

شبیه‌سازی اثر جایگزینی سوخت گازی بجای بنزین بر عملکرد موتور TU5

جواد خادم^۱، علی اسدی^۲، اسداله بسطامی^۳

چکیده در سال‌های اخیر جایگزینی سوخت‌های گازی به جای سوخت‌های مایع در موتورهای احتراق داخلی مورد توجه فراوان قرار گرفته است. در مقاله حاضر تاثیر استفاده از سوخت‌های گازی متان و پروپان به جای بنزین بر روی پارامترهای عملکردی موتور TU5 که یکی از پرکاربردترین موتورهای صنایع خودروسازی کشور است با استفاده از نرم‌افزار دینامیک سیالات یک بعدی GT-Power شبیه‌سازی شده است. نتایج نشان داد که استفاده از سوخت گازی به دلیل اشغال حجم معینی از هوا منجر به کاهش راندمان حجمی در موتور می‌شود و کاهش راندمان حجمی در مورد گاز متان بیشتر از سوخت پروپان است. علاوه بر این استفاده از سوخت گازی در موتور بنزینی بدون ایجاد تغییرات اساسی از جمله نسبت تراکم، منجر به کاهش توان و گشتاور ترمزی می‌گردد. نتایج همچنین نشان داد که همزمان با تغییر نوع سوخت در موتور، زمان‌بندی بهینه‌ی جرقه نیز تغییر می‌یابد. مقایسه بین نتایج شبیه‌سازی و تجربی تطابق نسبتاً خوبی را نشان داد.

واژه‌های کلیدی شبیه‌سازی، موتور TU5، سوخت گازی، زمان بندی جرقه، GT-Power.

Simulation of the effect of replacing gasoline with gaseous fuel on TU5 engine performance

Javad Khadem¹, Ali Asadi², Asadollah Bastami³

Abstract In recent years, the substitution of gaseous fuels for liquid fuels in internal combustion engines has received considerable attention. In this paper, the effect of using gaseous fuels such as methane and propane instead of gasoline on the performance parameters of the TU5 engine, which is one of the most widely used engines in the country's automotive industry, has been simulated using the one-dimensional fluid dynamics software GT-Power. The results showed that using gaseous fuel, due to occupying a certain volume of air, led to a decrease in volumetric efficiency, with the reduction in volumetric efficiency being greater for methane compared to propane. Additionally, using gaseous fuel in the gasoline engine, without making significant changes such as altering the compression ratio, resulted in a reduction in brake power and torque. The results also showed that the optimal spark timing also changes simultaneously with the change in the type of fuel in the engine. The comparison between simulation and experimental results showed relatively good agreement.

Keywords Simulation, Engine TU5, Gas Fuel, Spark Timing, Simulation, GT-Power.

(۱) دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران، jkhadem@birjand.ac.ir

(۲) نویسنده مسئول، استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بزرگمهر قائنات، قائن، ایران، a_asadi@buqaen.ac.ir

(۳) کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران

مقدمه

موتورهای اشتعال جرقه‌ای^۱ به عنوان یکی از رایج‌ترین انواع موتورهای احتراق داخلی، نقش مهمی در صنعت حمل و نقل و تولید انرژی ایفا می‌کنند. عملکرد این موتورها به شدت تحت تأثیر نوع سوخت مصرفی قرار دارد. نوع سوخت، ویژگی‌های فیزیکی و شیمیایی سوخت، فرآیند احتراق، بازده حرارتی و میزان انتشار آلاینده‌ها را تعیین می‌کند. بنزین به عنوان سوخت سنتی در این موتورها شناخته می‌شود، اما با توجه به چالش‌های زیست محیطی و محدودیت منابع فسیلی، استفاده از سوخت‌های جایگزین مانند سوخت‌های گازی مورد توجه قرار گرفته است [۱-۳].

سوخت‌های گازی به دلیل عدد اکتان بالاتر، احتراق تمیزتر و انتشار کمتر آلاینده‌های مضر مانند دی‌اکسید کربن و ذرات معلق، گزینه‌های مناسبی برای کاهش اثرات منفی موتورهای احتراق داخلی بر محیط زیست هستند [۴ و ۵]. به علاوه، این سوخت‌ها می‌توانند به بهبود بازده حرارتی موتور و کاهش هزینه‌های عملیاتی کمک کنند. با این حال، تفاوت در ویژگی‌هایی مانند: سرعت شعله، انرژی احتراق و رفتار فازهای گاز و مایع، چالش‌هایی را در طراحی و بهینه‌سازی موتورهای اشتعال جرقه‌ای ایجاد می‌کند.

تأثیر ارزیابی مقایسه‌ای بر عملکرد موتور چند سیلندر با استفاده از سوخت‌های بنزین، گاز طبیعی فشرده^۲ و گاز نفتی مایع شده^۳ توسط پیتاوالا [۶] انجام شد. در پژوهش آن‌ها آزمون‌های تجربی در حالت‌های دو سوخته با بنزین، CNG و LPG به انجام رسید. برخی از ویژگی‌های عملکردی مانند توان خروجی، توان اصطکاکی، راندمان حجمی اندیکاتوری، راندمان حجمی ترمزی و مصرف سوخت در سرعت ثابت و بارهای مختلف مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج آن‌ها نشان داد که سوخت LPG دارای ویژگی‌های فیزیکی، شیمیایی و احتراقی بهتری می‌باشد.

شامخی و همکاران [۷] در پژوهشی بر روی CNG به عنوان سوخت جایگزین در موتور دوگانه‌سوز اشتعال جرقه‌ای مطالعه کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که عدد اکتان بالا می‌تواند احتراق در ضریب تراکم بالا را بدون پدیده‌ی ناک ممکن سازد و منجر به کاهش انتشار آلاینده‌هایی از جمله هیدروکربن‌های نسوخته و منواکسید کربن شود.

مطالعه‌ی مزایا و معایب CNG در مقایسه با بنزین در پژوهشی توسط رضاپور و همکاران [۸ و ۹] انجام شد. نتایج پژوهش آن‌ها نشان داد که گاز طبیعی در حالت مخلوط، شکل همگن‌تری نسبت به بنزین دارد. این سوخت ارزان‌تر از بنزین بوده و مقدار کمتری منوکسید کربن تولید می‌کند. از طرفی بنزین، توان بیشتر و اکسیدازت کمتری را در مقایسه با گاز طبیعی تولید می‌نماید. تحلیل انرژی نیز نشان داد که برگشت‌ناپذیری در حالت پیشینه‌ی عملکرد موتور به کمترین مقدار می‌رسد.

فیروزگان [۱۰] در شرکت ایران خودرو پژوهشی را در حوزه‌ی موتورهای گازسوز به انجام رساند. وی اظهار داشت که اولین مرحله در مواجهه با رفتار یک موتور گازسوز، نصب یک سیستم گاز رسانی مناسب بر روی موتور می‌باشد. دو نسل میکسر و ترتیبی از سیستم گاز رسانی مورد مطالعه قرار گرفت و بر روی موتورهای نمونه نصب شد. نتایج نشان داد که سیستم گاز رسانی ترتیبی بهتر از نوع میکس می‌باشد. از دست دادن توان در نوع میکس ۱/۷۸ درصد بیشتر از نوع ترتیبی بود.

¹ Spark-Ignition Engines (SI)

² Compressed Natural Gas (CNG)

³ Liquefied Petroleum Gas (LPG)

آنالیز عملکرد یک موتور چهار زمانه اشتعال جرقه‌ای با استفاده از CNG به عنوان یک سوخت جایگزین توسط رامچی و همکاران [۱۱] انجام شد. نتایج آن‌ها نشان داد که گاز طبیعی امکان ایجاد نسبت تراکم بالاتر را میسر می‌سازد و همچنین آلایندگی‌های منتشر شده‌ی ناشی از احتراق آن کمتر از بنزین است.

مامیدی و همکاران [۱۲] یک موتور SI را با به کار گیری سوخت LPG به عنوان سوخت جایگزین مطالعه کردند. هدف اصلی آن‌ها شناسایی عملکرد موتور و آلایندگی‌های خروجی با استفاده از سوخت‌های مختلف بود. نتایج نشان داد که سوخت LPG عملکرد نزدیکی به سوخت بنزین دارد. مصرف انرژی در حالت استفاده از سوخت LPG کمتر از حالت بنزینی و انتشار آلایندگی‌ها از جمله منوکسید و دی اکسید کربن و هیدروکربن‌های نسوخته کمتر از حالت بنزینی است.

بررسی و مقایسه‌ی تاثیر شدت آشفته‌گی و رقیق‌سازی بر شعله‌های پیش‌آمیخته پروپان و ایزو-اکتان تحت شرایط فشار بالا مشابه با شرایط داخل سیلندر به روش شبیه‌سازی‌های عددی مستقیم دو بعدی توسط جی و همکاران [۱۳] انجام شد. در این پژوهش یک مکانیزم کاهش یافته‌ی جدید برای پروپان شامل ۵۳ گونه انتقالی و ۱۷ گونه در حالت شبه-پایدار، بر اساس یک مکانیزم منتشر شده‌ی قبلی توسعه یافت و در شبیه‌سازی‌ها استفاده شد. سه سطح از شدت آشفته‌گی و دو سطح از رقیق‌سازی گازهای خروجی بر اساس شرایط مربوط به عملکرد موتورهای احتراق داخلی انتخاب شد. نتایج شبیه‌سازی‌های عددی مستقیم بر اساس تغییرات سطح شعله و آمار مربوط به ترم‌های محرک آن تجزیه و تحلیل شد که نشان می‌دهد در شرایط بدون رقیق‌سازی، رفتار هر دو سوخت مشابه است، اما در رقیق‌سازی بالا تفاوت‌های قابل توجهی دارند.

