

تغییرات سیکلی احتراق در یک موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت گاز طبیعی

رحیم ابراهیمیⁱ

چکیده

تغییرات سیکلی احتراق یکی از مشخصه‌های برجسته کارکرد موتور اشتعال جرقه‌ای است که مشکلات اساسی برای کنترل موتور ایجاد می‌کند. در این مطالعه، تغییرات سیکلی یاد شده توسط اندازه‌گیری فشار داخل سیلندر برای سوخت گاز طبیعی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که شکل منحنی ضریب تغییرات فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ مستقل از شرایط آزمایش می‌باشد. بر روی این منحنی، موقعیت سه نقطه قابل توجه است. این سه نقطه برابر با شروع احتراق، انتهای احتراق و 50% کسر جرم سوختی است. همچنین نتیجه‌گیری شد که تغییرات سیکلی فشار موثر متوسط نشانگری با افزایش نسبت هم‌ارزی در محدوده‌ی میزان کم مخلوط کاهش و در محدوده‌ی میزان بالای مخلوط افزایش می‌یابد. هنگامیکه نسبت هم‌ارزی و زمان جرقه برای حداکثر گشتاور تنظیم شده باشد، تغییرات سیکلی دارای حداقل مقدار است. اثر تاخیر جرقه از زمان جرقه‌ی دارای بیشترین گشتاور و مخلوط میزان بالا بر روی تغییرات سیکلی به ترتیب بیشتر از آوانس جرقه از جرقه‌ی دارای بیشترین گشتاور و مخلوط میزان کم است.

کلمات کلیدی: تغییرات سیکلی، موتور اشتعال جرقه‌ای، گاز طبیعی، فشار سیلندر

Cycle to Cycle Combustion Variations in a Spark Ignition Engine Fuelled with Natural Gas

Rahim Ebrahimi

ABSTRACT

Cycle to cycle combustion variability is a prominent characteristic of spark ignition engine that makes the engine very difficult to control. In this study, the combustion pressure fluctuations in a spark ignition engine fuelled with natural gas were investigated. The results showed that the shape of coefficient of variation in the cylinder pressure versus crank angle is independent of the experimental conditions. Three points of this curve are important. They correspond to the combustion beginning, combustion end and 50% mass fraction burned. The results also showed that the cycle to cycle variations indicated mean effective pressure decrease as the equivalence ratio increased in the lean mixture region, and increase as the equivalence ratio increased in the rich mixture region. The cylinder pressure cyclic dispersion showed that the combustion stability is optimum for spark timings and equivalence ratio corresponding to maximum torques. The effect of retarding the spark timing from maximum torque timing and rich mixture on cycle to cycle variations are respectively higher than the effect of advancing the spark timing from maximum torque timing and lean mixture.

KEYWORDS: Cyclic variability, Spark ignition engine, Natural gas, Cylinder pressure

تاریخ دریافت مقاله: 1387/7/14

تاریخ اصلاحات مقاله: 1388/4/24

آ نویسندۀ مسئول و استادیار، گروه مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه شهرکرد: Email: Rahim.Ebrahimi@gmail.com

از شمع را افزایش داد. اما باید یادآور شد که این کار باعث کاهش طول عمر شمع می‌شود. 3- تغییرات موجود در مقدار گازهای باقیمانده در داخل سیلندر 4- تغییرات آیرودینامیکی مخلوط داخل سیلندر در طول فرایند احتراق 5- تغییر توزیع مقدار سوخت در اطراف شمع 6- تغییر در توزیع سوخت و هوای داخل سیلندر 7- به علت تغییر در جرم سوخت و هوای ورودی و همچنین گازهای باقیمانده در داخل سیلندر، نسبت هم‌ارزی یک سیکل به سیکل دیگر تغییر می‌یابد. برای کاهش این تغییرات می‌توان آشفتگی² را در موتور افزایش داد. اما باید یادآور شد که افزایش آشفتگی بازده حجمی موتور را کاهش می‌دهد. این عوامل می‌تواند منجر به این نتیجه‌گیری شود که تغییرات سیکی در موتور اشتعال جرقه‌ای قابل حذف شدن نمی‌باشد، بلکه فقط می‌توان آنرا به حداقل رساند. این موضوع توسط دی و همکاران [6] مورد بررسی و تایید قرار گرفته است. بر این اساس، یافتن شرایطی که موتور اشتعال جرقه‌ای دارای حداقل تغییرات سیکی است مورد توجه محققین می‌باشد. میانگین فشار داخل سیلندر برای تعیین شروع و انتهای احتراق در اکثر کارهای تحقیقاتی بر روی موتورهای احتراق داخلی مورد توجه قرار می‌گیرد [1]، [2]، [8]، [13]، [17]. اکثر روشهای مورد استفاده توسط محققین در تعیین شروع و انتهای احتراق در مرجع [19] به طور مختصر توضیح داده شده است. با وجود اختلاف در روشهای موجود برای تعیین شروع و انتهای احتراق، اما در تمام این روشها از میانگین فشار سیلندر استفاده می‌شود. بنابراین در این روشها، با گرفتن میانگین از فشار داخل سیلندر به طور کلی از پدیده‌ی تغییرات سیکی چشم پوشی می‌شود. این امر موجب بروز خطا در تعیین شروع و انتهای احتراق می‌گردد. بر این اساس، ارائه‌ی یک روشی که تغییرات سیکی را نیز در تعیین پارامترهای احتراق در نظر بگیرد ضروری به نظر می‌رسد.

برای بررسی شدت تغییرات سیکی، از پارامتر ضریب تغییر³ طبق رابطه‌ی شماره (1) استفاده می‌گردد [8].

$$COV_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \times 100 \quad (1)$$

که در آنجا n برابر تعداد سیکل، x_i داده‌های یک سری از پارامتر سیکلها و \bar{x} میانگین داده‌ها است. x می‌تواند پارامترهای همچون فشار سیلندر و یا فشار موثر متوسط سیلندر باشد.

