بررسی تجربی زمانبندی پاشش انژکتور چهارسوراخه بنزین روی عملکرد و تغییرات سیکلی موتور پژوهشی CT300

سلیمان اقل الناس*[۱]، ابراهیم عبدی اقدم[۲]، مهرداد سرابی[۳]، مجید عطایی ترزنق[۴]

۱- کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

donayalod@gmail.com

۲- عضو هیات علمی مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

Eaaghdam@uma.ac.ir

۳- گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران M_Sarabi@uma.ac.ir

۴- دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

majidataie60@gmail.com

سوخت‌های فسیلی از انرژی‌های با ارزش و گاهاً بی‌همتا به حساب می‌آید. از جمله سوخت‌های ارائه شده در جایگاه‌های سوخت در ایران بنزین، گاز طبیعی و فرآورده‌های نفتی دیگر است. بنزین متداول‌ترین سوختی است که در موتورهای درونسوز اشتعال‌جرقه‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرد. مصرف بالای سوخت علاوه بر کاهش منابع انرژی فسیلی و افزایش هزینه مالی، آلودگی هوا و خطرات زیست‌محیطی را نیز به همراه دارد. در پژوهش حاضر، انژکتور چهارسوراخه به جهت تعداد نازل بیشتر که می‌تواند مقدار پاشش سوخت را افزایش و طول پاشش را کاهش دهد همچنین می‌تواند روی عملکرد و تغییرات سیکلی موتور تاثیر گذار باشد بنابراین با استفاده از انژکتور چهار سوراخه در شرایط مشخص شده با هدف افزایش کارایی و عملکرد موتور آزمایش‌هایی انجام گرفته است. در این آزمایش از سکوی آزمایش CT300 ساخت شرکت گونت آلمان که شامل تابلوی کنترل و نمایش و متعلقات مربوط و دستگاه آنالیزور گازهای خروجی است که برای تعیین نسبت هوا به سوخت استفاده شده است. براساس آزمایش‌های انجام گرفته در موتور پژوهشی با تثبیت پارامترهای سرعت موتور، نسبت تراکم، آوانس جرقه و طول پاشش سوخت به ترتیب در 1800 rpm، ۱۱، ۱۱ درجه میل‌لنگ و ۸/۳۲۵ میلی‌ثانیه، زمان آغاز پاشش سوخت ۲۴۰ درجه بعد از مرگ بالای پیستون بیشترین مقادیر عملکردی موتور مشاهده شد.

کلمات کلیدی: انژکتور چهارسوراخه، بنزین، عملکرد موتور، تغییرات سیکلی

۱. مقدمه

سوخت‌های فسیلی از انرژی‌های با ارزش و گاهاً بی‌همتا به حساب می‌آید. از جمله سوخت‌های ارائه شده در جایگاه‌های سوخت در ایران بنزین، گازوئیل، گاز طبیعی و فرآورده‌های نفتی دیگر است. بنزین متداول‌ترین سوختی است که در موتورهای درونسوز اشتعال‌جرقه‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرد. اما مقاومت به کوبش آن نسبت به بعضی از سوخت‌های دیگر که در موتورهای اشتعال‌جرقه‌ای استفاده می‌شود از جمله گاز طبیعی و اتانول کمتر است از این رو نسبت تراکم و در نتیجه بازده تبدیل سوخت را در موتورهای بنزینی نسبت به موتورهایی که از سوخت‌های با مقاومت کوبش بالاتر مصرف می‌کنند محدود می‌کند[۱].

مصرف بالای سوخت علاوه بر کاهش منابع انرژی فسیلی و افزایش هزینه مالی، آلودگی هوا و خطرات زیست‌محیطی را نیز به همراه دارد. پیدا کردن راهکاری برای بهینه‌کردن احتراق و کاهش مصرف سوخت از چالش‌های اساسی پژوهشگران موتورهای اشتعال‌جرقه‌ای است. در همین راستا به‌واسطه‌ی پیشرفت تکنولوژی، سیستم سوخت‌رسانی کاربراتوری جهت کنترل کمیت و کیفیت اختلاط سوخت و هوا و اقتصاد سوخت، به سیستم سوخت‌رسانی انژکتوری ارتقا یافته است[۲و۳]. ابتدا سیستم‌های کاربراتوری ارتقا یافتند و سپس با ورود اولین سیستم‌های سوخت‌رسانی انژکتوری با پاشش سوخت در راهگاه ورودی توسعه یافتند. به دلیل توسعه تکنولوژی انژکتورهای چند سوراخه جایگزین انژکتورهای تک‌سوراخه شدند[۴]. عبدی اقدم و همکاران [۵] در موتور پژوهشی CT300 دانشگاه محقق اردبیلی از انژکتور بنزین تک‌سوراخه استفاده و زمان آغاز پاشش بهینه آن را مورد بررسی قرار داده است. در پژوهش حاضر، انژکتور چهارسوراخه به جهت تعداد نازل بیشتر که می‌تواند مقدار پاشش سوخت در واحد زمان را افزایش و طول پاشش را کاهش دهد همچنین روی عملکرد و تغییرات سیکلی موتور تاثیر گذار باشد مورد مطالعه قرار گرفته است.