گور و همکاران [۱۴] امکان‌پذیری و عملکرد برخی سوخت‌های سنتزی را در تولید توان ایستگاهی با استفاده از یک موتور احتراق داخلی جرقه‌ای بررسی کردند. سوخت مورد استفاده ترکیب‌های مختلفی از اتان و متان با ۴۲ تا ۴۶ درصد وزنی دی‌اکسید کربن بود. نتایج نشان داد که در شرایط بار بالا، گاز ترکیبی توانست بازده حرارتی و توان تولیدی قابل مقایسه‌ای با بنزین ارائه دهد. اما در شرایط بی‌باری یا بار جزئی، بازده حرارتی نشان داده شده حدود ۲۱ درصد کمتر از بنزین بود. علاوه بر این، گاز ترکیبی منجر به کاهش تا ۵۰ درصد در آلایندگی‌های مونوکسید کربن و NOx در مقایسه با بنزین شد.

فرآیندهای حرارتی و سیستم‌های تولید توان می‌توانند از گاز تولیدی حاصل از گازی سازی به عنوان جایگزینی برای گاز طبیعی با ردپای کربنی کمتر استفاده کنند. با این حال، استفاده از گاز تولیدی خالص در موتورهای احتراق داخلی با کاهش قابل توجه توان همراه است که می‌توان آن را با ترکیب این گاز با سایر سوخت‌های زیستی کاهش داد. سلفرینی و همکاران [۱۵] اثرات ترکیب متان با گاز تولیدی را بر عملکرد یک موتور جرقه‌ای مورد بررسی قرار دادند. نسبت‌های افزوده شده متان بر مبنای مولی ۱۰، ۲۵ و ۵۰ درصد بود. نتایج نشان داد که افزودن ۲۵ درصد متان به گاز تولیدی برای حفظ واکنش احتراق با پایداری مناسب و کاهش توان معادل ۱۰/۸ درصد کافی است. همچنین، افزودن ۵۰ درصد متان به گاز تولیدی منجر به دستیابی به بازده و ویژگی‌های احتراقی بسیار مشابه با گاز طبیعی خالص شد، در حالی که کاهش توان فقط ۵/۴ درصد بود.

رونسمان و همکاران [۱۶] به بررسی استراتژی‌های پیشرفته‌ی احتراق در موتورهای گاز طبیعی به ویژه روش احتراق کنترل شده با اختلاط با استفاده از پیش محفظه پرداختند که با هدف بهبود عملکرد و کاهش انتشار متان در موتورهای گاز طبیعی بزرگ طراحی شده است. در این روش، یک پیش محفظه با تغذیه‌ی فعال برای احتراق گاز طبیعی تزریق

مستقیم به کار گرفته شد که منجر به یک فرایند احتراق غیر پیش‌آمیخته و کنترل شده از نظر اختلاط گردید. در این حالت انتشار متان به میزان قابل توجهی کاهش یافت. برای مقایسه فناوری احتراق جرقه‌ای پیش‌آمیخته‌ی فعلی و مفهوم اختلاط با استفاده از پیش‌محفظه، آزمایش‌هایی روی یک موتور تک سیلندر انجام شد. نتایج نشان داد که اختلاط با استفاده از پیش‌محفظه با استفاده از گاز طبیعی می‌تواند در محدوده‌ی وسیعی از سطوح انتشار NO_x ، میزان انتشار متان را حدود ۷۵ تا ۹۹ درصد کاهش دهد. همچنین با استفاده از بازگردانی داخلی گازهای خروجی، انتشار NO_x در اختلاط با استفاده از پیش‌محفظه به حدود ۱ گرم بر کیلو وات ساعت کاهش یافت که مشابه فناوری‌های فعلی موتور است، در حالی که میزان انتشار متان در حدود ۰/۱ گرم بر کیلو وات ساعت باقی ماند که تقریباً ۹۹ درصد کمتر از موتورهای فعلی است.

بررسی حساسیت اختلاط درون سیلندری نسبت به فشار تزریق سوخت توسط بانجی و همکاران [۱۷] انجام شد و با استفاده از شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی محدوده‌های تزریق سوخت با فشار بالا تعیین گردید و امکان استفاده از تزریق سوخت با فشار پایین و تکانه‌ی بالا مورد بررسی قرار گرفت. موتور مدل‌سازی‌شده، یک موتور بزرگ چهارسیلندر با جرقه زنی و تزریق مستقیم گاز طبیعی بود. این مدل برای چهار مجموعه شرایط مختلف شامل حالت پایه، اختلاط ایده‌آل، تغییرات فشار تزریق و تزریق فشار پایین با تکانه‌ی بالا شبیه‌سازی شد. نتایج نشان داد که تزریق سوخت در فشار ۷۰۰ پوند بر اینچ مربع و زاویه ۱۱۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا بهترین سطح اختلاط درون سیلندری را ایجاد کرده و می‌تواند انتشار متان را تا ۵۰ درصد کاهش دهد.

یانگ و همکاران [۱۸] با تفکیک بین نیتروژن اتمسفری و نیتروژن سوختی، امکان جداسازی آلاینده‌های نیتروژنی ناشی از سوخت و محیط را فراهم کردند. این رویکرد، بیش ارزشمندی در مورد تأثیر افزودن آمونیاک بر مشخصات آلاینده‌های نیتروژنی در موتورهای گاز طبیعی ارائه کرد. نتایج نشان داد که افزودن آمونیاک منجر به تشکیل N_2O می‌شود که از نواحی دیواره‌های سرد و اکسیداسیون جزئی آمونیاک آزاد شده از درزهای موتور، در طی اواخر فرآیند احتراق تشکیل می‌شود. اگر چه NO همچنان آلاینده‌ی نیتروژنی غالب است و میزان N_2O کم می‌باشد، اما به دلیل پتانسیل بالای N_2O در افزایش اثر گلخانه‌ای، توجه بیشتری به آن لازم است. همچنین، در حالی که افزودن آمونیاک غلظت NO را در منطقه‌ی احتراق افزایش می‌دهد، در شرایط استوکیومتری، غلظت NO در حالت تعادل شیمیایی کاهش اندکی را نشان می‌دهد.

در پژوهشی دیگر، الوارز و همکاران [۱۹] از روش دو سوخته که شامل NH_3 و اجزای گاز طبیعی مانند متان، پروپان و اتان است در یک موتور سنگین چهار زمانه‌ی تبدیل شده از احتراق تراکمی به جرقه زنی، در سرعت موتور ۱۰۰۰ دور بر دقیقه، نسبت هم‌ارزی ۰/۸ و نسبت جایگزینی انرژی سوخت هیدروکربنی تا ۰/۴ استفاده کردند. نتایج نشان داد که هیچ کاهش در بهره‌وری وجود ندارد، زیرا فاز احتراق کلی به طور بهینه‌تر با افزایش نسبت جایگزینی انرژی بود. علاوه بر این، از آن جا که تمامی مقادیر فشار موثر میانگین برای زمان بندی جرقه‌های مختلف نزدیک به هم بودند، این نشان می‌دهد که نیازی به تغییر استراتژی کنترل موتور نیست.

لی و همکاران [۲۰] با هدف تعیین احتمال افزودن سیستم بازگردانی گازهای خروجی اختصاصی برای افزایش بهره‌وری حرارتی به مطالعه‌ی یک موتور چهار سیلندر اشتعال جرقه‌ای پرداختند. این افزایش بهره‌وری ممکن است به

دلیل نسبت بالای بازگردانی گازهای خروجی برای کاهش تولید NOx در سیلندر به علت کاهش دمای احتراق باشد. متان و پروپان به عنوان سوخت‌های آزمایشی انتخاب شدند. یافته‌های عددی پیش‌بینی شده در نرم‌افزار کمکین برای تعیین دمای شعله و سرعت شعله‌ی آرام استفاده شدند. نتایج نشان داد که مکانیزم بازگردانی گازهای خروجی بهره‌وری حرارتی را افزایش داده و از احتراق استوکیومتریک موتور معمولی پیشی گرفت، زیرا دمای شعله پایین و سرعت شعله‌ی آرام سریع است.

مطالعه‌ی پژوهش‌های پیشین نشان می‌دهد که نوع سوخت مورد استفاده در موتورهای احتراقی تأثیر بسیار مهمی بر عملکرد موتور و انتشار آلاینده‌ها دارد. بنابراین ضروری است تا مطالعه‌ای کامل و جامع بر روی تأثیر نوع سوخت بر پارامترهای مهم عملکردی موتور از جمله توان و گشتاور خروجی، توان و گشتاور ترمزی، راندمان حجمی، مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی¹ و غیره انجام شود. در همین راستا و با توجه به استفاده‌ی گسترده و روز افزون موتور TU5 در صنعت خودروسازی کشور، در این مقاله به شبیه‌سازی این موتور با استفاده از نرم‌افزار GT-Power پرداخته شد. پس از اطمینان از صحت نتایج شبیه‌سازی به وسیله‌ی مقایسه‌ی مشخصات عملکردی موتور با نتایج تجربی سایر پژوهشگران، به مقایسه و بررسی مشخصات فنی موتور در حالت‌های مختلف استفاده از سوخت بنزین، متان و پروپان پرداخته شد. در پایان اثر زمان بندی بهینه‌ی جرقه بر توان موتور در حالت گازسوز نیز بررسی گردید.