مارک [13] به بررسی عملکرد، آلودگی و تغییرات سیکی یک موتور اشتعال جرقه‌ای پرداخت. گاز طبیعی و بنزین سوخته‌ای بودند که برای تحقیق انتخاب شدند. برای سه

بدلیل وجود مشکلات در کارکرد مناسب موتور اشتعال جرقه‌ای تا کنون تحقیقات زیادی بر روی این موتور انجام شده است. هنوز هم مشکل ناپایداری سیکی بر روی موتورهای امروزی دیده می‌شود. حتی در شرایط ثابت کاری موتور، فرایند احتراق در هر سیکل به طور مشابه سیکل قبلی توسعه نمی‌یابد. این امر موجب تغییر در نمودار سیکل‌های متوالی فشار می‌گردد. پدیده تغییرات سیکی در موتور اشتعال جرقه‌ای از زمان ظهور این موتور دیده شده است. این ناپایداری موجب نوسان در توان خروجی و کسر جرم سوختی می‌شود. این امر نتیجه می‌شود که گشتاور موثر متوسط 20٪ کاهش و مصرف مخصوص سوخت 6٪ افزایش را نشان دهد [10]. همچنین، با وجود ناپایداری سیکی کنترل دقیق بر عملکرد موتور و کوبش ناممکن می‌باشد. بر این اساس، می‌توان نتیجه‌گیری کرد که ناپایداری سیکی یکی از مشکلات اصلی در موتور اشتعال جرقه‌ای است [15]. بنابراین، برای از بین بردن عامل پیدایش ناپایداری سیکی در موتور، مطالعه بر روی تغییرات سیکی از مسائل جداناپذیر توسعه‌ی موتور اشتعال جرقه‌ای می‌باشد. دو روش برای بررسی تغییرات سیکی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در اولین روش، موقعیت و تغییرات شعله‌ی احتراق توسط اشعه لیزر اندازه‌گیری می‌شود [20]. در حالی که در دومین روش، اندازه‌گیری فشار داخل سیلندر برای بررسی تغییرات سیکی استفاده می‌شود. در هر صورت، روش دوم بیشتر معمول می‌باشد.

دلایل پیدایش تغییر سیکی در موتور اشتعال جرقه‌ای را می‌توان در 7 مورد خلاصه نمود [9]، [11]. 1- به علت تغییر فشار موجود در درگاه ورودی، دبی سوخت و هوای ورودی دچار تغییر می‌گردد. این امر موجب تغییر جرم سوخت و هوای موجود در داخل سیلندر می‌شود. براین اساس، فشار و درجه حرارت داخل سیلندر در ابتدای کورس تراکم تغییر می‌نماید. یادآوری می‌شود که تغییر فشار و درجه حرارت در ابتدای کورس تراکم، موجب تغییر فشار و درجه حرارت در زمان جرقه‌زنی شمع می‌گردد. 2- پیش انداختگی مکشی تحت تاثیر تغییرات فشار درگاه ورودی و پیش انداختگی لنگری تحت تاثیر تغییرات سرعت دورانی میل‌لنگ موتور می‌باشد. این امر موجب تغییرات پیش انداختگی جرقه‌ای¹ می‌گردد. یادآوری می‌شود که سرعت دورانی میل‌لنگ موتور و همچنین فشار درگاه ورودی موتور از یک سیکل به سیکل دیگر ثابت نمی‌باشد. در هر صورت، برای کاهش تغییرات سیکی می‌توان انرژی آزاد شده

پیستون در کورس مکش در نقطه‌ی مرگ پایین قرار دارد، فشار مطلق داخل سیلندر بدست آورده شد [16]. تعیین زاویه میل‌لنگ توسط یک زاویه سنج ساخته شده‌ی شرکت کیستلر به مدل (2613 ب1) انجام شد. تغییر زاویه جرعه‌زنی به طور دستی با جابجایی موقعیت کوئل انجام می‌گیرد. جزئیات بیشتر تجهیزات آزمایشگاهی در مرجع [13] آورده شده است.

جدول (1): ترکیبات اصلی تشکیل دهنده گاز طبیعی مورد آزمایش

| ترکیب | فرمول شیمیایی | درصد حجمی |
|---------------|--------------------------------|-----------|
| متان | CH ₄ | 83/5 |
| اتان | C ₂ H ₆ | 3/6 |
| پروپان | C ₃ H ₈ | 0/7 |
| بوتان نرمال | C ₄ H ₁₀ | 0/2 |
| پانتن | C ₅ H ₁₂ | 0/1 |
| نیترژن | N ₂ | 10/8 |
| کربن دی‌اکسید | CO ₂ | 1/1 |

3- نتایج و بحث

3-1- تغییرات سیکی فشار سیلندر

شکل (2) تغییرات 20 سیکل متوالی فشار را بر حسب حجم سیلندر نشان می‌دهد. دیده می‌شود که تغییرات سیکی احتراق به روشنی بر روی تغییرات فشار اندازه‌گیری شده از داخل سیلندر نمایان است. بر این اساس، تغییرات سیکی احتراق به طور مستقیم عملکرد موتور را تحت تاثیر قرار خواهد داد.

شکل (3) ضریب تغییر فشار سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ را نشان می‌دهد. از این شکل نتیجه می‌شود که مقدار ضریب تغییر فشار سیلندر در کورس مکش با وجود پایین بودن فشار سیلندر، بالا می‌باشد. این امر به علت وجود نویز در فشار اندازه‌گیری است. ضریب تغییرات فشار داخل سیلندر در طول مکش تا زاویه‌ی حدود 90 درجه میل‌لنگ تا مقدار 12٪ افزایش پیدا می‌کند و بعد از آن به حداقل مقدار خود که برابر 0/5٪ است کاهش می‌یابد. این کاهش ضریب تغییر به علت افزایش فشار داخل سیلندر می‌باشد. با مقایسه چگونگی تغییرات وارون میانگین و ضریب تغییر فشار سیلندر، دیده می‌شود که چگونگی تغییرات این دو پارامتر در این بازه‌ی زاویه میل‌لنگ یکسان می‌باشد. بعد از شروع احتراق، ضریب تغییر به شدت افزایش یافته تا به حداکثر مقدار خود که نزدیک به 11/7٪ است برسد. بعد از این نقطه، ضریب تغییر بعلاوه بالا بودن تغییرات سیکی در فرایند احتراق کاهش می‌یابد تا دوباره به یک نقطه حداقل که برابر 1/4٪ است برسد. بعد از این مرحله، ضریب تغییر فشار سیلندر دوباره شروع به افزایش می‌یابد. با مقایسه‌ی چگونگی افزایش تغییرات عکس میانگین و ضریب

