



مطالعه تجربی اثر تغییرات چرخه‌ای بر هیدروکربن نسوخته در موتور اشتعال جرقه‌ای

ابراهیم عبدی اقدم^۱، محسن باشی^{۲*}

^۱دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، eaaghdam@uma.ac.ir

^۲دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، mohsenbashy@gmail.com

*نویسنده مسؤل، شماره تماس: ۰۹۱۵۱۷۳۶۶۹۱

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۹ بهمن ۱۳۹۲

پذیرش: ۲۵ اسفند ۱۳۹۲

کلیدواژه‌ها:

تغییرات چرخه‌ای

هیدروکربن نسوخته

آلاینده‌ها

موتور اشتعال جرقه‌ای

برای بهبود عملکرد موتورهای اشتعال جرقه‌ای، شناخت تغییرات چرخه‌ای از اهداف اصلی است. این تغییرات به نوع سوخت، غنا (نسبت هم‌ارزی)، سرعت دورانی، بار و مشخصات هندسی موتور وابسته است و می‌تواند سبب نوسانات قدرت خروجی و هیدروکربن نسوخته شود. در این مقاله با استفاده از موتور تک استوانه‌ای پژوهشی مجموعه‌ای از چرخه‌های پیاپی ثبت شد و سپس بررسی آماری آن‌ها ارائه شد. برای هرچه کمتر کردن خطاهای آزمایش تمام عوامل به طور پیوسته بررسی شد تا از اعمال شرایط مختلف و اخذ داده‌های متناقض تا حد امکان جلوگیری شود. بر اساس نتایج، تغییرات چرخه‌ای به علت کاهش توان خروجی، پدیده مطلوبی محسوب نمی‌شود اما افزایش تغییرات چرخه‌ای سبب کاهش هیدروکربن‌های نسوخته در خروجی می‌شود و از این منظر پدیده مطلوبی است.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱) مقدمه

پیدیدگی پدیده احتراق در موتورها امکان مطالعه همه جانبه آن را دشوار و غیر ممکن می‌سازد لذا برای مطالعه آن باید به مشاهده ناقص آنچه درون موتور اتفاق می‌افتد اکتفا نمود. برای مشخصه‌های اصلی احتراق بالاخص در حالت آشفته فقط به حدس و گمان می‌توان متوسل شد و متغیرهای بسیار زیاد آن از هم متمایز نشده‌اند. از لحاظ نظری احتراق در هر استوانه موتور یا چرخه‌های پشت سر هم هر استوانه باید در شرایط ثابت به طور کامل یکسان باشد ولی در موتور احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای وقتی نمودار فشار داخل محفظه احتراق بر حسب زاویه میل لنگ برای تعدادی چرخه پی در پی با هم ترسیم شوند مشاهده می‌شود که پراکندگی زیادی بین منحنی فشار مرحله احتراق ظاهر می‌گردد در حالی که در موتور اشتعال تراکمی این پدیده قابل توجه نیست [۱].

علت اساسی تغییرات چرخه ای در طبیعت انتشار مغشوش شعله پیش آمیخته موتور نهفته است و به هیچ وجه آن را نباید به نامنظم بودن موتور نسبت داد [۲، ۳]. مستقل از نوع سوخت، سه عامل اصلی برای این تغییرات بیان شده است: تغییرات چرخه به چرخه در حرکت گاز داخل استوانه در طول احتراق، تغییرات چرخه به چرخه در مقدار سوخت، هوا، گازهای باقیمانده و گازهای بازیافتی و تغییرات در ترکیب مخلوط داخل استوانه در هر چرخه مخصوصاً در نزدیکی شمع [۴، ۵]. برای سوخت معلوم تغییرات چرخه به چرخه مستقیماً روی عملکرد خروجی موتور اثر می‌گذارد علاوه بر این ازدیاد پراکندگی چرخه ای برای مخلوط‌های فقیر یکی از اهم موانع بهره‌برداری از موتور با مخلوط فقیر است. با کم کردن یا حذف تغییرات چرخه به چرخه می‌توان تا حد زیادی بر مقدار استقامت و توان‌دهی موتور افزود چرا که تغییرات چرخه ای به عنوان عامل محدود کننده قدرت موتور، بازده تبدیل سوخت و گشتاور خروجی می‌باشد.

سویز با استفاده از موتوری چهار استوانه اثر تغییر حجم مخزن آرامش قبل از چندراهه ورودی را بر روی تغییرات چرخه ای در سرعت‌های مختلف و آلاینده‌های تولیدی بررسی کرد و به این نتیجه رسید که کمینه تغییرات چرخه ای در سرعتی خاص رخ داده است و برای حجم‌های مختلف مخزن آرامش تقریباً ثابت است. در این تحقیق آلاینده‌ها به صورت تابعی از سرعت بررسی شده است [۶].