معادلات حاکم

مدل جریانی مورد استفاده در مقاله حاضر معادلات ناویر استوکس می‌باشد که شامل: معادلات پیوستگی، بقای مومنتم، بقای انرژی و بقای گونه‌ها است. حل معادلات در یک بعد انجام می‌شود، به این معنی که همه‌ی مقادیر به طور میانگین در مسیر حرکتشان در نظر گرفته می‌شوند. روش انتگرال زمانی شامل دو حالت ضمنی و صریح است. متغیرهای اولیه‌ی حل در روش صریح شامل نرخ جرمی، چگالی و انرژی داخلی است. در این روش مقادیر نرخ جرمی، انرژی داخلی و چگالی با استفاده از معادلات پایستاری در یک زمان خاص محاسبه می‌شوند، به این ترتیب که در معادلات صریح، مجهولات با استفاده از گام زمانی قبل و اجرای مشتقات و انتگرال‌ها بدست می‌آید. به طور کلی روش صریح در نرم‌افزار GT-Power برای شبیه‌سازی‌هایی مانند روغن‌کاری، پاشش و سیستم‌های هیدرولیکی در بازه‌های زمانی کوچک‌تر می‌باشد. اما در روش ضمنی متغیرهای اولیه‌ی حل، نرخ جرمی، فشار و آنتالپی کل است. حل به این روش، به تکرار و زمان بیشتری نیاز دارد، اما دارای پایداری به نسبت بیشتری نیز می‌باشد. به همین منظور از این روش در مواقعی که زمان اجرای طولانی‌تری مورد نیاز و مد نظر است استفاده می‌گردد. معادلات پیوستگی، بقای مومنتم، بقای انرژی و بقای گونه‌ها به ترتیب به صورت زیر است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho E u) = -\nabla \cdot (\rho u) - \nabla \cdot \vec{I}_q - \nabla \cdot (\tau \cdot u) \quad (3)$$

¹ Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)

$$\frac{\partial \rho Y_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho Y_k u) = -\nabla \cdot \vec{I}_k + \dot{\omega}_k \quad (4)$$

که در آن ρ چگالی سیال، $\vec{v}$ سرعت، Y_k غلظت جرمی جزء k ام، τ تانسور تنش، P فشار سیال، $\vec{I}_k$ شار نفوذی جزء k ام، E انرژی مخصوص، $\dot{\omega}_k$ نرخ تولید جزء k ام و $\vec{I}_q$ جریان انرژی گرمایی آشفته است.

شبیه‌سازی

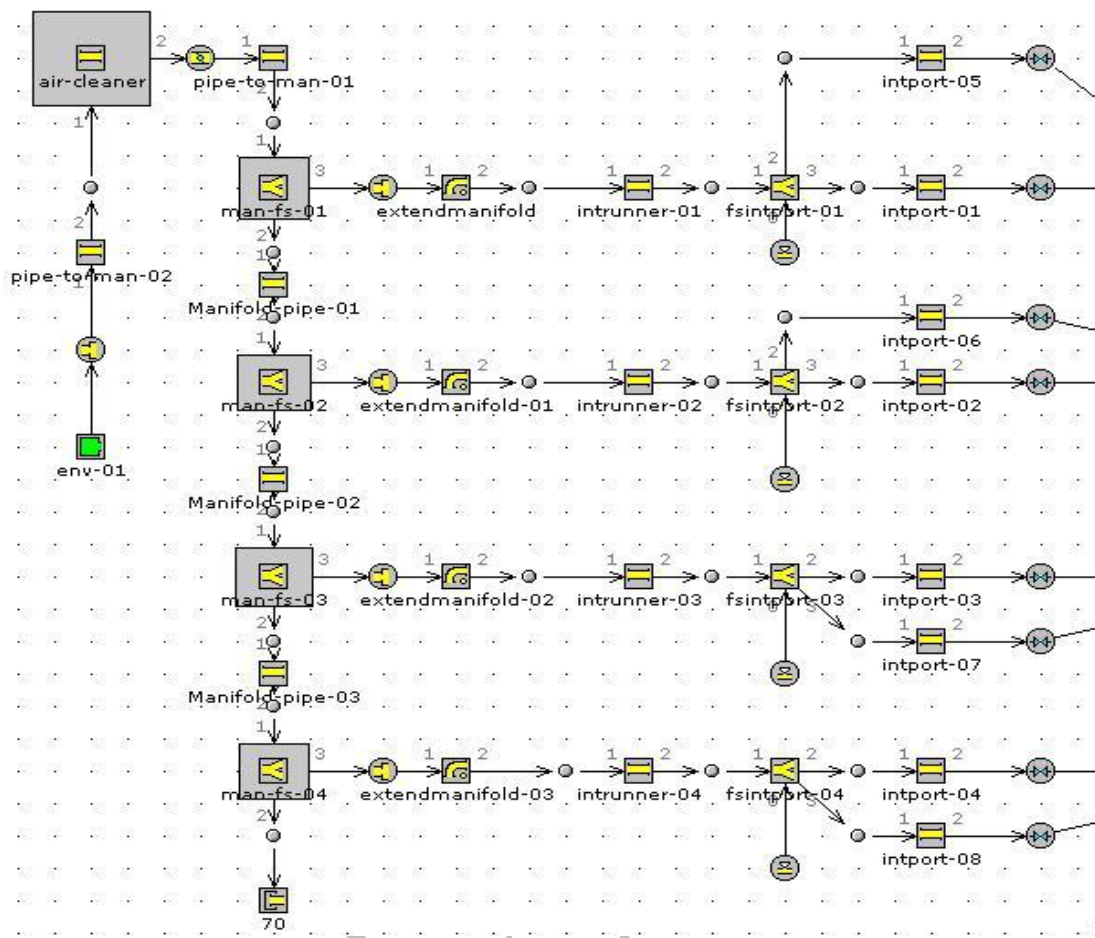
برای انجام شبیه‌سازی با استفاده از نرم‌افزار GT-Power، بخش‌های مختلف موتور بایستی در نظر گرفته شوند. در این نرم‌افزار الگویی برای شبیه‌سازی فیلتر هوا منظور نشده است به همین دلیل از مدل Pipe استفاده شد. مشخصات ورودی به این الگو شامل قطر ورودی و خروجی، زبری نسبی، دمای دیواره، طول لوله و شرایط اولیه سیال است. به دلیل انتقال حرارت ناچیز در فیلتر هوا از انتخاب حلگر دیواره صرف نظر شد. برای شبیه‌سازی دریچه‌ی گاز، مدل ThrottleConn بکار رفته است که اطلاعات مربوط به ورودی در این مدل شامل: قطر، ضرایب تخلیه و زاویه دریچه‌ی گاز می‌باشد.

در منیفولد ورودی هوا علاوه بر تعریف هندسه، بخش‌های مختلف سیستم مکش، تعبیه انژکتورها نیز حائز اهمیت است. بعد از تعریف هندسه مربوط به لوله‌های هوای ورودی و غیره، مشخصات مربوط به انژکتور با انتخاب گزینه مربوطه در نرم‌افزار وارد می‌شود. برای شبیه‌سازی این بخش باید از مدل‌های Pipe (لوله) و Fsplit (چندراهه) استفاده کرد. بنابراین وجود نقشه‌های مربوط به منیفولد الزامی است تا بتوان با استفاده از آن هندسه مکش را شبیه‌سازی کرد. در واقع منیفولد ورودی هوا با مجموعه‌ای از لوله‌ها و چند راهه‌ها شبیه‌سازی می‌شوند.

با توجه به اینکه موتور مورد بررسی از نوع ۱۶ سوپاپ می‌باشد، برای هر سیلندر دو سوپاپ ورودی و دو سوپاپ خروجی در نظر گرفته شد. قطر مرجع برای سوپاپ ورودی ۳۱ میلی‌متر و برای سوپاپ خروجی ۲۲/۵ میلی‌متر لحاظ گردید. در محاسبات مدل‌سازی، این قطر برای محاسبه‌ی سطح مقطع مؤثر جریان ورود و خروج مورد استفاده قرار می‌گیرد.

برای شبیه‌سازی انژکتور در موتور پایه از مدل A/F ratio استفاده شد. دو مشخصه‌ی اصلی در مورد پاشش انژکتورها، نسبت هوا به سوخت و درصد سوخت بخار شده است. نسبت هوا به سوخت بر حسب دور موتور به صورت متغیر تعریف شده و درصد سوخت بخار شده برابر ۰/۳ لحاظ گردید. همچنین در مرحله‌ی اول اجرای حل، دمای سوخت پاشیده شده ۳۰۰ کلوین در نظر گرفته شد.

سیستم مکش نقش مهمی در تنفس موتور ایفا می‌کند، بنابراین شبیه‌سازی این بخش موتور از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است، به همین دلیل مشخصات هندسی منیفولد و راه‌گاه‌ها با توجه به نقشه‌های دو بعدی که از سیستم مکش موتور در اختیار بود، در نرم‌افزار منظور شده است. در موتورهایی که از سیستم‌های پرخورانی استفاده نمی‌کنند، انتقال حرارت در سیستم مکش نقش کمتری ایفا می‌کند، لذا از انتقال حرارت در اکثر بخش‌های سیستم مکش صرف نظر شده است. شکل (۱) شماتیک ساختار نهایی منیفولد هوا، سیستم مکش و انژکتورها را نشان می‌دهد.