بازده حجمی موتورهای اشتعال‌جرقه‌ای از تقسیم آهنگ جریان هوا به داخل سیستم ورودی بر آهنگ حجم جابه‌جا شده توسط پیستون تعریف می‌شود[۱]. در موتورهای اشتعال‌جرقه‌ای معمولاً سوخت در مسیر جریان هوا به داخل سیلندر با هوا مخلوط می‌شود. پاشش سوخت در مسیر راهگاه ورودی به نوعی منجر به کاهش میزان جریان هوای ورودی به موتور می‌گردد، این کاهش بستگی به نوع سوخت و فاز آن دارد. با فرض اینکه در موتورهای اشتعال‌جرقه‌ای با سیستم سوخت‌رسانی انژکتوری بنزین بصورت قطرات ریز به هوای جاری در راهگاه ورودی پاشیده می‌شود و با پاشش بنزین مقداری از قطرات ریز بنزین به دیواره راهگاه ورودی برخورد کرده و به آن می‌چسبد و با جذب گرما از دیواره و هوای ورودی راهگاه تبخیر می‌شود همچنین بخشی بصورت قطرات ریز در راهگاه ورودی به صورت معلق مانده و مقداری از آن با جذب گرما از هوای مجاور تبخیر می‌شود تا اینکه وارد سیلندر شود. بدیهی است اگر سوخت گازی باشد مانند گاز-طبیعی در چنین حالتی سوخت بصورت گازی به مسیر هوا پاشیده می‌شود و کاهش محسوسی در دبی جریان هوا بوجود می‌آورد. بنابراین هر قدر بنزین در راهگاه ورودی بصورت فاز مایع باشد هوای بیشتری وارد سیلندر می‌شود و برای ایجاد مخلوط بهتر باید قطرات بنزین ریزتر باشند تا فرصت تبخیر بنزین داخل سیلندر فراهم شود. انژکتور چندسوراخه نسبت به انژکتور تک‌سوراخه قطرات کوچکتری فراهم می‌کند. بر مبنای این فرض بازده حجمی موتور افزایش و همچنین باعث کاهش آلایندگی هیدروکربن‌های نسوخته می‌شود[۶].

امی و همکاران [۷] به بررسی عددی اثر زاویه و زمان آغاز پاشش بر نرخ تبخیر سوخت با استفاده از انژکتور چهار سوراخه پرداختند.آنها نشان دادند که نرخ تبخیر سوخت با تاخیر پاشش کاهش و با تغییر جهت پاشش به سمت ناحیه گرم‌تر، مانند سطح بالایی سوپاپ افزایش می‌یابد.

عبدی اقدم و باشی [۸] به طور تجربی با تثبیت پارامترهای مختلف ازجمله سرعت موتور، وضعیت دریچه‌ی گاز، زمانبندی جرقه، شرایط ورودی، نسبت تراکم و طول زمان پاشش سوخت، فقط موقعیت آغاز پاشش را برای انژکتور تک‌سوراخه تغییر دادند. از تجزیه و تحلیل نتایج حاصله تحت شرایط موتور آنها نتیجه گیری کردند که پراکندگی داده‌های imep برای حالت‌هایی که موقعیت آغاز پاشش قبل از موقعیت BTDC بود کمتر از حالت‌های با موقعیت آغاز پاشش بعد از آن ظاهر شد. همچنین مقدار imep میانگین و ضریب تغییرات آن با موقعیت آغاز پاشش متغیر دیده شد و مقدار P_{max} سیکل میانگین فرضی و ضریب تغییرات قلهٔ فشار با موقعیت آغاز پاشش تغییر کرد.

ویجای‌اشری[1] و همکاران [۹] بطور تئوری با تغییر نسبت تراکم از۵/۳ تا ۱۱/۳ در موتور اشتعال‌جرقه‌ای اثر نسبت تراکم روی بازده حرارتی و کار خروجی را مطالعه کردند. آنها نتیجه گرفتند که با افزایش نسبت تراکم، بازده حرارتی و کار خروجی افزایش می‌یابد.

عبدی اقدم و همکاران [۱۰] در موتور پژوهشی اشتعال‌جرقه‌ای به مقایسه آلایندگی دو نوع سوخت بنزین و گاز در نسبت تراکم ۹ و ۱۰ پرداخته اند آنها در نسبت هم ارزی معین نتیجه گرفتند مقادیر HC حالت بنزین سوز بیشتر از حالت گاز سوز است. عبدی اقدم و همکاران [۱۱] در یک پژوهش تجربی در یک محفظه حرارتی حجم ثابت کروی سرعت سوختن مخلوط دو سوخت بنزین و گاز طبیعی را در گستره فشارهای مختلف بررسی کردند.

سرابی و عبدی اقدم [۱۲] در موتور پژوهشی اشتعال‌جرقه‌ای با دو نوع سوخت بنزین و ترکیب‌های مختلف بنزین و گاز طبیعی در نسبت تراکم ۱۰ ویژگی‌های احتراق آنها را مقایسه کردند و به این نتیجه رسیدند که با افزایش حضور گاز طبیعی درسوخت ترکیبی، میانگین فشار موثر متوسط اندیکه کاهش می‌یابد.

پراساد[2] و همکاران [۸] بطور تجربی با تغییر نسبت تراکم از ۸ تا ۱۰ اثر تغییر نسبت تراکم در یک موتور پژوهشی اشتعال‌جرقه‌ای را بررسی کردند. آنها مشاهده کردند که با افزایش نسبت تراکم بازده حرارتی و NO_x افزایش پیدا کرد و HC و CO کاهش یافت.

