



Single-Cylinder SI Engine Performance in Dual-Fuel (Gasoline-NG) Mode with Gasoline Dominant Fuel under Stoichiometric Conditions

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Sarabi M.¹ MSc,
Abdi Aghdam E.*¹ PhD

How to cite this article

Sarabi M, Abdi Aghdam E. Single-Cylinder SI Engine Performance in Dual-Fuel (Gasoline-NG) Mode with Gasoline Dominant Fuel under Stoichiometric Conditions. Modares Mech-anical Engineering, 2020;20(2):287-295.

¹Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

*Correspondence

Address: Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, University of Mohaghegh Ardabili, Daneshgah Street, Ardabil, Iran. Postal code 5619911367
Phone: +98 (45) 31505720
Fax: +98 (45) 33512904
eaaghdam@uma.ac.ir

Article History

Received: April 10, 2019
Accepted: May 11, 2019
ePublished: February 01, 2020

ABSTRACT

The advantages and disadvantages of using gasoline and NG as single-fuel is a challenge for researchers in development of SI engines. Singular utilization of these fuels results in some advantages and disadvantages from economics, thermodynamics, pollution and development aspects and make it difficult to prefer one to the other. Assuming that using combination of the fuels can modify the output results, in the present research, different combinations of 100, 90, 75 and 60% gasoline and the rest of natural gas, designated as G100, G90, G75 and G60, were investigated in a SI single-cylinder engine at running at 1800rpm, 9 compression ratio and stoichiometric equivalence ratio. After collecting and processing in-cylinder experimental data in the combinations and different spark advances and their experimental data processing, consecutive cycle-to-cycle data were extracted and analyzed with engine output data. First, optimum spark advance of each combination was determined and then, the combinations were compared at their spark advances. The results revealed that increasing natural gas fraction in combination causes substantial reductions in standard deviation, σ , and coefficient of variation, COV of IMEP, so that σ and COV of G60 reduced by 51.6% and 49.2%, respectively, in comparison with G100. Reducing the gasoline presence in combination, the amount of CO₂, NO_x and HC reduced except G90 which have the higher HC and NO_x, whereas, CO amount in G90 decreased to the lowest level. Also, no satisfactory performance was observed in the G90 combination.

Keywords SI Engine; Dual Fuel; Gasoline; Natural Gas; Emissions; Cyclic Variation

CITATION LINKS

[1] Tehran: Statistical review of world energy [2] Research and development of natural-gas fueled engines in Iran [3] Influence of composition of gasoline-ethanol blends on parameters of internal combustion engines [4] Cold start and full cycle emissions from a flexible fuel vehicle operating with natural gas, ethanol, and gasoline [5] Performances and emissions improvement of an S.I [6] Experimental study of a spark ignition single-cylinder research engine exhaust emissions in gasoline and natural gas fuel cases [7] Evaluating carbon emissions reduction by use of natural gas as engine fuel [8] Exploring the potential of compressed natural gas as a viable fuel option to sustainable transport: A bibliography (2001–2015) [9] Performance evaluation of a constant speed IC engine on CNG, methane enriched biogas and biogas [10] Prediction of the combustion process and emission formation of a bi-fuel S.I. engine [11] Current and future energy and exergy efficiencies in Iran's transportation sector [12] Potential of concomitant injection of CNG and gasoline on a 1.6L gasoline direct injection turbocharged engine [13] Performance study of a multifuel engine operating simultaneously with CNG and ethanol in various proportions [14] Engine performance, exhaust emission and combustion analysis of a 4-stroke spark ignited engine using dual fuel injection [15] Experimental investigation of the concomitant injection of gasoline and CNG in a turbocharged spark ignition engine [16] Dual-fuel operation of gasoline and natural gas in a turbocharged engine [17] Effectiveness of performance characters of an SI engine by varying injection start positions of gasoline and natural gas fuels [18] The effect of different fuels (gasoline & natural gas) on cyclic variations of a spark ignition engine running on lean mixture [19] The effect of burned residual gases on optimum ignition timing using skip fire technique [20] Internal combustion engine fundamentals [21] Experimental study of laminar burning velocity for dual fuel (Gasoline-NG)-Air mixture using pressure record in a spherical combustion bomb at higher primary pressure [22] Statistics and Probability [23] Engine performance, exhaust emissions, and cyclic variations in a lean-burn SI engine fueled by gasoline-hydrogen blends [24] Motion pictures of engine flames correlated with pressure cards

عملکرد موتور تک سیلندر اشتعال جرقه‌ای در حالت ترکیبی‌سوز (بنزین- گاز طبیعی) با سوخت غالب بنزین تحت شرایط استوکیومتری

مهرداد سرابی MSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

ابراهیم عبدی‌اقدم* PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

چکیده

مزایا و معایب استفاده از بنزین و گاز طبیعی به صورت تک‌سوز، از چالش‌های محققان در توسعه موتورهای اشتعال جرقه‌ای است. استفاده از این سوخت‌ها به‌تنهایی مزایا و معایبی را از نظر اقتصادی، ترمودینامیکی، آلایندگی و توسعه‌ای دارند که ترجیح یکی بر دیگری را سخت می‌کند. با این نگاه که استفاده از ترکیب دو سوخت در موتور می‌تواند موجب بهبود در مزایا و کاهش در معایب شود. در کار حاضر ترکیب‌های مختلف ۱۰۰، ۹۰، ۷۵ و ۶۰٪ بنزین و مابقی گاز طبیعی، نامگذاری شده به‌صورت G60 و G75، G90، G100. نسبت تراکم ۹ و نسبت هم‌ارزی استوکیومتری SI در سرعت ۱۸۰۰rpm، پس از اخذ داده‌های تجربی درون سیکی (P-θ) در ترکیب‌ها و آوانس‌های مختلف جرقه و پردازش آنها داده‌های تجربی سیکل‌به‌سیکل پشت سر هم استخراج شد و به همراه داده‌های خروجی موتور مورد بررسی قرار گرفت. از بررسی اولیه آوانس بهینه هر ترکیب مشخص، و ترکیب‌ها در آوانس‌های مذکور مقایسه شدند. نتایج نشان دادند که با افزایش کسر جرمی گاز طبیعی در حالت ترکیبی‌سوز مقادیر انحراف‌معیار، σ، ضریب تغییرات، COV مربوط به imep کاهش قابل توجهی داشت؛ به‌طوری که کاهش σ و COV در G60 نسبت به G100 به ترتیب ۵۱/۶٪ و ۴۹/۲٪ بود. با کاهش حضور بنزین در ترکیب مقادیر آلایندگی‌های CO₂، NO_x و HC، به جز G90 که در آن HC و NO_x بیشترین بود، کاهش یافت و مقادیر CO در G90 به کمترین مقدار تقلیل یافت. همچنین در شرایط پژوهش از ترکیب G90 عملکرد رضایت‌بخشی مشاهده نشد.