شکل ۱ شماتیک سیستم مکش برای موتور پایه در GT-Power

برای شبیه‌سازی انتقال حرارت در موتور، از رابطه‌ی انتقال حرارت وشنی^۱ استفاده شد. در این رابطه، نرخ انتقال حرارت، به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q} = h_c A_{cw} (T_{cw} - T) \quad (5)$$

که در آن A_{cw} سطح انتقال حرارت سیلندر، T دمای گاز داخل سیلندر، T_{cw} دمای جداره‌ی سیلندر و h_c ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی است که از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$h_c = 0.03 B^{-0.02} P^{0.8} V^{0.8} T^{-0.53} \quad (6)$$

که B قطر سیلندر، P فشار لحظه‌ای داخل سیلندر و V سرعت متوسط گاز داخل سیلندر است که از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$V = C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_m) \quad (7)$$

¹ Woschni Heat Transfer Model

که در آن $\bar{S}_p$ سرعت متوسط پیستون، V_d حجم جابجایی موتور، زیرنویس r نشان دهنده نقطه مرجع (که معمولاً لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی در نظر گرفته می‌شود)، P_m فشار موتور در حالت موتورگردانی^۱ و مقادیر ضرائب C_1, C_2 به ترتیب برابر $2/28$ و 0.0324 در نظر گرفته شده است [۲۱].

با توجه به این که انتقال حرارت تابشی در موتورهای اشتعال جرقه‌ای نسبت به انتقال حرارت جابجایی سهم ناچیزی دارد، از انتقال حرارت تابشی در مدل‌سازی صرف نظر شد.

برای شبیه‌سازی احتراق از دو الگوی مدل نرخ آزادسازی حرارتی و مدل پیشروی شعله استفاده گردید. نوع موتور چهار زمانه، تعداد سیلندر ۴ عدد و آرایش سیلندرها به صورت خطی در نظر گرفته شد. مشخصات موتور شبیه‌سازی شده و بنزین مورد استفاده در مقاله حاضر به ترتیب در جدول‌های (۱) و (۲) نشان داده شده است. سپس تغییرات مورد نیاز برای گازسوز کردن این موتور انجام و برای مدل گازسوز از گازهای متان و پروپان استفاده گردید. در نهایت و طبق رویه‌ای که به طور خلاصه عنوان شد، شبیه‌سازی نهایی موتور پایه TU5 در GT-Power انجام شد (شکل ۲).

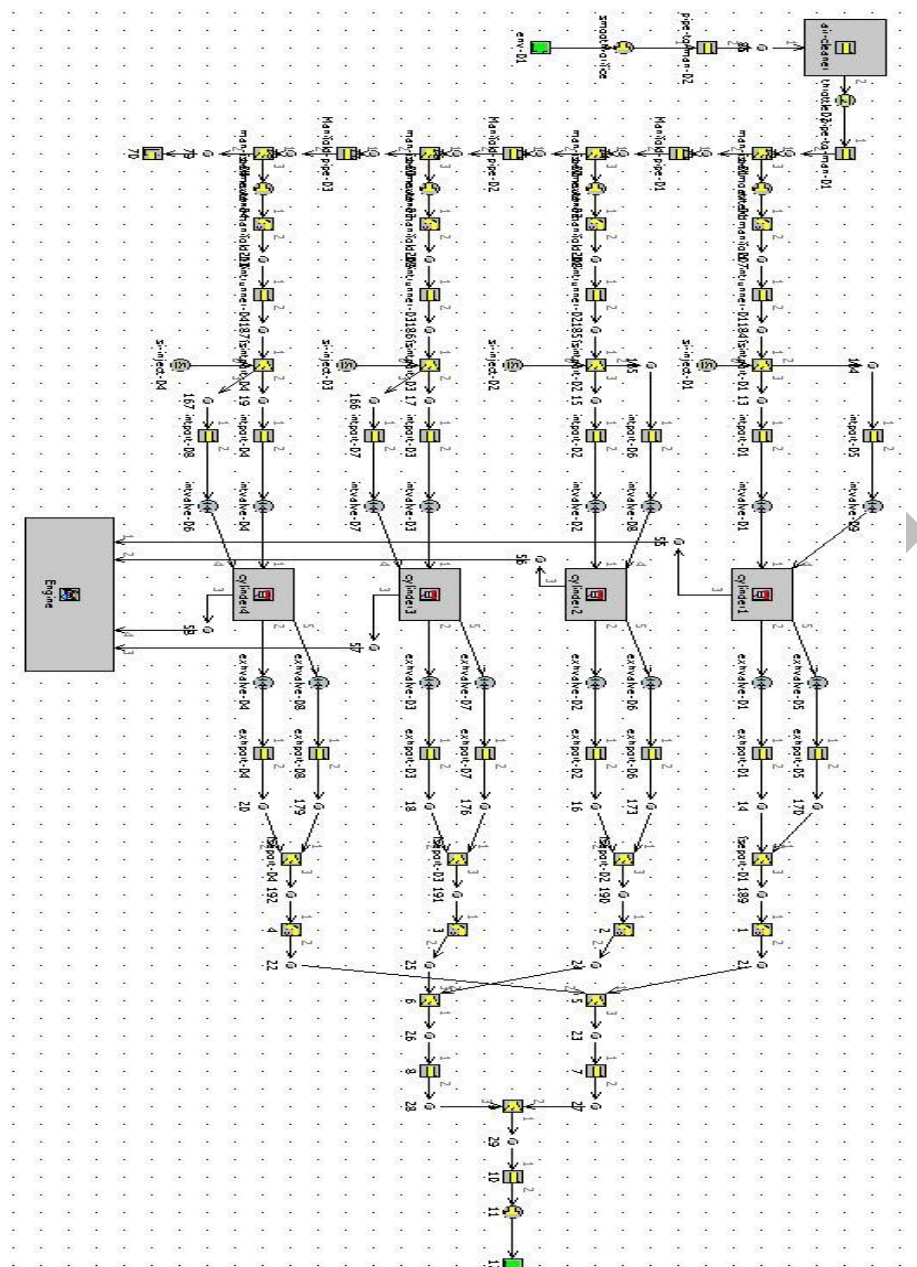
جدول ۱- مشخصات موتور شبیه‌سازی شده در پژوهش حاضر

شرح	مشخصات/مقدار	شرح	مشخصات/مقدار
نام موتور	TU5JP4	تعداد سوپاپ در هر سیلندر	۴
نوع موتور	خطی	خیز سوپاپ مکش (mm)	۸
نوع مکش	تنفس طبیعی	خیز سوپاپ خروجی (mm)	۶/۷
حجم موتور (cc)	۱۵۸۷	زاویه باز شدن سوپاپ ورودی	۱۰° BTDC
قطر داخلی سیلندر (mm)	۷۸.۵	زاویه بسته شدن سوپاپ ورودی	۵۰° ABDC
کورس پیستون (mm)	۸۲	زاویه باز شدن سوپاپ خروجی	۳۴° BBDC
طول شاتون (mm)	۱۳۳.۵	زاویه بسته شدن سوپاپ خروجی	۲۰° ATDC
نسبت تراکم	۱۱	نوع سوخت	بنزین اکتان ۹۵
تعداد سیلندر	۴	قطر سوپاپ ورودی (mm)	۳۱
نوع ECU	S2000	قطر سوپاپ خروجی (mm)	۲۲/۵

جدول ۲- مشخصات بنزین مورد استفاده در مقاله حاضر

شرح	مشخصات/مقدار
فرمول شیمیایی	C _{7.56} H _{15.3}
جرم مولکولی	۱۰۶.۰۲
چگالی (kg/m ³)	۷۵۰
گرمای نهان تبخیر (kJ/kg)	۳۰۵
ارزش حرارتی پایین (MJ/kg)	۴۴
نسبت هوا به سوخت استوکیومتریکی	۱۴.۵۶
عدا اکتان	۹۵

^۱ Motoring mode

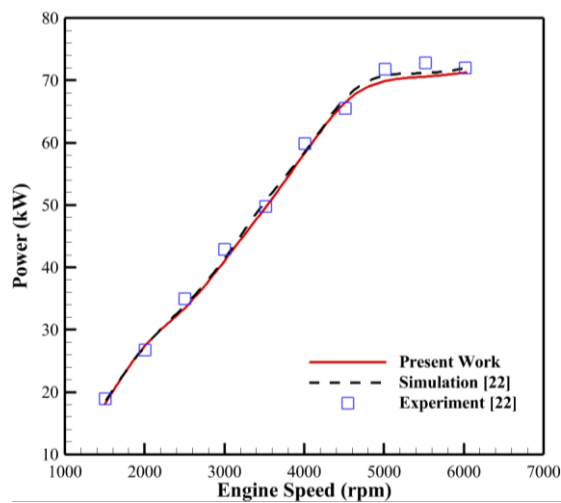


شکل ۲ شبیه‌سازی نهایی موتور TU5 در نرم‌افزار GT-POWER

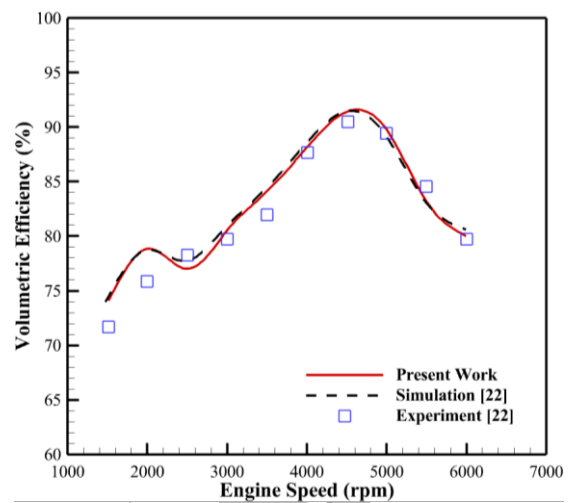
نتایج

اعتبارسنجی: برای بررسی اعتبار نتایج، نمودارهای راندمان حجمی، توان، گشتاور و مصرف سوخت ویژه ترمزی به دست آمده از شبیه‌سازی موتور بنزینی با نتایج آزمایشگاهی و عددی مرجع [۲۲] مقایسه شد. همان‌طور که در شکل های (۳) تا (۶) مشاهده می‌شود، نتایج شبیه‌سازی پژوهش حاضر تطابق بسیار خوبی با نتایج عددی [۲۲] و تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی [۲۲] دارد. حداکثر خطای نسبی میان نتایج شبیه‌سازی پژوهش حاضر و نتایج آزمایشگاهی

