

## تأثیر زمان آغاز پاشش بنزین روی تغییرات چرخه‌ای، آلاینده‌های HC و CO در حالت نیم بار ترکیب سوز بنزین - گاز طبیعی

ابراهیم عبدی اقدم<sup>۱\*</sup>، مجید عطایی ترزنگ<sup>۲</sup>، حسین کمالی گللو<sup>۳</sup>

۱- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ir.uma.ac.ir@eaaghdam

۲- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، majidataie60@gmail.com

۳- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، andoo1367@gmail.com

\* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۰۱/۱۷، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۱/۰۲/۱۹، پذیرش: ۱۴۰۱/۰۳/۰۷)

**چکیده:** سیستم سوخت‌رسانی و اختلاط مناسب سوخت و هوا از چالش‌های مهم در موتورهای اشتعال جرقه‌ای است. به دلیل تمایز شدن سوخت پاششی توسط انژکتور، تعیین بهترین موقعیت آغاز پاشش سوخت نقش مهمی را روی عملکرد موتور دارد. در پژوهش حاضر از یک موتور تک سیلندر پژوهشی با قابلیت تنظیم زمان‌بندی جرقه، موقعیت آغاز پاشش و طول پاشش سوخت که به سیستم‌های سوخت‌رسانی پاشش راه‌گامی بنزین و گاز طبیعی مجهز شده، در سرعت ۱۸۰۰ دور بر دقیقه و نسبت تراکم ۱۱ استفاده شد. در حالت نیم‌بار، طول پاشش سوخت‌ها و نسبت جرمی آنها و سرعت موتور ثابت نگه‌داشته شد و زاویه آغاز پاشش با گام ۴۵° میل‌لنگ در اثنای چرخه موتور تغییر داده شد. به ازای هر تنظیم زاویه‌ی آغاز پاشش سوخت فشار سیلندر ۴۰۰ چرخه متوالی و آلاینده‌های HC و CO در حالت نیم بار ترکیب سوز داده‌برداری شد. نتایج حاصله نشان می‌دهد که با حفظ طول پاشش سوخت‌ها مقدار آلاینده‌های خروجی با تغییر زاویه‌ی آغاز پاشش هر سوخت تغییر می‌کند و تغییرات آلاینده‌ها در حالت تغییر زاویه‌ی آغاز پاشش بنزین نسبت به سوخت گاز طبیعی بیشتر است، همچنین آوانس بهینه‌ی جرقه در حالت تمام بار نسبت به نیم بار تفاوت ۹ درجه‌ای را نشان می‌دهد. همچنین از تغییرات انحراف معیار و ضریب تغییرات (COV) فشار موثر متوسط اندیکه (imep) ملاحظه شد که بیشترین مقدار آن‌ها وقتی است که زمان آغاز پاشش بنزین در ۱۵° میل‌لنگ بعد از نقطه مرگ بالای تنفسی باشد.

**کلیدواژگان:** موتور اشتعال جرقه‌ای، زمان‌بندی پاشش سوخت، بنزین، گاز طبیعی، ترکیب سوز

### مقدمه

با توجه به این که صنایع خودرو روز به روز پیشرفت چشمگیری دارد، حذف این فناوری در جوامع بشری به این سادگی امکان‌پذیر نیست. از این رو شناخت فرایندهای داخلی موتورهای احتراق داخلی و تجزیه و تحلیل این فرایندها با استفاده از کدهای شبیه‌ساز و نتایج تجربی امری لازم و ضروری به‌نظر می‌رسد. یکی از عوامل مؤثر بر احتراق کامل و در نتیجه میزان آلاینده‌های خروجی و عملکرد موتور ایجاد مخلوط همگن مطابق با تعریف مناسب از سوخت و هوا در سیلندر است. به این منظور در سیستم پاشش<sup>۱</sup> PFI لازم است بیشترین حد ممکن از سوخت پاشیده شده همراه با هوا در مسیر ورودی به داخل سیلندر وارد شود. سیستم سوخت‌رسانی و کنترل اختلاط سوخت و هوا از چالش‌های اساسی محققان موتورهای اشتعال جرقه‌ای بوده است.

1- Port Fuel Injection (PFI)

عبدی اقدم و باشی [۱] با استفاده از یک موتور تک سیلندر اشتعال جرقه‌ای پاشش راه‌گامی اقدام به مطالعه اثر زمان آغاز پاشش (SOI) سوخت بنزین بر تغییرات چرخه‌ای در حالت بار کامل کردند. آن‌ها در مطالعه خود با ثابت گرفتن طول پاشش، آوانس جرقه و سرعت موتور تنها اقدام به تغییر موقعیت آغاز پاشش در طول چرخه کردند. آن‌ها زاویه شروع پاشش را از ۱۸۰ درجه قبل از ITDC تا ۱۸۰ درجه بعد از ITDC با گام ۳۰ درجه تغییر دادند و نتیجه گرفتند که تغییرات چرخه‌ای در زوایای شروع پاشش قبل از ITDC کمتر از تغییرات چرخه‌ای در زوایای شروع پاشش بعد از ITDC است. آن‌ها با این فرض که با ثابت نگه‌داشتن طول پاشش بنزین، مقدار سوخت تحویلی به هر چرخه ثابت می‌ماند تغییرات محسوسی را در مصرف سوخت ویژه‌ی اندیکه با تغییر زمان آغاز پاشش سوخت به‌دست آوردند.

در سیستم‌های انژکتوری موقعیت آغاز پاشش، طول و فشار پاشش نقش مهمی روی عملکرد موتور دارد. لی<sup>۳</sup> و همکاران [۲] با مطالعه هم‌زمان موقعیت پاشش سوخت و آوانس جرقه به این نتیجه رسیدند که بهترین شرایط برای دستیابی به بازده گرمایی بالاتر و آلاینده‌های خروجی کمتر در موقعیت پاشش و آوانس بهینه جرقه رخ می‌دهد.

رستم‌پور و همکاران [۳] به‌طور عددی اثر استفاده از دو انژکتور در ورودی روی میزان خیس‌شدگی دیواره، نحوه توزیع سوخت درون محفظه احتراق و توان خروجی موتور پرداختند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که استفاده از این طرح میزان لایه سوخت تشکیل شده در سامانه تنفس موتور نسبت به موتور PFI پایه را ۷۵ درصد کاهش می‌دهد. از طرفی، توزیع سوخت درون محفظه احتراق و در اطراف شمع کاملاً همگن می‌شود، که منجر به بهبود فرایند احتراق و افزایش بیشینه فشار محفظه احتراق می‌شود. همچنین بررسی‌های آن‌ها نشان داد که عملکرد مطلوب موتور با استفاده از دو انژکتور در راه‌گام ورودی به‌شدت وابسته به زمان شروع پاشش است. لذا، بهترین زمان تزریق سوخت را به‌عنوان نقطه بهینه کارکرد مشخص کردند.

شیباتا<sup>۴</sup> و همکارانش [۴] نتایج کار خود بر روی توسعه طرح مفهومی جدید از پاشش سوخت در سیستم‌های تزریق دوگانه را ارائه کردند. آن‌ها سیستم پاشش چندنقطه‌ای دوگانه را، که علاوه بر مزایای سیستم تزریق در راه‌گام ورودی تا حدودی مزایای سیستم تزریق مستقیم را دارد، معرفی کردند. در واقع، آن‌ها در کار خود با بهینه‌سازی عددی الگوی پاشش و بهبود پودرشدن سوخت در حالت دریچه باز و بررسی جریان پاشش در مجرای ورودی و سیلندر، حالت بهینه پاشش و موقعیت انژکتور برای هر دریچه را تعیین کردند و به این ترتیب مزایای پاشش در شرایط دریچه‌ی باز را بررسی کردند.

عبدی اقدم و یاهک [۵] در یک پژوهش تجربی با استفاده از یک موتور تک سیلندر پژوهشی و به کارگیری تکنیک پرش پاشش تأثیر زمان پاشش سوخت روی مشخصه‌های عملکردی موتور و فشار موثر متوسط داخل سیلندر را مورد بررسی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که زمانی که زاویه شروع پاشش سوخت در بازه‌ی ۱۸۰ تا ۵۷۰ درجه میل‌لنگ باشد، تقریباً تمام سوخت پاشش شده به منیفولد ورودی در چرخه بعد وارد محفظه احتراق می‌شود، همچنین زمانی که زاویه شروع پاشش سوخت در بازه ۱۲۰ درجه قبل از TDC تا ۱۸۰ درجه بعد از TDC باشد. سوخت پاشش شده بین دو چرخه تقسیم می‌شود.