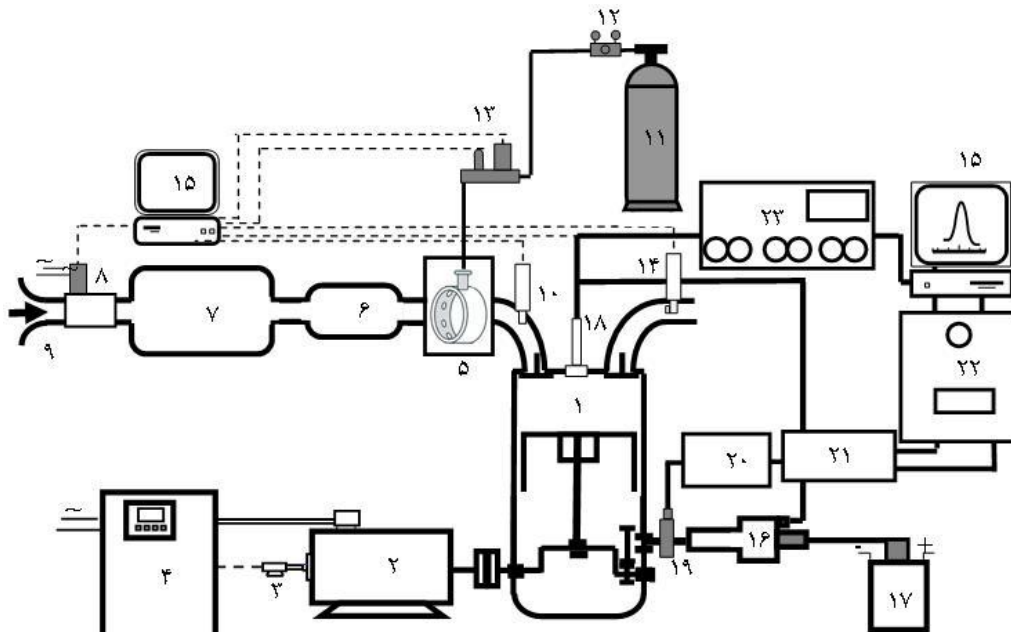
موقعیت مختلف دریچه گاز، تغییرات سیکی فشار بیشینه، فشار موثر متوسط نشانگری⁴ و مدت احتراق مورد ارزیابی قرار گرفته شد. لیتک و همکاران [10] به مطالعه‌ی تغییرات سیکی فشار بیشینه همراه با موقعیت آن برای سه زمان مختلف جرعه برداختند. هینز [9] به بررسی تغییرات سیکی یک موتور اشتعال جرعه‌ای با سوخت بنزین در کارکرد بدون بار پرداخت. در پایان نتیجه‌گیری شد که تغییر مقدار سوخت، هوا و گازهای باقیمانده در داخل سیلندر تاثیر قابل توجهی بر روی تغییرات سیکی احتراق دارد. تاثیر تغییر مقدار گازهای باقیمانده بر روی تغییرات سیکی احتراق بیشتر از تغییر مقدار هوا و سوخت تخمین زده شد. در حالی که، تغییر مقدار سوخت و هوا بر روی تغییرات سیکی احتراق یکسان بدست آمدند.

با بررسی کارهای انجام شده، دیده می‌شود که هنوز تغییرات سیکی به خوبی در موتور اشتعال جرعه‌ای بویژه برای سوخت گاز طبیعی گزارش نشده است. بر این اساس در این تحقیق به بررسی تغییرات سیکی پارامترهای همچون فشار سیلندر، گرمای آزاد شده و فشار موثر متوسط نشانگری پرداخته شده است.

2- تجهیزات آزمایشگاهی

شکل (1) طرحواره‌ی موتور آزمایشی است که قطر سیلندر، کورس پیستون، طول سببه و نسبت تراکم آن به ترتیب برابر 76/7 میلیمتر، 78 میلیمتر، 124 میلیمتر و 9/6 است. از شکل دیده می‌شود که هوای مکیده شده به داخل سیلندر موتور از داخل دو مخزن برای کاهش آشفته‌گی و از یک دبی متر خطی برای اندازه‌گیری مقدار هوای ورودی عبور داده می‌شود. در مسیر عبور جریان هوا، سوخت گاز طبیعی توسط یک مخلوط کننده با هوا ترکیب می‌گردد. مخلوط کننده‌ی سوخت-هوا، یک استوانه‌ی تو خالی بوده که در داخل آن سوراخهای به قطر یک میلیمتر وجود دارد. از یک دبی متر و کنترل کننده‌ی گاز طبیعی، مقدار سوخت مخلوط شده با هوا کنترل و اندازه‌گیری می‌شود. جدول (1) مشخصات سوخت گاز طبیعی استفاده شده را نشان می‌دهد. نسبت هم‌ارزی علاوه بر اینکه با داشتن دبی سوخت و هوا قابل تخمین می‌باشد، از یک حسگر اکسیژن نیز برای بدست آوردن آن استفاده شده است. یک پیزوالکتریک ساخته شده‌ی شرکت کیستلر⁵ به مدل (7061 ب) برای اندازه‌گیری فشار داخل سیلندر انتخاب شد. نظر به اینکه فشار سنج پیزوالکتریک مقدار فشار نسبی داخل سیلندر را نشان می‌دهد، فشار درگاه ورودی توسط یک فشار سنج مطلق اندازه‌گیری شد. با مساوی قرار دادن فشار داخل سیلندر با فشار درگاه ورودی هنگامیکه

تغییر فشار سیلندر بعد از باز شدن سوپاپ خروجی، دیده می‌شود که چگونگی تغییرات این دو پارامتر در این بازه نیز یکسان می‌باشد.



شکل (1): طرحواره‌ی موتور

1-موتور 2-دینامومتر 3-دورسنج 4-کنترلر دینامومتر 5-مخلوط کننده سوخت-هوا 6-اولین مخزن میرایی آشفته‌گی هوای ورودی 7-دومین مخزن میرایی آشفته‌گی هوای ورودی 8-بی متر خطی هوا 9-همگرا کننده جریان ورودی 10-فشار سنج 11-مخزن گاز طبیعی 12-سوپاپ تنظیم کننده فشار 13-دبی متر و کنترل کننده دبی سوخت ورودی 14-سنسور اکسیژن 15-کامپیوتر 16-دلکو 17-کویل 18-شمع و فشار سنج پیزوالکتریک 19-زاویه سنج 20-تنظیم کننده سیگنال 21-تقسیم کننده جریان 22-دستگاه ثبت داده‌ها 23-تقویت کننده