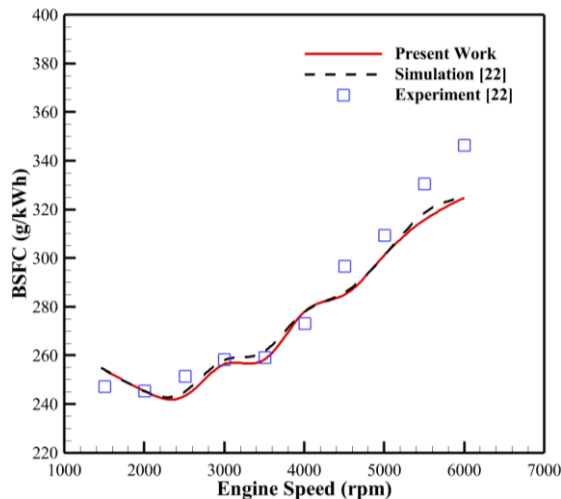
[۲۲] برای راندمان حجمی (شکل ۳)، توان خروجی ترمزی (شکل ۴)، گشتاور خروجی ترمزی (شکل ۵) و مصرف سوخت ویژه ترمزی (شکل ۶) به ترتیب ۳/۹، ۴/۱، ۶/۲ درصد است.



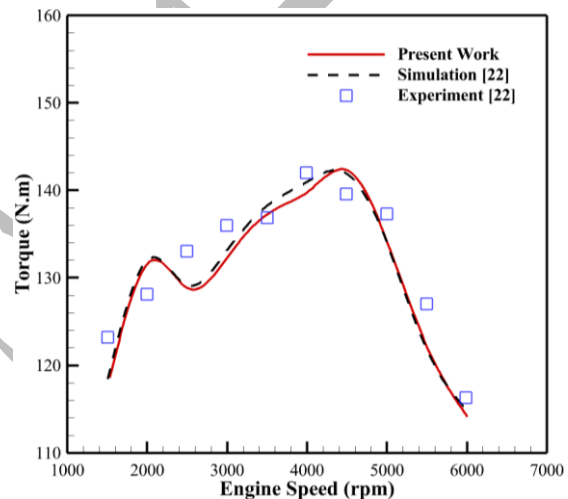
شکل ۴ توان خروجی ترمزی بر حسب سرعت موتور



شکل ۳ راندمان حجمی بر حسب سرعت موتور



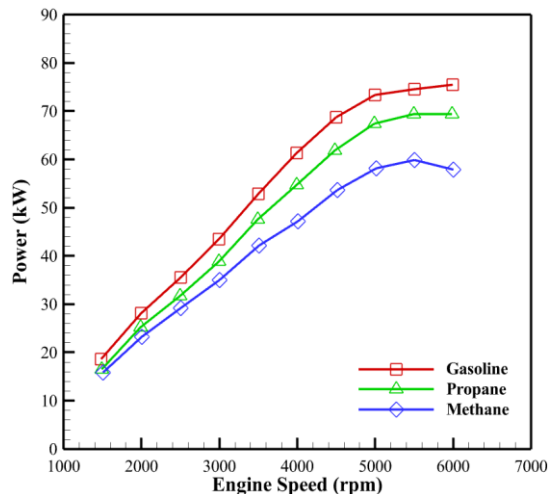
شکل ۶ مصرف سوخت ویژه ترمزی بر حسب سرعت موتور



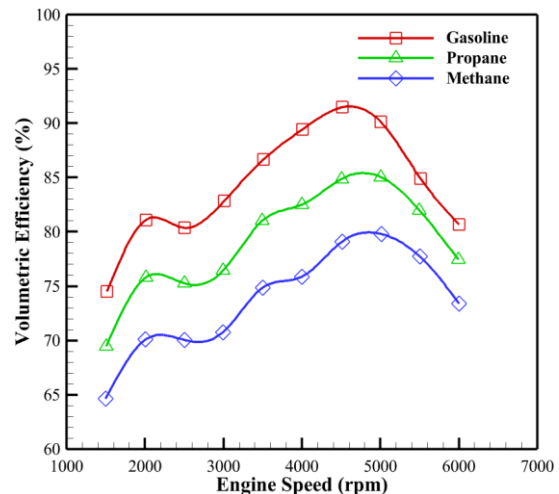
شکل ۵ گشتاور خروجی بر حسب سرعت موتور

نتایج حاصل از عملکرد موتور با سوخت گازی: پس از اعتبارسنجی نتایج و انجام تغییرات لازم بر روی مدل شبیه‌سازی، نتایج حاصل از شبیه‌سازی موتور گازسوز استخراج و با حالت موتور بنزینی مقایسه گردید. شکل (۷) مقایسه‌ی منحنی‌های راندمان حجمی بر حسب سرعت موتور در سه حالت سوخت بنزین، متان و پروپان را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، راندمان حجمی موتور، در حالت استفاده از بنزین بیشترین و حالت استفاده از متان کمترین مقدار را دارد. راندمان حجمی موتور احتراق داخلی به مقدار هوای ورودی به سیلندر نسبت به حجم جابجایی آن بستگی دارد و تحت تأثیر ویژگی‌های فیزیکی و شیمیایی سوخت قرار می‌گیرد. بنزین به دلیل مایع بودن، هنگام تبخیر، بخشی از حرارت هوا را جذب کرده و باعث کاهش دمای هوا و افزایش چگالی آن می‌شود که این امر به ورود هوای بیشتر و افزایش راندمان حجمی کمک می‌کند. در مقابل، پروپان و متان به صورت گازی وارد می‌شوند و بخشی از حجم هوای ورودی را اشغال می‌کنند که موجب کاهش راندمان حجمی می‌شود. از آن جا که

پروپان چگالی بیشتری نسبت به متان دارد، حجم کمتری از مخلوط هوا-سوخت را اشغال کرده و در نتیجه راندمان حجمی بالاتری نسبت به متان دارد. مقایسه‌ی توان خروجی ترمزی موتور در حالت‌های مختلف استفاده از سوخت بنزین و سوخت‌های گازی بر حسب سرعت موتور در شکل (۸) نشان داده شده است.



شکل ۸ توان بر حسب سرعت موتور



شکل ۷ راندمان حجمی بر حسب سرعت موتور

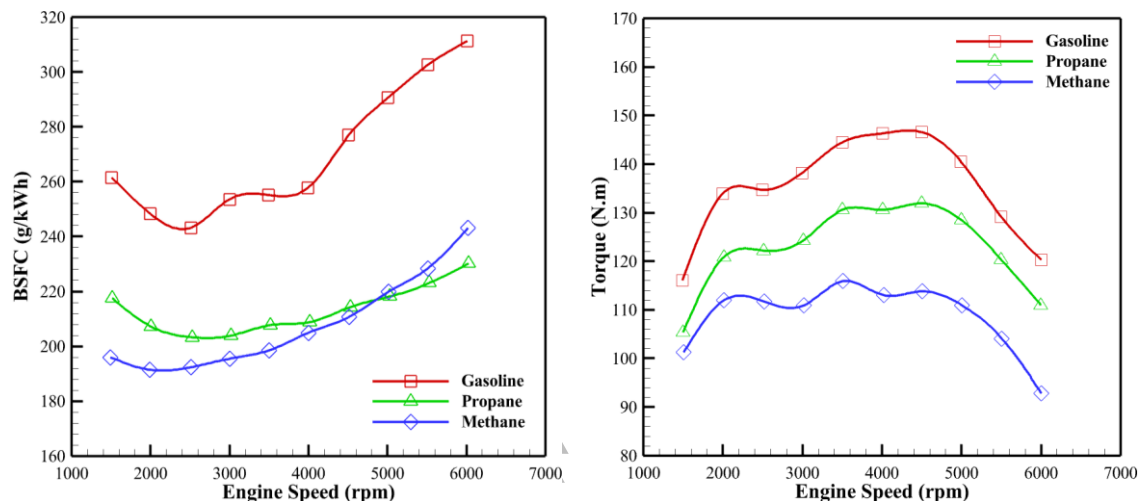
همان‌طور که در شکل (۸) مشاهده می‌شود، توان موتور بنزینی از موتور گازسوز بیشتر است. در حالت استفاده از سوخت گازی، توان موتور با سوخت پروپان از توان موتور با سوخت متان بیشتر است. بنزین دارای چگالی انرژی بالاتری است و در نتیجه در واحد حجم انرژی بیشتری تولید می‌کند که باعث افزایش توان خروجی موتور می‌شود. از سوی دیگر، پروپان نیز انرژی بیشتری نسبت به متان تولید می‌کند، اما همچنان چگالی انرژی آن از بنزین کمتر است. علاوه بر این، نقطه‌ی اشتعال و سرعت احتراق در بنزین به گونه‌ای است که احتراق سریع‌تر و کارآمدتری را ایجاد می‌کند که این امر در نهایت منجر به افزایش توان موتور می‌شود. در حالی که متان به دلیل سرعت احتراق پایین‌تر و چگالی انرژی کمتر، توان خروجی کمتری نسبت به بنزین و پروپان تولید می‌کند.