چانگ‌وی جی و همکاران با مطالعه موتور چهار استوانه با امکان ترکیب هیدروژن و بنزین، مخلوط‌های فقیر سوخت و هوا را بررسی کردند و تغییرات چرخه ای را بر حسب غنا ارزیابی کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که با فقیرتر شدن مخلوط سوخت و هوا تغییرات چرخه ای افزایش می‌یابد و این روند در ترکیب ۳ درصدی هیدروژن و بنزین نیز مشاهده می‌شود. همچنین تغییرات آلاینده هیدروکربن نسوخته بر حسب غنا نیز مطالعه شد که در نتیجه کاهش غنا مقدار این آلاینده در گازهای خروجی افزایش می‌یابد [۷].

در مقاله دیگر سویز و همکاران تغییرات چرخه ای و آلاینده‌های خروجی موتور چهار استوانه اشتعال جرقه‌ای را در حالت ترکیب دو سوخت اتانول و بنزین برای درصدهای حجمی مختلف اتانول در شرایط غنی بررسی کردند و تغییرات چرخه ای را بر اساس درصد حجمی اتانول ترکیب شده ارائه کردند. در این مطالعه نقطه بهینه‌ای برای ترکیب اتانول و بنزین معرفی شده است که در این نقطه تغییرات چرخه ای کمینه می‌گردد. بر اساس دیگر نتایج مقدار غنا در نقطه بهینه معرفی شده کمترین مقدار را دارد. همچنین در این شرایط مقدار آلاینده هیدروکربن نسوخته و منواکسید کربن نیز کمینه می‌گردد [۸].

موری و همکاران مطالعه‌ای جامع از موتور چهار استوانه در نسبت‌های فقیر سوخت و هوا ارائه کردند. آنها تأثیر زمانبندی جرقه، زمانبندی پاشش سوخت، سرعت موتور، بار موتور و غنا را بر تغییرات چرخه ای سه متغیر فشار مؤثر متوسط، دمای بیشینه گازهای خروجی و دمای متوسط گازهای خروجی مطالعه کردند. در این بررسی نشان داده شده است که با افزایش هوای اضافی موتور (کاهش غنا) تغییرات چرخه ای به طور متوسط افزایش می‌یابد، همچنین با دور شدن زمانبندی جرقه از نقطه مکت بالا تغییرات چرخه ای روند کاهشی را نشان می‌دهد اما تغییرات چرخه ای فشار مؤثر متوسط در چنین شرایطی کمینه‌ای دارد. همچنین تغییرات چرخه ای برای زمانبندی شروع پاشش نیز دارای یک کمینه می‌باشد [۹].

ژانگ و همکاران اثر متغیرهای عملکردی موتور را بر تغییرات چرخه ای احتراق و همبستگی بین متغیرهای وابسته به فشار درون استوانه در موتور گاز سوز مطالعه کردند. ایشان با استفاده از ضریب همبستگی خطی همبستگی بین فشار بیشینه، زاویه فشار بیشینه و نرخ تغییر فشار بیشینه را بررسی کردند و نشان دادند که این متغیرها همبستگی خطی قوی با یکدیگر دارند. همچنین آنها نشان دادند که در صورتی که تغییرات چرخه ای با استفاده از فشار مؤثر متوسط محاسبه شود و نسبت به پیش‌رسی جرقه ترسیم شود در نقطه‌ای مقدار ضریب تغییرات کمینه می‌شود که نشان دهنده کمترین تغییرات چرخه ای و نقطه بهینه پیش‌رسی جرقه است. از دیگر نتایج همبستگی نسبتاً ضعیف بین فشار بیشینه، نرخ تغییر فشار بیشینه و فشار مؤثر متوسط است. همچنین نشان داده شد که نمودار ضریب تغییرات فشار بیشینه نسبت به پیش‌رسی جرقه همواره نزولی است و نقطه کمینه‌ای ندارد [۱۰].

در تحقیق حاضر ضمن بررسی بخش‌هایی از تحقیق‌های قبلی برای تأیید نتایج، اثر تغییرات چرخه ای بر آلاینده هیدروکربن نسوخته مطالعه می‌شود. در این بررسی از تغییرات فشار درون استوانه ۵۰۰ چرخه پیاپی استفاده شده است. متغیر آماری ضریب تغییرات فشار مؤثر متوسط به عنوان معیاری از تغییرات چرخه ای به کار رفته است.