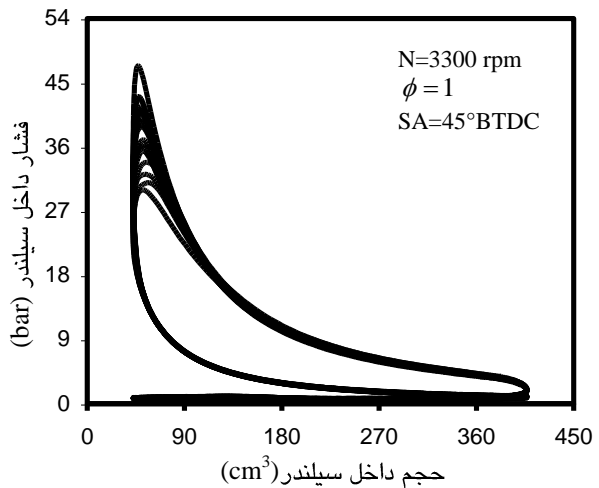
[11]. در حالی که انتهای احتراق برابر نقطه بدست آمده از بهم رسیدن محور افقی با خط مماسی است که در سمت چپ منحنی رسم شده است. خط مماس دارای بیشینه شیب می‌باشد [7]، [18]. موقعیت شروع و انتهای احتراق بدست آمده از منحنی نرخ گرمای آزاد شده با موقعیت دو نقطه‌ی کمینه موجود بر روی منحنی ضریب تغییر فشار سیلندر مقایسه می‌شود. این مقایسه نشان می‌دهد که نقطه‌ی کمینه اول منحنی ضریب تغییرات فشار سیلندر برابر شروع احتراق و نقطه‌ی کمینه دوم منحنی ضریب تغییرات فشار سیلندر برابر انتهای احتراق می‌باشد. حداکثر اختلاف بین شروع احتراق با کمینه اول منحنی ضریب تغییر فشار سیلندر و انتهای احتراق با کمینه دوم منحنی ضریب تغییر فشار سیلندر در شرایط کاری مختلف (زمان جرعه بین 25 تا 60 درجه قبل از نقطه مرگ بالا، نسبت هم‌ارزی بین 0/7 تا 1/3 و دور میل‌لنگ بین 1000 تا 4000 دور در دقیقه) دو درجه میل‌لنگ بدست آمد. با مقایسه دوباره منحنی ضریب تغییر فشار سیلندر در شکل (3) با نرخ گرمای آزاد شده از داخل سیلندر در شکل (4) می‌توان نتیجه‌گیری کرد که نقطه‌ی بیشینه منحنی ضریب تغییر فشار برابر نقطه‌ی بیشینه نرخ گرمای آزاد شده است. یادآوری می‌شود که نقطه‌ی بیشینه

با انجام آزمایش در شرایط کاری مختلف (زمان جرعه بین 25 تا 60 درجه قبل از نقطه مرگ بالا، نسبت هم‌ارزی بین 0/7 تا 1/3 و دور میل‌لنگ بین 1000 تا 4000 دور در دقیقه) دیده می‌شود که شکل منحنی ضریب تغییر فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ یکسان باقی می‌ماند. به عبارت دیگر نوع تغییر منحنی ضریب تغییر فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ با تغییر نسبت هم‌ارزی، زمان جرعه‌زنی و سرعت دورانی موتور ثابت باقی می‌ماند. بر این اساس نتیجه‌گیری می‌شود که چگونگی تغییر منحنی ضریب تغییر فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ به شرایط آزمایش بستگی ندارد. در هر صورت، دیده می‌شود که موقعیت پیدایش دو نقطه کمینه و یک نقطه بیشینه بر روی منحنی ضریب تغییر فشار سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ به شرایط کاری موتور بستگی دارد. برای جداسازی دو نقطه‌ی حداقل، آنها را به ترتیب پیدایش بر روی منحنی ضریب تغییر فشار سیلندر، نقطه‌ی اول و دوم حداقل نامیده می‌شود. برای بررسی این دو نقطه، شروع احتراق و همچنین انتهای احتراق توسط منحنی نرخ گرمای آزاد شده بدست می‌آید (شکل (4)). شروع احتراق برابر 20٪ بیشینه نرخ انرژی آزاد شده از سیلندر در نظر گرفته می‌شود [1]،

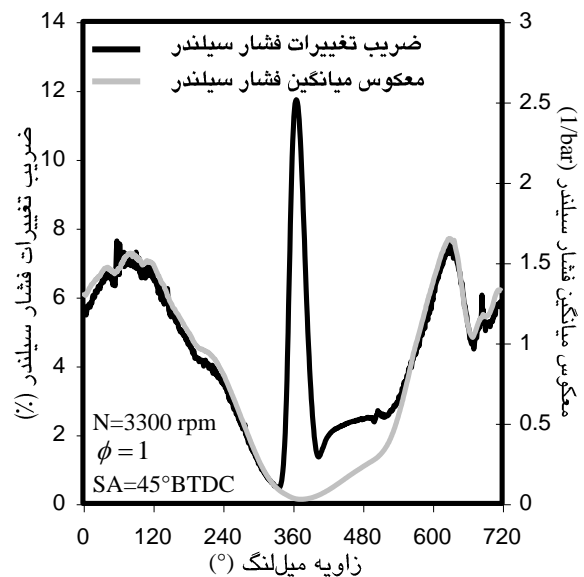
کرد که برای 160 سیکل متوالی حداکثر اختلاف بین فشار بیشینه سیلندر برابر 20/3 bar و بین موقعیت ظهور فشار بیشینه برابر 11 درجه میل لنگ است. شکل همچنین نشان می‌دهد که با کاهش فشار بیشینه سیلندر، موقعیت ایجاد آن به تاخیر خواهد افتاد. این نتیجه مشابه نتیجه گزارش شده توسط مرجع [4] است. همچنین مشخص می‌شود که با تاخیر ظاهر شدن فشار بیشینه، مقدار فشار بیشینه کاهش می‌یابد. این مسئله به این مورد اشاره می‌کند که زمانی که بیشینه فشار دور از نقطه مرگ بالا پیدا شود انبساط حجم سیلندر موجب کاهش فشار و درجه حرارت مخلوط داخل سیلندر شده و این امر باعث می‌شود که احتراق به طور کامل در داخل سیلندر پیدا نشود. همچنین می‌توان به این موضوع اشاره کرد که وقتی نقطه بیشینه در نزدیکی نقطه مرگ بالا ظاهر شود فاصله بین شروع احتراق و نقطه بیشینه کوتاه خواهد بود. این کوتاهی زمان احتراق، موجب می‌شود که احتراق نزدیک به حجم ثابت رخ دهد و این امر باعث خواهد شد که اکسیداسیون زنجیری کربن در فشار و درجه حرارت بالا انجام شود. به این علت یک احتراق با میزان کامل در حجم ثابت رخ می‌دهد. این احتراق کامل موجب افزایش فشار بیشینه می‌گردد. در هر صورت با تغییر شرایط کاری که باعث افزایش ضریب تغییر فشار بیشینه می‌گردد رابطه‌ی بین فشار بیشینه با موقعیت پیدایش آن بر حسب زاویه میل‌لنگ از خطی بودن فاصله بیشتری می‌گیرد. این امر به علت پیدایش سیکل‌های با سرعت احتراق پایین می‌باشد. این نتیجه مشابه نتیجه گزارش شده توسط مرجع [14] است.