سووانچوتچونگ<sup>۵</sup> و ویلیامسون<sup>۶</sup> [۶] با استفاده از یک موتور تک سیلندر پاشش راه‌گامی اقدام به مطالعه اثر نسبت هم‌ارزی و زاویه شروع پاشش بر عملکرد و آلاینده‌های خروجی در حالت بنزین‌سوز کردند. آن‌ها با مطالعه زاویه شروع پاشش در بازه ۳۰ درجه قبل تا ۵۰ درجه بعد از ITDC نشان دادند که با ثابت بودن نسبت هم‌ارزی، عملکرد و آلاینده‌های خروجی متأثر از زاویه شروع پاشش نمی‌شود. ساهو و همکاران [۷] به بررسی تأثیر زمان‌بندی پاشش سوخت بر روی احتراق و تغییرات فشار مؤثر متوسط در یک موتور احتراق داخلی با استفاده از دو سوخت بنزین و گاز طبیعی پرداختند و به این نتیجه رسیدند

1- Start of Injection  
2- Intake Top Dead Center  
3- Li  
4- Shibata  
5- Suwanchotchong,  
6- Williamson

که زمان‌بندی پاشش سوخت به مقدار زیادی بر روی کیفیت تشکیل مخلوط سوخت و هوای درون سیلندر و پایداری احتراق تأثیر گذاشته به طوری که این تغییرات در حالت بنزین سوز بیشتر از حالت گازسوز است.

در مسیر توسعه‌ی موتورهای اشتعال جرقه‌ای استفاده از سوخت جایگزین یا سوخت ترکیبی مورد بررسی قرار گرفته است [۸-۲۰]. در بعضی موارد ترکیب دو سوخت مایع [۸-۱۱]، در یک سری از مطالعات ترکیب دو سوخت گازی [۱۲] و در مواردی قابل توجه ترکیب دو سوخت مایع و گاز استفاده شده است [۱۳-۲۰]. در حالتی که دو سوخت هم‌فاز باشند امکان اختلاط آن‌ها و استفاده از یک سیستم سوخت‌رسانی با تک انژکتور وجود دارد. اما اگر دو سوخت مورد مطالعه در دو فاز مختلف مایع و گاز باشند، استفاده از دو سیستم سوخت‌رسانی مجزا با انژکتورهای مربوطه ضروری می‌شود و طیفی از حالت‌های مختلف از لحاظ ترکیب و زمان آغاز پاشش دو سوخت میسر می‌شود.

عبدی اقدم و قنبری [۱۳] در یک تحقیق برای حالت ترکیب سوز بنزین - گاز طبیعی در یک موتور تک سیلندر پاشش درون راه‌گاهی موفق به تعیین زمان‌بندی بهینه سوخت در حالت ترکیب سوز شدند و به مقایسه آوانس بهینه جرقه‌ی حالت ترکیب سوز با حالت تک سوخته‌ی بنزین و گاز طبیعی پرداختند. بهراد و همکاران [۱۴] به‌طور تجربی در یک موتور پژوهشی اشتعال جرقه‌ای پدیده‌ی کوبش را برای چند ترکیب مختلف بنزین-گاز طبیعی با سوخت غالب بنزین بررسی کردند. یکانی و همکاران [۱۵] به‌طور تجربی برای چند ترکیب دیگر بنزین-گاز طبیعی در حالت فقیرسوز مطالعاتی را انجام دادند. در همین راستا سرابی و عبدی اقدم [۱۶] مشخصه‌های درون سیلندری و آلاینده‌ی خروجی در حالت ترکیب سوز بنزین-گاز طبیعی تحت شرایط استوکیومتری مورد مطالعه قرار دادند. در همه‌ی مطالعات مذکور داده‌برداری‌ها تحت بار کامل و در زمان‌های آغاز پاشش ثابت و همسان برای هر دو سوخت انجام گرفته است.

فرخ و کومار [۱۷] در یک موتور احتراق داخلی با پاشش در راه‌گاه ورودی با استفاده از سه سوخت (بنزین، اتانول و متانول) به بررسی عملکرد، انتشار آلاینده‌های خروجی و ویژگی‌های احتراق موتور پرداختند و به این نتیجه رسیدند که بازده حرارتی، فشار درون سیلندر و گرمای خالص منتشر شده حالت ترکیب سوز، در مقایسه با حالت بنزین خالص بهبود می‌یابند. مقادیر گازهای خروجی مانند مونوکسیدکربن (CO)، هیدروکربن‌های نسوخته (HC) کاهش یافته و افزایش میزان اکسید نیتروژن (NO<sub>x</sub>) برای سوخت‌های ترکیبی در مقایسه با بنزین خالص به دلیل ماهیت اکسیژن‌دار الکل نشان می‌دهد. وقتی حالت ترکیب سوز با دو سوخت غیرهم‌فاز مطالعه می‌شود، علاوه بر دسترسی به طیف وسیعی از کسر سوخت‌ها در مخلوط ترکیبی، بررسی کارایی موتور با تغییر موقعیت آغاز پاشش هریک از سوخت‌ها در طول چرخه موتور نیز امکانپذیر می‌شود. اغلب مطالعات انجام یافته در خصوص تغییر زمان آغاز پاشش سوخت‌ها تحت حالت بار کامل موتور با تک سوخت انجام شده است. در پژوهش حاضر حالت ترکیب سوز بنزین-گاز طبیعی در وضعیت نیم‌بار موتور مورد توجه قرار گرفته است و زمان آغاز پاشش هر یک از سوخت‌ها در طول چرخه با گام ۴۵° میل‌لنگ تغییر داده شد و تغییرات چرخه‌ای فشار موثر متوسط اندیکه با تغییر زمان آغاز پاشش هر یک از سوخت‌ها و غلظت گونه‌های خروجی CO، HC و O<sub>2</sub> مربوطه مطالعه شده است.

## تجهیزات استفاده شده

موتور استفاده شده در این آزمایش، یک موتور تک سیلندر پژوهشی با دینامومتر مربوطه متصل به آن ساخت شرکت گونت است که برای مطالعات تجربی انجام شده سیستم کنترل پاشش سوخت‌ها و سیستم جرقه به‌حالت قابل تنظیم ارتقاء یافته، استفاده شده است. این موتور به کمک ماشین آسنکرون<sup>۱</sup> که سرعت آن قابل تنظیم است، بارگذاری می‌شود به طوری که قدرت خروجی از موتور در حالت ژنراتور را می‌توان با یک واحد بازیاب به شبکه برق شهری بازگرداند. موتور و ماشین آسنکرون به

1-Asynchronous

وسيله يك كوپلینگ كه از نوع پنجه‌ای و الاستيك است به يكديگر متصل شده‌اند. شكل ۱، نمایی از تجهیزات به كار رفته و محل قرارگیری آن‌ها و جدول ۱ مشخصات موتور پژوهشی را نشان می‌دهد. در محل مانیفولد خروجی آنالیزور قرار گرفته است. دستگاه آنالیزور گاز استفاده شده از نوع ساکسون مدل اینفرالیت سی ال است. این آنالیزور نمونه گاز را به وسیله سیستم مكنده خود از مانیفولد خروجی دریافت کرده و گونه‌های گاز خروجی را آنالیز می‌كند. این دستگاه غلظت گونه‌های  $CO_2$ ،  $CO$ ،  $O_2$  برحسب درصد حجمی و  $HC$  (هیدروكربن نسوخته) را برحسب قسمت بر میلیون به‌همراه  $\lambda$  نیز نشان می‌دهد. با استفاده از مقدار  $\lambda$  می‌توان نسبت هم‌ارزی موردنظر را به كمك سیستم مدیریت موتور تنظیم و به موتور اعمال كرد. برای تبدیل داده‌های