۲) تجهیزات استفاده شده

در این بررسی از موتوری تک استوانه با قابلیت تغییر نسبت تراکم استفاده شده است. تغییرات فشار درون استوانه با فشارسنج پویا (از نوع 6052C) و فشار هوای ورودی نیز با فشارسنج مطلق (از نوع 4005BA5F) اندازه‌گیری شده است. هر دو فشارسنج ساخت کیسلر^۱ اند. کیفیت مخلوط خروجی از موتور نیز با تحلیلگر تجاری ساخت ساکسون نوع اینفرالیت سی‌ال^۲، که علاوه بر تعیین اضافه هوا (λ) (با دقت یک هزارم)، درصد حجمی منواکسیدکربن، دی‌اکسیدکربن، اکسیژن (با دقت یک صدم) و همچنین هیدروکربن نسوخته بر حسب ppm (با دقت ۱) بیان می‌شود. زمان پاسخ تحلیلگر به تغییرات ۵ ثانیه و زمان رسیدن به پایداری برای سوخت بنزین ۳۰ ثانیه اندازه‌گیری شده است. جدول ۱ مشخصات موتور را نشان می‌دهد. برای ثبت داده‌ها از مبدل A to D ساخت ادلینک^۳ و نرم افزار ذخیره سازی خاص استفاده شده است. شکل ۱ تصویری واقعی را از موتور پژوهشی نشان می‌دهد. شکل ۲ نمای موتور پژوهشی و سامانه‌های وابسته را نمایش می‌دهد.



شکل ۱: تصویری از موتور آزمایشگاهی

جدول ۱: مشخصات موتور مدل G.U.N.T. CT300

۹۰ mm	قطر استوانه
۷۴ mm	طول پیمایش سمبه
۴۷۰ cm ³	حجم جابجایی
۳۶۰۰ rpm	سرعت بیشینه
۲ OHV	تعداد و موقعیت دریچه‌ها
افشانه‌ای با فشار ثابت و پایش برقی طول و زاویه پاشش	سامانه سوخت رسانی
برقی با امکان پایش برقی زاویه جرقه آب	سامانه جرقه زنی نوع خنک کاری

۳) نحوه آزمایش و تحلیل آماری داده‌ها

در آزمون‌ها نسبت تراکم ثابت و برابر با ۸,۱۴ تنظیم شده است. دریچه گاز کاملاً باز و مقدار سرعت برابر با ۱۸۰۰ rpm تنظیم شده است. بعد از راه‌اندازی موتور و گرم شدن آب و روغن موتور به مقدار متعارف، زمان پاشش افشانه سوخت برابر با مقدار تنظیم گردید که هوا اضافه نمایشگر تحلیلگر برابر با ۱ گردد. بعد از پایداری تحلیلگر، توسط سامانه اخذ داده، فشار پویا، فشار مطلق چندراهه^۴ ورودی، علامت محور شمارنده، موقعیت جرقه، علامت نقطه مکث بالای تخلیه و طول پاشش افشانه سوخت برای ۵۰۰ چرخه متوالی با بسامد ۸۰ kHz نمونه برداری می‌گردد. در چنین شرایطی مقادیر نمایشگر تحلیلگر متوسطی از شرایط تنظیم شده و ۵۰۰ چرخه ذخیره شده را بیان می‌کند. همین فرآیند برای ۱,۰۵ و ۱,۱۱ تکرار شده است.

بررسی طول و موقعیت پاشش، موقعیت جرقه و فشار مطلق چندراهه^۴ ورودی این اطمینان را به ما می‌دهد که شرایط تحمیلی برای چرخه‌های مختلف یکسان لحاظ شده است. بررسی دوره‌های افشانه سوخت از لحاظ منحنی شار سوخت بر حسب زمان باز بودن صحت افشانه سوخت را تأیید می‌کند، همچنین بررسی شرایط موتور گردانی در ابتدا و انتهای هر آزمون این امکان را به ما می‌دهد تا با بررسی نتایج خروجی این اطمینان را حاصل کنیم که مقدار تراکم موتور در شرایط موتور گردانی ثابت باقیمانده است. نصب فشارسنج در پشت افشانه سوخت و استفاده از تنظیم‌کننده فشار، این امکان را به ما می‌دهد تا فشار پشت افشانه سوخت را ثابت نگه داریم.

در فرآیند ثبت داده‌ها با استفاده از صافی‌های برقی و مغناطیسی سطح نوفه علامت‌ها به طور چشمگیری کاهش پیدا کرده است. در نهایت فایل خروجی از نرم افزار سامانه اخذ داده‌ها به کمک برنامه نوشته شده در نرم افزار فرتن با استفاده از علامت نقطه مکث بالای تخلیه چرخه‌ها را از هم جدا می‌کند و برای هر چرخه علاوه بر فشار مرجع، هموار سازی از نوع میانگین متحرک^۴ را لحاظ می‌کند و در خروجی مقدار فشار بیشینه، موقعیت فشار بیشینه، مقدار فشار مؤثر متوسط و کار داخلی هر چرخه را پیدا می‌کند و در قالب یک سند به خروجی تحویل می‌دهد.