جدول (2) ضریب تغییر فشار بیشینه را بر حسب نسبت هم‌ارزی برای 40 سیکل متوالی نشان می‌دهد. از جدول نتیجه‌گیری می‌شود که با افزایش نسبت هم‌ارزی تا $\phi = 1$ مقدار ضریب تغییر فشار بیشینه به مقدار حداقل که برابر 8/1٪ است کاهش می‌یابد. با افزایش دوباره نسبت هم‌ارزی، ضریب تغییر فشار بیشینه افزایش یافت. بر این اساس، موتور اشتعال جرقه‌ای در نسبت هم‌ارزی $\phi = 1$ برای سوخت گاز طبیعی دارای کمترین ضریب تغییرات فشار بیشینه است. همچنین از این شکل می‌توان نتیجه‌گیری کرد که ضریب تغییر فشار بیشینه برای مخلوط کم بار کمتر از ضریب تغییر مخلوط پر بار می‌باشد. به عبارت دیگر با دور شدن از نسبت هم‌ارزی استوکیومتریکی، شدت افزایش ضریب تغییر فشار بیشینه سیلندر در مخلوط پر بار بیشتر از مخلوط کم بار می‌باشد. بر این اساس، موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت گاز طبیعی در مخلوط کم بار بهتر از مخلوط پر بار کار می‌کند. در پایان اشاره می‌گردد که با تغییر شرایط کاری (زمان جرقه بین 25 تا

نرخ گرمای آزاد شده را می‌توان برابر 50٪ جرم سوخت سوخته شده در نظر گرفت. حداکثر اختلاف بین بیشینه منحنی ضریب تغییرات فشار داخل سیلندر با بیشینه نرخ گرمای آزاد شده با تکرار آزمایش در شرایط مختلف (زمان جرقه بین 25 تا 60 درجه قبل از نقطه مرگ بالا، نسبت هم‌ارزی بین 0/7 تا 1/3 و دور میل‌لنگ بین 1000 تا 4000 دور در دقیقه) برابر 3/5 درجه میل‌لنگ بدست آمد.



شکل (2): تغییرات سیکی فشار سیلندر نسبت به حجم سیلندر برای 20 سیکل متوالی

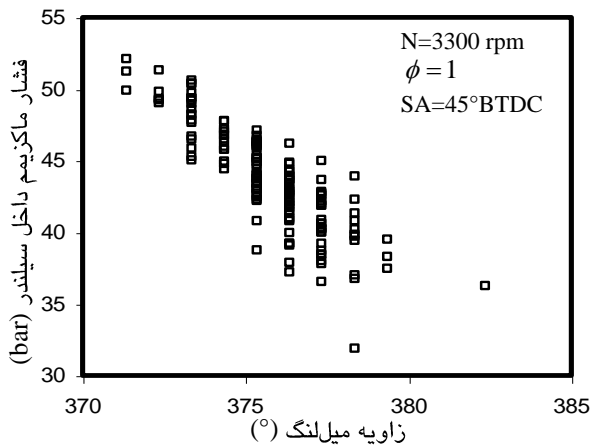


شکل (3): واریون میانگین و ضریب تغییرات فشار سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ

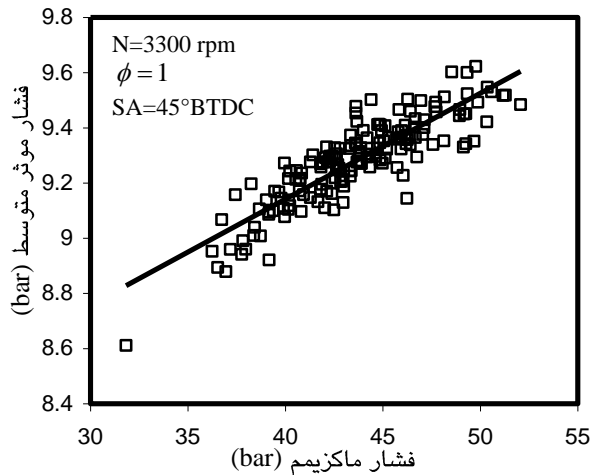
3-2- تغییرات سیکی فشار بیشینه سیلندر

تغییرات سیکی فشار بیشینه سیلندر، شدت لحظه‌ای تغییرات فرایند احتراق را بیان می‌نماید. شکل (5) فشار بیشینه 160 سیکل متوالی را نسبت به موقعیت بوجود آمدنشان بر حسب زاویه میل‌لنگ نشان می‌دهد. از شکل می‌توان نتیجه‌گیری

نشانگری افزایش و بعد از آن کاهش می‌یابد. یادآوری می‌شود که مخلوط پر بار برای احتراق کامل نیاز بیشتری به زمان دارد. همچنین اشاره می‌شود که اگر در یک قسمت از محفظه احتراق تمرکز سوخت بیش از میزان مجاز باشد احتراق صورت نمی‌گیرد و این پدیده در نسبت هم‌ارزی بالا بیشتر از نسبت هم‌ارزی پایین است [3]. این دو مورد باعث احتراق ناقص در نسبت هم‌ارزی بالا می‌گردد. احتراق ناقص نیز موجب کاهش فشار موثر متوسط نشانگری می‌شود. در مخلوط کم بار نیز بعلت کاهش ارزش حرارتی حجمی سوخت در داخل سیلندر، فشار موثر متوسط نشانگری کاهش می‌یابد [3].



شکل (5): فشار بیشینه داخل سیلندر بر حسب موقعیت آن برای 160 سیکل متوالی



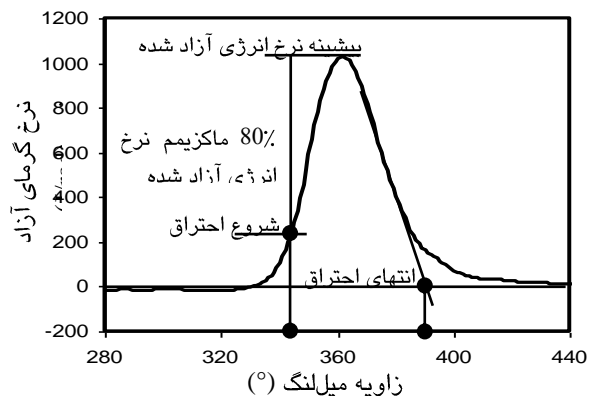
شکل (6): تغییرات سیکی فشار موثر متوسط بر حسب فشار بیشینه برای 160 سیکل متوالی

از جدول (3) همچنین نتیجه می‌شود که بیشینه میانگین فشار موثر متوسط نشانگری (9/8 bar) در نسبت هم‌ارزی بالاتر از نسبت هم‌ارزی استوکیومتری ظاهر می‌شود ($\phi = 1/1$). این

60 درجه قبل از نقطه مرگ بالا و دور میل‌لنگ بین 1000 تا 4000 دور در دقیقه) رفتار مشابه با نتایج گرفته شده بدست می‌آید.