سرابی و عبدی اقدم [۱۴] با پژوهش روی عملکرد موتور تک سیلندر اشتعال‌جرقه‌ای در نسبت تراکم ۹، نسبت هم ارزی استوکیومتری و با سوخت بنزین و همچنین ترکیب آن با مقادیر مختلف گاز طبیعی در تمامی حالت‌های ترکیبی سوخت و در آوانس‌های بهینه بدون علائم کوبشی مشاهده شدند. همچنین در پژوهشی دیگر [۱۵] با توجه به اینکه در موتورهای اشتعال‌جرقه‌ای تزریق دقیق سوخت بر تغییرات سیکلی اثر گذار است اقدام به کالیبراسیون انژکتور بنزین و گاز طبیعی کردند. بررسی آنها نشان داد که فشار محل تخلیه بر انژکتور گاز تاثیری نداشته ولی فشار محل پاشش بر پاشش انژکتور بنزین اثر می‌گذارد.

یکانی و همکاران [۱۶] در موتور پژوهشی CT300 با ترکیب‌های مختلف، ۱۰۰٪، ۸۷/۵٪، ۷۵٪ و ۶۲/۵٪ بنزین بر پایه جرمی با پاشش انژکتور تک‌سوراخه و مابقی گاز طبیعی نسبت تراکم ۱۱ و نسبت هم‌ارزی ۰/۹ و سرعت ۱۸۰۰ دوربردقیقه عملکرد سوخت ترکیبی بنزین و گاز طبیعی را بررسی کردند. آنها نتیجه گرفتند با افزایش گاز طبیعی به ترکیب، مقدار imep میانگین کاهش می‌یابد

[1] Vijayashree
[2] Prasad

۲. سکوی آزمایش

در این آزمایش از سکوی آزمایش CT300 ساخت شرکت گونت[3] آلمان که شامل تابلوی کنترل و نمایش، دایناموومتر و و متعلقات مربوط که در شکل ۱ نشان داده شده است.از تابلو نمایش جهت نمایش و کنترل واندازه‌گیری سرعت موتور، گشتاور، دمای سوخت، دمای محیط، دمای گاز خروجی، دمای آب ورودی و خروجی، دبی هوا، دبی آب ورودی و خروجی، دما و فشار روغن و دبی سوخت استفاده شده است.



شکل ۱: تصویر تابلو کنترل و نمایش و دایناموومتر

موتور پژوهشی یک موتور چهار زمانه به مدل 29C ساخت شرکت فریمن دیزل[4] با مکانیزم تغییر نسبت تراکم که توسط شرکت گونت آلمان ایجاد شده روی سکوی آزمایش به دایناموومتر کوپلینگ شده است و مشخصات آن در جدول ۱ آمده است.

جدول ۱: مشخصات موتور پژوهشی

نوع مشخصه	مقدار مشخصه (واحد)
قطر سیلندر	۹۰ میلی متر
کورس پیستون	۷۴ میلی متر
حجم جابجایی	۴۷۰ سانتی متر مکعب
شعاع لنگی / طول شاتون	۳/۵۷
نسبت تراکم	۱۱
سیستم جرقه‌زنی الکترونیکی	قابلیت تنظیم یک درجه میل‌لنگ
سیستم سوخت رسانی انژکتوری	قابلیت تنظیم زمان و طول پاشش
تعداد و موقعیت سوپاپ	۲ ohv
زاویه باز و بسته شدن سوپاپ ورودی	۵۰° aBDC تا ۰° TDC

[3] Gunt
[4] Faryman Diesel

زاویه باز و بسته شدن سوپاپ خروجی	۸° aTDC تا ۴۰° bBDC

۳. دستگاه آنالیزور

دستگاه آنالیزور گاز ساخت شرکت ساکسون[5] مدل Infralyt-CL است که برای آنالیز منواکسید کربن، دی اکسید کربن و اکسیژن برحسب درصد حجمی با دقت و نسبت هم‌ارزی استفاده شده است. مشخصات دستگاه در جدول ۲ و همچنین نمایی از دستگاه در شکل ۲ نشان داده شده است.

جدول ۲: مشخصات آنالیزور[۱۷]

پارامتر اندازه‌گیری	محدوده اندازه‌گیری	دقت اندازه‌گیری
منواکسید کربن	۰-۱۰ درصد	۰/۰۰۱ درصد
دی‌اکسید کربن	۰-۲۰ درصد	۰/۰۱ درصد
هیدروکربن نسوخته	۰-۲۰۰۰۰ قسمت در میلیون	۱ قسمت در میلیون
اکسیژن	۰-۲۲ درصد	۰/۰۱ درصد
لامبدا	۰ - ۹/۹۹۹	۰/۰۰۱



شکل ۲: دستگاه آنالیزور[۱۷]

۴. تجهیزات داده برداری

دستگاه داده‌برداری جهت تبدیل سیگنال آنالوگ حسگرها به دیجیتال با چهار کانال و حداکثر فرکانس داده‌برداری ۵۰۰ هرتز و محدوده ولتاژ داده‌برداری ۱۰± ولت ساخت شرکت ادلینک[6] مدل DAQ2005 و نرم‌افزار مربوطه برای ثبت داده‌ها استفاده شده است.