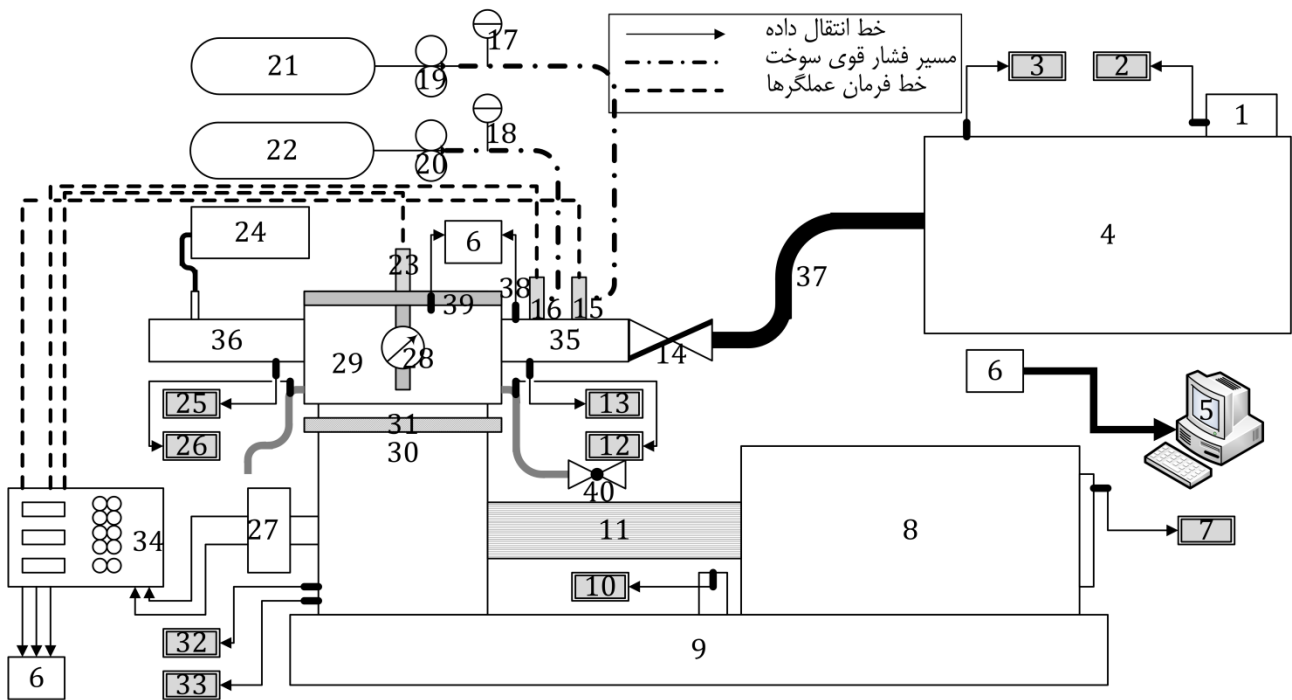
از روی گستره تغییرات نمی‌توان به رفتار مقادیر درون گستره دست یافت. در این مقاله برای تحلیل آماری داده‌ها و بررسی مقدار پراکندگی چرخه‌ها از هم، از متغیر آماری ضریب تغییرات فشار مؤثر متوسط داخلی استفاده شده است، ضریب تغییرات درک پدیده‌های تصادفی را از جمله تغییرات چرخه ای روشن تر می‌کند. در معادلات آتی معادله^۳ معرف میانگین imep است و معادله^۴ انحراف معیار تغییرات imep را مشخص می‌کند.

¹ Kistler

² Saxon Infralyt CL

³ Adlink

⁴ Moving average



شکل ۲: نمای سامانه اخذ داده و موتور پژوهشی (۱- صافی هوای ورودی، ۲- شارسنج هوای ورودی، ۳- دماسنج هوای ورودی به مخزن آرامش، ۴- مخزن آرامش، ۵- رایانه اخذ داده، ۶- داده بردار، ۷- گشتاورسنج، ۸- لگام ترمز AC، ۹- نگهدارنده موتور و لگام ترمز، ۱۰- سرعتسنج، ۱۱- محور خروجی از لگام ترمز متصل به میل لنگ، ۱۲- دماسنج آب سرد ورودی، ۱۳- دماسنج هوای ورودی به استوانه، ۱۴- دریچه گاز، ۱۵- افشانه سوخت گاز، ۱۶- افشانه سوخت بنزین، ۱۷- فشارسنج فشار گاز پشت افشانه سوخت، ۱۸- فشارسنج فشار بنزین پشت افشانه سوخت، ۱۹- تنظیم کننده گاز، ۲۰- تنظیم کننده بنزین، ۲۱- مخزن فشار قوی گاز طبیعی، ۲۲- مخزن بنزین و تلمبه آن، ۲۳- شمع، ۲۴- تحلیلگر گازهای خروجی، ۲۵- دماسنج آب سرد خروجی، ۲۶- دماسنج گازهای خروجی، ۲۷- محور شمارنده، ۲۸- شاخص نمایشگر نسبت تراکم، ۲۹- بدنه استوانه، ۳۰- بدنه محفظه میل لنگ، ۳۱- پیچ تنظیم نسبت تراکم، ۳۲- فشارسنج روغن، ۳۳- دماسنج روغن، ۳۴- ابزار پایش پاشش و پیشرسی جرقه، ۳۵- چندراهه ورودی، ۳۶- چندراهه خروجی، ۳۷- واسطه حرطومی مخزن آرامش به چندراهه ورودی، ۳۸- فشارسنج مطلق فشار چندراهه ورودی، ۳۹- فشارسنج پویای فشار درون استوانه، ۴۰- شارسنج و شیر تنظیم جریان آب سرد ورودی).

