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

محمد ابراهیم 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 به‌کمک 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 اگزرژی داریم. آلاینده‌هایی که موتورهای دیزل تولید می‌کنند مخصوصا 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 به‌دلیل کاستن دمای احتراق بر اثر کم شدن غلظت اکسیژن درون استوانه باعث کاهش آلایندگی NOx می‌شود. در این تحقیق کوشش شده تأثیر دما و میزان بازگشت دود روی اتلاف اگزرژی 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 به‌صورت عمومی کاهش پیدا می‌کند.

کلیـد 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 کارآیی وکاهش آلاینده‌ها در این موتورها تلاش های 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 محفظهٔ احتراق موجب کاهش دمای شعله و ترکیبات اکسید نیتروژن در خروجی می شود. تأثیر عوامل مختلف

۱- EGR (Exhaust Gas Recirculation)

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

– ارزیابی فرآیندهای قسمتهای مختلف موتور و بررسی ظرفیت هر قسمت برای تولید کار مفید

– شناسایی فرآیندهایی که در آنها تخریب اگزرژی صورت می‌گیرد و تلاش برای شناسایی منابع آن

– ارزیابی کمّی تلفات و بازگشت ناپذیریها

– بررسی تأثیر متغیرهای طراحی و گرما پویایی در ایجاد تلفات اگزرژی

– پیشنهاد روش‌هایی برای به حداقل رساندن تلفات برای افزایش بازده

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

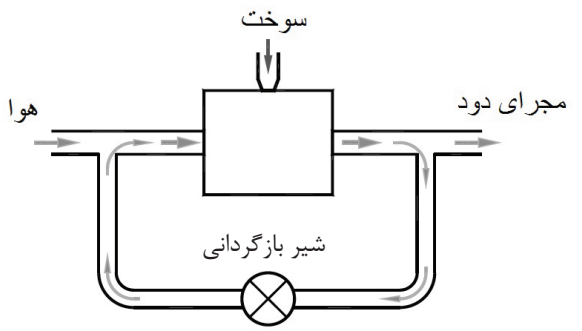
– تعیین بازده قسمت‌های مختلف موتور که به وسیلهٔ آن می‌توان عملکرد آنها را مورد بررسی و مقایسه قرار داد.

پژوهش‌های بسیاری در مورد قانون دوم 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 گیبس بودندکه از سال ۱۸۶۸ به این مفهوم توجه نمودند. ولی با توجه به مقاله‌ای که گوی در سال ۱۸۸۹ منتشر کرد، متخصصان گرما پویایی 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 اگزرژی با رشد فناوری بیشتر مورد توجه واقع شد. مقاله‌های منتشر شدهٔ توسط بوشجاکویچ۱۹۳۸–۱۹۳۹ دورهٔ جدیدی را در رشد تحلیل قانون دوم نشان می‌دهد. این مقاله‌ها به معادله‌بندی کارآیی و فناوریهای تعیین کارآیی فرآیندها کمک شایانی کردند[۵]. ادامهٔ فعالیت‌ها در این زمینه به دلیل جنگ جهانی دوم قطع شد اما در سال ۱۹۵۰ با توان بیشتری فعالیتها در این زمینه شروع گردید و تحلیل اگزرژی جایی برای خود در علم گرماپویایی باز کرد [۵].

در دههٔ اخیر ساستارنویس در زمینهٔ تحلیل اقتصادی اگزرژی سامانه‌ها (۱۹۹۰)، موریس (۱۹۹۲)، لی (۱۹۹۴)، موران (۱۹۹۹۴) در زمینه تحلیل اگزرژی و کاربردهای عملی آن، والر وکیم در زمینه تحلیل اگزرژی چرخه ترکیبی تحقیق کرده‌اند [۵و۳].