[5] Saxon
[6] ADLink

برای نمونه‌برداری از فشار داخل محفظه احتراق جهت تجزیه و تحلیل شرایط کاری موتور از یک ترنسدیوسر فشار دینامیکی ساخت شرکت کیستلر[7] مدل 6052C به همراه یک آمپلی‌فایر مدل 5011 برای تقویت سیگنال و ارسال به دستگاه داده‌برداری استفاده شده و یک شفت انکودر مدل کیستلر 2613B به همراه متعلقات جهت تعیین زاویه میل‌لنگ و موقعیت نقطه مرگ بالا و ارسال سیگنال تولیدی به دستگاه داده‌برداری و سیستم مدیریت موتور نصب شده است و مشخصات تکمیلی در جدول ۳ آمده است. همچنین برای تطبیق و تفکیک سیکل‌های موتور چهار زمانه جهت جرقه‌زنی از حسگر موقعیت میل سوپاپ استفاده شده است.

جدول ۳: مشخصات تجهیزات حساس داده برداری

نام وسیله	معیار اندازه‌گیری
ترنسدیوسر فشار دینامیکی	محدوده ۰تا ۵۰ بار و فرکانس ۱۶۰ کیلو هرتز با دقت ۰/۳ ٪
شفت انکودر	۰تا ۲۰۰۰۰ دور بر دقیقه و رزولشن ۰/۱ درجه

۵. روش آزمایش

با نصب انژکتور چهار سوراخه روی راهگاه ورودی موتور پژوهشی که در شکل ۴ نشان داده شده است و استفاده از پمپ بنزین و ریگلاتور فشار ۳/۵ بار در ورودی انژکتور تامین گردید. ابتدا سرعت موتور با دایناموتر در حالت موتورگردانی در سرعت ۱۸۰۰ دور بر دقیقه ثابت شد سپس با ارسال پالس پاشش ثابت ۸/۳۲۵ میلی ثانیه به انژکتور، موتور شروع به تولید توان کرده و تا رسیدن به حالت گرم و تثبیت سایر شرایط عوامل اثر گذار از قبیل سرعت موتور، دما و فشار ورودی بنزین مصرفی، دمای هوا، دما و فشار روغن موتور، دبی آب خنک‌کننده منتظر می‌مانیم. با شروع از ۰°CAaBTDC تا ۶۹۰° با گام ۳۰° و آوانس جرقه ۱۱° با توقف چند دقیقه‌ای برای تثبیت نسبت هم‌ارزی برای زمانبندی‌های مختلف پاشش بنزین، تمامی داده‌های نمایش داده شده در تابلو نمایش و دستگاه آنالیزور ثبت شد و همچنین داده‌های شفت‌انکودر، سنسور فشار داخل سیلندر و به وسیله دستگاه داده‌برداری با فرکانس ۱۲۰ کیلو هرتز برای ۵۰۰ سیکل متوالی ثبت و در فایلی با فرمت ".csv" ذخیره شد.



شکل ۴: انژکتور چهارسوراخه پژو ۴۰۵ ساخت شرکت L.P.N.C

[7] Kistler

۶. پارامترهای عملکردی موتور

برای محاسبه کار اندیکه بر سیکل به صورت تجربی به دو پارامتر تغییرات فشار و تغییرات حجم داخل سیلندر نیاز داریم. با استفاده از روابط زیر می‌توان کار هر سیکل را بدست آورد.

$$V(\alpha) = V_c + \frac{\pi B^2}{4}(l + a - a\cos\alpha + \sqrt{l^2 - sin^2\alpha}) \quad (۱)$$

$$W_i = \int PdV \quad (۲)$$

در رابطه (۱) $V(\alpha)$ حجم محفظه احتراق برحسب زاویه‌ی میل‌لنگ، V_c حجم ثابت محفظه احتراق، B قطر سیلندر، l طول مرکز به شاتون، $\pi \approx 3.14$ ضریب ثابت ریاضی موسوم به عدد ارشمیدس[8] a شعاع لنگی میل‌لنگ و α زاویه میل‌لنگ نسبت به موقعیت TDC است. در رابطه ۲-۲ W_i کار اندیکه ، P فشار داخل محفظه سیلندر، dV تغییرات حجم محفظه سیلندر است.

به صورت تجربی گشتاور و توان خروجی معیاری برای سنجش عملکرد موتور محسوب می‌شود اما با تغییر اندازه موتور نمی‌توان از آن برای مقایسه عملکرد موتور استفاده کرد بنابراین از معیار فشار موثر متوسط اندیکه[9] که از حاصل تقسیم کار بر حجم بدست می‌آید استفاده می‌کنیم و معادل فشار ثابتی است که اگر در کل مرحله انبساط به پیستون وارد شود کاری برابر با کار چرخه ایجاد می‌کند و معیار مناسبی برای مقایسه عملکرد موتورهای اشتعال‌جرقه‌ای در ابعاد مختلف محسوب می‌شود[۱].

$$imep = \frac{W_i}{V_d} \quad (۳)$$

در رابطه (۳) W_i کار اندیکه و V_d حجم محفظه احتراق است.

۷. شاخص‌های تغییرات سیکلی

میانگین حسابی نمونه حاصل مجموع داده‌ها تقسیم بر تعداد داده‌ها که میانگین نمونه نیز نامیده می‌شود و با $\bar{x}$ نشان داده می‌شود و به صورت رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$\bar{x} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} x_i \quad (۴)$$

در رابطه (۴) N تعداد داده و x_i داده‌ی i ام از کل داده‌ها می‌باشد.