کلیدواژه‌ها: موتور اشتعال جرقه‌ای، ترکیبی‌سوز، بنزین، گاز طبیعی، آلایندگی‌ها، تغییرات سیکی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۱/۲۱

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۲/۲۱

*نویسنده مسئول: eaaghdam@uma.ac.ir

مقدمه

در سال‌های اخیر افزایش قیمت سوخت‌های هیدروکربنی مایع و وضع قوانین سختگیرانه‌تر در مورد پایش آلودگی ناشی از گازهای خروجی موتورهای احتراقی، جهان را به استفاده از سوخت‌های جایگزین در وسایل نقلیه واداشته است. همچنین نقش موتورهای اشتعال جرقه‌ای در صنایع مختلف از جمله حمل و نقل حائز اهمیت بوده و علی‌رغم افزایش بهای نفت و اهمیت آلودگی محیط زیست، با رشد صنعت و افزایش جمعیت جهان، نیازمندی به استفاده از این موتورها روزافزون شده است. یکی از روش‌های کارآمد و نوین در

جهت کاهش آلایندگی‌های موتورهای اشتعال جرقه‌ای تغییر سوخت مصرفی به سوخت‌های جایگزین با آلایندگی کمتر یا استفاده از سوخت‌های ترکیبی است. همچنین استفاده از ترکیب دو سوخت می‌تواند طیف وسیعی از سوخت ترکیبی را به‌وجود آورد. گاز طبیعی یکی از سوخت‌های فسیلی مهم با فراوانی و قابلیت دسترسی بالا بالاص در ایران^[1] که بزرگ‌ترین ناوگان خودرویی گازسوز در جهان را داراست^[2]، توجه محققان انرژی و موتور را به خود معطوف کرده است.

پیکوناس و همکاران^[3] در یک موتور اشتعال جرقه‌ای ۴ سیلندر با اختلاط اتانول و بنزین، به این نتیجه رسیدند که ارزش حرارتی سوخت مخلوط نسبت به بنزین خالص کاهش و آلایندگی CO کمتر می‌شود. درحالی‌که عدد اکتان سوخت مخلوط افزایش می‌یابد. مارتینز و همکاران^[4] در استارت سرد یک موتور اشتعال جرقه‌ای از سه نوع سوخت E22 (مخلوط بنزین با ۲۲٪ اتانول)، گاز طبیعی و هیدروس- اتانول (Hydrous Ethanol) استفاده کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که برای حالت استارت سرد، E22 کمترین مقدار CO و HC را تولید و گاز طبیعی متراکم (CNG) کمترین میزان NO_x را تولید کرد. پیپیتون و بکاری^[5] روی یک موتور ۴ سیلندر اشتعال جرقه‌ای با افزودن گاز مایع (LPG) به بنزین تأثیرات بازده و مقادیر آلایندگی را در حالت ترکیبی‌سوز بررسی کردند. آنها نشان دادند که با افزایش درصد جرمی گاز مایع در ترکیب سوخت، بازده حرارتی موتور افزایش و آلایندگی‌های HC و CO کاهش یافت. این نکته تأکید بر آن دارد که استفاده از سوخت‌های ترکیبی می‌تواند نقش اساسی در کنترل کیفیت احتراق و محصولات ناشی از آن داشته باشد.

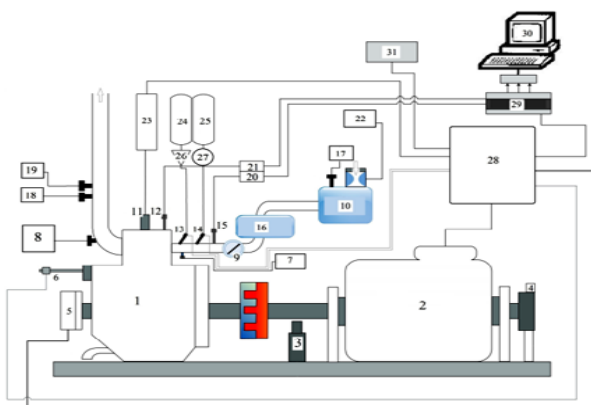
استفاده از گاز طبیعی در موتورهای اشتعال جرقه‌ای محاسن فراوانی نسبت به سایر سوخت‌های فسیلی متداول از جمله بنزین دارد که می‌توان به چند مورد از آنها، مانند اختلاط آسان با هوا به دلیل طبیعت گازی سوخت، انتشار آلایندگی کمتر از بنزین^[6, 7]، اقتصادی‌بودن و عدد اکتان بالا که امکان افزایش نسبت تراکم و در نتیجه افزایش بازده موتور را فراهم می‌کند، اشاره کرد^[8-11]. از طرف دیگر، استفاده از گاز طبیعی در خودروها با معایبی نیز همراه است که می‌توان به سنگینی مخازن ذخیره گاز در خودروها، کاهش راندمان حجمی موتور به سبب وجود گازهای غیرهیدروکربنی، چگالی و جرم مولکولی پایین آن در مقایسه با سوخت‌های مایع اشاره نمود. حضور یک سوخت مایع با گاز طبیعی می‌تواند مؤلفه‌های احتراقی ترکیب را نسبت به سوخت‌های مینا تغییر دهد^[12, 13]. اگرچه ممکن است انتخاب نوع سوخت مایع از کشوری به کشور دیگر تغییر کند. از این‌رو، به‌نظر می‌رسد در ایران با استفاده همزمان از بنزین و گاز طبیعی، بتوان از محاسن دو سوخت مذکور بهره‌مند شد و معایب آنها را تقلیل داد.

رامسامی و همکاران^[14] در یک پژوهش تجربی روی یک موتور اشتعال جرقه‌ای ۴ سیلندر ترکیب‌سوز بنزین- گاز طبیعی با درصد سوخت غالب گاز طبیعی، پارامترهای آلایندگی و عملکردی موتور

جرقه طی پژوهش‌های قبلی [17-19] از حالت کاربراتوروری و مکانیکی به انژکتوری دوسوخته و الکترونیکی با قابلیت تنظیم زمان آغاز پاشش و طول پاشش سوخته‌ها و زمان‌بندی جرقه توسط کاربر ارتقاء یافته است؛ به طوری که موتور امکان کار مداوم با بنزین، گاز طبیعی و حالت ترکیبی سوز (بنزین- گاز طبیعی) دارد. مشخصات موتور پژوهشی مزبور در جدول ۱ به اختصار ذکر شده است. شکل ۱ شماتیکی از بستر آزمایش، مجموعه کنترل و سیستم‌های سنجش موتور را نشان می‌دهد و در جدول ۲ عنوان اجزاء به‌کاررفته در آن بیان شده است. فشار درون سیلندر توسط یک ترانسدیوسر فشار دینامیک کیسلر (Kistler) مدل 6052C با تقویت توسط یک آمپلی‌فایر نوع کیسلر مدل 5011B، اندازه‌گیری شد. فشار مطلق مانیفولد ورودی توسط ترانسدیوسر فشار مطلق کلر (Keller) مدل PAA-M5 HB/3bar به‌همراه آمپلی‌فایر مربوطه، سنجش شد. همچنین برای دریافت سیگنال‌های مربوط به زوایای میل‌لنگ از شفت انکودر کیسلر مدل 2613B استفاده شد.