شکل (۹) گشتاور ترمزی موتور مورد مطالعه را بر حسب سرعت موتور با سوخت‌های مختلف نشان می‌دهد. گشتاور ترمزی مشابه با توان خروجی ترمزی است، زیرا هر دو به میزان انرژی تولید شده در داخل سیلندرها و فشارهای حاصل از احتراق بستگی دارند.

مقایسه‌ی مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی برای سه سوخت مورد استفاده بر حسب سرعت موتور در شکل (۱۰) نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی در وضعیت موتور بنزینی بیشتر از وضعیت موتور با سوخت‌های گازی پروپان و متان است. این موضوع به دلیل تفاوت‌های چگالی انرژی و ویژگی‌های احتراقی سوخت‌ها است. بنزین چگالی انرژی بالاتری دارد و برای تولید توان مشابه، سوخت کمتری نیاز دارد، اما به دلیل ویژگی‌های احتراقی خاص خود، مصرف سوخت بیشتری در واحد توان دارد.

نکته‌ی قابل توجه در شکل (۱۰) آن است که در دورهای بالاتر از حدود ۵۰۰۰ دور بر دقیقه، مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی موتور با متان بیشتر از پروپان می‌شود. در دورهای بالاتر، متان به دلیل سرعت احتراق پایین‌تر نسبت به بنزین و

پروپان، نمی‌تواند به سرعت انرژی کافی برای حفظ عملکرد موتور را تأمین کند. این مسئله باعث می‌شود که برای رسیدن به توان مشابه با پروپان یا بنزین، مقدار بیشتری متان مصرف شود. از طرفی در دورهای بالا، به دلیل این که متان دارای عدد اکتان بالاتری است و دیرتر اشتعال می‌یابد، ممکن است احتراق ناپایدارتر شود. این موضوع باعث می‌شود که موتور به سوخت بیشتری نیاز داشته باشد تا قدرت و گشتاور مورد نظر را تولید کند. در نتیجه مصرف سوخت ویژه ترمزی در دورهای بالا با متان بیشتر از پروپان می‌شود.

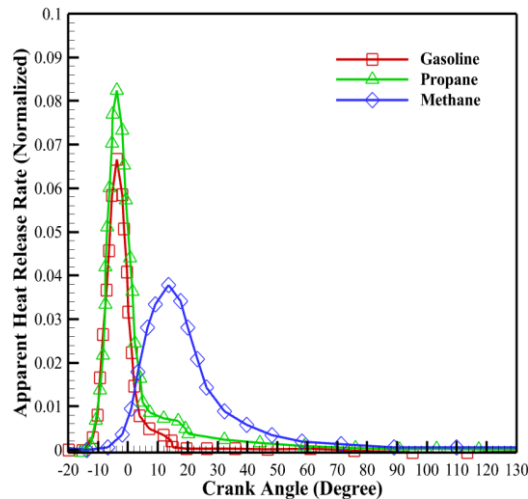


شکل ۱۰ مصرف سوخت ویژه ترمزی بر حسب سرعت موتور

شکل ۹ گشتاور بر حسب سرعت موتور

بررسی نتایج شکل‌های (۷) تا (۱۰) نشان می‌دهد که اگر چه در حالت استفاده از سوخت‌های گازی، راندمان حجمی، توان و گشتاور موتور نسبت به حالت استفاده از سوخت بنزین کاهش یافته است، اما مصرف سوخت‌های گازی به مراتب کمتر از سوخت بنزین است و این موضوع بیش از پیش اهمیت استفاده از سوخت‌های گازی در وسایل نقلیه موتوری را نشان می‌دهد.

منحنی‌های مربوط به نرخ آزادسازی حرارتی برای سه حالت مختلف استفاده از بنزین و سوخت‌های گازی در شکل (۱۱) نشان داده شده است. نرخ آزادسازی حرارتی به پارامتر سرعت شعله بستگی دارد و به طور کلی سرعت شعله در گازها کمتر از بنزین است. بنابراین انتظار می‌رود که فرایند احتراق در حالت بنزینی کوتاه‌تر از دو حالت دیگر باشد، لذا طول دوره‌ی احتراق در حالت بنزینی در بازه‌ی کمتری از زاویه‌ی میل لنگ اتفاق افتاده است. طول دوره‌ی احتراق در حالت استفاده از سوخت پروپان نیز کمتر از حالت استفاده از سوخت متان است. پایین بودن سرعت شعله در سوخت متان و در نتیجه بالا رفتن طول دوره احتراق باعث به وجود آمدن پدیده‌ی برگشت شعله در موتورهای احتراق داخلی می‌شود. این پدیده در اثر نفوذ شعله به منیفولد هوا و گاز اتفاق می‌افتد که با بهینه‌سازی زمانبندی جرقه می‌توان تا حد قابل قبولی این موضوع را تحت کنترل قرار داد.



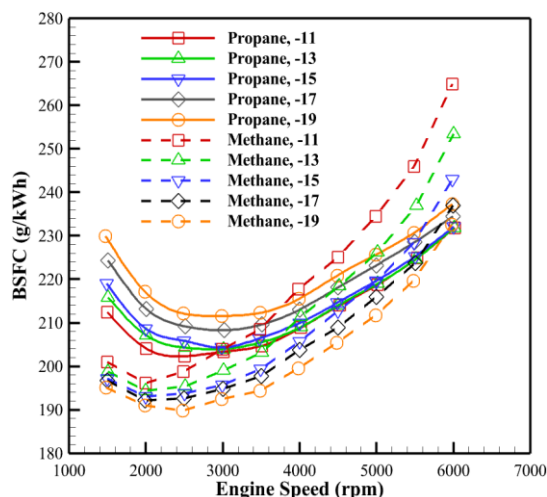
شکل ۱۱ نرخ آزادسازی حرارتی بر حسب زاویه میل لنگ

تأثیر زمان‌بندی بهینه‌ی جرقه بر توان موتور در حالت گازسوز: در شرایط پایه زمان‌بندی جرقه در ۱۵ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا یا ۱۵- درجه می‌باشد. در این بخش تأثیر تغییر این زمان‌بندی مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای این منظور زمان‌بندی جرقه از ۱۱- تا ۱۹- درجه با گام ۲ درجه بررسی گردید. به عبارتی تأثیر آوانس و ریتارد در زمان‌بندی جرقه نسبت به موتور پایه بررسی شد.

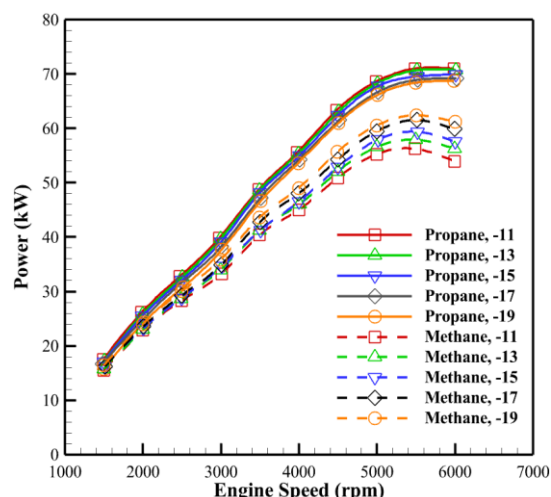
شکل (۱۲) تأثیر تغییر زمان‌بندی جرقه بر توان را برای دو سوخت گازی متان و پروپان نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود، با هر میزان تغییر زمان‌بندی جرقه، توان موتور در حالت استفاده از سوخت پروپان بیشتر از حالت استفاده از سوخت متان است که علت آن پیش‌تر شرح داده شد. در حالت موتور با سوخت پروپان افزایش زمان جرقه‌زنی از ۱۱ تا ۱۹ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا باعث کاهش توان موتور به مقدار کمی در سرعت‌های بالای موتور شده است. در این حالت بیشترین توان مربوط به ۱۱ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا (۱۱°BTDC) است. این وضعیت برای موتور با سوخت متان برعکس می‌باشد و افزایش زمان جرقه‌زنی از ۱۱ تا ۱۹ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا باعث افزایش محسوس توان در سرعت‌های بالای موتور شده است. این موضوع یک مزیت بزرگ برای سوخت متان به شمار می‌آید. افزایش زمان جرقه‌زنی از ۱۱ تا ۱۹ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا تأثیر متفاوتی بر توان موتور در هنگام استفاده از متان و پروپان دارد که به ویژگی‌های احتراقی این دو سوخت مربوط می‌شود. متان دارای سرعت احتراق پایین‌تری است، بنابراین با افزایش زمان جرقه‌زنی، احتراق آن کامل‌تر و فشار موثر بیشتری روی پیستون وارد می‌شود که باعث افزایش توان خروجی موتور می‌شود. در مقابل، پروپان که سرعت احتراق بالاتری دارد، در زمان جرقه‌زنی زودتر، ممکن است دچار احتراق زودهنگام یا افزایش تلفات حرارتی شود که این امر باعث کاهش فشار موثر احتراق و افت توان موتور می‌گردد. به عبارت دیگر، متان با افزایش زمان جرقه‌زنی به نقطه‌ی احتراق بهینه نزدیک‌تر می‌شود، در حالی که پروپان با جرقه‌ی زودتر، دچار افت توان می‌شود.