میزان ۷۰ درصد از آلاینده منواکسید کربن، ۳۶ درصد آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته، ۴۳ درصد آلاینده اکسیدهای نیتروژن موجود در اتمسفر از خودروها است [۷و۶]. 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 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 وهوای ورودی را روی عملکرد و آلایندگی موتور دیزل سنگین بررسی کرده‌اند. میبوم و همکاران [۱۲] تأثیر بازگردانی دود را بر آلایندگی و

احتراق موتور دیزل تزریق مستقیم بررسی کرده‌اند. الداجا و همکاران [۱۳] تأثیر بازگردانی دود را 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 آلایندگی اکسیدهای نیتروژن در موتور پایه هیدروژنی چند استوانهای اشتعال جرقه‌ای مطالعه کرده‌اند.

در این تحقیق سعی شده است با بهره‌گیری از قابلیت قانون دوم در تحلیل فرآیندها، تأثیر استفاده از فرایند بازخورانی مجرای دود بر روی بازده موتور دیزل به‌صورت 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 سنج رقومی 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 بستر آزمون

نوع: پرکینز ۴/۱۰۸ دیزل- تنفس طبیعی	
قطر استوانه: ۷۹/۸ میلی متر	تلمبه تزریق:چند راههٔ 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.

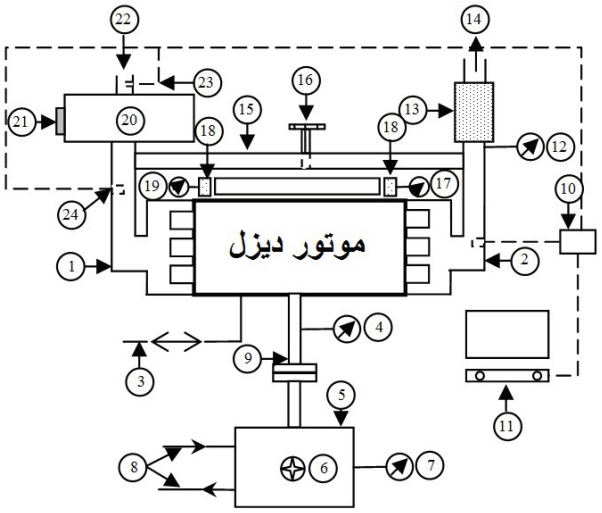
در این بستر آزمون از مخزن هوا برای اندازه‌گیری شار هوای ورودی به چندراههٔ گاز و همچنین از یک روزنه که روی این مخزن نصب شده است، برای اندازه‌گیری شار هوای ورودی استفاده شده است.

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

از سرعت سنج رقومی ثابت برای اندازه‌گیری سرعت دورانی موتور استفاده شده است. حسگر این سرعت‌سنج در محل محور خروجی از موتور و متصل به لگام‌ترمز قرار دارد.

مخزن سوخت دیزل موتور شامل لوله‌های رفت و برگشت سوخت به موتور و یک پیپت مدرج است. این پیپت در فواصل ۵۰ سی‌سی مدرج شده است. به‌کمک زمان‌سنج 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-چندراههٔ هوا ۲-چندراههٔ 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 سنج ۱۹-دماسنج آب خروجی از مبدل ۲۰-مخزن هوا ۲۱-روزنه ۲۲-هوای محیط ورودی به مخزن هوا ۲۳-زوج‌گرمایی اندازه‌گیری دمای هوای ورودی به مخزن هوا ۲۴-زوج‌گرمایی اندازه‌گیری دمای هوای ورودی به موتور (پس از اختلاط با گازهای مجرای دود بازخورانی شده)