جدول ۱) مشخصات موتور پژوهشی CT300

مشخصه	توضیحات
قطر سیلندر	۹۰mm
کورس پیستون	۷۴mm
حجم جابجایی	۴۷۰cm ³
نسبت تراکم	۹
سیستم جرقه‌زنی	الکترونیکی با قابلیت تنظیم زمان‌بندی جرقه
سیستم سوخت‌رسانی	انژکتوری گازسوز و بنزین‌سوز با قابلیت تنظیم
سیستم روغن‌کاری	فشاری- پاششی
نوع خنک‌کاری	آب
تعداد و موقعیت سوپاپ‌ها	۲ OHV
زاویه باز و بسته‌شدن سوپاپ ورودی	°TDC ۵۰؛ باز؛ بسته
زاویه باز و بسته‌شدن سوپاپ خروجی	°TDC ۴۰؛ باز؛ بسته
نوع تنفس	طبیعی
شکل محفظه	دیپسی



شکل ۱) نمای از بستر آزمایش و تعلیقات مربوطه

در حالت ترکیبی سوز با حالت تک‌سوخت گاز طبیعی مقایسه کردند و نشان دادند با افزایش بنزین در مخلوط نسبت به حالت پایه (گاز طبیعی) گشتاور افزایش یافته و همچنین آلاینده HC غالباً افزایشی است. روی موتور اشتعال جرقه‌ای پاشش راهگاهی ۴ سیلندر با ترکیب سوخت‌های بنزین و گاز طبیعی، مؤمنی و همکاران [15] یک پژوهش تجربی را در موتور توربو شارژ با بار کامل انجام و نشان دادند که با افزایش درصد گاز طبیعی در حالت ترکیب سوز، آلاینده‌های CO و HC کاهش می‌یابد. عملکرد ترکیب دو سوخت در موتورهای اشتعال جرقه‌ای ترکیب سوز با توجه به اینکه نوع غالب سوخت می‌تواند متفاوت باشد، نتایج متفاوتی را می‌تواند ارائه دهد. همچنین سیگ و همکاران [16] در پژوهشی روی یک موتور تک‌سیلندر توربوشارژ اشتعال جرقه‌ای ترکیبی سوز بنزین- متان با پاشش مستقیم بنزین در طول مرحله مکش و پاشش راهگاهی متان، نشان دادند که با افزایش درصد متان در مخلوط فشار مؤثر متوسط اندیکه (Indicated Mean Effective Pressure; IMEP)، کاهش می‌یابد.

در موتورهای اشتعال جرقه‌ای پاشش راهگاهی سوخت و هوا قبل از ورود به محفظه احتراق مخلوط شده و می‌توان شرایط درون محفظه احتراق را به‌هنگام وقوع احتراق، همگن فرض نمود و پارامترهای احتراقی را بررسی کرد. با توجه به ساختار راهگاه هوای ورودی موتورهای چند سیلندر، تضمینی برای همسان‌بودن مقادیر و کیفیت مخلوط، میدان جریان، انتقال حرارت و نهایتاً احتراق در سیلندرها برای مطالعات عمیق وجود ندارد. معمولاً در این موتورها برای شناسایی اتفاقات درون سیلندر تغییرات فشار یک سیلندر را مورد توجه قرار می‌دهند؛ اما اندازه‌گیری آلاینده‌ها از مخلوط گازهای خروجی مشترک سیلندرها انجام می‌گیرد و به‌نظر می‌رسد تصمیم‌دادن نتایج حاصله از یک سیلندر به سایر سیلندرها جای سؤال داشته باشد. لذا نویسندگان بر این باورند که بهتر است پژوهشی در رابطه با مطالعات احتراقی حالت ترکیب سوز در موتورهای تک‌سیلندر انجام شود.

در این پژوهش برخی پارامترهای عملکردی، آلایندگی و احتراقی یک موتور پژوهشی تک‌سیلندر ترکیبی سوز بنزین- گاز طبیعی در شرایط تمام بار با تمرکز روی داده‌های تجربی P-θ سیکل‌های پشت سر هم، گشتاور خروجی و آلاینده‌های HC، CO و NO_x مورد بررسی قرار می‌گیرد. همچنین رفتار احتراقی موتور از تحلیل کسر جرمی سوخته با تغییر ترکیب سوخت در سرعت ۱۸۰۰ دور در دقیقه و نسبت هم‌ارزی استوکیومتری مطالعه می‌شود.

مدار آزمایشگاهی

در این پژوهش از سکوی آزمایش ساخت شرکت گونت (Gunt) آلمان مدل CT300 با یک موتور پژوهشی تک‌سیلندر اشتعال جرقه‌ای کپوله‌شده به یک دینامومتر آسنکرون با قابلیت تنظیم سرعت استفاده شده است. سیستم‌های سوخت‌رسانی و زمان‌بندی

ردیف	عنوان
۱	موتور
۲	دینامومتر
۳	سنسور سرعت موتور
۴	سنسور گشتاور
۵	شفت انکودر
۶	سنسور تشخیص TDC
۷	سنسور دمای ورودی
۸	سنسور دمای خروجی
۹	پروانه گاز
۱۰	مخزن آرامش
۱۱	شمع
۱۲	ترانسدیوسر فشار
۱۳	انژکتور گاز طبیعی
۱۴	انژکتور بنزین
۱۵	ترانسدیوسر فشار مطلق
۱۶	محفظه آرامش هوا
۱۷	دماسنج مخزن آرامش
۱۸	آنالیزور گاز ۱
۱۹	آنالیزور گاز ۲
۲۰	آمپلی فایر
۲۱	آمپلی فایر
۲۲	سنسور دبی هوا
۲۳	سیستم جرقه زنی
۲۴	مخزن گاز طبیعی
۲۵	مخزن بنزین
۲۶	رگولاتور گاز طبیعی
۲۷	پمپ بنزین
۲۸	سیستم مدیریت موتور
۲۹	دیتالاگر
۳۰	کامپیوتر
۳۱	منبع الکتریکی

همزمان از دو دستگاه آنالیزور اینفرالیت- سی ال (InfraLyt-CL) و تستو (Testo-350XL) برای آنالیز گازهای خروجی شامل λ ، CO، HC، CO₂، O₂ و NO_x استفاده شده است.

در برآورد کسر جرمی هر سوخت در ترکیب، از فرمول شیمیایی متوسط بنزین $C_{7.76}H_{13.1}$ [20] و اجزاء اصلی گاز طبیعی به شرح جدول ۳ بر پایه درصد حجمی گونه‌ها [21] با فرمول شیمیایی متوسط بخش هیدروکربن $C_{1.04}H_{3.97}$ استفاده شد.

جدول ۳) اجزاء اصلی گاز طبیعی

درصد	جزء
۸۸/۳۲۳	CH ₄
۴/۶۷۲	C ₂ H ₆
۱/۱۳۷	C ₃ H ₈
۰/۴۸۴	C ₄ H ₁₀
۰/۱۸۱	C ₅ H ₁₂
۰/۶۹۴	CO ₂
۴/۵۰۹	N ₂

از محتویات گاز طبیعی حدود ۹۴/۹۱٪ مربوط به هیدروکربن‌ها و مابقی به صورت ناخالصی غیرهیدروکربنی (CO₂ و N₂) است. با این فرض که برای گاز طبیعی کسر حجمی را می‌توان به صورت کسر مولی نیز به کار گرفت، رابطه استوکیومتری مخلوط هوا با سوخت ترکیبی بنزین و گاز طبیعی را می‌توان به صورت رابطه (۱) بیان کرد.

$$\tilde{x}C_{7.76}H_{13.1} + (1 - \tilde{x})(0.949C_{1.04}H_{3.97} + 0.00694CO_2 + 0.045N_2) + \alpha_s(O_2 + 3.76N_2) \quad (1)$$