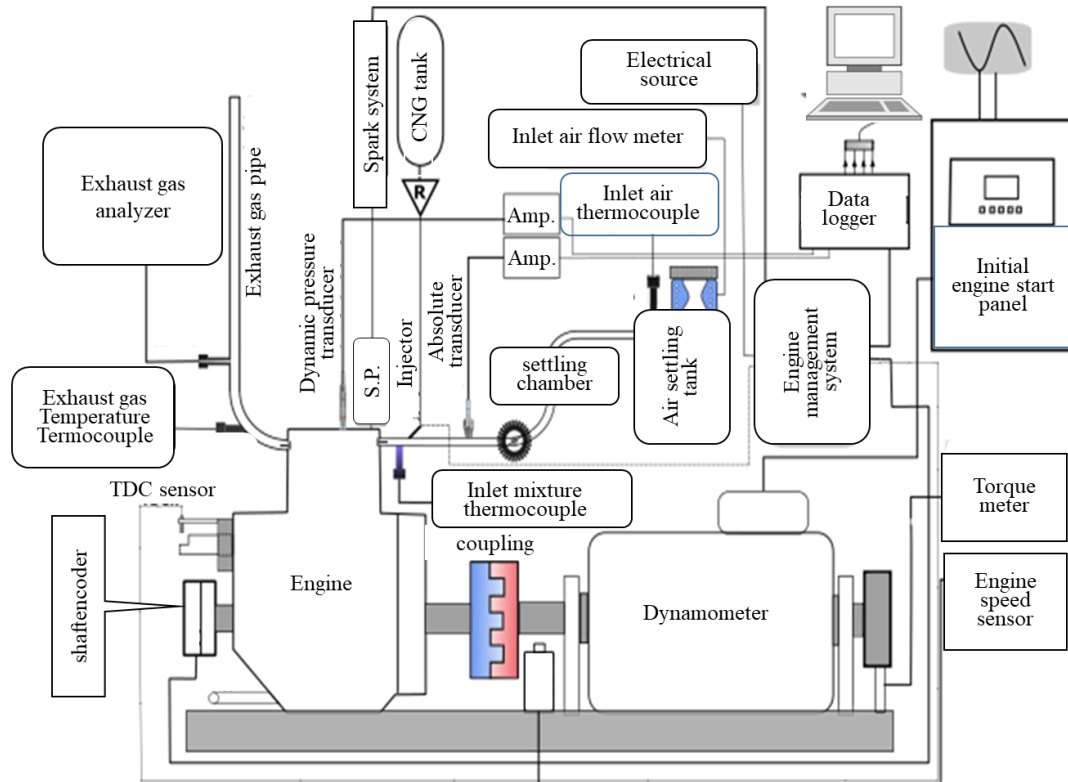


Figure 1- Schematic of the equipment used and their relative arrangement

شكل ۱- طرح‌واره تجهیزات به كار رفته و چیدمان نسبی آن‌ها

جدول ۱- مشخصات موتور استفاده شده در آزمایش

Table 1- Engine specifications used in the test

Cylinder diameter	90 mm
Piston stroke	70 mm
Displacement volume	470 cm <sup>3</sup>
Compression ratio	11
Engine speed	1800 rpm
Ignition system	Electronic, adjustable with one crank angle resolution
Fuel system	Spraying into the engine inlet manifold
Oiling system	Compressive
Type of cooling	Single stream water cooling

آنالوگ به دیجیتال و ثبت آن‌ها، از یک دیتالاگر چهار کاناله مدل DAQ2005 ساخت ادلینک و نرم‌افزار مربوطه استفاده شد. حداکثر بسامد داده‌برداری این دیتالاگر ۵۰۰ کیلوهرتز است و از چهار کانال ورودی آن برای ثبت فشار داخل سیلندر، فشار مطلق منیفولد ورودی و پالس‌های شفت انکودر استفاده شد. داده‌های خام اخذ شده به وسیله یک نرم‌افزار به زبان فرترن مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت و مقدار فشار مؤثر متوسط هرچرخه و میانگین آن‌ها و سایر داده‌های مرتبط به چرخه پردازش شد. در کار حاضر فرکانس استفاده شده برای اخذ داده‌ها ۲۰۰ کیلوهرتز در نظر گرفته شد. فشار نسبی خط تغذیه‌ی سوخت انژکتورها در سیستم‌های سوخت‌رسانی برای بنزین و گاز طبیعی به ترتیب ۳/۵ و ۲/۵ بار و فشار محیط ۰/۸۶۳۱ بار بود.

شفت انکودر استفاده شده از نوع کیستلر<sup>۱</sup> 1613B با گام یک درجه بود که برای اندازه‌گیری فشار داخل سیلندر برحسب زاویه‌ی میل‌لنگ و همچنین تنظیم آوانس جرقه و زمان آغاز پاشش سوخت ضروری بود. سیستم مدیریت موتور استفاده شده در این مطالعه با دریافت پالس‌های TDC و زاویه میل‌لنگ از شفت انکودر و تنظیمات انجام شده توسط کاربر، شرایط آزمایش را به موتور اعمال می‌کند. موارد قابل تنظیم حین کار موتور تنظیماتی از قبیل زاویه‌ی آغاز پاشش سوخت‌ها، طول پاشش آن‌ها و آوانس جرقه است. فشار داخل سیلندر به وسیله یک ترنسدیوسر<sup>۲</sup> فشار دینامیک ساخت شرکت کیستلر مدل 6052C اندازه‌گیری شد. از ویژگی‌های این حسگر حساسیت بالا و پایین بودن خطای شوک حرارتی است. سیگنال‌های ارسالی از این ترنسدیوسر توسط یک آمپلی‌فایر از نوع کیسلر مدل 5011 تقویت شده و به دیتالاگر مذکور ارسال شد. دبی هوای مورد نیاز بعد از عبور از فیلتر که در قسمت ابتدایی سیستم مکش تعبیه شده اندازه‌گیری شد. مقدار هوای ورودی برحسب گرادیان فشار موجود بین قسمت داخلی فیلتر و باریکترین برش عرضی اتافک آرامش اندازه‌گیری می‌شود. گرادیان فشار موجود به وسیله یک ابزار اندازه‌گیری که مجهز به یک نمایشگر دیجیتالی است به دبی حجمی برحسب لیتر بر دقیقه تبدیل می‌شود. اندازه‌گیری دمای ورودی به وسیله یک ترموکوپل PT100 که روی محفظه آرامش اولیه هوای ورودی نصب شده محاسبه شد. حسگر دمای گازهای خروجی در مسیر منیفولد خروجی نصب شد. این حسگر از نوع NiCr-Ni با دقت یک درجه سانتی‌گراد است و رنج دمایی ۰ تا ۹۰۰ درجه سانتی‌گراد را تحت پوشش قرار می‌دهد.

## روش داده برداری

ابتدا موتور تحت نسبت تراکم ۱۱ در حالت موتور گردانی به وسیله دینامومتر راه‌اندازی شد. پس از رسیدن دور موتور به مقدار ۱۸۰۰ دور در دقیقه با استفاده از سیستم مدیریت و توسط کاربر، موتور از حالت موتور گردانی خارج و به حالت احتراق با بنزین تغییر داده شد. پس از پایدار شدن شرایط موتور با توجه به دمای روغن (۷۰°C) و دمای آب خروجی (۵۰°C) وقتی که آب ورودی شهری (۱۷°C) بود، انژکتور گاز همزمان با انژکتور بنزین فعال شد و تحت زاویه‌ی آغاز پاشش همسان (۶۹۰°C) برای هر دو سوخت، طول پاشش هر کدام با توجه به کسر جرمی (۶۰ درصد بنزین و ۴۰ درصد گاز طبیعی) با استفاده از کالیبراسیون جرمی آن‌ها [۲۰] طوری تنظیم شد که حالت استوکیومتری در آنالیزور گاز مشاهده شود. سپس در ۱۰ آوانس - جرقه مختلف گشتاور خروجی به همراه داده‌های دیگر ثبت شد تا حداکثر گشتاور در بار کامل FL<sup>۳</sup> برآورد شود و به‌عنوان مبنا در تنظیم حالت نیم‌بار PL<sup>۴</sup> پروانه‌ی گاز استفاده شود. در تنظیم‌های مختلف پروانه‌ی گاز به‌ازای آوانس‌های مختلف در نسبت هم‌ارزی و نسبت جرمی سوخت ثابت، حداکثر گشتاورها بررسی شد تا اینکه در تنظیمی خاص حداکثر گشتاور معادل نصف حداکثر گشتاور بار کامل حاصل شد. سپس با ثابت نگه‌داشتن وضعیت تنظیم پروانه‌ی گاز، آوانس بهینه‌ی جرقه‌ی حاصله و طول پاشش سوخت‌ها، در مرحله اول زمان آغاز پاشش بنزین ثابت نگه‌داشته شد و زمان آغاز پاشش گاز از ۱۵ تا ۶۹۰°C

1- Kistler  
2- Transducer  
3- Full load  
4- Part load

چرخه با گام  $45^\circ$  تغییر داده شد و داده‌های مربوطه ثبت شد. در مرحله دوم زمان آغاز پاشش انژکتور گاز ثابت و زمان آغاز پاشش انژکتور بنزین در زوایای مذکور تنظیم و داده‌های این دسته مرحله نیز ثبت شد. تعداد چرخه ثبت شده در هر آزمایش ۴۰۰ چرخه پشت سرهم بود.