انحراف استاندارد نمونه مفیدترین معیار سنجش پراکندگی است و میزان دوری یا نزدیکی داده‌ها از مقدار میانگین نمونه مشخص می‌کند. هر قدر این شاخص کوچکتر باشد داده‌ها متمرکزتر و هراندازه این شاخص بزرگتر باشد داده‌ها پراکنده‌تراند با σ_x نشان داده و با رابطه زیر بیان می‌شود:

[8] Archimedes Constant
[9] indicated mean effective pressure (imep).

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{N-1}\sum_{i=1}^{N}(x_i - \bar{x})^2} \quad (۵)$$

در رابطه (۵) N تعداد داده، $\bar{x}$ میانگین حسابی داده‌ها و x_i داده‌ی i ام از کل داده‌ها می‌باشد.
میانگین نمونه و انحراف استاندارد نمونه دارای واحد سنجشی از نوع واحد سنجش داده‌ها هستند. برای داشتن یک مقیاس نسبی برای پراکندگی داده‌ها از ضریب تغییرات که یک متغیر بی بعد است و از تقسیم مقادیر انحراف استاندارد به میانگین حسابی حاصل می‌شود و معمولا به صورت درصد با COV نشان داده و به صورت زیر بیان می‌شود.

$$COV = \frac{\sigma_x}{\bar{x}} \times 100 \quad (۶)$$

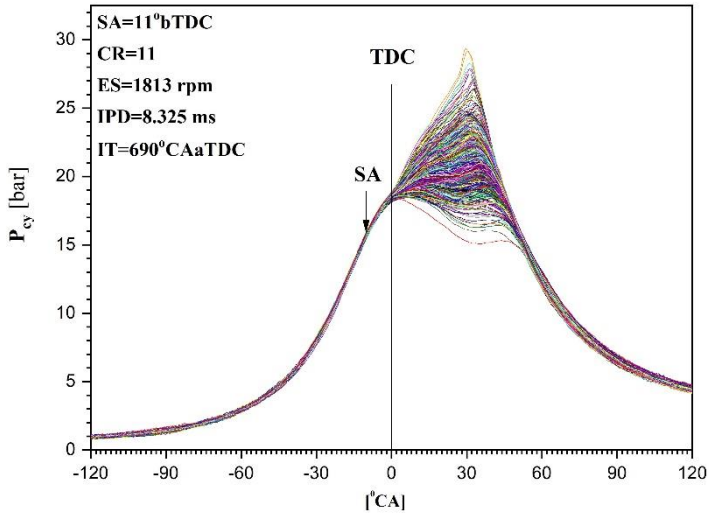
در رابطه (۶) σ_x انحراف استاندارد و $\bar{x}$ میانگین حسابی داده‌ها می‌باشد.

۸. پردازش داده‌ها

برای تعیین کار بر سیکل و فشار موثر متوسط اندیکه و برای ۵۰۰ سیکل متوالی در هر آزمایش، تغییرات فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل‌لنگ ذخیره و به وسیله کد نوشته شده به زبان فرترن پردازش شده است که خروجی این کد شامل imep هر سیکل و میانگین سیکل‌ها $imep_{av}$، انحراف استاندارد و ضریب تغییرات $imep_{av}$ و نمونه‌ای از منحنی فشار داخل محفظه‌ی احتراق بر حسب زاویه میل‌لنگ می‌باشد.

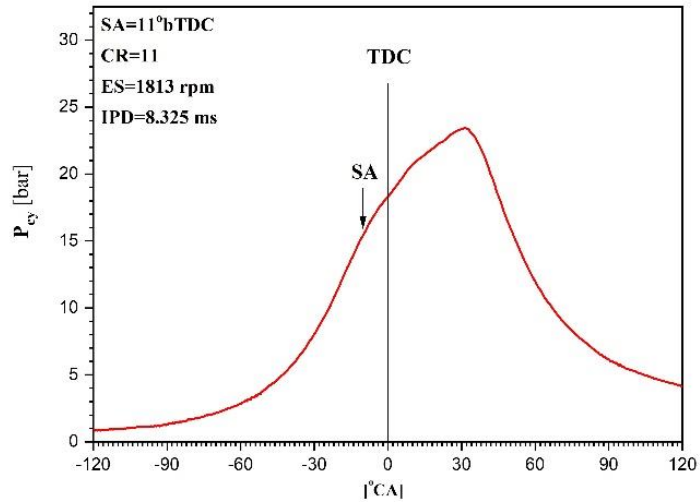
۹. نتایج و یافته‌ها

با استفاده از هندسه موتور و مکانیزم رفت و برگشتی تغییرات حجم سیلندر برحسب زاویه میل‌لنگ محاسبه و امکان محاسبه کار بر سیکل اندیکه فراهم شد. برای هر سیکل کار بر سیکل اندیکه محاسبه شد. شکل ۴ منحنی تغییرات فشار داخل سیلندر به ازای هر سیکل و برای ۵۰۰ سیکل متوالی و برای نمونه آزمایش مذکور نشان می‌دهد. همچنانکه از شکل ۴ دیده می‌شود فشار داخل سیلندر هر سیکل نسبت به سیکل بعدی تغییر می‌کند همچنین زاویه قله فشار و مقدار آن نیز برای هر سیکل متغییر است.