که در آن \tilde{x} کسر مولی بنزین در سوخت ترکیبی و α_s تعداد مول‌های اکسیژن لازم در مخلوط استوکیومتری برای هر مول سوخت ترکیبی است. با استفاده از جرم‌های مولکولی متوسط بنزین (M_G) و گاز طبیعی (M_{NG}) رابطه بین کسرهای مولی و جرمی بنزین (به ترتیب \tilde{x} و x) در سوخت ترکیبی را می‌توان به صورت رابطه (۲) به دست آورد.

$$\tilde{x} = \frac{x}{\frac{M_G}{M_{NG}} + (1 - \frac{M_G}{M_{NG}})x} \quad (2)$$

روش انجام آزمایش

در این پژوهش ابتدا موتور در نسبت تراکم ۹، سرعت ۱۸۰۰rpm و حالت بنزین‌سوز راه‌اندازی و گرم شد تا شرایط کاری و حالت پایا حاصل شود. سپس طول پاشش انژکتور بنزین طوری تنظیم شد تا نسبت هم‌ارزی استوکیومتری در بار کامل بنزین‌سوز، با نام‌گذاری G100 حاکم شود. حین داده‌برداری از ۳۰۰ سیکل پشت سر هم در آوانس‌های مختلف (با گام زاویه‌ای ۲ درجه میل‌لنگ) و فاصله انتظار ۵ دقیقه‌ای بین آنها انجام گرفت. در حین داده‌برداری از فشار درون سیلندر، همزمان فشار مطلق منیفولد ورودی، سیگنال زاویه میل‌لنگ و نقطه مرگ بالا نیز از طریق دیتالاگر و نرم‌افزار مبدل آنالوگ به دیجیتال در سیستم ثبت شد. این داده‌های خام به کمک یک کد کامپیوتری نوشته‌شده به زبان فرترن به سیکل‌های متوالی جدا شدند تا بتوان منحنی P-θ (فشار درون سیلندر- زاویه لنگ) و

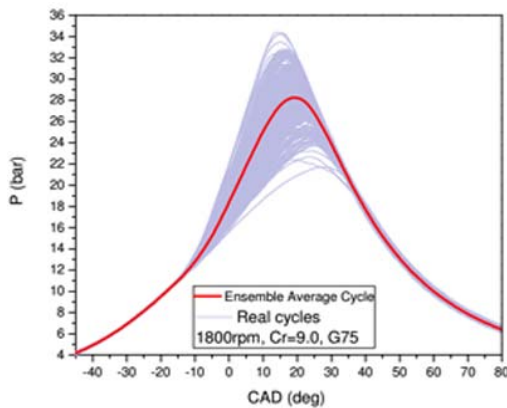
برای تبدیل سیگنال‌های آنالوگ مذکور به دیجیتال و ثبت آنها، یک دیتالاگر ۴ کانال ساخت اد-لینک (AD-Link) مدل DAQ2005 با حداکثر بسامد داده‌برداری ۵۰۰kHz به کار گرفته شد. فشار پشت انژکتور بنزین توسط سیستم پمپ- سوپاپ به فشار گیج ۳/۵bar تنظیم شد. در سیستم سوخت‌رسانی گاز طبیعی، فشار گاز از طریق رگولاتور متصل به یک مخزن CNG از فشار بالا (۲۰۰-۲۵۰bar) به فشار ۲/۵bar در پشت انژکتور فراهم شد.

پاشش سوخت‌های گاز طبیعی و بنزین به صورت انژکتوری به راهگاه ورودی موتور مذکور انجام گرفت و میزان پاشش هر انژکتور (طول پاشش)، زاویه آغاز پاشش و زمان‌بندی جرقه به کمک مجموعه مدیریت موتور تنظیم شد. نظر به امکان تأثیر فشار محل پاشش، انژکتورهای بنزین و گاز طبیعی تحت شرایط مختلف طول پاشش و فشار محل پاشش کالیبره شدند، به طوری که با استفاده از روابط همبستگی حاصله به راحتی می‌توان مقدار سوخت‌های پاشیده‌شده را از طول پاشش و فشار محل پاشش برآورد کرد. در کار حاضر

که در آن m تعداد سیکل و $P_i(\theta)$ فشار سیلندر سیکل i ام در هر زاویه θ میل‌لنگ برای هر سیکل پشت سر هم است. بدیهی است که کار بر سیکل اندیکه سیکل معادل فرضی با متوسط کار بر سیکل اندیکه سیکل‌های پشت سر هم برابر خواهد بود.

بحث روی نتایج

آزمایش‌های تجربی روی موتور تک‌سیلندر پژوهشی در ترکیب‌های مختلف ۶۰، ۷۵، ۹۰ و ۱۰۰٪ بنزین و مابقی گاز طبیعی (نام‌گذاری شده به صورت G60، G75، G90 و G100) در شرایط نسبت هم‌ارزی استوکیومتری در آوانس‌های مختلف جرقه با گام زاویه‌ای ۲ درجه میل‌لنگ، انجام شد. به‌عنوان نمونه در نمودار ۱- P- θ سیکل‌های تجربی پشت سر هم و سیکل معادل فرضی برای ترکیب G75 نشان داده شده است. با استفاده از IMEP سیکل‌های معادل فرضی و همچنین مقدار گشتاور خروجی، آوانس بهینه جرقه هر ترکیب تعیین شد.



نمودار ۱) نمودار P- θ سیکل‌های تجربی پشت سر هم و سیکل معادل فرضی برای حالت G75

نمودار ۲ تغییرات IMEP سیکل معادل و گشتاور خروجی را برحسب آوانس جرقه برای ترکیب G75 که حالت مبنا در نظر گرفته شده است، نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که زمان‌بندی بهینه جرقه بر اساس حداکثر مقدار گشتاور و IMEP، معادل با ۲۷°CabTDC است. برای ترکیب‌های دیگر (G60، G90 و G100) به‌طور مشابه آوانس بهینه جرقه تعیین شد و به‌ترتیب مقادیر ۲۹، ۲۷ و ۲۳°CabTDC حاصل شد. لازم به ذکر است که داده‌های تجربی همه ترکیبات در آوانس بهینه مربوطه بدون علائم کوبش ظاهر شدند.

از عوامل مؤثر در تغییرات سیکلی که می‌تواند در کار حاضر تأثیرگذار باشد عدم یکنواختی در توزیع بنزین و گاز طبیعی مخلوط داخل سیلندر است. همچنین از دیگر عوامل مؤثر در تغییرات سیکلی موتورهای اشتعال جرقه‌ای می‌توان به تغییرات سیکلی آهنگ تلاطم در محفظه سیلندر، نسبت هوا به سوخت و مقدار گازهای باقی‌مانده یا بازگردانده‌شده از خروجی، ناهمگنی مخلوط درون محفظه به‌ویژه در جوار جرقه شمع و پارامترهای تخلیه الکتریکی

IMEP هر سیکل و متوسط سیکل‌ها را استخراج کرد. همچنین در هر آوانس دمای مخلوط ورودی به موتور، گشتاور، دمای گازهای خروجی، λ و گونه‌های CO، HC، CO₂ و NO_x آلاینده گازهای خروجی از موتور اندازه‌گیری شدند.