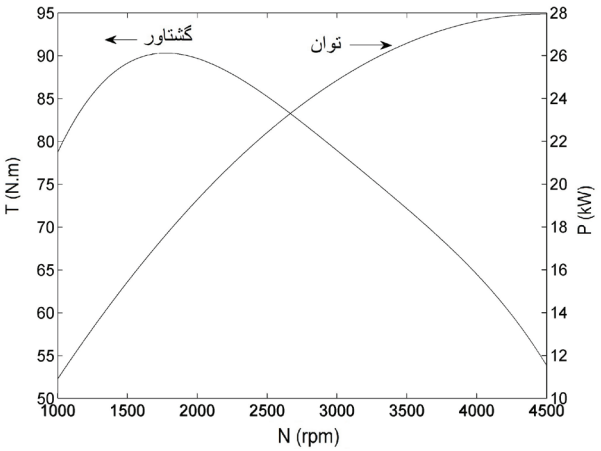
۱- Gate Valve= Board Interface

جدول ۲ خطاهای وسایل اندازه‌گیری مورد استفاده درآزمون‌ها

نوع وسیله اندازه‌گیری	میزان خطا	واحد
شارسنج	۰٫۱	l/min
فشارسنج مجرای دود	۵	mmHg
روزنهٔ اندازه‌گیری شار هوا	۱	mmH۲O
زوج‌گرمایی نوع k	۰٫۰۱	C°
زمان‌سنج	۰٫۱	ثانیه
رطوبت‌سنج محیط	۱	٪
فشار سنج محیط (بارومتر)	۱	mmHg
لگام ترمز FROUD	۱	N.m
سرعت سنج موتور	۰٫۱	دور بر دقیقه
دماسنج خنک‌کن روغن	۱	C°
دماسنج سامانهٔ خنک کننده	۱	C°

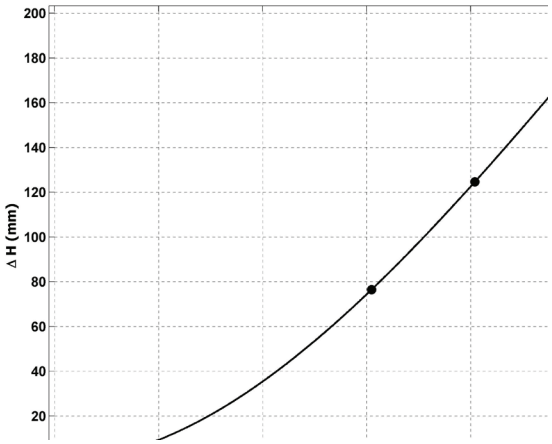
۳- نحوهٔ اجرای آزمون

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



شکل ۳ نمودارتجربی مشخصهٔ 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 معادلهٔ تجربی بین سرعت دورانی موتور و $h\Delta$ روزنه (شار تنفسی هوای عبوری از روزنه) بدست می‌آید که از این معادله در محاسبهٔ میزان درصد جرمی گازهای بازخورانی شدهٔ شیر تنظیم استفاده می‌شود.



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

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

$$\begin{cases}\Delta h = -5.56\times10^{-9}N^3 + 4.208\times10^{-5}N^2 + \\ 0.0004N - 4.02\times10^{-6}\end{cases} \qquad (۱)$$

بدین منظور برنامهٔ رایانه‌ای به‌کمک نرم‌افزار MATLAB نوشته شده است که با آن می‌توان با مشاهده میزان $h\Delta$ 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 در 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 به‌وسیلهٔ یک دماسنج، یک فشار سنج و یک رطوبت سنج 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 به‌کمک دندهٔ شانهای درحالت بدون گازهای بازخورانی ثابت شده است تا با میزان ثابت اگزرژی 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 اگزرژی است. دمای مخلوط بازگردانی دود در این آزمون به‌صورت تابعی از دور موتور، گشتاور موتور و درصد اختلاط گازهای بازگشتی از مجرای دود و هوای تازه ورودی است. لذا با تغییر هر کدام از متغیرهای ذکر شده دمای بازگردانی دود تغییر می‌شود.