شکل ۴: تغییرات فشار داخل سیلندر برای ۵۰۰ سیکل متوالی

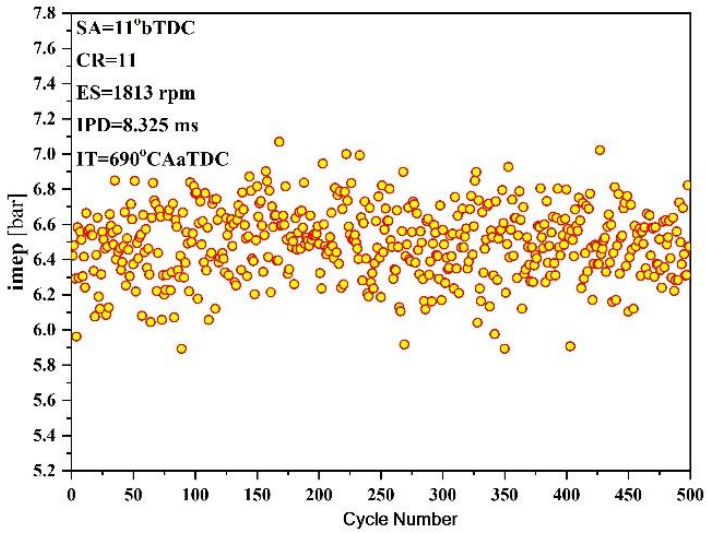
شکل ۵ منحنی میانگین تغییرات فشار داخل سیلندر به ازای ۵۰۰ سیکل متوالی که به جهت تداخل با منحنی‌های هر سیکل به صورت جداگانه نشان داده شده است این شکل می‌تواند وضعیت کلی احتراق را از لحاظ ریتارد و آوانس بودن احتراق نشان دهد



شکل ۵: میانگین تغییرات فشار داخل سیلندر برای ۵۰۰ سیکل متوالی

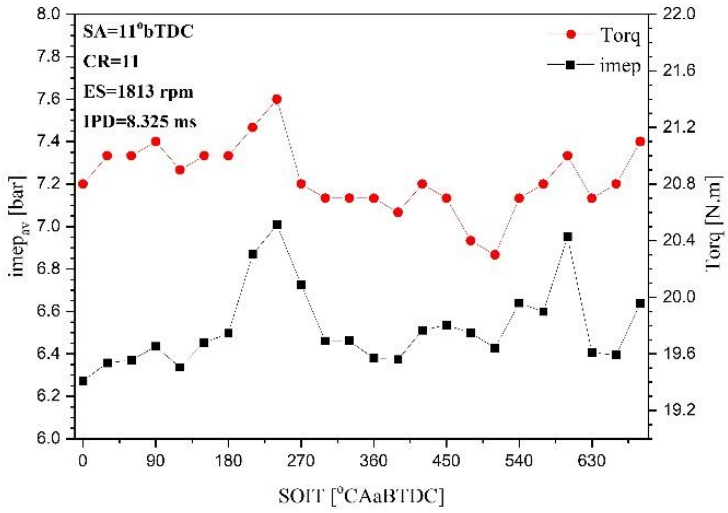
با توجه به رابطه ۳ فشار موثر متوسط اندیکه هر سیکل برآورده شد. در شکل ۶ تغییرات imep بر حسب شماره ترتیب سیکل را برای ۵۰۰ سیکل متوالی و $imep_{av}$ با یک خط مشخص شده است. همچنان که از شکل ۶ معلوم است با ثابت نگه داشتن شرایط آزمایش تغییرات سیکلی در زمانبندی مشخص مشاهده می‌شود. با بررسی تغییرات imep سایر آزمایش‌ها در زمانبندی‌های متفاوت می‌توان نتیجه گرفت که این تغییرات از الگوی خاصی پیروی نمی‌کند. این تغییرات می‌تواند از کیفیت مخلوط سوخت و هوا و همچنین گازهای باقی مانده از سیکل قبلی در محفظه احتراق باشد. عبدی اقدم

و عطائی [۱۸] با مطالعه روی گازهای باقی مانده از سیکل قبلی نشان دادند علاوه بر اینکه imep بدون حضور گازهای باقی مانده افزایش می یابد آوانس بهینه جرقه نیز تغییر می‌کند.



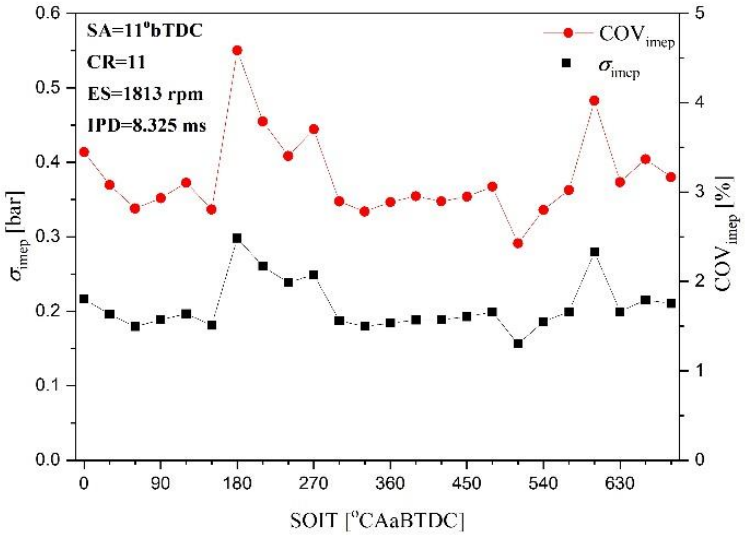
شکل ۶: imep برای ۵۰۰ سیکل متوالی و $imep_{av}$