پیش بینی می کند، در مطالعه حاضر نیز مقدار ضریب تغییرات imep با افزایش هوای اضافی افزایش می یابد.

شکل ۴- الف ضریب تغییرات imep را بر حسب زمان بندی جرقه در غنای معین بیان می کند. بر طبق تحقیقات موری و همکاران (شکل ۴-ب) ضریب تغییرات imep نقطه ای کمینه دارد [۹]. همچنین این متغیر با دور شدن زاویه زدن جرقه از نقطه مکث بالا تراکم کاهش می یابد تا آنکه به مقدار کمینه می رسد. سپس روند رو به افزایشی را در پی می گیرد.

شکل ۵ نمودار ضریب تغییرات فشار بیشینه چرخه نسبت به پیشرسی جرقه را نمایش می دهد. همان طور که مشاهده می شود این نمودار تماماً نزولی است و نقطه کمینه ای را معرفی نمی کند و تمایزی بین شرایط همراه با کوبش با شرایط بدون کوبش قائل نمی شود.

با بررسی نمودارهای فشار درون استوانه بر حسب زاویه میل لنگ می توان پیشرسی جرقه ای را که سبب کوبش در موتور می گردد پیدا کرد. جدول ۲ اولین موقعیت جرقه ای را که سبب کوبش در موتور می شود برای ۳ مقدار λ معرفی می کند.

معادله ۵ ضریب تغییرات imep را با استفاده از معادله ۳ و ۴ بیان می کند.

$$W_c = \int P dV \quad (1)$$

$$imep = \frac{W_c}{V_d} \quad (2)$$

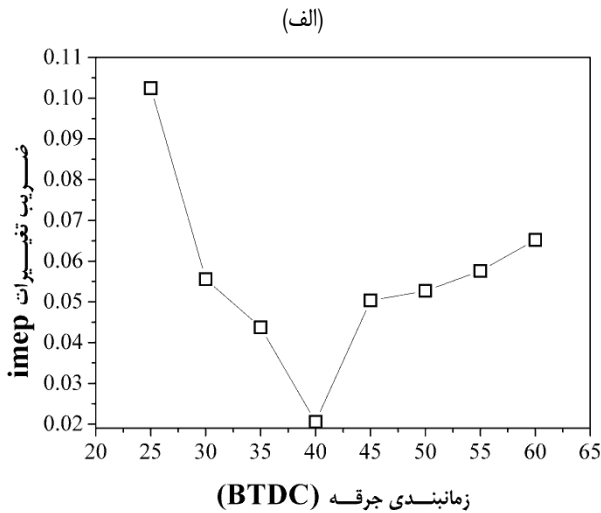
$$\mu_{imep} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N imep_i \quad (3)$$

$$\sigma_{imep} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (imep_i - \mu_{imep})^2} \quad (4)$$

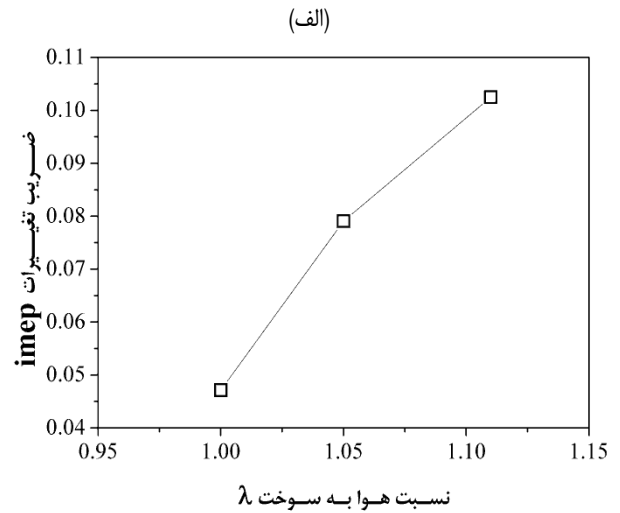
$$COV_{imep} = \frac{\sigma_{imep}}{\mu_{imep}} \quad (5)$$