## نتایج و بحث

چنانکه در قسمت قبل اشاره شد شکل ۲ تغییرات گشتاور خروجی برحسب آوانس جرقه را در حالت‌های بار کامل و نیم‌بار نشان می‌دهد به طوری که حداکثر گشتاور حالت نیم‌بار، معادل نصف حداکثر گشتاور بار کامل است. مشاهده می‌شود که آوانس بهینه‌ی جرقه ( $OSA^1$ ) حالت نیم‌بار  $9^\circ CA$  بیشتر از حالت بار کامل است که ناشی از ورود مخلوط تازه‌ی کمتر و بالا بودن کسر گازهای سوخته‌ی باقیمانده از چرخه قبلی است و موجب تقلیل سرعت سوختن می‌شود.

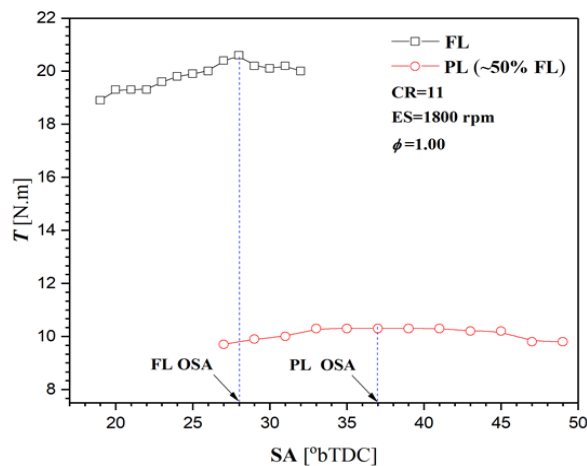


Figure 2- Changes in engine output torque with spark advance in two modes of full load and part load

شکل ۲- تغییرات گشتاور خروجی موتور با آوانس جرقه در دو حالت بار کامل و نیم بار

با توجه به اینکه در حالت نیم‌بار افت فشار مسیر جریان ورودی در محل پروانه‌ی گاز بیشتر است تغییر فشار در قسمت ورودی طی چرخه و مخصوصاً مرحله‌ی مکش بیشتر است. نظر به اینکه در تفسیر و تشریح نتایج این تغییرات مهم است، شکل ۳ تغییرات فشار ورودی برحسب زاویه‌ی میل‌لنگ را طی چرخه برای حالت نیم‌بار بهینه وقتی زمان آغاز پاشش هردو سوخت  $690^\circ CA$  است نشان می‌دهد. اگرچه در ابتدای چرخه به دلیل زاویه‌ی روی هم افتادگی سوپاپ‌ها باورود گازهای سوخته‌ی درون سیلندر فشار قسمت ورودی افزایش می‌یابد، اما با مکش سیلندر افت فشار جدی در زاویه‌ی  $135^\circ$  درجه دیده می‌شود و در زمان بسته شدن سوپاپ ورودی فشار به  $0.7$  بار نزدیک می‌شود. این تغییرات می‌تواند موجب تغییر فشار محل پاشش سوخت شود اگر زمان آغاز پاشش در طول چرخه عوض شود.

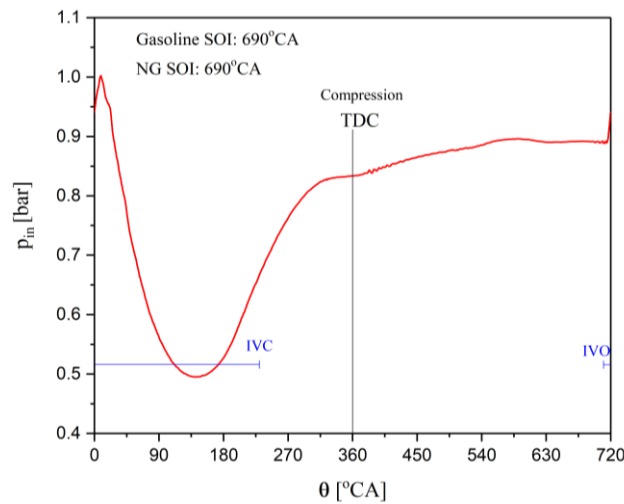


Figure 3- Changes the inlet pressure in terms of the crank angle during the cycle for the optimum half-load mode with 690° CA start of injection timing for both fuels.

شکل ۳- تغییرات فشار ورودی برحسب زاویه میل لنگ طی چرخه برای حالت نیم بار بهینه با زمان آغاز پاشش هردو سوخت ۶۹۰°CA.

در مرحله اول با تثبیت طول پاشش هردو سوخت و زمان آغاز پاشش گاز طبیعی در ۶۹۰°CA، زمان آغاز پاشش بنزین از ۱۵ تا ۶۴۵°CA با گام ۴۵ درجه تغییر داده شد تا اثرات آن روی گازهای خروجی بررسی شود. شکل ۴ تغییرات نسبت هوا به سوخت نسبی ( $\lambda$ ) و میزان اکسیژن گازهای خروجی را برحسب زمان آغاز پاشش بنزین نشان می‌دهد. تغییرات اتفاق افتاده در  $\lambda$  نسبتاً قابل ملاحظه است به طوری که در محدوده باز بودن سوپاپ و فشار پایین ورودی این تغییر جدی است. چنین تغییری کیفیت مخلوط را می‌تواند غنی کند و سبب کاهش غلظت  $O_2$  در خروجی شود. در سرجمع دلایل مختلفی که می‌تواند سبب تغییر در  $\lambda$  و غلظت  $O_2$  شوند عبارتند از: تغییر فشار مسیر ورودی، باز و بسته شدن مسیر سوپاپ ورودی، بازگشت گازهای سوخته در ابتدای طول باز شدگی سوپاپ ورودی، تغییر کسر تبخیر بنزین تزریقی در ورودی و تغییر دمای مخلوط ورودی. با توجه به اینکه طول پاشش بنزین ثابت نگه‌داشته شده است عامل اصلی در تغییر کیفیت مخلوط فشار محل پاشش بنزین است که تغییرات زیادی را در طول چرخه دارد. با استفاده از اطلاعات دستگاه آنالیزور گاز استفاده شده خطای غلظت  $O_2$  % Vol.  $\pm 0.4$  برآورد شد.