٤- معادلات مورد استفاده

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

$$\varepsilon = \frac{w_b}{(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}) e_{fuel}} \qquad (۲)$$

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

$$\dot{W}_b(kW) = T(kN.m)(2\pi)N(rps) \qquad (۳)$$

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

$$A_{exh} = \dot{m}_{exh} \times b_{exh} \qquad (۴)$$

که در آن با استفاده از قانون بقای جرم داریم:

$$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_f + \dot{m}_{air} \qquad (۵)$$

که در آن شار سوخت به‌کمک پیپت 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 چندراههٔ 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، به‌کمک یک برنامهٔ رایانه‌ای محاسبه می‌شود. در حالت دوم که این شیر بسته است، شار هوای ورودی از معادلهٔ (۶) محاسبه می‌شود [۱۷]:

$$\dot{m}_a = 0.00001232 D^2 \sqrt{\frac{H_0 P_a}{T_a}} \qquad (۶)$$

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

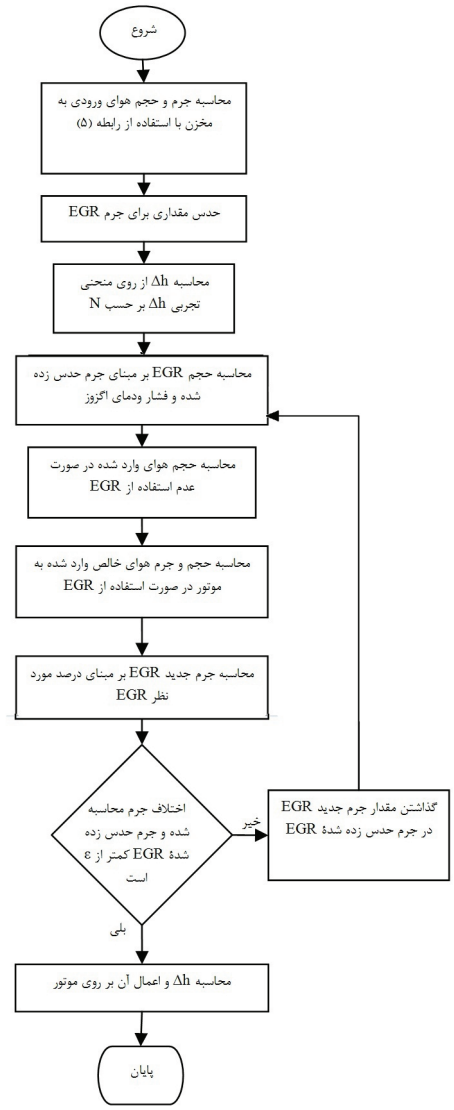
$$b_{exh} = (h_{exh} - h_0) - T_0\left(s_{exh}^T - s_o^T - RLn\frac{P_0}{P_{exh}}\right) \qquad (۷)$$

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

اگزرژی هوای ورودی به موتور نیز از معادلهٔ (۸) محاسبه می‌شود [۱۸]:

$$A_{air} = \dot{m}_{air} \times b_{air} \qquad (۸)$$

$$b_{air} = (h_{air} - h_0) - T_0(s_{air} - S_0) \qquad (۹)$$



شکل ۵ روندنمای محاسبهٔ درصد جرمی گازهای بازخورانی شده

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

$$A_f = \dot{m}_f(b_f + a_{chf}) \qquad (۱۰)$$

که در آن:

$$b_f = C_f(T_f - T_0) - C_f Ln\left(\frac{T_F}{T_0}\right) \qquad (۱۱)$$

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 استریلیکا بدین صورت بیان شده است:

$$\begin{cases} a_{fch} = LHV[1.0401 + 0.01728\frac{y}{z} + \\ 0.0432\frac{p}{z} + 0.2196\frac{q}{z}\left(1 - 2.0628\frac{y}{z}\right)] \end{cases} \quad (۱۲)$$

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

$$a_{fch} = LHV\left(1.04224 + 0.011925\frac{y}{z} - \frac{0.042}{z}\right) \quad (۱۳)$$

مشخصات سوخت مورد استفاده بدین شرح است:

نوع سوخت:	دیزل سبک
وزن ملوکولی:	۱۷۰
معادلهٔ شیمیایی :	(l) C۱۲,۳H۲۲,۱۴
چگالی:	۰,۸۴ gr/cm۳
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]:

$$C_f = \frac{P_{s,d}}{P_m - P_{v,m}}\left(\frac{T_m}{T_s}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (۱۴)$$