در ادامه با حفظ بار و سرعت موتور، شرایط کاری موتور به مد ترکیب‌سوز تغییر داده شد و با تنظیم طول پاشش انژکتورها در نسبت هم‌ارزی استوکیومتری، ترکیب مورد نظر با شاخص درصد جرم بنزین حاصل شد و طبق روند فوق، داده‌برداری انجام گرفت. این روش برای ترکیب‌های مختلف ۶۰، ۷۵ و ۹۰٪ بنزین و مابقی گاز طبیعی نام‌گذاری شده به صورت G60، G75 و G90 نیز اجرا شد. لازم به ذکر است که برای هر یک از ترکیب‌ها طول پاشش انژکتورها در آوانس‌های مختلف جرقه، ثابت نگه داشته شد.

تحلیل آماری سیکل‌های آزمایش

با توجه به اینکه احتراق در داخل سیلندر تحت شرایط تلاطمی اتفاق می‌افتد و میدان جریان تلاطمی گذرا از سیکلی به سیکل دیگر تغییر می‌کند، متفاوت بودن مسیر فرآیندهای احتراق در سیکل‌های مختلف با شرایط اولیه همسان دور از انتظار نیست. همچنین میدان جریان و کیفیت مخلوط سوخت-هوا-گازهای باقی‌مانده در نزدیکی جرقه شمع در شکل‌گیری هسته شعله و حرکت انتقالی و پایداری آن نقش مهمی دارد که می‌تواند در سیکل‌های پشت سر هم یک سیلندر متفاوت ظاهر شود. لذا در یک شرایط معین بررسی آماری نتایج حاصله برای سیکل‌های واقعی ضروری است. در کار حاضر از مقدار میانگین، انحراف معیار و ضریب تغییرات برای تحلیل داده‌ها استفاده شده است.

انحراف معیار (σ) مفیدترین شاخص سنجش پراکندگی است و معرف میزان دوری یا نزدیکی داده‌ها از مقدار میانگین است. هر قدر این شاخص بزرگ‌تر باشد، داده‌ها پراکنده‌تر و هر اندازه این شاخص کوچک‌تر باشد داده‌ها متمرکزتر هستند. مقدار انحراف معیار متغیر λ با استفاده از رابطه ۳ محاسبه می‌شود [22].

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n-1}} \quad (3)$$

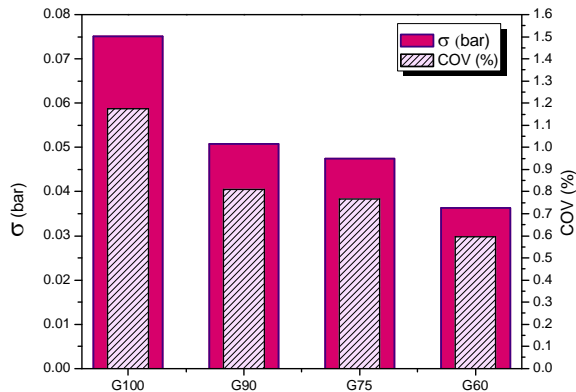
که در آن n تعداد داده، y_i مقدار داده و \bar{y} میانگین داده‌ها است. میانگین و انحراف معیار دارای واحد سنجشی از جنس خود داده‌ها هستند. داشتن یک مقیاس نسبی بی‌بعد که به آن ضریب تغییرات (COV) می‌گویند و به‌صورت نسبت مقادیر انحراف معیار به میانگین حسابی تعریف می‌شود، مفید خواهد بود که مطابق رابطه ۴ به‌صورت درصد بیان می‌شود.

$$COV = \frac{\sigma}{\bar{y}} \times 100 \quad (4)$$

فشار سیکل معادل فرضی (Ensemble Average Pressure Cycle; P_{eq}) در هر زاویه میل‌لنگ برای هر آزمایش به‌صورت رابطه ۵ محاسبه شد.

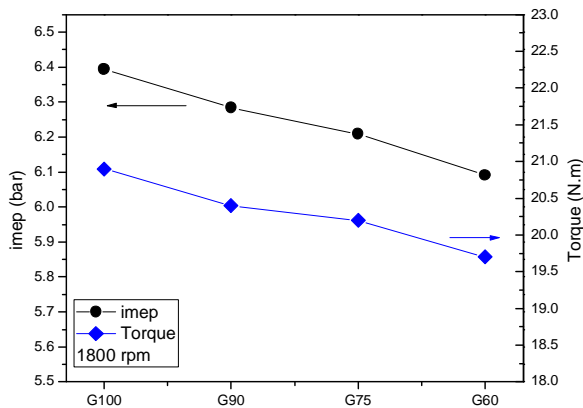
$$P_{eq}(\theta) = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m P_i(\theta) \quad (5)$$

تغییرات سیکی IMEP در آوانس بهینه ترکیب‌های مختلف از نظر انحراف معیار و ضریب تغییرات مورد بررسی قرار گرفت. نمودار ۴ تغییرات σ و COV مربوط به IMEP سیکل‌های متوالی را به ازای درصد بنزین در سوخت ترکیبی نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که با افزایش درصد حضور گاز طبیعی در مخلوط، مقادیر σ و COV کاهش می‌یابد به طوری که درصد کاهش σ و COV در G60 نسبت به G100 به ترتیب ۵۱/۶ و ۴۹/۲٪ است.



نمودار ۴ تغییرات σ و COV، IMEP برحسب درصد حضور بنزین در مخلوط

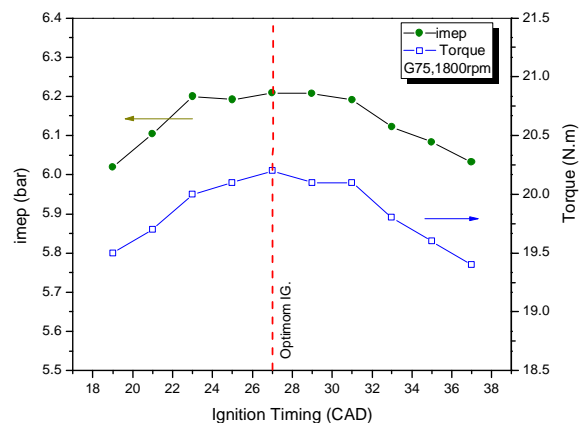
اندازه‌گیری‌ها نشان می‌دهد که با افزایش حضور گاز طبیعی در ترکیب، گشتاور در خروجی موتور کاهش می‌یابد. نمودار ۵ مقادیر گشتاور خروجی موتور و IMEP متوسط در ترکیب‌های مختلف سوخت را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با افزایش درصد حضور گاز طبیعی در مخلوط، مقادیر گشتاور و IMEP نسبت به حالت G100 کاهش می‌یابد؛ به طوری که مقادیر کاهش حالت G75 نسبت به G100، در گشتاور حدود ۳/۳۴٪ و در IMEP حدود ۲/۹٪ است. علت چنین روندی می‌تواند تأثیر گاز طبیعی روی کاهش بازده حجمی و کاهش سرعت سوختن مخلوط باشد.