بررسی تأثیر تغییر زمان‌بندی جرقه بر مصرف سوخت و ویژه‌ی ترمزی در شکل (۱۳) انجام شده است. در سرعت‌های پایین موتور، مصرف سوخت متان کمتر از پروپان است. اما در سرعت‌های بالای موتور مصرف سوخت متان بیشتر است. افزایش زمان جرقه‌زنی از ۱۱ تا ۱۹ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا مصرف سوخت پروپان و متان را به ترتیب

افزایش و کاهش داد. در این جا نیز کاهش مصرف سوخت در وضعیت موتور با سوخت متان یک مزیت محسوب می گردد تا جایی که در 19°BTDC برای سوخت متان، کمترین مصرف سوخت مشاهده شد. در این وضعیت حتی در سرعت های بالای موتور، مصرف سوخت متان کمتر از پروپان است.



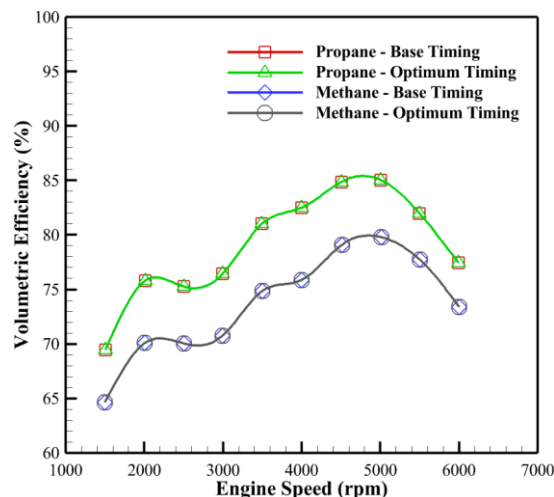
شکل ۱۳ تاثیر تغییر زمان بندی جرعه بر مصرف سوخت ویژه ترمزی بر حسب سرعت موتور



شکل ۱۲ تاثیر تغییر زمان بندی جرعه بر توان بر حسب سرعت موتور

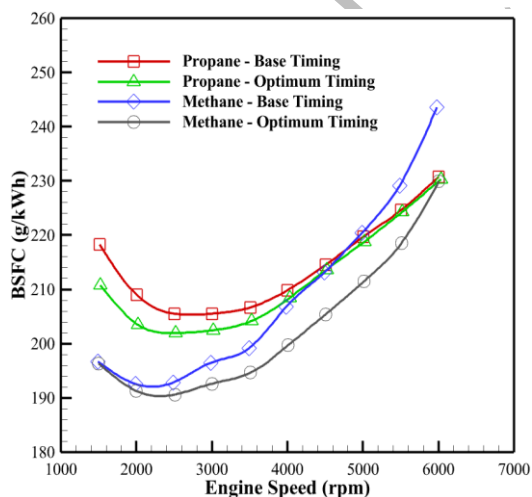
روند تغییر زمان بندی جرعه تاثیر مشابهی بر مصرف سوخت ویژه ترمزی پروپان و متان نیز دارد. متان دارای سرعت احتراق پایین تری نسبت به پروپان است، بنابراین افزایش زمان بندی جرعه باعث می شود که احتراق آن کامل تر و بازده حرارتی بیشتر شود، در نتیجه برای تولید توان مشخص، مصرف سوخت آن کاهش می یابد. در مقابل، پروپان که سرعت احتراق بالاتری دارد، با افزایش زمان جرعه ممکن است دچار احتراق زودرس و افزایش تلفات حرارتی شده که این امر باعث افزایش مصرف سوخت گردید. بنابراین، افزایش زمان جرعه زنی به بهینه تر شدن احتراق متان کمک می کند، در حالی که در مورد پروپان می تواند منجر به افزایش مصرف سوخت گردد (شکل ۱۳).

پس از تعیین زمان بهینه ی جرعه زنی برای سوخت پروپان (11°BTDC) و متان (19°BTDC)، به بررسی پارامترهای موتور در دو حالت پایه و بهینه پرداخته شد. مطابق شکل (۱۴)، زمان بندی بهینه ی جرعه هیچ تاثیری بر راندمان حجمی موتور ندارد زیرا راندمان حجمی به مقدار هوای ورودی به سیلندر وابسته است، در حالی که زمان بندی جرعه بر احتراق و تبدیل انرژی شیمیایی به مکانیکی تاثیر می گذارد. از آن جا که ورود هوا قبل از بسته شدن سوپاپ ورودی انجام می شود و جرعه پس از آن رخ می دهد، تغییر در زمان بندی جرعه نمی تواند مقدار هوای ورودی را تغییر دهد. عوامل اصلی مؤثر بر راندمان حجمی شامل طراحی مانیفولد هوا، زمان بندی سوپاپ ها، فشار و دمای هوا و استفاده از توربوشارژر یا سوپرشارژر هستند، نه زمان جرعه زنی. بنابراین تغییر در زمان بندی جرعه تاثیری بر راندمان حجمی موتور، چه در حالت سوخت پروپان و چه در حالت سوخت متان، نداشت.

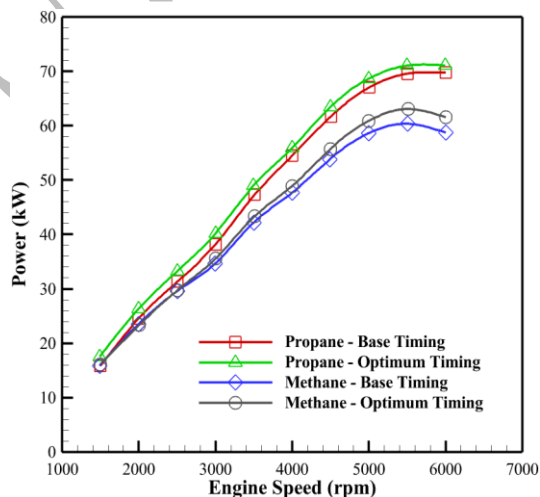


شکل ۱۴ تاثیر زمان‌بندی بهینه‌ی جرقه بر راندمان حجمی بر حسب سرعت موتور

شکل (۱۵) نشان می‌دهد که تغییر زمان‌بندی جرقه به حالت بهینه باعث افزایش توان موتور گردید. این افزایش به مقدار ۱/۵ و ۵ درصد به ترتیب برای حالت‌های استفاده از سوخت پروپان و متان است. مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی نیز در هر دو حالت استفاده از سوخت پروپان و متان با تغییر زمان‌بندی جرقه به وضعیت بهینه، کاهش یافت که در شکل (۱۶) نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود، با تغییر زمان‌بندی جرقه به حالت بهینه، حتی در سرعت‌های بالای موتور، مصرف سوخت متان کمتر از پروپان است.



شکل ۱۶ تاثیر زمان‌بندی بهینه‌ی جرقه بر مصرف سوخت بر حسب سرعت موتور



شکل ۱۵ تاثیر زمان‌بندی بهینه‌ی جرقه بر توان بر حسب سرعت موتور

جمع‌بندی

در این مقاله شبیه‌سازی موتور اشتعال جرقه‌ای TU5 با استفاده از نرم‌افزار GT-Power انجام شده است. در این راستا ابتدا نتایج شبیه‌سازی موتور با سوخت بنزین با نتایج آزمایشگاهی و عددی مرجع [۲۲] مقایسه گردید. پس از حصول اطمینان از دقت بالای شبیه‌سازی و مطابقت با نتایج مرجع [۲۲]، با اعمال تغییراتی در موتور پایه، شبیه‌سازی موتور با

سوخت‌های گازی متان و پروپان انجام و نتایج آن با حالت سوخت بنزینی مقایسه گردید. در نهایت، بررسی تغییر زمان‌بندی جرقه به منظور جبران افت توان برای حالت گازسوز انجام شد و تغییرات توان و مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی در حالت بهینه و پایه بررسی گردید. مهم‌ترین نتایج به دست آمده به شرح زیر است.