3-3- تغییرات سیکی فشار موثر متوسط نشانگری

در ابتدا اشاره می‌شود که یک رابطه‌ی مستقیم بین فشار موثر متوسط با گشتاور موتور وجود دارد [8]. بر این اساس، تغییرات سیکی فشار موثر متوسط به طور مستقیم بر عملکرد موتور تاثیر گذار خواهد بود. شکل (6) فشار موثر متوسط نشانگری هر سیکل را نسبت به فشار بیشینه آن سیکل برای 160 سیکل متوالی نشان می‌دهد. از شکل دیده می‌شود که می‌توان یک رابطه‌ی خطی با $R^2 = 0/79$ بین این دو پارامتر برقرار نمود. به عبارت دیگر، با افزایش فشار بیشینه در سیکل فشار موثر متوسط نشانگری آن سیکل نیز افزایش می‌یابد. بنابراین با توجه به اینکه فشار موثر متوسط نشانگری به طور مستقیم به عملکرد موتور مربوط می‌باشد، برای داشتن عملکرد ثابت در موتور بایستی تغییرات سیکی فشار بیشینه را کاهش داد. با تغییر شرایط کاری موتور (زمان جرقه بین 25 تا 60 درجه قبل از نقطه مرگ بالا، نسبت هم‌ارزی بین 0/7 تا 1/3 و دور میل‌لنگ بین 1000 تا 4000 دور در دقیقه) در این تحقیق، همواره دیده شد که می‌توان یک رابطه‌ی خطی با $R^2 > 0/69$ بین فشار موثر متوسط نشانگری با فشار بیشینه آن سیکل رسم نمود.



شکل (4): نرخ گرمای آزاد شده از داخل سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ

3-3-1- تغییرات سیکی فشار موثر متوسط نشانگری در

نسبت هم‌ارزی‌های مختلف

جدول (3) میانگین و ضریب تغییر فشار موثر متوسط نشانگری را در نسبت هم‌ارزی‌های مختلف برای 40 سیکل متوالی نشان می‌دهد. از جدول نتیجه می‌شود که با افزایش نسبت هم‌ارزی تا $\phi = 1/1$ مقدار میانگین فشار موثر متوسط

3-2-3 تغییرات سیکی فشار موثر متوسط نشانگری در

زمان‌های مختلف جرقه

جدول (4) میانگین و ضریب تغییر فشار موثر متوسط نشانگری را با تغییر زمان جرقه برای 40 سیکل متوالی نشان می‌دهد. از جدول دیده می‌شود که با افزایش پیش انداختگی جرقه‌ای مقدار فشار موثر متوسط نشانگری افزایش می‌یابد در حالی که تغییرات سیکی آن در حال کاهش می‌باشد. بعد از رسیدن پیش انداختگی جرقه به 45 درجه مقدار فشار موثر متوسط نشانگری کاهش یافته در حالی که تغییرات سیکی آن در حال افزایش می‌باشد. در مرجع [6]، ضریب تغییر فشار موثر متوسط نشانگری بر حسب زمان‌های مختلف جرقه یک رفتار مشابه با نتیجه بدست آمده را نشان می‌دهد. باید یادآور شد که در پیش انداختگی جرقه‌ای 45 درجه، موتور دارای حداکثر گشتاور ترمزی می‌باشد. مسئله‌ی کاهش فشار موثر متوسط را به این صورت می‌توان بیان کرد که اگر جرقه خیلی زود در سیکل اتفاق افتد، کار انتقال یافته از پیستون به گازهای داخل سیلندر در انتهای سیکل تراکم بسیار افزایش می‌یابد و این امر موجب کاهش فشار موثر متوسط نشانگری می‌شود و اگر جرقه با تاخیر ظاهر شود، فشار بیشینه در داخل سیلندر کاهش می‌یابد و این امر موجب می‌شود که کار انجام شده از گاز داخل سیلندر بر روی پیستون در کورس انبساط کاهش یابد. چون در این مرحله حجم داخل سیلندر افزایش یافته و باعث کاهش درجه حرارت و فشار داخل سیلندر می‌شود. درجه حرارت و فشار پایین نیز موجب بلوک شدن بعضی از فرایندهای واکنش شیمیایی احتراق می‌گردد. این امر نیز باعث کاهش سرعت انتشار شعله خواهد شد. بر این اساس، فشار موثر متوسط نشانگری کاهش می‌یابد. مسئله‌ی مربوط به افزایش ضریب تغییر فشار موثر متوسط را می‌توان به این صورت بیان کرد که در جرقه‌ی پیش از موعد، فشار و درجه حرارت در داخل سیلندر پایین خواهد بود و این امر موجب کاهش سرعت توسعه‌ی شعله موتور می‌شود. سرعت پایین شعله در ابتدای جرقه نیز موجب افزایش تغییرات سیکی خواهد شد. در حالی که در زمان تاخیر جرقه، بیشتر انرژی سوخت در زمان کورس انبساط آزاد می‌شود که بر این اساس فشار و درجه حرارت پایینی تولید خواهد نمود. این امر باعث افزایش زمان احتراق و در نتیجه افزایش تغییرات سیکی می‌گردد. در هر صورت تاخیر جرقه اثر نامناسبی بر روی تغییرات سیکی نسبت به آوانس جرقه دارد. در حالت کلی می‌توان نتیجه‌گیری کرد که زمان جرقه هم بر روی مقدار فشار موثر متوسط و هم بر روی تغییرات سیکی آن تاثیر دارد. بر این اساس، با ثابت

امر به این علت است که رطوبت هوا در درجه حرارت بالای احتراق تجزیه شده و اکسیژن آزاد می‌کند و این اکسیژن نسبت هم‌ارزی موجود در داخل سیلندر را به طور نسبی کاهش می‌دهد. از جدول همچنین دیده می‌شود که با افزایش نسبت هم‌ارزی تا $\phi = 1/1$ ضریب تغییر فشار موثر متوسط نشانگری به مقدار 1/2٪ کاهش می‌یابد. با افزایش دوباره نسبت هم‌ارزی، ضریب تغییر فشار موثر متوسط نشانگری افزایش می‌یابد. همچنین می‌توان نتیجه‌گیری کرد که تغییرات سیکی فشار موثر متوسط نشانگری برای مخلوط پر بار بسیار بالاتر از مخلوط کم بار می‌باشد. به طوری که برای نسبت هم‌ارزی $\phi = 1/3$ ضریب تغییرات به 11/8٪ می‌رسد. این مسئله را به طولانی بودن مدت احتراق در نسبت هم‌ارزی بالا می‌توان مرتبط دانست. بر این اساس، می‌توان نتیجه‌گیری کرد که کوتاه بودن زمان مدت احتراق باعث کاهش تغییرات سیکی می‌شود. بنابراین استفاده از مخلوط هیدروژن با گاز طبیعی به علت سرعت بالای شعله‌ی احتراق هیدروژن، برای کاهش تغییرات سیکی موتور مناسب می‌باشد [12]. یادآوری می‌شود که سرعت شعله‌ی احتراق برای هیدروژن 79٪ بیشتر از شعله‌ی احتراق گاز طبیعی است [5]. برای توضیح بیشتر اشاره می‌شود که کاهش زمان احتراق تا حد صفر (به عبارت دیگر احتراق به صورت ایده‌آل در حجم ثابت اتفاق افتد)، موجب می‌شود که تغییرات سیکی احتراق که مقدار آن بسیار قابل توجه است به مقدار صفر کاهش یابد. در آخر اشاره می‌شود که موتور نبایستی در نسبت هم‌ارزی $\phi = 1/3$ کار کند. بدلیل اینکه، حد مجاز ضریب تغییرات فشار موثر متوسط برای کارکرد طبیعی موتور اشتعال جرقه‌ای 10٪ گزارش شده است [8] در حالی که در این نسبت هم‌ارزی برابر 11/8٪ می‌باشد. در پایان اشاره می‌گردد که با تغییر شرایط کاری (نسبت هم‌ارزی بین 0/3 تا 1/3 و دور میل‌لنگ بین 1000 تا 4000 دور در دقیقه) رفتار مشابه با نتایج گرفته شده بدست می‌آید.