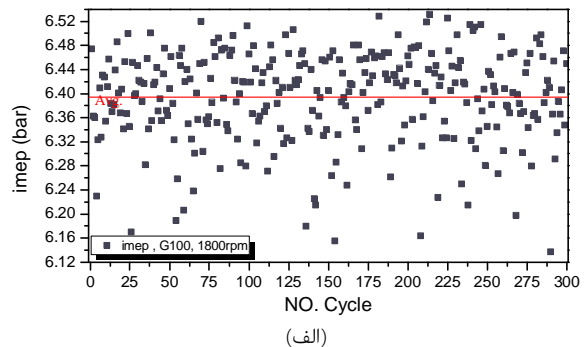
نمودار ۵ تغییرات IMEP و گشتاور برحسب درصد بنزین در مخلوط دو سوخت

از آنالیز تغییرات فشار سیلندر ترکیب‌های مختلف با استفاده از روش راسواپلر- ویدروث [24] تغییرات کسر جرم سوخته در طول احتراق برآورد شد. نمودار ۶ کسر جرم سوخته (MFB) برحسب زاویه

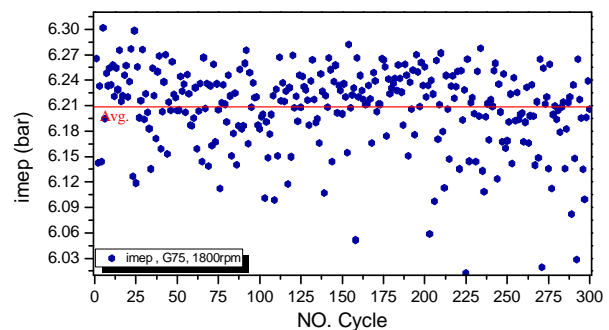
شمع اشاره کرد [23]. بنابراین علی‌رغم ثابت ماندن شرایط کاری تنظیم‌شده موتور از روی هم‌گذاری اثرات فوق در عمل نمودار P- θ سیکل‌های پشت سر هم متفاوت ظاهر می‌شوند که در نمودار ۱ این تفاوت در نمودار P- θ برای حالت G75 دیده می‌شود. نمودار ۳ (الف و ب) به نحوی پراکندگی IMEP در ۳۰۰ سیکل پشت سر هم برحسب ترتیب وقوع آنها را به همراه خط میانگین، به ترتیب برای G100 و G75 در آوانس بهینه جرقه نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که مقیاس و طول محور قائم نمودارها برای مقایسه بهتر، همسان در نظر گرفته شده است. ملاحظه می‌شود که IMEP سیکل‌ها برای G75 در مقایسه با G100 دارای پراکندگی کمتری است و در نزدیکی خط میانگین تراکم بیشتری دارد.



نمودار ۲ مقدار گشتاور خروجی موتور و IMEP برای حالت G75 در آوانس‌های مختلف جرقه



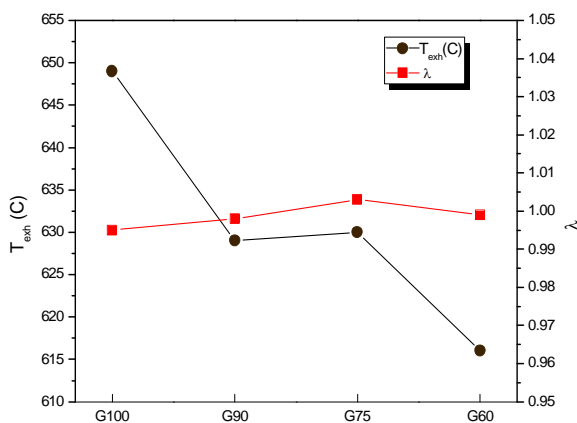
(الف)



(ب)

نمودار ۳ تغییرات IMEP سیکل‌های پشت سر هم برحسب شماره ترتیب وقوع سیکل در آوانس بهینه برای (الف) G100 و (ب) G75

به دلیل تغییر اندک ممکن در دبی هوا ملاحظه شد. نمودار ۸ تغییرات λ و دمای گازهای خروجی موتور را برای ترکیب‌های مختلف در آوانس بهینه مربوطه نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که مقدار λ ترکیب‌ها به مقدار واحد خیلی نزدیک است و با توجه به دقت اندازه‌گیری دستگاه آنالیزور گاز (± 0.003) می‌توان λ ها را همسان فرض کرد. با توجه به تغییرات دمای گازهای خروجی، مشاهده می‌شود که با افزایش حضور گاز طبیعی در مخلوط دمای گازهای خروجی کاهش می‌یابد؛ اما ترکیب G90 از تمایل کلی تبعیت نمی‌کند که علت آن به عدم تبعیت از تمایل کلی از تغییرات خاتمه احتراق در نمودار ۷ برمی‌گردد.

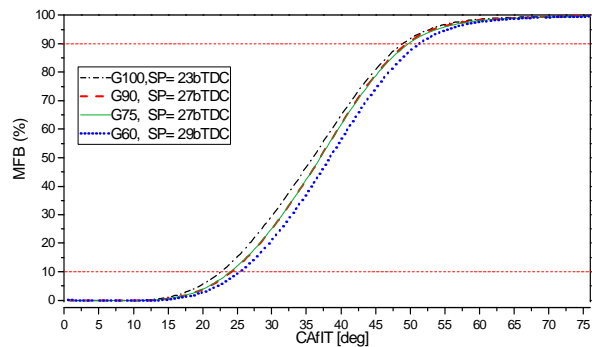


نمودار ۸) تغییرات λ و دمای گازهای خروجی موتور در حالات مختلف ترکیب دو سوخت

با توجه به اهمیت تقلیل آلاینده‌های CO، HC و NO_x در توسعه موتورهای احتراق داخلی بررسی حضور این گازها با تغییر ترکیب سوخت حائز اهمیت است. نمودار ۹ تغییرات آلاینده‌های CO و HC را برحسب درصد حضور بنزین در ترکیب تحت شرایط آوانس‌های بهینه آنها نشان می‌دهد. با توجه به نمودار ۷، نظر به اینکه میزان هیدروکربن نسوخته عمدتاً به بازگشت مخلوط نسوخته از شکاف‌ها به درون سیلندر وابسته است، فشار سیلندر پایین‌تر در خاتمه احتراق G100 که در موقعیتی دورتر از TDC رخ داده است، دلیل خوبی برای کاهش HC آن است. از طرفی اگر بخشی از CO تولیدی مربوط به احتراق غیرکامل مخلوط بازگشتی در ادامه انبساط باشد، میزان آن برای ترکیب‌های مختلف غیرقابل پیش‌بینی است؛ زیرا تشکیل CO در امتداد فرآیند انبساط که دما کاهش می‌یابد از تعادل شیمیایی تبعیت نمی‌کند [20]. نتایج حاصله نشان می‌دهد که با افزایش حضور گاز طبیعی در مخلوط ابتدا میزان CO کمتر (G90) سپس بیشتر (G60) می‌شود.

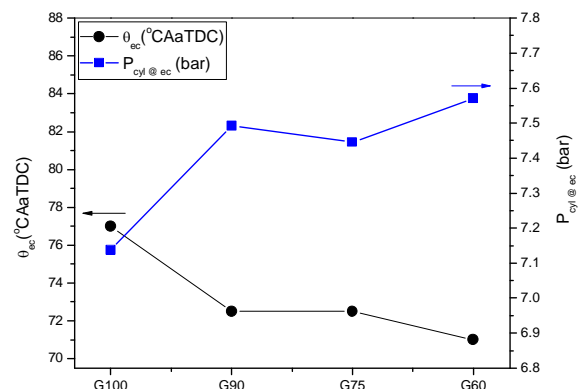
نمودار ۱۰ تغییرات NO_x و CO₂ خروجی ترکیب‌های مختلف در شرایط آوانس بهینه آنها را نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که با حضور گاز طبیعی در ترکیب میزان CO₂ که عمدتاً در طول احتراق شکل می‌گیرد، کاهش می‌یابد که علت آن افزایش نسبت هیدروژن به کربن در ترکیب سوخت می‌تواند باشد.