۴) بحث بر روی نتایج

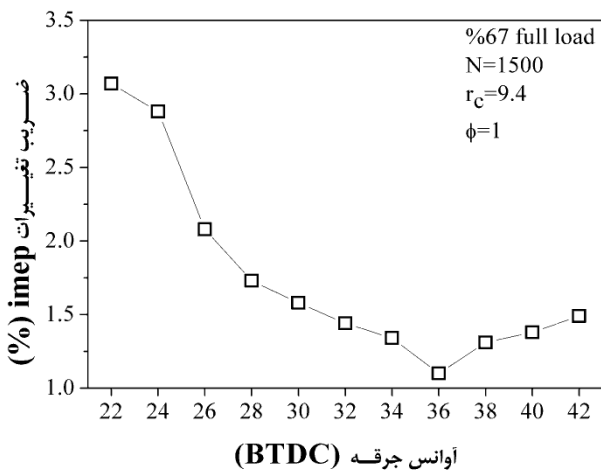
شکل ۳- الف ضریب تغییرات imep را بر حسب λ برای کمترین زاویه جرقه (در آن غنا) بیان می کند. بر اساس نتایج موری و همکاران [۹] (شکل ۳-ب) که روند رو به رشد تغییرات imep را با افزایش λ



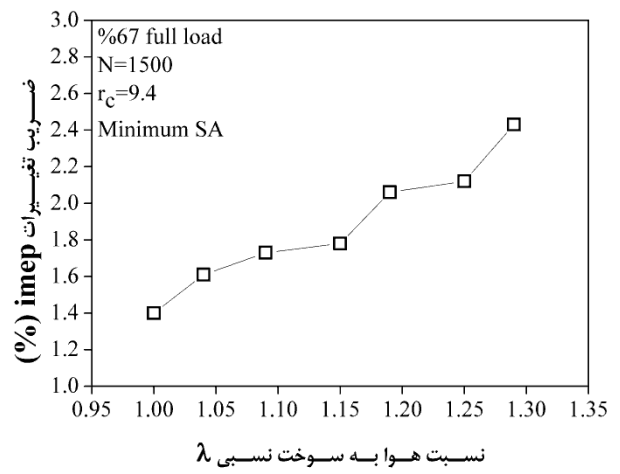
(الف)



(ب)



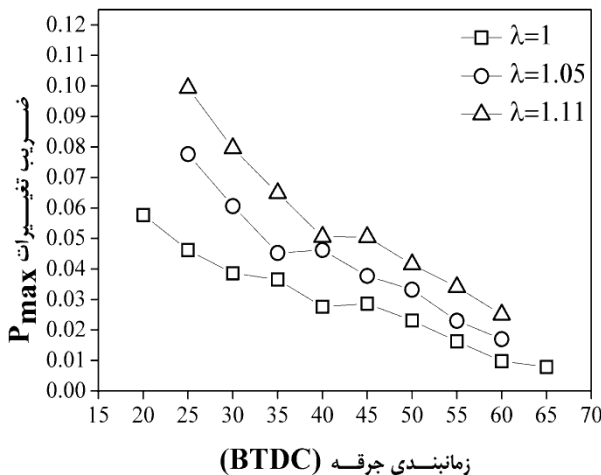
(الف)



(ب)

شکل ۴: ضریب تغییرات imep بر حسب زمانبندی جرعه (الف) λ نسبی و سرعت ۱۸۰۰ rpm (ب) نمودار موری و همکاران [۹]

شکل ۳: تغییرات imep بر حسب λ در (الف) سرعت ۱۸۰۰ rpm و نسبت تراکم ۸،۱۴ (ب) نمودار موری و همکاران [۹]



(ب)