جدول (3): میانگین و ضریب تغییر فشار موثر متوسط نشانگری (زمان جرقه 45 درجه قبل از نقطه مرگ بالا و دور میل‌لنگ 3300 دور در دقیقه)

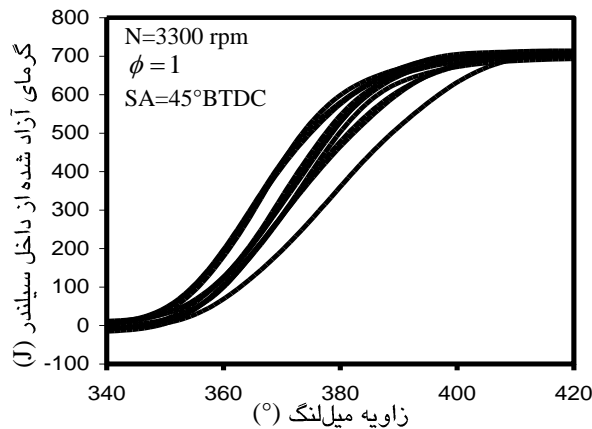
| | | | | |
|--|-----|-----|-----|------|
| نسبت هم‌ارزی | 0/7 | 1 | 1/1 | 1/3 |
| میانگین فشار موثر متوسط نشانگری (bar) | 7/4 | 9/6 | 9/8 | 8/5 |
| ضریب تغییر فشار موثر متوسط نشانگری (%) | 4/1 | 1/7 | 1/2 | 11/8 |

بین ماکزیم انرژی آزاد شده از سوخت با تاخیر اشتعال دیده نشد.

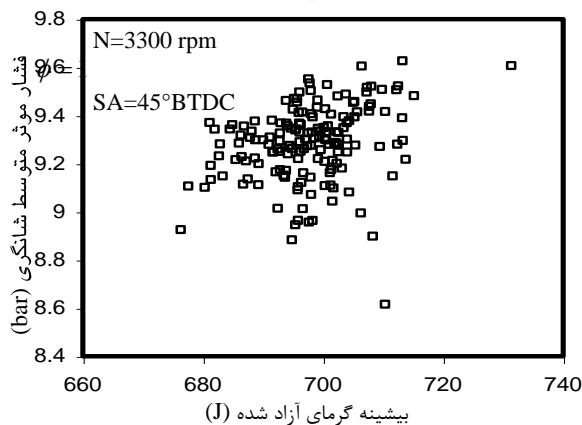
4- نتیجه گیری

تغییرات سیکی احتراق در موتور اشتعال جرقه‌ای توسط اندازه‌گیری فشار داخل سیلندر برای سوخت گاز طبیعی مورد بررسی قرار گرفت. در جمع بندی کلی از نتایج بدست آمده می‌توان به مواردی اشاره نمود که عبارتند از:

1- منحنی ضریب تغییر فشار سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ مستقل از شرایط آزمایش می‌باشد. بر روی این منحنی، موقعیت سه نقطه قابل توجه است. این سه نقطه برابر با شروع احتراق، انتهای احتراق و 50% کسر جرم سوختی است که می‌تواند جایگزین روشهای قبلی که در آنها از میانگین فشار سیلندر سیکلهای متوالی برای استفاده شروع احتراق، انتهای احتراق و 50% کسر جرمی سوخت استفاده می‌شود گردد.



شکل (7): تغییرات گرمای آزاد شده بر حسب زاویه میل‌لنگ برای 10 سیکل متوالی



شکل (8): فشار موثر متوسط نشانگری بر حسب بیشینه گرمای آزاد شده

2- اثر شرایط کاری موتور بر روی تغییرات سیکی

کردن زمان جرقه از یک سیکل به سیکل دیگر می‌توان تغییرات عملکرد موتور را کنترل نمود. با تغییر شرایط کاری (زمان جرقه بین 25 تا 60 درجه قبل از نقطه مرگ بالا و دور میل‌لنگ بین 1000 تا 4000 دور در دقیقه) رفتار مشابه با نتایج گرفته شده بدست می‌آید.

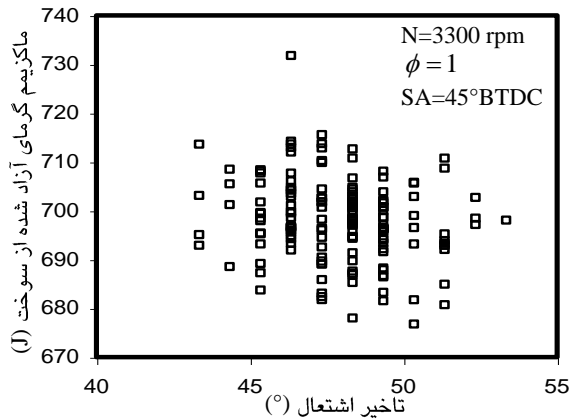
3-4- تغییرات سیکی گرمای آزاد شده

تغییرات سیکی منحنی فشار به شکل دیگری خود را در تغییرات سیکی گرمای آزاد شده از داخل سیلندر ظاهر می‌سازد. شکل (7) به روشنی وجود تغییرات سیکی را در منحنی گرمای آزاد شده از داخل سیلندر نشان می‌دهد. از شکل نتیجه می‌شود که علاوه بر تغییر در بیشینه انرژی آزاد شده، مدت احتراق نیز از یک سیکل به سیکل دیگر متفاوت می‌باشد. مدت احتراق گاهی در نسبت هم‌ارزی بالا بسیار طولانی می‌شود. به طوریکه، احتراق به داخل درگاه خروجی کشیده می‌شود. این امر موجب اتلاف انرژی سوخت به بیرون از داخل سیلندر شده به طوریکه دیگر در تولید کار مفید بر سر پیستون شرکت نمی‌کند.