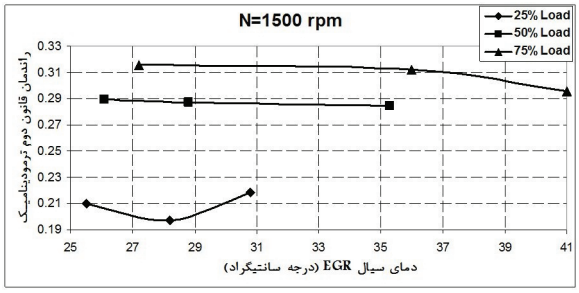
که در معادلات قبلی، شرایط استاندارد طبق جدول ۳ مشخص می‌شود [۲۴]:

جدول ۳ شرایط استاندارد آزمون[۲۴]

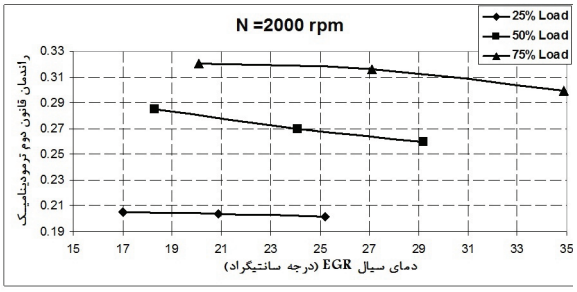
دما	فشار بخار آب	فشار هوای خشک
۲۹,۴	۹,۶۵	۷۳۶,۶
oC	mmHg	mmHg

۵- بررسی و تحلیل نتایج

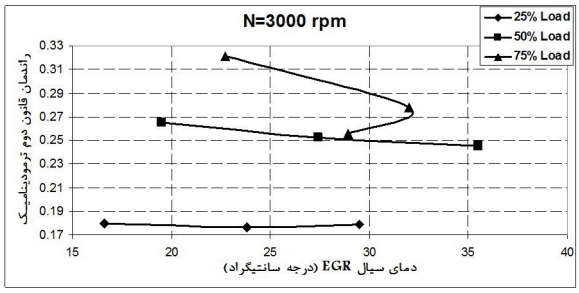
پس از آماده سازی بستر آزمون و اجرای آن و ثبت و پردازش داده‌های آزمون به‌کمک معادلات مذکور، نتایج حاصل از آزمون به‌صورت نمودارهای زیر در سرعت‌های ثابت ۱۵۰۰، ۲۰۰۰ و ۳۰۰۰ دور در دقیقه و همچنین در بارهای ثابت۲۵، ۵۰ و ۷۵ درصد از بیشترین گشتاور قابل دستیابی در هر سرعت گشتاور قابل دستیابی نمایش داده شده است. 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 گردیده‌اند.



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



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



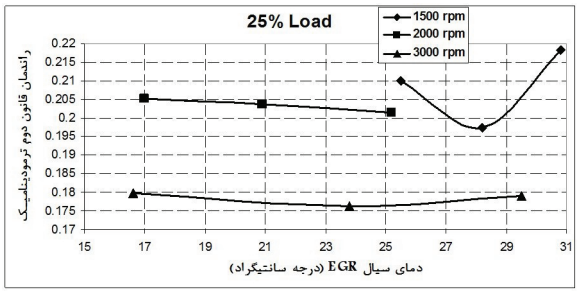
شکل ۸ بازده قانون دوم موتور پرکینز ۴/۱۰۸ بر حسب دمای مخلوط بازگردانی دود وهوای ورودی در سرعت ثابت دور بر دقیقه ۳۰۰۰ و بارهای مختلف

در شکلهای ۶ الی ۸، روند تغییرات بازده قانون دوم بر حسب دمای بازگردانی 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 اگزرژی با افزایش بارگذاری است. علت اصلی این پدیده به ماهیت احتراق در گشتاورهای بزرگ بر می‌گردد که دمای محفظهٔ احتراق داغ است و در ضمن تفاوت دمایی که اصلی ترین عامل بازگشت ناپذیری کم است. روند غالب دیگر کاهش نسبی بازده اگزرژی با افزایش دمای بازگردانی 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.