میل‌لنگ از زمان زدن جرقه (Crank Angle From Ignition Timing; CAFIT) را برای سیکل‌های معادل فرضی در آوانس‌های بهینه جرقه ترکیب‌های مختلف نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که با افزایش درصد گاز طبیعی در ترکیب، پریود توسعه اولیه احتراق که برحسب زاویه میل‌لنگ از موقعیت جرقه شمع تا ۱۰٪ کسر جرمی سوخته است [14]، افزایش می‌یابد. همچنین طول احتراق تا ۹۰٪ کسر جرمی سوخته (طول احتراق اصلی) [20] با فزونی حضور گاز طبیعی افزایش یافته است.



نمودار ۹) تغییرات کسر جرمی سوخته برحسب زاویه میل‌لنگ از موقعیت جرقه به ازای درصد حضور بنزین در ترکیب دو سوخت

برای تشریح وضعیت ترکیب‌های مختلف پس از خاتمه احتراق، تغییرات کسر جرم سوخته، سیکل معادل فرضی آنها مورد بررسی قرار گرفت. نمودار ۷ تغییرات موقعیت خاتمه احتراق بعد از نقطه مرگ بالا (θ_{ec}) و فشار داخل سیلندر در آن هنگام ($P_{cyl@ec}$) را برحسب ترکیب سوخت نشان می‌دهد. از آنجا که هیدروکربن نسوخته خروجی و دمای گازهای خروجی به این دو متغیر وابستگی جدی دارد، ملاحظه می‌شود که G90 از روند سه ترکیب دیگر تبعیت نمی‌کند؛ به طوری که زاویه خاتمه احتراق آن و فشار سیلندر مربوطه از تمایل خطی دو ترکیب مجاور انحراف جدی دارد.



نمودار ۱۰) تغییرات موقعیت خاتمه احتراق و فشار داخل سیلندر در آن موقعیت برحسب ترکیب سوخت

اگرچه طول پاشش و زمان آغاز پاشش برای هر ترکیب ثابت نگه داشته شده بود، اما با تغییر آوانس جرقه اندکی تغییر در مقدار λ

- گشتاور و IMEP با افزودن گاز طبیعی به بنزین کم شد به طوری که مقادیر ترکیب G75 نسبت به G100، در گشتاور حدود ۳/۳۴٪ و در IMEP حدود ۲/۹٪ کاهش یافت. با توجه به ادبیات فن کاهش‌ها در گشتاور و IMEP مسلماً کمتر از کاهش‌های مربوط به حالت صرفاً گازسوز به بنزین‌سوز (تقریباً ۱۲ تا ۱۵٪) است.

- با تقلیل کسر بنزین در ترکیب، مقادیر σ و COV برای IMEP سیکل‌ها روند کاهشی قابل توجه نشان داد به طوری که مقادیر آنها در G60 نسبت به G100 به ترتیب ۵۱/۶٪ و ۴۹/۲٪ کاهش یافت. - میزان CO با کاهش درصد بنزین در ترکیب دو سوخت تا G75 کاهش و در G60 افزایش یافت. همچنین مشاهده شد که با کاهش درصد بنزین در مخلوط دو سوخت، مقدار HC ابتدا افزایش و در حالت G90 به بیشترین رسید و سپس سیر نزولی داشت.

- با افزایش کسر گاز طبیعی، مقادیر آلاینده‌های CO₂ و NO_x روند کاهشی داشت به جز برای NO_x که در G90 بیشترین بود.

- در مجموع تحت شرایط مورد بررسی پژوهش، ترکیب G90 نتایج مغایر با تمایل کلی سایر ترکیب‌ها را نشان داده و عمدتاً جنبه‌های منفی را تشدید کرده است.

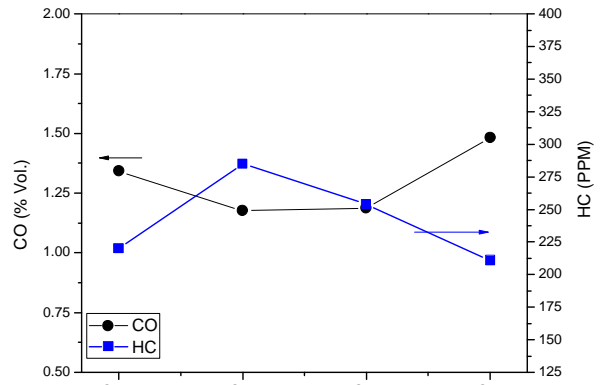
تشکر و قدردانی: نویسندگان مراتب تشکر و قدردانی خود را از کارکنان آزمایشگاه موتور دانشکده فنی و مهندسی دانشگاه محقق اردبیلی اعلام می‌دارند.

تاییدیه اخلاقی: نویسندگان اصالت و نوآوری محتوای مقاله را تایید می‌کنند.

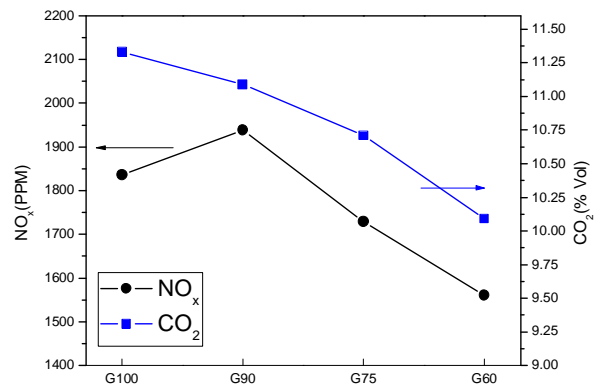
تعارض منافع: این مقاله مستخرج از رساله دکتری آقای مهرداد سربابی با عنوان "شبیه‌سازی و توسعه، و تایید کد ترمودینامیکی چند منطقه‌ای موتورهای اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز (بنزین- گاز طبیعی) با استفاده از نتایج تجربی مستخرج از موتور پژوهشی CT300" به راهنمایی آقای دکتر ابراهیم عبدی/اقدم است.

سهم نویسندگان: مهرداد سربابی (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/روش‌شناسی/پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۵۰٪)؛ ابراهیم عبدی اقدم (نویسنده دوم)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۵۰٪)

منابع مالی: هزینه‌های پژوهش حاضر توسط دانشگاه محقق اردبیلی تامین شده است.



نمودار ۹) تغییرات CO، HC برحسب درصد حضور بنزین در مخلوط



نمودار ۱۰) تغییرات NO_x و دمای گازهای حاصل از احتراق برحسب درصد حضور بنزین در مخلوط

تشکیل NO و NO₂ (NO_x) وابستگی جدی به دما و مدت ماندگاری گاز سوخته در دماهای بالا دارد. تفسیر تغییرات NO_x بدون داشتن اطلاعات دمایی درون سیکلی کار دشواری است. بررسی مقادیر قله فشار سیکل میانگین این ترکیب‌ها نشان داد که قله فشار G90 از مقادیر مربوط به سایر ترکیب‌ها بیشتر بود که شاید نشانی از بالا بودن دمای بیشینه در منطقه سوخته آن ترکیب باشد. به‌رحال نتایج حاصله مقدار NO_x را برای ترکیب G90 بیشتر از سایر ترکیب‌ها نشان می‌دهد و با حضور گاز طبیعی در دو ترکیب G60 و G75 مقدار NO_x نسبت به G100 روند کاهشی نشان می‌دهد.