بررسی تاثیر زمان آغاز پاشش سوخت روی عملکرد موتور با تثبیت پارامترهای سرعت موتور، نسبت تراکم، آوانس جرقه و طول پاشش سوخت انجام گرفته که مقادیر مربوطه به ترتیب ۱۸۰۰ rpm، ۱۱، ۱۱° CA و ۸/۳۲۵ میلی‌ثانیه بود. با تثبیت پارامترهای مذکور زمان آغاز پاشش سوخت از ۰ تا ۶۹۰° CAaBTDC با گام ۳۰° CA انجام گرفت. شکل ۷ روند تغییرات $imep_{av}$ برحسب زمان آغاز پاشش سوخت را به همراه گشتاور خروجی نشان می‌دهد. با توجه به اینکه $imep_{av}$ بخاطر میانگین‌گیری ۵۰۰ سیکل متوالی برآورد می‌شود نسبت به گشتاور خروجی از دقت خوبی برخوردار است.



شکل ۷ تغییرات $imep_{av}$ برحسب زمانبندی پاشش سوخت

از تحلیل آماری سیکل‌ها انحراف استاندارد imep و ضریب تغییرات آن برای هر زمانبندی پاشش مشخص محاسبه شد. شکل ۸ روند تغییرات σ_{imep} و COV را برحسب زمانبندی آغاز پاشش سوخت نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که بیشترین σ_{imep} و COV در زمانبندی ۱۸۰° CAaBTDC تا ۲۷۰° CAaBTDC اتفاق می‌افتد. این تغییر نسبت به قبل و بعد زمانبندی پاشش می‌تواند از تغییرات سوخت وارده به سیلندر به جهت بسته شدن سوپاپ ورودی در زاویه ۲۳۰° باشد بدین صورت که مقداری از سوخت بین دو سیکل تقسیم شده و در کیفیت مخلوط اثر گذار باشد. مقادیر σ_{imep} و COV در موقعیت حداکثر مقدار $imep_{av}$ به ترتیب کمتر از σ_{imep} و COV در زمانبندی ۱۸۰° CAaBTDC مشاهده می‌شود.



شکل ۸: تغییرات σ_{imep} و COV برحسب زمانبندی پاشش سوخت

۱۲. نتیجه‌گیری

در این مطالعه به بررسی تجربی تاثیر زمان آغاز پاشش انژکتور چهارسوراخه روی عملکرد و تغییرات سیکلی در موتور پژوهشی با تثبیت پارامترهای سرعت موتور، نسبت تراکم، آوانس جرقه و طول پاشش سوخت به ترتیب در ۱۸۰۰ rpm، ۱۱، CA ۱۱° و ۸/۳۲۵ میلی‌ثانیه، زمان آغاز پاشش سوخت از ۰ تا ۶۹۰° CAaBTDC با گام ۳۰° CA تغییر داده شد. نتایج حاصله به شرح زیر می‌باشد.

تغییرات $imep_{av}$ و گشتاور خروجی به ترتیب با مقادیر ۷/۰۰۸۹ bar و ۲۱/۴ N/m در زمان آغاز پاشش سوخت ۲۴۰° CAaBTDC بیشترین مقادیر مشاهده شد. و عملکردی بهتری از لحاظ گشتاور نسبت به زمانبندی‌های پاشش دیگر را دارد.

بیشترین تغییرات سیکلی σ_{imep} و COV در زمانبندی ۱۸۰° CAaBTDC با مقادیر به ترتیب ۰/۲۹۸ bar و ۴/۵۸۶۵ ٪ اتفاق می‌افتد. مقادیر σ_{imep} و COV در موقعیت حداکثر مقدار $imep_{av}$ به ترتیب حدود ۰/۲۳۸۶ bar و ۳/۴۰۴۲ ٪ مشاهده شد.

۱۱. فهرست علائم

بعد از نقطه مرگ پایین	aBDC
بعد از نقطه مرگ بالا	aTDC
قبل از نقطه مرگ بالا	bTDC
نقط مرگ بالای تنفس	BTDC
زاویه میل‌لنگ	CA
زاویه میل‌لنگ بعد از نقط مرگ بالای تنفس	CAaBTDC
ضریب تغییر	COV
نسبت تراکم	CR
سرعت موتور	ES
فشار موثر متوسط اندیکه	imep
طول پالس پاشش	IPD
زمانبندی پاشش	IT
over head valve	ohv
فشار داخل سیلندر (bar)	P
دور بر دقیقه	rpm
آوانس جرقه	SA
زاویه	α
انحراف استاندارد	σ
متوسط	av
فشار موثر متوسط اندیکه	imep
ماکزیمم	max
ثابت	c
جابجایی	d
اندیکه (داخلی)	i
نشانه درجه‌ی زاویه	°

۱۲. مراجع و منابع

[1] Heywood, John. B., 2018. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill 2nd Education, New York.
[2] Katijan, A., Latif, M.F.A., Zahmani, Q.F., Zaman, S., Kadir, K.A. and Veza, I., 2019. An experimental study for emission of four stroke carbureted and fuel injection motorcycle engine. Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences: 62(2), pp.256-264.