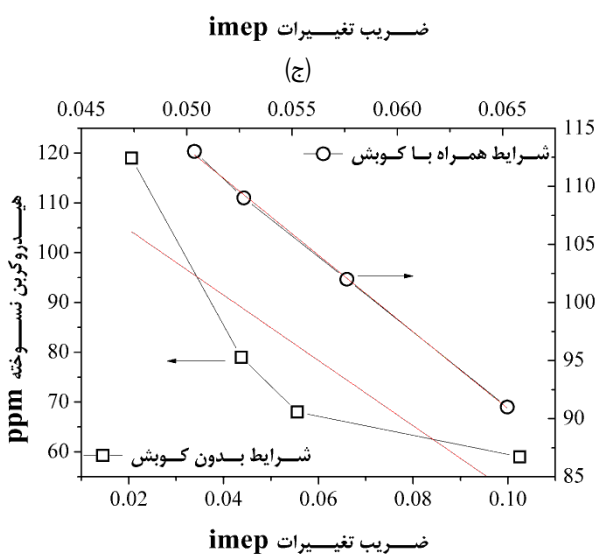
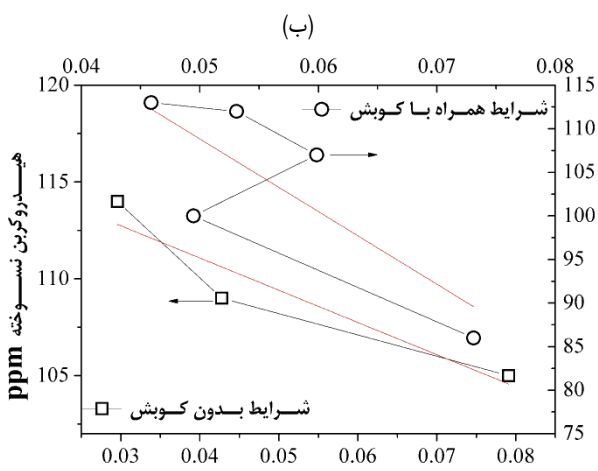
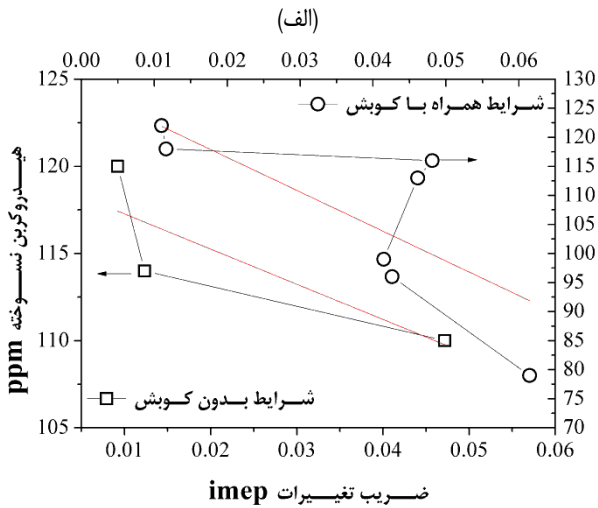
شکل ۵: ضریب تغییرات Pmax بر حسب زمانبندی جرعه

با بررسی نمودارهای ضریب تغییرات imep بر حسب زمانبندی جرعه این نتیجه حاصل می‌شود که اولین موقعیت جرعه که سبب کوبش می‌شود اولین موقعیت بعد از نقطه کمینه این نمودارها است. شکل ۶ این موضوع را بیان می‌کند.

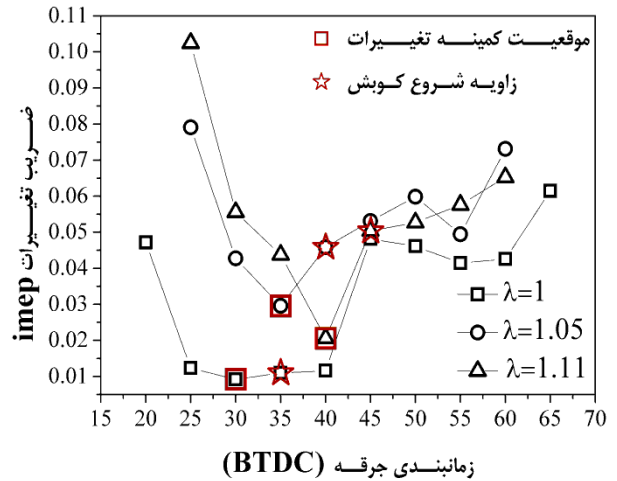
شکل ۷ تغییرات مقدار هیدروکربن نسوخته با ضریب تغییرات imep را نشان می‌دهد. با متمایز دانستن تغییرات چرخه ای حالت‌های با و بدون کوبش، افزایش ضریب تغییرات imep رفتار مشابهی را برای آلایندة هیدروکربن نسوخته سبب می‌شود. به این نحو که با افزایش ضریب تغییرات imep مقدار هیدروکربن نسوخته کاهش می‌یابد.

جدول ۲: اولین موقعیت جرقه مسبب کوبش در موتور (سرعت ۱۸۰۰ rpm)

زاویه پیشرسی جرقه (BTDC)	(λ)
۳۵	۱
۴۰	۱,۰۵
۴۵	۱,۱۱



شکل ۷: بررسی تغییرات COV_{imep} با هیدروکربن نسوخته در سرعت ۱۸۰۰ rpm (الف) λ برابر با ۱ (ب) λ برابر با ۱,۰۵ (ج) λ برابر با ۱,۱۱



شکل ۶: مقایسه موقعیت کمترین مقدار ضریب تغییرات imep و موقعیت شروع کوبش در سرعت ۱۸۰۰ rpm

۵ نتیجه گیری

علی رقم افزایش تغییرات چرخه ای که اثرات نامطلوبی بر بازده و توان خروجی دارد. اما بر اساس نتایج:

- با افزایش λ تغییرات چرخه ای افزایش می یابد. با تغییر زمانبندی جرقه تغییرات چرخه ای محاسبه شده بر اساس فشار مؤثر متوسط در موقعیتی کمینه می شود اما تغییرات چرخه ای محاسبه شده بر اساس فشار بیشینه چرخه همواره نزولی است.
- در زمانبندی های جرقه دورتر از موقعیت کمینه تغییرات چرخه ای، موتور در حالت کوبش قرار می گیرد.
- با افزایش تغییرات چرخه ای به ازای غناهای مختلف مقدار هیدروکربن نسوخته کاهش می یابد.
- روند کاهش هیدروکربن نسوخته به ازای افزایش تغییرات چرخه ای در شرایط بدون کوبش به طور یکنواخت است در صورتی که در شرایط همراه با کوبش این روند تغییر می کند و نوسانها تصادفی می شوند هر چند روند کلی حاکی از کاهش هیدروکربن نسوخته است.