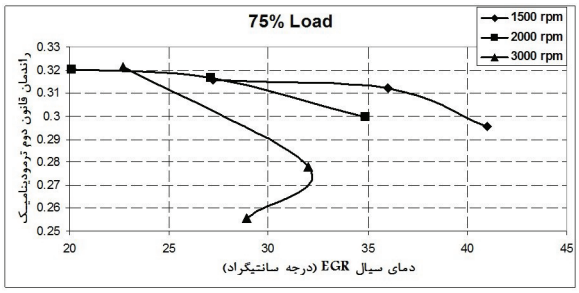
■ افزایش تأخیر زمانی احتراق در اثر اعمال بازگردانی دود و کاهش توان ترمزی به تبع آن. افزایش تأخیر زمانی احتراق به علت کاهش غلظت اکسیژن در استوانه و افزایش گرمای ویژه مخلوط در پی ورود دی‌اکسید کربن ورودی است.

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 بازگردانی دود از ۱۰ به ۲۰ است که موجب مکش بیشتر هوا و در نتیجه کاهش دمای مخلوط بازگردانی دود می‌شود.



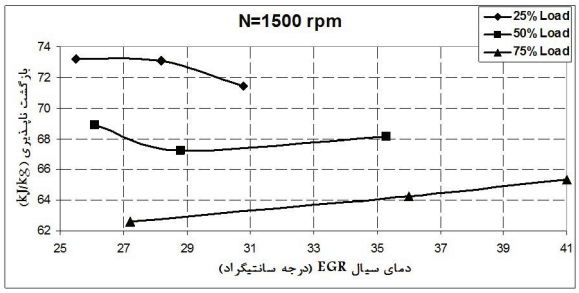
شکل ۹ بازده قانون دوم موتور پرکینز ۴/۱۰۸ بر حسب دمای مخلوط بازگردانی دود وهوای ورودی در ۲۵٪ بیشترین گشتاور قابل دستیابی در سرعت‌های مختلف

شکل ۱۰ بازده قانون دوم موتور پرکینز ۴/۱۰۸ بر حسب دمای مخلوط بازگردانی دود وهوای ورودی در۵۰٪ بیشترین گشتاور قابل دستیابی در سرعت‌های مختلف

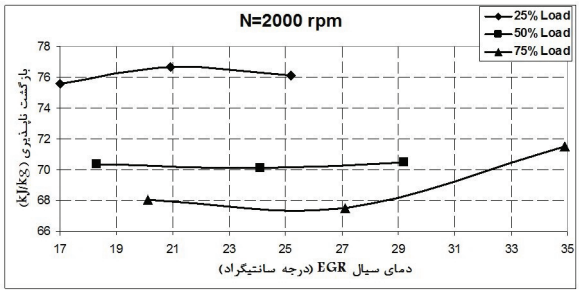


شکل ۱۱ بازده قانون دوم موتور پرکینز ۴/۱۰۸ بر حسب دمای مخلوط بازگردانی دود وهوای ورودی در۷۵٪ بیشترین گشتاور قابل دستیابی در سرعت‌های مختلف

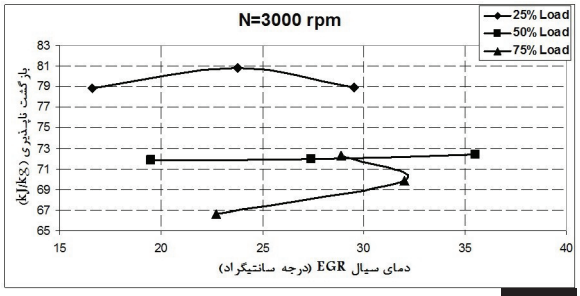
در شکلهای ۹ الی ۱۱ تغییرات بازده اگزرژی در دورهای مختلف به تفکیک گشتاور بر حسب دمای بازگردانی دود رسم شده است. علاوه بر روندهای قبلی، می‌توان شاهد کاهش بازده قانون دوم با افزایش سرعت موتور بود. برای توجیه این پدیده می‌توان به مواردی همچون افزایش زاویه‌ای از میل‌لنگ که در برگیرنده تأخیر زمانی احتراق است 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 بازگردانی دود وهوای ورودی در سرعت ثابت دور بر دقیقه۱۵۰۰ در بارهای مختلف