- نتایج شبیه‌سازی با دقت خوبی با نتایج تجربی مطابقت دارد. حداکثر خطای نسبی میان نتایج آزمایشگاهی و عددی ۶/۲ درصد است.
- راندمان حجمی موتور و گشتاور به طور میانگین برای سوخت‌های مختلف مورد مطالعه با افزایش سرعت موتور از ۱۵۰۰ تا حدود ۴۵۰۰ دور بر دقیقه به ترتیب ۲۲/۹ و ۲۱/۳ درصد افزایش یافت و سپس با افزایش بیشتر سرعت موتور تا ۶۰۰۰ دور بر دقیقه به ترتیب ۱۰/۶ و ۲۱/۱ درصد کاهش یافت.
- افزایش سرعت موتور از ۱۵۰۰ تا ۶۰۰۰ دور بر دقیقه به طور میانگین برای سوخت‌های مختلف باعث افزایش توان و مصرف سوخت به ترتیب به مقدار ۷۴/۷ و ۱۳/۶ درصد گردید.
- استفاده از سوخت‌های گازی به جای بنزین باعث کاهش راندمان حجمی، توان و گشتاور گردید. این کاهش برای سوخت متان نسبت به پروپان بیشتر است. کاهش راندمان حجمی به طور میانگین برای سوخت متان و پروپان به ترتیب برابر ۱۲/۵ و ۶/۱ درصد است. کاهش توان به طور میانگین برای سوخت متان و پروپان به ترتیب برابر ۱۹/۸ و ۹/۷ درصد است. کاهش گشتاور به طور میانگین برای سوخت متان و پروپان به ترتیب برابر ۱۹/۴ و ۹/۸ درصد است. اما در عین حال مصرف سوخت نیز در حالت استفاده از سوخت گازی کاهش یافت که این کاهش برای سوخت متان بیشتر است و یک مزیت به شمار می‌رود. کاهش مصرف سوخت به طور میانگین برای سوخت متان و پروپان به ترتیب برابر ۲۲/۹ و ۲۰/۷ درصد است.
- فرایند احتراق در حالت استفاده از سوخت بنزین کوتاه‌تر از حالت استفاده از سوخت‌های گازی است. این پارامتر برای سوخت پروپان کمتر از سوخت متان است.
- کاهش و افزایش درجه‌ی زمان‌بندی جرقه به ترتیب در موتور با سوخت پروپان و متان تاثیر مثبتی داشت. این تاثیر برای سوخت پروپان و متان باعث افزایش توان به ترتیب به مقدار حداکثر ۳/۲ و ۱۳/۴ درصد و همچنین باعث کاهش مصرف سوخت به مقدار حداکثر ۲/۴ و ۱۲/۲ درصد در سرعت موتور ۶۰۰۰ دور بر دقیقه گردید.

واژه‌نامه

Compressed Natural Gas	گاز طبیعی فشرده	Exergy	اگزرژی
Liquefied Petroleum Gas	گاز نفتی مایع شده	Exhaust Gas Recirculation	بازگردانی گازهای خروجی
Brake Torque	گشتاور ترمزی	Gasoline	بنزین
Methane	متان	Propane	پروپان
Woschni Heat Transfer Model	مدل انتقال حرارت وشنی	Volumetric efficiency	راندمان حجمی
Brake Specific Fuel Consumption	مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی	Indicated Volumetric Efficiency	راندمان حجمی اندیکاتوری
Spark-Ignition Engine	موتور اشتعال جرقه‌ای	Spark Timing	زمان‌بندی جرقه
Apparent Heat Release Rate	نرخ آزادسازی حرارتی	Synthetic Fuels	سوخت‌های سنتزی

نمادها

فهرست علائم و اختصارات مورد استفاده در روابط و معادلات پژوهش حاضر به شرح زیر است.

نماد	شرح / واحد
A_{cw}	سطح انتقال حرارت سیلندر (m^2)
B	قطر سیلندر (m)
E	انرژی (kJ)
h_c	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (kW/m^2K)
$\dot{I}_k$	شار نفوذی گونه‌ی جزء k ام ($kg/m^2.s$)
$\dot{I}_q$	جریان انرژی گرمایی آشفته (W/m^2)
P	فشار (Pa)
P_m	فشار موتور در حالت موتورگردانی (Pa)
$\bar{S}_p$	سرعت متوسط پیستون (m/s)
T	دما (K)
$\vec{v}$	سرعت (m/s)
V_d	حجم جابجایی موتور (m^3)
Y_k	کسر غلظت جرمی جزء k ام
ρ	چگالی (kg/m^3)
τ	تانسور تنش (Pa)
$\dot{\omega}_k$	نرخ تولید جزء k ام ($kg/m^3.s$)

مراجع

- [1] M. Yadegari and M. Ghassemi, "Investigation of the Effects of Temperature, Mass Flow Rate of the Injected Fuel, Pore Diameter, Porosity and Ambient Pressure on the Amount of Pollutants in the Combustion Chamber," *Iranian Journal of Mechanical Engineering Transactions of the ISME*, vol. 23, no. 1, pp. 122–146, 2022.
- [2] A. Asadi and M. Yadegari, "The study of the effect of fuel dilution in methane/air counterflow diffusion flames on the emission of environmental pollutants," *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 33, no. 6, pp. 25–34, 2025. (In Persian)
- [3] M. Saadat-targhi, J. Khadem, and M. Farzaneh-Gord, "Determine the optimal algorithm of priority panel in CNG refueling station to minimize energy cost," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 32, no. 2, pp. 201–216, 2021. (In Persian)
- [4] A. Mohammadi, M. Varmazyar, and M. Soleimani, "Influence of alumina nanoparticles on the combustion process with the help of homogeneity factor in a compression ignition engine," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 31, no. 2, pp. 157–175, 2020. (In Persian)
- [5] M. Ghazikhani and M. S. Shahab-Ahmadi, "Investigation of the exhaust silencer irreversibility and the sound intensity emitted from the exhaust in diesel engines," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 21, no. 1, pp. 75–88, 2010. (In Persian)
- [6] C. Pithawalla, "Comparative assessment on performance of multi cylinder engine using CNG, LPG and petrol as a fuel," *SAE Technical Paper*, no. 01-1056, 2005.
- [7] A. Shamekhi and N. Khatibzadeh, "A comprehensive comparative investigation of compressed natural gas as an alternative fuel in a bi-fuel spark ignition engine," *Iran. J. Chem. Chem. Eng.*, [Year].
- [8] K. Rezapour, K. S. Ebrahimi, A. Wood, and A. Nikranjbar, "Simulation and modeling of bi-fuel engine for improving the performance parameters," *SAE Technical Paper*, no. 2010-01-2034, 2010.
- [9] K. Rezapour, "Availability analysis of a bi-fuel SI engine model for improvement its performance," *International Journal on Technical and Physical Problems of Engineering*, vol. 4, no. 2, pp. 115–121, 2012.

- [10] A. Firouzgan, "An experimental assessment of compression ratio and evaluation of aluminium cylinder head in bi-fuel (gasoline+CNG) engines," *The Journal of Engine Research*, no. 18, 2010.
- [11] E. Ramjee and K. Vijaya Kumar, "Performance analysis of a 4-stroke SI engine using CNG as an alternative fuel," *Indian Journal of Science and Technology*, vol. 4, no. 7, 2011.
- [12] T. Mamidi and G. Suryawnshi, "Investigations on S.I. engine using liquefied petroleum gas (LPG) as an alternative fuel," *International Journal of Engineering Research and Applications*, vol. 2, pp. 362–367, 2012.
- [13] W. Ge, F. D. Chuahy, P. Zhang, R. Sankaran, D. Splitter, D. DelVescovo, T. Lu, and P. Zhao, "A direct numerical simulation study of the dilution tolerance of propane combustion under spark-ignition engine conditions," *Combustion and Flame*, vol. 247, p. 112495, 2023.
- [14] M. Gore, K. Nonavinakere Vinod, and T. Fang, "Experimental investigation of gaseous mixtures of ethane, methane, and carbon dioxide as an alternative to conventional fuel in spark ignition engines," *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 145, no. 3, p. 032301, 2023.
- [15] F. Solferini de Carvalho, A. Peñaranda Mendoza, L. Ribeiro dos Santos, C. Henrique Rufino, E. Malheiro de Oliveira, M. Ferreira Silva, E. Blanco Machin, D. Travieso Pedroso, and P. Teixeira Lacava, "Experimental study of the methane and producer gas blends in an optical spark ignition engine: Combustion characteristics, thermodynamics and emissions," *International Journal of Engine Research*, vol. 24, no. 6, pp. 2708–2726, 2023.
- [16] J. Ronsman, J. Valla, O. Nsaif, and A. Dempsey, "Experimental investigation of prechamber enabled mixing-controlled combustion with natural gas – A pathway to ultra-low methane emissions," *Fuel*, vol. 392, p. 134757, 2025.
- [17] T. I. Banji, G. Arney, and D. B. Olsen, "Fuel injection optimization for large-bore two-stroke natural-gas engines," *Energies*, vol. 18, no. 3, p. 624, 2025.
- [18] R. Yang, Z. Yin, Y. Yan, J. Ou, T. Xie, Z. Liu, and J. Liu, "Investigating the effect of ammonia addition on the performance of a heavy-duty natural gas spark ignition engine operated at stoichiometric conditions," *Journal of Energy Resources Technology, Part A: Sustainable and Renewable Energy*, vol. 1, no. 2, 2025.
- [19] L. F. Alvarez, O. Askari, and C. E. Dumitrescu, "Effect of blending ammonia with natural gas hydrocarbons on the performance of a heavy-duty spark ignition engine," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 147, no. 9, 2025.
- [20] S. Lee, N. Iida, and O. Lim, "Numerical investigation on laminar burning velocity and flame temperature characteristics of dedicated EGR SI engine fueled with methane and propane under different equivalence ratio," *International Journal of Automotive Technology*, pp. 1–3, Feb. 2025.
- [21] M. Rabeti, O. Jahanian, A.A. Ranjbar, and S.M. Safieddin Ardebili, "Investigations on Semi-Empirical Heat Transfer Models for Heat Flux of HCCI Engine Fueled with Natural Gas," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 21, no. 12, pp.797-810, 2021. (In Persian)
- [22] M. Taghizadeh, "Modeling and design of a VVT system for the Peugeot 206 engine," M.S. Thesis, K. N. Toosi University of Technology, 2013. (In Persian)