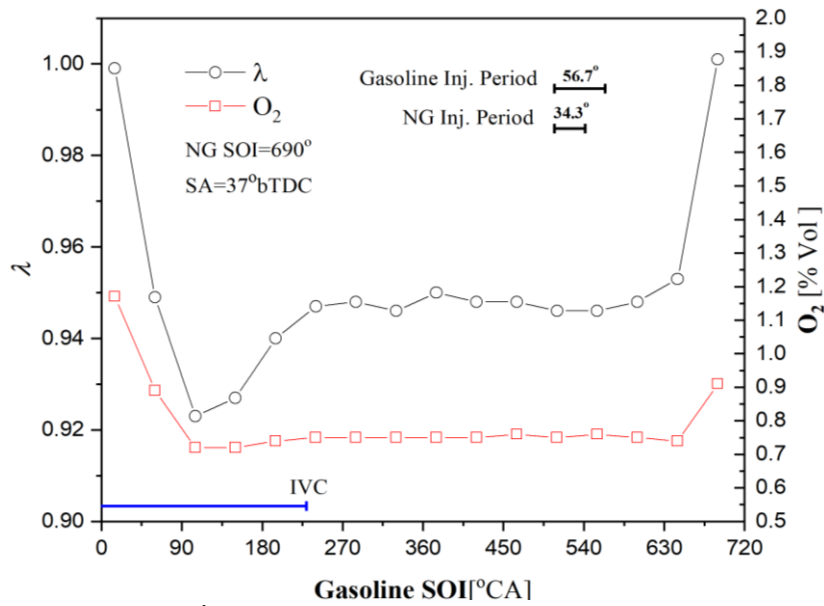


Figure 4- Variations of  $\lambda$  and  $O_2$  concentration in exhaust gas versus gasoline start of injection.

شکل ۴- تغییرات نسبت هوا به سوخت نسبی ( $\lambda$ ) و میزان اکسیژن گازهای خروجی برحسب زمان آغاز پاشش بنزین

در این حالت تغییراتی نیز در میزان CO و HC خروجی ملاحظه شد که در شکل ۵ آمده است. کیفیت مخلوط اولیه، جریان به شکافها، طول احتراق و سرد شدن شعله در اثر برخورد به جداره نقش مهمی در تولید این دو گاز دارند. با توجه به شکل ۴، ارتباط معکوسی بین غلظت‌های CO و HC با  $\lambda$  مشاهده می‌شود که دور از انتظار نیست. با استفاده از اطلاعات دستگاه آنالیزور گاز استفاده شده خطای غلظت‌های CO و HC به ترتیب،  $\pm 0.6\% \text{ Vol}$  و  $\pm 12\%$  قسمت بر میلیون برآورد شد.

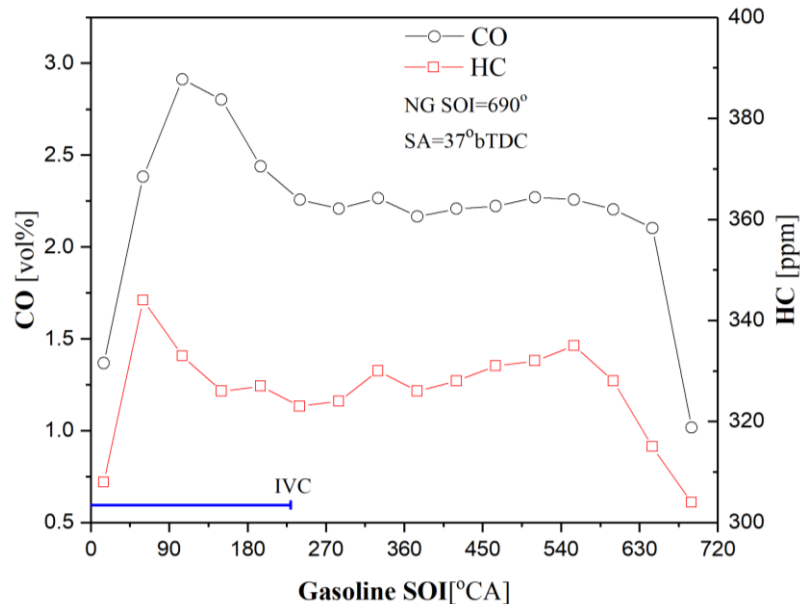


Figure 5- Variations of CO and HC concentrations in exhaust gas versus start time of gasoline injection.

شکل ۵- تغییرات غلظت‌های CO و HC در گازهای خروجی برحسب زمان آغاز پاشش بنزین.



چنان که ذکر شد در هر آزمایش تغییرات فشار داخل سیلندر ۴۰۰ چرخه متوالی ثبت شد و پس از پردازش داده‌ها فشار موثر متوسط اندیکه‌ی هر چرخه (imep) و میانگین آن‌ها محاسبه و با بررسی آماری آن‌ها انحراف معیار ( $\sigma$ ) و ضریب تغییرات (COV) هر آزمایش تعیین شد. شکل ۶، تغییرات  $\sigma$  و COV فشار موثر متوسط اندیکه را برحسب زمان آغاز پاشش بنزین نشان می‌دهد. با در نظر گرفتن شکل ۴ تأثیر افت  $\lambda$  در کاهش تغییرات چرخه‌ای مشهود است اگرچه ارتباط تنگاتنگی بین آن‌ها ملاحظه نمی‌شود. لازم به ذکر است که محل استخراج  $\lambda$  و نتایج تغییرات چرخه‌ای متفاوت است، تغییرات چرخه‌ای از داده‌های درون سیلندر در حالی که  $\lambda$  از گازهای خروجی موتور، اولی در ارتباط با شعله‌ی پیش‌رونده‌ی متلاطم گذرای حجم متغیر است و دومی در ارتباط با محصولات احتراق تقریباً همگن حاصله از وقایع درون سیلندری است. لذا ارتباط خیلی دقیق بین شکل‌های ۴ و ۶ قابل تصور نیست.

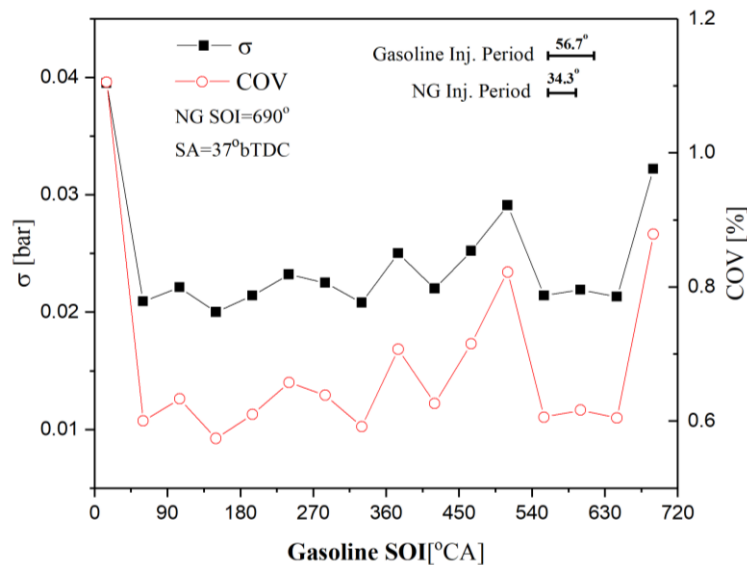


Figure 6- Variations of  $\sigma$  and COV of imep of 16 tests versus gasoline start of injection.  
 شکل ۶- تغییرات  $\sigma$  و COV فشار موثر متوسط اندیکه ۱۶ آزمایش برحسب زمان آغاز پاشش بنزین

در انجام آزمایش‌های مربوط به مرحله دوم همه متغیرها از جمله سرعت موتور، وضعیت پروانه‌ی گاز، طول پاشش سوخت‌ها، آوانس جرکه و زمان آغاز پاشش سوخت بنزین مطابق شرایط آوانس بهینه نیم بار حاصله در نظر گرفته شد و فقط زمان آغاز پاشش گاز طبیعی مشابه مرحله‌ی اول از ۱۵ تا ۶۴۵°C با گام ۴۵°C در طول چرخه تغییر داده شد تا اثرات آن روی گازهای خروجی و تغییرات چرخه‌ای بررسی شود.

شکل ۷ تغییرات  $\lambda$  و غلظت  $O_2$  در گازهای خروجی را برحسب زمان آغاز پاشش انژکتور (SOI) گاز طبیعی نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که در بخش عمده‌ی چرخه که سوپاپ ورودی بسته است وقتی گاز طبیعی به ورودی پاشیده می‌شود تکانه‌ی آن کمک چندانی به جریان ورودی نمی‌کند و پس از پاشش، عرصه را برای هوای ورودی تنگ می‌کند و در نتیجه کیفیت مخلوط حالت غنی‌تر نسبت به زمان پاشش‌هایی که سوپاپ ورودی باز است و جریان به سمت سیلندر صورت می‌گیرد پیدا می‌کند. در محدوده‌ی زاویه‌ی آغاز پاشش از ۱۵۰ تا ۶۴۵°C تغییرات  $\lambda$  اندک است و در داخل این گستره در موقعیت‌های نزدیک به نقطه‌ی مرگ بالای تراکمی که دورتر از طول باز بودن سوپاپ ورودی است مقدار  $\lambda$  به حداقل رسیده است. غلظت  $O_2$  نیز در زمان آغاز پاشش ۶۹۰°C بخاطر زیادتیر شدن مقدار هوای ورودی ناشی از تکانه‌ی گاز بالاتر ظاهر شده است.