نتیجه‌گیری

این پژوهش روی یک موتور تک‌سیلندر اشتعال جرقه‌ای پژوهشی تحت حالت ترکیب‌سوز بنزین- گاز طبیعی انجام گرفته است. در کار حاضر با استخراج داده‌های تجربی درون‌سیکلی و خروجی موتور در ترکیب‌های G100، G90، G75، G60 در آوانس‌های مختلف جرقه، سرعت معین ۱۸۰۰rpm، نسبت تراکم ۹ و نسبت هم‌آزری ۱/۰ و پردازش آنها، تأثیر حالت ترکیب‌سوزی روی مشخصه‌های احتراقی، عملکردی و آلاینده‌گی موتور مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج آنها در آوانس‌های بهینه مربوطه به شرح زیر است:

علائم و نمادها

Avg	میانگین
bTDC	قبل از نقطه مرگ بالا
CAD	موقعیت زاویه میل‌لنگ
°CAbTDC	زاویه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا
CAfIT	زاویه لنگ از زمان زدن جرقه
COV	ضریب تغییرات
IMEP	فشار مؤثر متوسط اندیکه
G100	۱۰۰٪ بنزین
G90	۹۰٪ بنزین- ۱۰٪ گاز طبیعی

Performance evaluation of a constant speed IC engine on CNG, methane enriched biogas and biogas. *Applied Energy*. 2011;88(11):3969-3977.

10- Gianluca DE. Prediction of the combustion process and emission formation of a bi-fuel S.I. engine. *Energy Conversion and Management*. 2008;49(11):3116-3128.

11- Zarifi F, Mahlia TMI, Motasemi F, Shekarchian M, Moghavvemi M. Current and future energy and exergy efficiencies in Iran's transportation sector. *Energy Conversion and Management*. 2013;74:24-34.

12- Obiols J, Spleri D, Dioc N, Mureau M. Potential of concomitant injection of CNG and gasoline on a 1.6L gasoline direct injection turbocharged engine. [Report]. SAE International. 2011 Jun.

13- Burger PRB, JGC Baêta, Valle RM. Performance study of a multifuel engine operating simultaneously with CNG and ethanol in various proportions. SAE International Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting, 2008 unknown Month & Day, Warrendale: SAE International. 2011 Jun.

14- Ramasamy D, Goh CY, Kadirgama K, Benedict F, Noor MM, Najafi G, et al. Engine performance, exhaust emission and combustion analysis of a 4-stroke spark ignited engine using dual fuel injection. *Fuel*. 2017;207:719-728.

15- Momeni Movahed M, Basirat Tabrizi H, Mirsalim M. Experimental investigation of the concomitant injection of gasoline and CNG in a turbocharged spark ignition engine. *Energy Conversion and Management*. 2014;80:126-136.

16- Singh E, Morganti K, Dibble R. Dual-fuel operation of gasoline and natural gas in a turbocharged engine. *Fuel*. 2019;237:694-706.

17- Abdi Aghdam E, Bashi M. Effectiveness of performance characters of an SI engine by varying injection start positions of gasoline and natural gas fuels. *Modares Mechanical Engineering*. 2015;15(8):134-142. [Persian]

18- Ghorbanzadeh M. The effect of different fuels (gasoline & natural gas) on cyclic variations of a spark ignition engine running on lean mixture. *Modares Mechanical Engineering*. 2014;13(12):101-108. [Persian]

19- Abdi Aghdam E, Ataee Tarzanagh M. The effect of burned residual gases on optimum ignition timing using skip fire technique. *The Journal of Engine Research*. 2018;14(50):67-75. [Persian]

20- Heywood JB. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill Education; 1988.

21- Abdi Aghdam E, Sarabi M, Khomeyrani MM. Experimental study of laminar burning velocity for dual fuel (Gasoline-NG)-Air mixture using pressure record in a spherical combustion bomb at higher primary pressure. *Fuel and Combustion*. 2018;11(1):121-134. [Persian]

22- Abbasi N, Shadrokh A, Vahidi Asl M. *Statistics and Probability*. Tehran: Payam Noor University Press; 2009. [Persian]

23- Ceviz MA, Sen AK, Kuleri AK, oner IV. Engine performance, exhaust emissions, and cyclic variations in a lean-burn SI engine fueled by gasoline-hydrogen blends. *Applied Thermal Engineering*. 2011;36:314-324.

24- Rassweiler G, Withrow L. Motion pictures of engine flames correlated with pressure cards. *SAE Transactions*. 1938;33:185-204.

۷۵٪ بنزین- ۲۵٪ گاز طبیعی	G75
۶۰٪ بنزین- ۴۰٪ گاز طبیعی	G60
جرم مولکولی بنزین	M _G
جرم مولکولی گاز طبیعی	M _{NG}
کسر جرم سوخته	MFB
تعداد سیکل	m
تعداد داده	n
شماره سیکل	NO. Cycle
فشار درون سیلندر	P
فشار داخل سیلندر در موقعیت خاتمه احتراق	P _{cyl@ec}
فشار سیکل معادل فرضی در هر زاویه میل‌لنگ	P _{eq} (θ)
فشار سیلندر سیکل آم در هر زاویه میل‌لنگ	P _i (θ)
دمای گاز خروجی از موتور	T _{exh}
کسر جرمی بنزین	x
کسر مولی بنزین	\tilde{x}
مقدار داده	y _i
مقدار میانگین داده‌ها	\bar{y}
تعداد مول اکسیژن	α _s
نسبت هوا به سوخت	λ
انحراف معیار	σ
زاویه لنگ	θ
موقعیت خاتمه احتراق	θ _{ec}

منابع

- 1- bp.com [Internet]. Tehran: Statistical review of world energy [unknown Cited]. Available from: bp.com/statisticalreview.
- 2- Kakaee AH, Paykani A. Research and development of natural-gas fueled engines in Iran. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013;26:805-821.
- 3- Pikunas A, Pukalskas P, Grabys J. Influence of composition of gasoline-ethanol blends on parameters of internal combustion engines. *Journal of KONES Internal Combustion Engines*. 2003;10(3-4):205-211.
- 4- Martins AA, Rocha RAD, Sodr  JR. Cold start and full cycle emissions from a flexible fuel vehicle operating with natural gas, ethanol, and gasoline. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2014;17:94-98.
- 5- Pipitone E, Beccari S. Performances and emissions improvement of an S.I. engine fuelled by LPG/gasoline mixtures [Report]. SAE International. 2010 Jun.
- 6- Abdi Aghdam E, Farhang B, Sarabi M. Experimental study of a spark ignition single-cylinder research engine exhaust emissions in gasoline and natural gas fuel cases. *The Journal of Engine Research*. 2015;11(39):49-55. [Persian]
- 7- Z rante PHB, Sodr  JR. Evaluating carbon emissions reduction by use of natural gas as engine fuel. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2009;1(6):216-220.
- 8- Khan MI, Yasmeen T, Shakoor A, Khan NB, Wakeel M, Chen B. Exploring the potential of compressed natural gas as a viable fuel option to sustainable transport: A bibliography (2001-2015). *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2016;31:351-381.
- 9- Chandra R, Vijay VK, Subbarao PMV, Kura TK.