جدول (4): میانگین و ضریب تغییر فشار موثر متوسط نشانگری (زمان نسبت هم‌ارزی برابر مقدار یک و دور میل‌لنگ 3300 دور در دقیقه)

| پیش انداختگی جرقه (BTDC) | 25° | 30° | 45° | 60° |
|--|-----|-----|-----|-----|
| میانگین فشار موثر متوسط نشانگری (bar) | 8 | 8/7 | 9/8 | 9/2 |
| ضریب تغییر فشار موثر متوسط نشانگری (%) | 7/1 | 3/4 | 1/2 | 2/6 |

شکل (8) نشان می‌دهد که رابطه‌ی منطقی بین ماکزیم انرژی آزاد شده از سوخت با فشار موثر متوسط نشانگری وجود ندارد. به عبارت دیگر، افزایش انرژی کسب شده از سوخت دلیل افزایش کار انجام شده توسط گاز داخل سیلندر بر روی پیستون نمی‌باشد. این امر اشاره می‌کند که انرژی آزاد شده از سوخت برای تولید کار مفید بر روی پیستون، بایستی در موقعیت مناسب از سیکل آزاد شود. تاخیر اشتعال برابر فاصله‌ی بین زمان جرقه زدن شمع تا موقعیت 5% کسر جرم سوخت سوخته شده در نظر گرفته می‌شود. شکل (9) نشان می‌دهد که هیچ رابطه‌ی منطقی بین ماکزیم انرژی آزاد شده از سوخت با تاخیر اشتعال وجود ندارد. با تغییر شرایط کاری مختلف موتور (زمان جرقه بین 25 تا 60 درجه قبل از نقطه مرگ بالا، نسبت هم‌ارزی بین 0/7 تا 1/3 و دور میل‌لنگ بین 1000 تا 4000 دور در دقیقه) هیچ رابطه‌ی منطقی بین ماکزیم انرژی آزاد شده از سوخت با فشار موثر متوسط نشانگری و



شکل (9): بیشینه گرمای آزاد شده از سوخت بر حسب تاخیر اشتعال

- تغییرات سیکی فشار بیشینه سیلندر و فشار موثر متوسط نشانگری در مخلوط پر بار بیشتر از مخلوط کم بار می باشد.

- تغییرات سیکی فشار موثر متوسط نشانگری با افزایش نسبت هم‌ارزی و همچنین دور شدن زمان جرقه از نقطه‌ی مرگ بالا ابتدا کاهش و بعد افزایش می‌یابد.

- تغییرات سیکی زمانیکه نسبت هم‌ارزی و زمان جرقه برای حداکثر گشتاور تنظیم شده باشد دارای حداقل مقدار خود می‌باشد.

شرایط کاری موتور بایستی طوری تنظیم شوند که موتور دارای حداقل تغییرات سیکی باشد.

3- انرژی آزاد شده از سوخت برای تولید کار مفید بر روی

5- مراجع

- [1] ابراهیمی، رحیم؛ "پیش بینی تاخیر خود اشتعالی در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن، نشریه علمی و پژوهشی سوخت و احتراق، س 1، ش 1، ص 41 تا 51، 1387.
- [2] Aghdam, E.A.; Burluka, A.A.; Hattrell, T.; Liu, K.; Sheppard, C.G.W.; Neumeister, J.; Crundwell, N.; "Study of cyclic variation in an SI engine using quasi-dimensional combustion model", SAE paper 2007-01-0939, 2007.
- [3] Al-Baghdadi, M.; "Effect of compression ratio, equivalence ratio and engine speed on the performance and emission characteristics of a spark ignition engine using hydrogen as a fuel", Renew. Energ., vol. 29, p.p. 2245-2260, 2004.
- [4] Bell, S. R., Gupta, M.; "Extension of the lean operating limit for natural gas fuelling of a SI engine using hydrogen blending", Combust. Sci. Technol., Vol. 123, p.p. 23-48, 1996.
- [5] Boretti, A. A.; Brear, M. J.; Watson, H. C.; "Experimental and numerical study of a hydrogen fuelled I.C. engine fitted with the hydrogen assisted jet ignition system", 16th Australasian Fluid Mechanics Conference, Crown Plaza, Gold Coast, Australia, 2-7 December, 2007.
- [6] Dai, W.; Trigui, N.; Lu, Y.; "Modeling of cyclic variations in spark-ignition engines", SAE paper 2000-01-2036, 2000.
- [7] Ebrahimi, R.; "Experimental study on the auto ignition in HCCI engine", Ph.D. thesis, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, France, 2006 (In french).
- [8] Heywood, J. B.; "Internal Combustion Engines Fundamentals", McGraw Hill Book Company, New York, 1989.
- [9] Hinze, P. C.; "Cycle-to-cycle combustion variations in a spark-ignition engine operating at Idle", Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1997.
- [10] Litak, G.; Kaminski, T.; Czarnigowski, J.; Sen A. K.; Wendeker M.; "Combustion process in a spark ignition engine: analysis of cyclic peak pressure and peak pressure angle oscillations", Meccanica, 2008.
- [11] Lu, X. C.; Chen, W.; Huang, Z.; "A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 1. The basic characteristics of HCCI combustion", Fuel, Vol. 84, p.p. 1074-1083, 2005.
- [12] Ma, F.; Wang, Y.; Liu, H.; Li, Y.; Wang, J.; Ding, S.; "Effects of hydrogen addition on cycle-by-cycle variations in a lean burn natural gas spark-ignition engine", I. J. Hydrogen Energ, vol. 33, p.p. 823 - 831, 2008.
- [13] Marc, M.; "Contribution to the study of the behavior of a spark ignition engine fueled with Groningen natural gas", Ph.D. thesis, Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis, 2006 (In French).
- [14] Ozdor, N.; Dulger, M.; Sher, E.; "Cyclic variability in spark ignition engines a literature survey", SAE paper 940987, 1994.
- [15] Patterson, D. J.; "Cylinder pressure variations, a fundamental combustion problem", SAE paper No. 660129, 1966.
- [16] Randolph, L. A.; "Methods of processing cylinder-pressure transducer signals to maximizing data accuracy", SAE paper, No. 900170, 1990.
- [17] Varaprasada, R.; Nehru, K. V. K.; Ganesan, V.; "Evaluation of S.I. engine combustion parameters: a new approach", Combust. Sci. Technol., Vol. 89, p.p. 47-55, 1993.
- [18] Yamasaki, Y.; Iida N.; "Numerical analysis of autoignition and combustion of n-butane and air mixture in homogeneous-charge compression-ignition engine using elementary reactions", JSME Int. J., Vol. 46, p.p. 52-59, 2003.
- [19] Zervas, E.; "Comparative study of some experimental methods to characterize the combustion process in a SI engine", Energy, vol. 30, p.p. 1803-1816, 2005.
- [20] Zhang, L.; Ueda, T.; Takatsuki, T.; Yokota, K.; "Cycle-to-cycle variation of cylinder flow in a motored engine", JSME Int. J. B., vol. 3, p.p. 426-431, 1995.

- ¹ Spark Advanced
- ² Turbulence
- ³ Coefficient of Variation
- ⁴ Indicated
- ⁵ Kistler