مطالعات قبلی نشان داده است که مقدار گاز پاشیده شده به فشار محل پاشش وابستگی چندانی ندارد [۲۰]. در نتیجه می توان فرض کرد که گاز و بنزین پاشیده شده ثابت اند و زمان آغاز پاشش گاز می تواند در مقدار هوای ورودی به سیلندر تأثیر بگذارد.

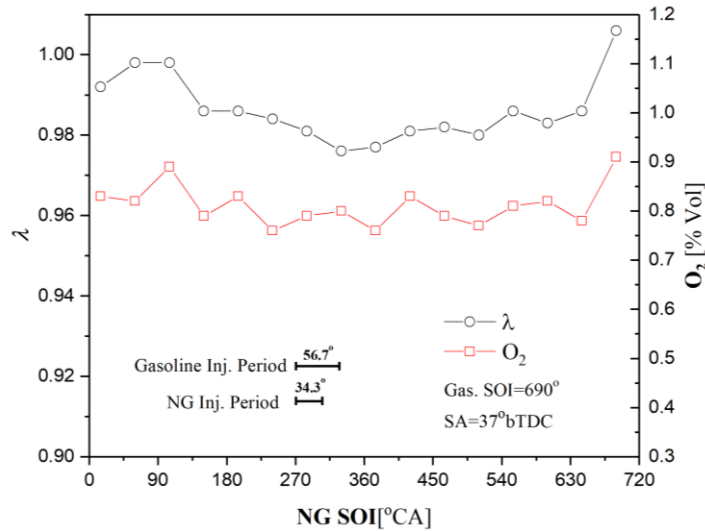


Figure 7- Variations of  $\lambda$  and O<sub>2</sub> concentration in the exhaust gases with respect to the natural gas start of injection

شکل ۷- تغییرات  $\lambda$  و غلظت O<sub>2</sub> در گازهای خروجی بر حسب زمان آغاز پاشش گاز طبیعی

شکل ۸ تغییرات غلظت گونه های CO و HC محصولات خروجی را بر حسب زاویه ی آغاز پاشش گاز طبیعی نشان می دهد. روند تغییرات این دو گونه تقریباً ارتباط مستقیم با معکوس  $\lambda$  (نسبت هم ارزی) دارد به طوری که این نکته در بیشترین و کمترین مقادیر این دو گونه مشهود است (به ترتیب در ۳۳۰ و ۶۶۰ °CA). یعنی غنی تر بودن مخلوط داخل سیلندر در شکل گیری این دو گونه نقش مهمی دارد. با توجه به اینکه گاز طبیعی در فاز گازی به مسیر ورودی پاشیده می شود از اندازه گیری فشار استاتیک این مسیر، تغییرات موضعی فشار در طول پاشش گاز مشاهده شد در حالی که چنین تغییر موضعی در طول پاشش بنزین ملاحظه نشد.

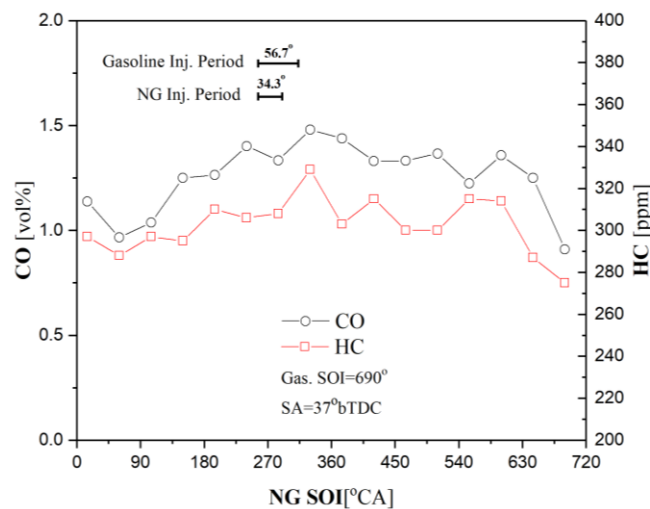


Figure 8- Changes in the concentrations of CO and HC species of the output products versus natural gas start of injection.

شکل ۸- تغییرات غلظت گونه های CO و HC محصولات خروجی بر حسب زاویه ی آغاز پاشش گاز طبیعی.

با استفاده از تغییرات imep چرخه‌های هر آزمایش و میانگین آن‌ها، انحراف معیار و COV محاسبه شد که در شکل ۹ تغییرات این دو برحسب زمان آغاز پاشش گاز به نمایش گذاشته شده است. حداقل و حداکثر  $\sigma$  به ترتیب در زوایای پاشش ۶۰ و ۶۴۵°CA اتفاق می‌افتد که در آن‌ها imep میانگین تقریباً بیشترین مقادیر را داشته است. این تفاوت‌ها می‌تواند از تغییر یافتن کیفیت مخلوط و ناهمگنی در آن به وجود آمده باشد. نظر به اینکه که مقدار گاز پاشیده شده به فشار محل پاشش وابسته نیست [۲۰] لذا زمان آغاز پاشش گاز می‌تواند مقدار هوای ورودی به سیلندر را متأثر کند.

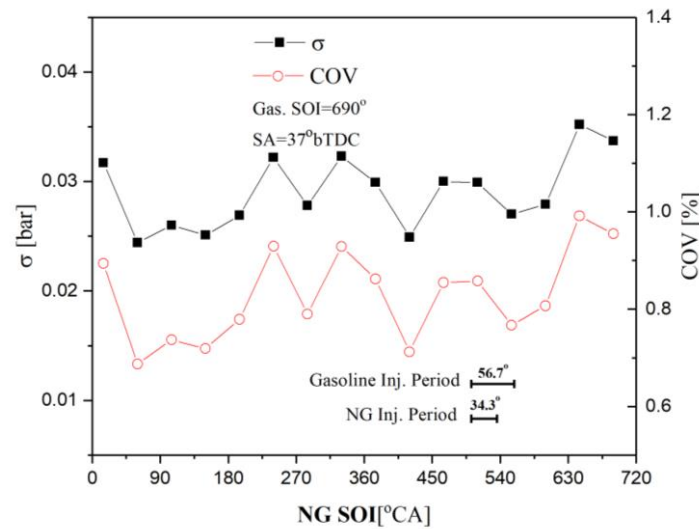


Figure 9- Variations of  $\sigma$  and COV of imep of 16 tests versus Natural Gas start of injection.

شکل ۹- تغییرات  $\sigma$  و COV فشار موثر متوسط اندیکه ۱۶ آزمایش برحسب زمان آغاز پاشش گاز طبیعی

شکل ۱۰، تغییرات غلظت گونه CO در محصولات خروجی را برحسب زاویه‌ی آغاز پاشش در دو حالتی که فقط زمان آغاز پاشش یکی از سوخت‌ها تغییر می‌کند نشان می‌دهد. وقتی  $\lambda < 1$  باشد، مخلوط اولیه غنی است و اکسیژن کمتری برای اکسیداسیون کامل سوخت وجود ندارد لذا افزایش غلظت CO با کاهش  $\lambda$  قابل توجیه است.