[3] Erkuş, B., Sürmen, A. and Karamangil, M.I., 2013. A comparative study of carburation and injection fuel supply methods in an LPG-fuelled SI engine. Fuel, 107: pp.511-517.
[4] Reif, K., 2015. Gasoline engine management. Springer Vieweg, Wiesbaden Germany.
[۵] ابراهیم عبدی اقدم، محمد یاهک، مجید عطایی ترزنق، تاثیر زاویه شروع پاشش سوخت بر روی پارامترهای عملکردی موتور تک سیلندر اشتعال‌جرقه‌ای در حالت بنزین سوز،دهمین همایش بین المللی موتورهای درونسوز،تهران،پژوهشگاه صنعت نفت ۱۳۹۶
[6] Lai, M.C., Zhao, F.Q., Amer, A.A. and Chue, T.H., 1994. An experimental and analytical investigation of the spray structure from automotive port injectors. SAE transactions, 103(4): pp.833-852.
[۷] امی، ف.، فرج‌پورکردآسیابی، م. و میرمحمدی، ع.، ۱۳۸۸. بررسی عددی اثر زمان و زاویه پاشش بر نرخ تبخیر سوخت و آلاینده‌های موتور بنزینی پاشش چندنقطه‌ای.، مجله مکانیک و هوافضا (سیالات و آیرودینامیک)، ۵(۱): ۶۳-۵۱.
[۸] عبدی‌اقدم، ا. و باشی، م.، ۱۳۹۳. بررسی تجربی تاثیر موقعیت آغاز پاشش بنزین روی تغییرات سیکلی یک موتور پژوهشی تک‌سیلندر اشتعال‌جرقه‌ای.، مجله مهندسی مکانیک مدرس، ۱۴(۱۲): ۳۵-۴۲.
[9] Vijayashree, V., Tamil Porai, P., Mahalakshmi, N.V. and Ganesan, V., 2014. Effect of compression ratio on performance of a four-stroke spark-ignition engine-A theoretical and experimental study. Advanced Materials Research, 984: pp.945-949.
[۱۰] ابراهیم عبدی اقدم, بهزاد فرهنگ و مهرداد سرابی, "بررسی تجربی آلاینده‌های خروجی موتوری تک استوانه پژوهشی اشتعال‌جرقه‌ای در حالت‌های بنزین‌سوز و گازسوز," تحقیقات موتور, ۳۹ ۳۹ (۱۴۰۱): ۴۹-۵۵,
[۱۱] ابراهیم عبدی اقدم, مهرداد سرابی و مجتبی مهربد خمیرانی, "مطالعه تجربی سرعت سوزش آرام مخلوط دو سوخت (گازطبیعی - بنزین) با هوا در محفظه حرارتی کروی با فشار اولیه بالا," سوخت و احتراق, ۱۱ ۱ (۱۳۹۷): ۱۲۱-۱۳۴,
[12] Sarabi, Mehrdad, and Ebrahim Abdi Aghdam. "Experimental analysis of in-cylinder combustion characteristics and exhaust gas emissions of gasoline–natural gas dual-fuel combinations in a SI engine." Journal of Thermal Analysis & Calorimetry 139.5 (2020).
[13] Prasad, B.N., Pandey, J.K. and Kumar, G.N., 2020. Impact of changing compression ratio on engine characteristics of an SI engine fueled with equi-volume blend of methanol and gasoline. Energy, 191: pp.116605.
[۱۴] مهرداد سرابی و ابراهیم عبدی‌اقدم, "عملکرد موتور تک سیلندر اشتعال جرقه‌ای در حالت ترکیبی‌سوز (بنزین- گاز طبیعی) با سوخت غالب بنزین تحت شرایط استوکیومتری," مهندسی مکانیک مدرس, ۲۰ ۲ (۱۳۹۸): ۲۸۷-۲۹۵,
[۱۵] ابراهیم عبدی اقدم و مهرداد سرابی, "کالیبراسیون انژکتورهای موتور اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی و مقایسه نتایج تجربی شرایط کارکردی و آلایندگی حالت ترکیب‌سوز با تک‌سوز," مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز, ۵۲ ۱ (۱۴۰۱): ۱۰۹-۱۱۷,
[16] Yekani, Seyyed Kazem, Mehrdad Sarabi, and Mahdi Nami Khalilehdeh. "Experimental investigation of dual fuel (gasoline-natural gas) in lean burn ICE." International Journal of Thermofluids (2025): 101308.
[۱۷] عبدی اقدم، ابراهیم و فرهنگ، بهزاد،،بررسی پاسخ آنالیزور گاز به تغییر کیفیت مخلوط ورودی در یک موتور تک سیلندر پژوهشی در حالت گازسوز،نهمین همایش بین المللی موتور های درونسوز،تهران، ۱۳۹۴.
[۱۸] ابراهیم عبدی اقدم و مجید عطایی ترزنق, "تأثیر گازهای سوخته مانده از چرخه قبل روی زمانبندی بهینه جرقه به کمک راهبرد پرش جرقه," تحقیقات موتور, ۵۰ ۵۰ (۱۴۰۱): ۶۷-۷۵