شکل ۱۳ بازگشت ناپذیری درون استوانه بر حسب دمای مخلوط بازگردانی دود وهوای ورودی در سرعت ثابت دور بر دقیقه۲۰۰۰ در بارهای مختلف



شکل ۱۴ بازگشت ناپذیری استوانه بر حسب دمای مخلوط بازگردانی دود وهوای ورودی در سرعت ثابت دور بر دقیقه۳۰۰۰ در بارهای مختلف

در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ و۱۴، نمودار میزان بازگشت ناپذیری فرایندهای درون استوانه بر حسب دمای مخلوط بازگردانی دود وهوای ورودی رسم شده است. مشاهده می‌شود که، به‌طور کلی با افزایش دمای مخلوط بازگردانی دود وهوای ورودی ، بازگشت‌ناپذیری 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 (دور بر دقیقه ۱۵۰۰ و ۲۵٪ بیشترین گشتاور قابل دستیابی)، رفتار موتور برعکس دیگر سرعت‌ها و بارها است. بدین صورت 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 عمدتا شامل هوای اضافی است و لذا در بارگذاری‌های کم اعمال بازگردانی دود بیشتر موجب پیش گرم شدن مخلوط هوای ورودی به موتور می‌شود. در نتیجه با پیش گرم شدن هوای ورودی، شرایط برای خود اشتعالی سوخت بیشتر فراهم می‌شود و با کاهش تأخیر زمانی احتراق توان ترمزی افزایش می‌یابد. مطابق معادلهٔ موازنهٔ اگزرژی در اثر افزایش توان خروجی بازگشت 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 عمدتا به دلیل کاهش دمای بیشینه چرخه در اثر اعمال بازگردانی دود و افزایش تأخیر زمانی احتراق است.

٦- نتیجه گیری

با توجه به بحث صورت گرفته می‌توان به این نتیجه رسید که با افزایش دمای مخلوط بازگردانی دود وهوای 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 نکتهٔ 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 وهوای ورودی و اثر پیش گرمایشی آن در بارگذاری‌های کم برای توجیه این نتیجه مطرح شد. برای حل مشکل استفاده از سامانهٔ بازگردانی دود در بارگذاری‌های بزرگ، استفاده از میان سرد کن یا خنک‌کن میانی در مسیر بازگردانی دود برای کاهش دمای بازگردانی دود پیشنهاد می‌شود.

فهرست علائم

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

Refrences:

[۱]. Ming Zheng, Graham T. Reader, J. Gary Hawley, "Diesel engine exhaust gas recirculation–a review on advanced and novel concepts", Energy conversion & Management, ۹۰۰–۸۸۳ (۲۰۰۴) ۴۵

[۲]. Moran MJ, Shapiro HN. Fundamentals of engineering thermodynamics. New York: Wiley; ۲۰۰۰.

[۳]. C.D. Rakopoulos , E.G. Giakoumis, "Second–law analyses applied to internal combustion engines operation" Progress in Energy and Combustion Science, Vol. ۳۲, pp. ۲۰۰۶ ,۴۷–۲.

[۴]. Caton JA. "A review of investigations using the second law of thermodynamics to study internal–combustion engines" SAE paper no. ۱۰۸۱–۰۱–۲۰۰۰. Warrendale, PA: Society of AutomotiveEngineers Inc; ۲۰۰۰.

[۵]. Kotas, T.J. "The exergy analysis of thermal plants" Kreiger publishing company Florida, ۱۹۹۵.

[۶]. Arthur C.Stern, "Air pollution" Vol. ۵, Air quality management, Third edited, Academic Press inc.

[۷]. Degobert, "Automobiles and pollution" Edition Technip paris, France. ۱۹۹۵.