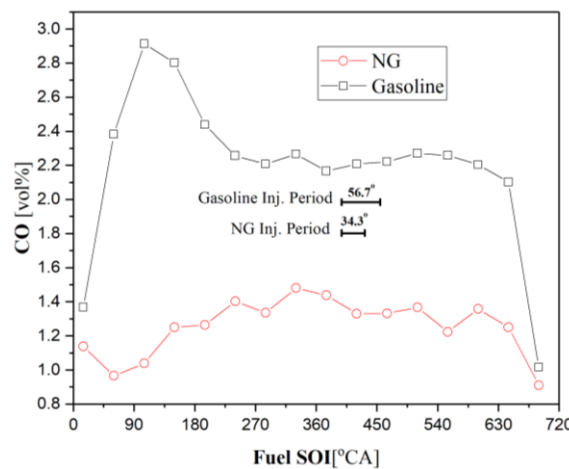


Figure 10- Changes in the concentration of CO species in the exhaust gases versus start of injection of each fuel

شکل ۱۰- تغییرات غلظت گونه CO در گازهای خروجی برحسب زاویه آغاز پاشش هر یک از سوخت‌ها

شکل ۱۱، تغییرات غلظت گونه‌ی HC در گازهای خروجی موتور را با تغییر زمان آغاز پاشش یکی از انژکتورهای بنزین و گاز طبیعی نشان می‌دهد. هیدروکربن نسوخته می‌تواند از کمبود اکسیژن در مخلوط اولیه و جریان مخلوط نسوخته به شکاف‌های مرتبط با محفظه‌ی سیلندر در طول مرحله‌ی احتراق باشد. اولی به کیفیت مخلوط مربوط می‌شود به طوری که هرچه مخلوط غنی‌تر باشد غلظت HC نسوخته می‌تواند بیشتر باشد، دومی به موقعیت وقوع قله‌ی فشار و یا طول فرآیند احتراق وابسته است. از آنجا که پس از وقوع قله‌ی فشار، گازهای نسوخته در شکاف‌ها که شعله امکان نفوذ به آن محل‌ها را ندارد فرصت بازگشت به داخل سیلندر را پیدا می‌کنند، احتمال نسوختن بخشی از آن‌ها در مرحله‌ی انبساط سریع و یا عدم حضور شعله در صحنه وجود دارد. اگر سرعت پیشروی شعله به هر دلیلی بیشتر باشد، مقدار قله فشار بالاتر، موقعیت وقوع آن زودتر و طول احتراق کوتاه‌تر می‌شود. در چنین حالتی شعله سریع‌تر به انتها رسیده و خاموش می‌شود و مقدار جرم نشتی مخلوط نسوخته به شکاف‌ها در وقوع قله‌ی فشار بیشتر و احتمال نسوختن بخشی از آن به‌هنگام بازگشت بالاتر می‌رود. در مجموع میزان HC خروجی در حالت تغییر زمان آغاز پاشش گاز طبیعی کمتر از حالت مشابه مربوط به بنزین مشاهده می‌شود اما به دلیل میله خطای  $\pm 12$  قسمت بر میلیون دستگاه آنالیزور گاز بحث روی جزئیات نمودار مناسب به نظر نمی‌رسد.

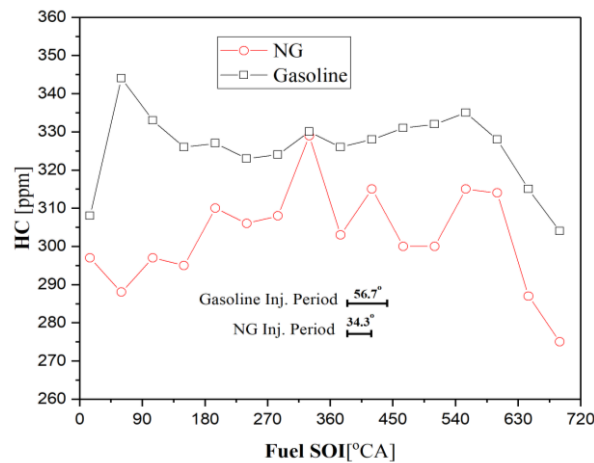


Figure 11- Changes in HC concentration in exhaust gases versus variation of SOI of one of the gasoline and Natural Gas injectors.

شکل ۱۱- تغییرات غلظت گونه‌ی HC در گازهای خروجی با تغییر زمان آغاز پاشش یکی از انژکتورهای بنزین و گاز طبیعی.

## آنالیز خطا

در هر آزمایش از کار حاضر داده‌های تغییر فشار سیلندر ۴۰۰ چرخه متوالی به‌همراه داده‌های آنالیزور گاز خروجی مربوط مجموعه‌ی آن‌ها مورد بررسی قرار گرفته است. تحلیل آماری با تعداد چرخه مذکور منطقی و قابل قبول است و به‌هنگام انجام آزمایشات شرایط به‌دور از وقوع هرگونه کوبش احتمالی بود و هیچ علائمی در روند تغییرات فشار چرخه‌ها دال بر وقوع کوبش مشاهده نشد. دقت در سنجش میزان گازهای خروجی CO، HC و O<sub>2</sub> از اطلاعات دستگاه آنالیزور استفاده شده برآورد شد که در متن تشریح نمودارهای مربوطه به آن‌ها اشاره شده است. در خصوص دقت در کسر دو سوخت بنزین و گاز طبیعی در حالت نین‌بار مبنا که زمان آغاز پاشش هر دو سوخت ۶۹۰°C در چرخه بود می‌توان خطای نسبی کسر سوخت بنزین را با توجه به تحلیل انجام گرفته در مرجع [۲۰] به‌صورت رابطه‌ی زیر بیان کرد:

$$\frac{\Delta x}{x} = (1-x) \left( \frac{\Delta m_G}{m_G} + \frac{\Delta m_{CNG}}{m_{CNG}} \right) \quad (1)$$

که در آن  $x$  کسر جرمی بنزین،  $m_G$  و  $m_{CNG}$  به ترتیب جرم‌های پاشیده شده‌ی بنزین و گاز طبیعی فشرده در هر چرخه است.

با توجه به شفافیت زمانی موجود در تنظیم طول پاشش هر یک از سوخت‌ها که  $0/025$  میلی‌ثانیه بود و طول پاشش‌های تنظیم شده در حالت نیم‌بار مذکور برای بنزین و گاز طبیعی به ترتیب  $5/250$  میلی‌ثانیه و  $3/175$  میلی‌ثانیه بودند و با استفاده از روابط کالیبراسیون این انژکتورها در مرجع [۲۰] خطای نسبی حدی جرم پاششی بنزین و گاز طبیعی به ترتیب  $0/39$  درصد و  $0/12$  درصد و خطای نسبی حدی در کسر سوخت‌ها  $\pm 0/039$  برآورد شد که قابل قبول است.

## نتیجه‌گیری

موتور پژوهشی مورد استفاده در کار حاضر یک موتور تک سیلندر اشتعال جرقه‌ای است که توانایی کار با دو نوع سوخت بنزین و گاز طبیعی یا ترکیبی از دو سوخت مذکور را دارد. داده‌های تجربی مورد نیاز برای کار حاضر با استفاده از ترکیب برپایه‌ی جرمی ( $60$  درصد بنزین و  $40$  درصد گاز طبیعی) در حالت مرجع نیم‌بار استخراج شد و از تحلیل داده‌های به‌دست آمده نتایج زیر حاصل شد.