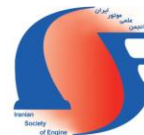
- [5] X. Wang, H. Zhang, B. Yao, Y. Lei, X. Sun, D. Wang, Y. Ge, Experimental study on factors affecting lean combustion limit of S.I. engine fueled with compressed natural gas and hydrogen blends, *Energy*, Vol. 38, pp. 58-65, 2012
- [6] M.A. Ceviz, Intake plenum volume and its influence on the engine performance, cyclic variability and emissions, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp. 961-966, 2007
- [7] J. Changwei, W. Shuofeng, Combustion and emissions performance of a hybrid hydrogen-gasoline engine at idle and lean conditions, *Hydrogen Energy*, Vol. 35, pp. 346-355, 2010
- [8] M.A. Ceviz, F. Yuksel, Effect of ethanol-unleaded gasoline blends on cyclic variability and emissions in SI engine, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, pp. 917-925, 2005
- [9] F. Morey, P. Seers, Comparison of cycle-to-cycle variation of measured exhaust-gas temperature and in-cylinder pressure measurements, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 487-491, 2010
- [10] H.G. Zhang, X.J. Han, B.F. Yao, G.X. Li, Study on the effect of engine operation parameters on cyclic combustion variations and correlation coefficient between the pressure-related parameters of a CNG engine, *Applied Energy*, Vol. 104, pp.992-1002, 2013

فهرست علائم

ppm	یک بخش در یک میلیون بخش
OHV	دریچه‌ها بالای بستر
imep	فشار مؤثر متوسط داخلی
BTDC	قبل از مکث بالا (مکث بالای تراکم)
COV _{imep}	ضریب تغییرات فشار مؤثر متوسط داخلی (اندیکه)
علائم یونانی	
λ	λ (عکس غنا = نسبت هم‌ارزی)
μ	میانگین حسابی
σ	انحراف معیار

References

- [1] M. Mittal, H.J. Schock, A study of cycle-to-cycle variations and the influence of change motion control on in-cylinder flow in an IC engine, *Fluids Engineering*, Vol. 132, pp.51107-51115, 2010
- [2] J. Fischer, A. Velji, U. Spicher, Investigation of cycle-to-cycle variations of in-cylinder processes in gasoline direct injection engines operating with variable tumble systems, *SAE International*, Paper No. 40044, 2004
- [3] F. Ma, S. Ding, Y. Wang, J. Wang, S. Zhao, Study on combustion behavior and cycle-by-cycle variation in a turbocharged lean burn natural gas S.I. engine with hydrogen enrichment, *Hydrogen Energy*, Vol. 33, pp. 7245-7255, 2008
- [4] J.B. Heywood, *Internal combustion engines fundamentals*, McGraw-Hill, USA, 1988



Experimental study on effect of cycle-to-cycle variability on HC emission in a SI engine

E. Abdi Aghdam¹, M. Bashi^{2*}

¹Faculty of Engineering, Mohaghegh Ardabili University, Ardabil, Iran, eaaghdam@uma.ac.ir

²Faculty of Engineering, Mohaghegh Ardabili University, Ardabil, Iran, mohsenbashy@gmail.com

*Corresponding Author, Phone Number: +98-915-173-6691

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 18 February 2014

Accepted: 16 March 2014

Keywords:

Cyclic variation

Unburned hydrocarbon

Exhaust emission

SI engine

ABSTRACT

To improve the spark ignition (SI) engine performance, the study of the cycle-to-cycle variation is one the main concerns. The cyclic variations dependent on the fuel type, the equivalence ratio, the speed, the engine load and geometrical properties of the engine. The variations may cause fluctuations of the output power and the unburned hydrocarbon. Previous works presented effects of the fuel type, the equivalence ratio, the speed and the engine load on the cyclic variation, but no study has been reported yet on the effect of the cycle-to-cycle variation on unburned hydrocarbons. In this paper, an experimental study on a single-cylinder SI engine has been conducted to collect consecutive cycle variations and their statistical analyses. To reduce experimental errors, all controlling parameters were continuously monitored to prevent changes in engine operating conditions and that caused the inconsistent data collection. Results showed that although the cyclic variation due to the reduction of the output power was not a good phenomenon, but an increase in the cyclic variation reduced unburned hydrocarbons.

© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.