[۸]. Stoker, H.S., Seoger, S.L. "Environment chemistry: air and water pollution" Scott, foresman and company Glenview,Illinois. ۱۹۷۲.

[۹]. 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. ,۲۱۲ ۱۹۹۸.

[۱۰]. Rosen M.A. "Clarifying thermodynamics efficiencies and losses via exergy" Exergy an international journal, Vol. ۲۰۰۲ ,۵–۳ ,۲

[۱۱]. D.T. Hountalas, G.C. Mavropoulos, K.B. Binder. "Effect of exhaust gas recirculation (بازگردانی دود) temperature for various بازگردانی دود rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions" Energy, Vol. ۳۳, pp. ۲۰۰۸ ,۲۸۳–۲۷۲.

[۱۲]. Alain Maiboom, Xavier Tauzia, Jean–François Hétet, "Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (بازگردانی دود) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine" Energy, Vol. ۱۳, pp. ۲۰۰۸ ,۳۴–۲۲.

[۱۳]. S. Aldajah, O.O. Ajayi, G.R. Fenske, I.L. Goldblatt, "Effect of exhaust gas recirculation (بازگردانی دود) contamination of diesel engine oil on wear" ۱۶th International Conference on Wear of Materials , ۲۰۰۷.

[۱۴]. Selim, M. Y. E., "Effect of exhaust gas recirculation on some combustion haracteristics of dual fuel engine" Energy Conversion and Management, Vol. ۴۴, pp. ۲۰۰۳ ,۷۲۳–۷۰۹.

[۱۵]. O. Angrill, H. Geitlinger, T. Streibel, R. Suntz, H. Bockhorn, "Influence of exhaust gas recirculation on soot formation in diffusion flames ; Symposium (International) on Combustion, Vol. ۲۸, pp. ۲۰۰۰ ,۲۶۴۹–۲۶۴۳.

[۱۶].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. ۱۸, pp. ۱۹۹۳ ,۱۰۱۸–۱۰۱۳.

[۱۷]. PLINT Air Consumption measurement Model TE۴۰ User Manual

[۱۸]. K. Wark "Advanced thermodynamics for Engineers, McGraw Hill Inc, ۱۹۹۵

[۱۹]. Flynn PF, Hoag KL, Kamel MM, Primus RJ., "A new perspective on diesel engine evaluation based on second law analysis" SAE paper no. ۸۴۰۰۳۲. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers Inc; ۱۹۸۴.

[۲۰]. Szargut J, Styrylska T. "Angena¨rhte bestimmung der exergie von brennstoffen" Brennst–Wa¨rme–Kraft ۹۶–۱۶:۵۸۹;۱۹۶۴.

[۲۱]. Rodriguez L. "Calculation of available–energy quantities. In: Gaggioli RA, editor. Thermodynamics: second law analysis". Washington, DC: American Chemical Society Symposium; p. ۱۹۸۰ ,۵۹–۳۹.

[۲۲]. Stepanov Vs. "Chemical energies and exergies of fuels" Energy, Vol. ۱۹۹۵ ,۴۲–۲۰:۲۳۵.

[۲۳]. Moran MJ. "Availability analysis: a guide to efficient energy use" New Jersey: Prentice–Hall; ۱۹۸۲.

[۲۴]. Heywood JB. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw–Hill; ۱۹۸۸

ضمیمه

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

ردیف	N (دور بر دقیقه)	T (N.m)	بازگردانی دود (%)	$\dot{m}_{cooling}$ (L/min)	Tamb (°C)	Tin. cooling (°C)	Tout cooling (°C)	Tfuel (°C)	Pexh. (mmHg)	t50 cc f. (sec)	TAir+بازگردانی دود (°C)	Texhaust (°C)	ΔHorific (mmH2O)
۱	۱۵۰۰	۲۲,۳	۰	۳۲	۲۰	۵۲	۵۸	۱۴,۱	۳	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	۳۷,۲	۱۹۷	۷۴,۷
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