- آوانس بهینه‌ی جرقه بر پایه‌ی گشتاور خروجی حالت نیم‌بار  $9^\circ CA$  بیشتر از حالت بار کامل است که ناشی از ورود مخلوط تازه‌ی کمتر و بالا بودن کسر گازهای سوخته‌ی باقیمانده از چرخه قبلی است.
- در حالت نیم‌بار فرآیند مکش باعث وقوع چاله‌ای عمیق در نمودار چرخه‌ای فشار ورودی می‌شود که برای پاشش سوخت سوخت مایع به ورودی در چنین موقعیت‌هایی حائز اهمیت است.
- به‌دلیل ظهور چاله در نمودار چرخه‌ای فشار ورودی، با حفظ طول پاشش و تغییر زمان آغاز پاشش بنزین، مقدار جرم پاششی بنزین دچار تغییر شده و باعث تغییر کیفیت سوخت مخلوط ورودی می‌شود. یعنی مقدار جرم پاششی سوخت مایع به فشار محل پاشش وابسته است.
- در کار حاضر ارتباط نسبتاً معکوسی بین آلاینده‌های خروجی CO و HC با  $\lambda$  مشاهده شد.
- در کل با کاهش  $\lambda$  تقلیلی در تغییرات چرخه‌ای imep مشهود است اما ارتباط دقیقی بین انحراف معیار و ضریب تغییرات آن با قابل استناد نیست زیرا مرجع برآورد چرخه‌ها از داده‌های فشار درون سیلندری است و تغییرات آن مرتبط با فرآیند احتراق متلاطم گذرای حجم متغیر تقریباً همگن متأثر از فرآیند ورودی همراه با پدیده‌های انتقال گرما و تبادل گاز با شکاف‌های مرتبط است در حالی که  $\lambda$  از آنالیز گازهای خروجی موتور حاصل می‌شود.
- زمان آغاز پاشش گاز طبیعی می‌تواند روی جریان هوا به سمت سیلندر موتور موثر باشد. به طوری که وقتی پاشش آن در بخش عمده‌ی چرخه که سوپاپ ورودی بسته است کمک چندانی به جریان ورودی نمی‌کند و پس از پاشش، عرصه را برای هوای ورودی تنگ می‌کند، اما وقتی پاشش گاز در محدوده‌ای از چرخه که سوپاپ ورودی باز است انجام می‌گیرد تکانه‌ی آن می‌تواند سبب هدایت هوای ورودی به سیلندر شود.
- علی‌رغم وجود چاله در نمودار چرخه‌ای فشار ورودی، با تغییر زمان آغاز پاشش گاز طبیعی روند تغییرات  $\lambda$  بیانگر آن است که به ازای طول پاشش ثابت مقدار جرم گاز تزریقی از فشار محل پاشش متأثر نمی‌شود که در توافق با نتایج مرجع [۱۱] است.

## منابع

1. E. Abdi Aghdam, M. Bashi, "Experimental study of the effect of gasoline injection start position on cyclic variation of a single cylinder research SI engine," *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 12, 2014, pp. 35-42. (in Persian)

2. J. Li, C. M. Gong, Y. Su, H. L. Dou, and X. J. Liu, "Effect of injection and ignition timings on performance and emissions from a spark-ignition engine fueled with methanol," *Fuel*, Vol. 89, 2010, pp. 3919-3925.
3. A. Rostampour and A. Safaei Arshi, "Numerical investigation of the effect of APFI concept on some combustion characteristics of Turbo-Charged SI engine," *Fuel and Combustion*, Iran, October 2018.(in Persian)
4. H. Shibata, T. Mizobuchi, M. Iwamuro, A. Koda and H. Omura, "New spray concept development for dual injection system", *SAE Technical Paper*, No. 2017-01-0835.
5. E. Abdi Aghdam, A. Yahak and M. Atae Tarzanagh, "Investigation of the effect of complete mixing into each cylinder using a skip fuel Technique on the parameters of a single-cylinder in gas mode," *10th International Conference on Internal Combustion Engines and Oil*, Tehran, Iran, February 2018.(in Persian)
6. N. Suwanchotchoung, and J. W. Williamson, "The effect of fuel manifold injection and injection timing on performance and emissions for a spark ignition engine," *SAE Technical Paper*, No. 2003-32-0023.
7. S. Sahoo and D. K. Srivastava, "Effect of injection timing on combustion and IMEP variation of a bi-fuel compressed natural gas SI engine," *Environmental Progress & Sustainable Energy*, Vol. 40, 2021, e13694.
8. E. Pipitone and G. Genchi, "Experimental Determination of Liquefied Petroleum Gas-Gasoline Mixtures Knock Resistance," *Journal of Engineering for Gas Turbines*, Vol. 139, 2014, 121502 (7 pages).
9. A. A. Rahim and N. Rosli Abdullah, "Effect of alcohol-gasoline blends (ethanol) on performance and emission of SI engine," *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 11, NO. 20, 2016, PP.11898-11901.
10. X. Yu, Z. Guo, L. He, W. Dong, P. Sun, W. Shi, Y. Du and F. He, "Effect of gasoline/n-butanol blends on gaseous and particle emissions from an SI direct injection engine," *Fuel*, Vol. 229, 2018, PP. 1-10.
11. B. Baral and R. Raine, "Knock in a spark ignition engine fuelled with gasoline-kerosene blends," *SAE Technical Paper*, No. 2008-01-2417.
12. S.M.V. Sagar and A. K. Agarwal, "Knocking behavior and emission characteristics of a port fuel injected hydrogen enriched compressed natural gas fueled spark ignition engine," *Applied Thermal Engineering*, Vol.141, 2018, PP. 42-50.
13. E. Abdi Aghdam, M. Ghanbari and M. Atae Tarzanagh, "Determining the optimal spark timing in a combustion mode (gasoline-natural gas) in a single-cylinder research engine," *10th International Conference on Internal Combustion Engines and Oil*, Tehran, Iran, February 2018.(in Persian)
14. R. Behrad, E. Abdi Aghdam and H. Ghaebi, "Experimental study of knocking phenomenon in different gasoline-natural gas combinations with gasoline as the predominant fuel in a SI engine," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Vol.139, No. 4, 2020, pp. 2489-2497.
15. S.K. Yekani, E. Abdi Aghdam and F. Sadegh Moghanlo, "Experimental study of The Performance and exhaust gas emissions Response of A Spark Ignition Engine to Adding Natural Gas to Gasoline in CR= 11," *International Journal of Industrial Mathematics*, Vol.11, No. 4, 2019, pp. 307-317.
16. E. Abdi Aghdam and M. Sarabi, "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 and Calorimetry*, Vol. 139, No. 5, 2020, pp.3165-3178.
17. S. Farooq and D.V. Kumar, "Experimental Study on Performance, Emissions and Combustion Characteristics of PFI Spark Ignition Engine Fueled with E30 Equivalent Binary and Ternary GEM Blends," *INCAS Bulletin*, Vol. 12, 2020, pp. 101-112
18. D. Ramasamy, C. Y. Goh, K. Kadirgama, F. Benedict, M. M. Noor, G. Najafi and A. P. Carlucci, "Engine performance, exhaust emission and combustion analysis of a 4-stroke spark ignited engine using dual fuel injection," *Fuel*, VOL. 207, 2017, pp. 719-728.
19. E. Singh, K. Morganti and R. Dibble, "Dual-fuel operation of gasoline and natural gas in a turbocharged engine," *Fuel*, Vol. 237, 2019, pp. 694-706.
20. E. Abdi Aghdam and M. Sarabi, "Calibration of Gasoline-NG Dual-Fuel SI Engine Injectors and Comparison of the Performance and Emission of a Dual-Fuel and Single Fuel Cases," *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 52, 2022, pp. 109-117. (in Persian)

## English Abstract

### Effect of start timing of gasoline injection on cyclic variations, HC and CO pollutants in part-load of dual fuel gasoline-natural gas mode

Ebrahim Abdi Aghdam<sup>1\*</sup>, Majid Ataee Tarzanagh<sup>2</sup>, Hosein Kamalie Gillo<sup>3</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran, eaaghdam@uma.ac.ir

2- Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran, majidataie60@gmail.com

3- Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran, andoo1367@gmail.com

\*Corresponding author

(Received: 2022/03/27, Received in revised form: 2022/05/09, Accepted: 2022/05/28)

Fuel system and proper fuel-air mixing are important challenges in spark ignition engines. Due to time consuming fuel atomization process, determining the best start position for fuel injection is vital in engine performance. In the present work, a single-cylinder research engine equipped with a fuel injection system for gasoline and natural gas, with the ability to adjust spark timing and start of injection positions was used at 1800 RPM and a compression ratio of 11. At a fixed fuel ratio of dual mode, the result showed 9° crank-angle difference between optimum spark advanced of full-load and half-load. At half-load fuel injection period, fuel mass fractions and engine speed were fixed and crank-angle position of start of injection (SOI) was varied along a cycle by a 45° crank-angle step. For each adjusted fuel SOI position, in-cylinder pressure of 400 successive cycles and related HC and CO emissions were collected. The obtained results showed that the emissions were changed by varying SOI position of each fuel fixing fuel injection periods. The emitted gas changes were significant for gasoline SOI variation in compared with those of natural gas. Also, from changes of standard deviation and coefficient of variation of indicated mean effective pressure, it was observed that their highest values occur when gasoline SOI is 15° crank-angle after induction top center.

**Keywords:** Spark ignition engine, Fuel injection timing, Gasoline, Natural gas, Dual-fuel mixture.