_{cooling}^0$ (L/min)	T_{amb} (°C)	$T_{in, cooling}$ (°C)	$T_{out, cooling}$ (°C)	T_{fuel} (°C)	P_{exh} (mmHg)	$t_{50 cc f.}$ (sec)	T_{air} (بازگردانی دود °C)	$T_{exhaust}$ (°C)	ΔH_{orific} (mmH2O)
۱	۱۵۰۰	۲۲/۳	۰	۳۲	۲۰	۵۲	۵۸	۱۴/۱	۲	۱:۳۷:۵۱	۲۵/۵	۱۰۹/۴	۸۱/۳
۲	۱۵۰۰	۲۱	۱۰	۳۲	۲۰/۱	۵۳	۶۰	۱۴/۵	۳	۱:۴۰:۴۶	۲۸/۲	۱۱۰/۸	۵۸/۷
۳	۱۵۰۰	۲۳	۲۰	۳۲/۵	۲۰/۱	۵۳	۶۰	۱۵/۱	۰	۱:۳۸:۱۹	۳۰/۸	۱۱۶/۲	۴۳/۵
۴	۱۵۰۰	۴۴/۶	۰	۳۲/۷	۲۰/۹	۵۶	۶۲	۱۷/۱	۵	۱:۰۸:۸	۲۶/۱	۱۴۷	۸۲/۵
۵	۱۵۰۰	۴۴/۵	۱۰	۳۲/۵	۲۰/۹	۶۰	۶۶	۱۸	۵	۱:۰۹:۷	۲۸/۸	۱۵۵	۵۷/۲
۶	۱۵۰۰	۴۳/۶	۲۰	۳۲	۲۰/۹	۶۱	۶۷	۱۸	۲	۱:۰۹:۱۴	۳۵/۳	۱۶۴/۸	۴۱/۴
۷	۱۵۰۰	۶۶/۹	۰	۳۲/۲	۲۰/۹	۶۴	۷۳	۱۸/۸	۱۰	۰:۵۱:۴۷	۲۷/۲	۱۹۷	۴۷/۷
۸	۱۵۰۰	۶۶	۱۰	۳۲	۲۰/۹	۷۰	۷۷	۱۸/۸	۵	۰:۵۱:۸۵	۳۶	۲۰۵/۳	۵۵/۸
۹	۱۵۰۰	۶۲	۲۰	۳۱/۸	۲۰/۶	۷۱	۷۸	۱۹/۱	۲	۰:۵۱:۵۵	۴۱	۲۱۸/۶	۳۹/۲

References:

1. Ming Zheng, Graham T. Reader, J. Gary Hawley, "Diesel engine exhaust gas recirculation- a review on advanced and novel concepts", *Energy conversion & Management*, 45 (2004) 883–900
2. Moran MJ, Shapiro HN. Fundamentals of engineering thermodynamics. *New York: Wiley; 2000*.
3. C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis, "Second-law analyses applied to internal combustion engines operation" *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 32, pp. 2-47, 2006.
4. Caton JA. "A review of investigations using the second law of thermodynamics to study internal-combustion engines" *SAE paper no. 2000-01-1081*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers Inc; 2000.
5. Kotas, T.J. "The exergy analysis of thermal plants" *Kreiger publishing company Florida*, 1995.
- [6]. Arthur C. Stern, "Air pollution" Vol. 5, *Air quality management, Third edited, Academic Press inc*.
7. Degobert, "Automobiles and pollution" *Edition Technip paris, France*. 1995.
8. Stoker, H.S., Seoger, S.L. "Environment chemistry: air and water pollution" *Scott, foresman and company Glenview, Illinois*. 1972.
9. Ladomatos, N., Abdelhalim, S.M. and Zhao, H. "Effect of exhaust gas recirculation temperature on diesel engine combustion and emissions" *Journal of Automobile Engineering*. Vol. 212, 1998.
10. Rosen M.A. "Clarifying thermodynamics efficiencies and losses via exergy" *Exergy an international journal*, Vol. 2, 3-5, 2002
11. D.T. Hountalas, G.C. Mavropoulos, K.B. Binder. "Effect of exhaust gas recirculation (EGR) temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions" *Energy*, Vol. 33, pp. 272-283, 2008.
12. Alain Maiboom, Xavier Tauzia, Jean-François Hétet, "Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine" *Energy*, Vol. 13, pp. 22-34, 2008.
13. S. Aldajah, O.O. Ajayi, G.R. Fenske, I.L. Goldblatt, "Effect of exhaust gas recirculation (EGR) contamination of diesel engine oil on wear" *16th International Conference on Wear of Materials*, 2007.
14. Selim, M. Y. E., "Effect of exhaust gas recirculation on some combustion characteristics of dual fuel engine" *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, pp. 709-723, 2003.
15. O. Angrill, H. Geitlinger, T. Streibel, R. Sultz, H. Bockhorn, "Influence of exhaust gas recirculation on soot formation in diffusion flames ; *Symposium (International) on Combustion*, Vol. 28, pp. 2643-2649, 2000.
16. L.M. Das, R. Mathur, "Exhaust gas recirculation for Nox control in a multicylinder hydrogen-supplemented S.I. engine" *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 18, pp. 1013-1018, 1993.
17. PLINT Air Consumption measurement Model TE40 User Manual
18. K. Wark "Advanced thermodynamics for Engineers, McGraw Hill Inc, 1995
19. Flynn PF, Hoag KL, Kamel MM, Primus RJ., "A new perspective on diesel engine evaluation based on second law analysis" *SAE paper no. 840032*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers Inc; 1984.
20. Szargut J, Styrylska T. "Angenährte bestimmung der exergie von brennstoffen" *Brennst-Wärme-Kraft* 1964;16:589–96.
21. Rodriguez L. "Calculation of available-energy quantities. In: Gaggioli RA, editor. Thermodynamics: second law analysis". *Washington, DC: American Chemical Society Symposium*; p. 39–59, 1980.
22. Stepanov Vs. "Chemical energies and exergies of fuels" *Energy*, Vol. 20:235–42, 1995.
23. Moran MJ. "Availability analysis: a guide to efficient energy use" *New Jersey: Prentice-Hall*; 1982.
24. Heywood JB. Internal combustion engine fundamentals. *New York: McGraw-Hill*; 1988

Experimental Investigation on the Effect of EGR Mixture Temperature on the Second Law Efficiency in Light-duty Diesel Engines

M. Ghazikhani*

Associate Professor of Mechanical Engineering
Ferdowsi University of Mashhad
ghazikhani@um.ac.ir

A. Joharchi

MSc. Student
Mechanical Engineering Department
Ferdowsi University of Mashhad
ajoharchi@gmail.com

M. E. Feyz

BSc. Student
Mechanical Engineering Department
Ferdowsi University of Mashhad
m.e.feyz@gmail.com

*Corresponding Authors

Received: Dec. 29, 2009

Accepted in Revised Form: Aug. 23, 2010

Abstract

Current approaches to the analysis of internal combustion engines are no longer merely based on the first law of Thermodynamics and are conducted from the second law either. The evaluation of processes by the first law cannot provide a sophisticated insight into the issue. So, due to the necessity of having a detailed perspective of the losses in different thermodynamic processes, a useful method called the Exergy analysis is required. The amount of emissions produced by diesel engines, especially soot and NO_x, are higher in comparison with spark ignition engines. One of the common methods to suppress NO_x emission is the recirculation of exhaust gas to the cylinder. This method causes the in-cylinder peak temperature reduction so that the less amount of NO_x would be formed. In the following study, the effect of recirculated exhaust temperature and ratio on the exergy destruction of a diesel engine is investigated. The results revealed that by increasing the mass ratio and temperature of the air-exhaust mixture, the second law efficiency generally decreases in various loads and engine speeds.

Keywords: Diesel Engine, Second Law of Thermodynamics, Exhaust Gas Recirculation