



Simulation of the Effect of Replacing Gasoline with Gaseous Fuel on TU5 Engine Performance*

Research Article

Javad Khadem¹, Ali Asadi² , Asadollah Bastami³

 [10.22067/jacsm.2025.92686.1326](https://doi.org/10.22067/jacsm.2025.92686.1326)

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.

Key words: Brake Specific Fuel Consumption, Engine TU5, Gas Fuel, Gasoline, GT-Power, Methane, Optimum Timing, Power, Propane, Simulation, Spark Timing, Volumetric Efficiency.

1- Introduction

Spark-ignition (SI) engines are widely used in transportation and energy production, and their performance is heavily influenced by the type of fuel. While gasoline is the traditional choice, environmental concerns and fossil fuel limitations have spurred interest in alternative gaseous fuels [1-3].

Fuels like CNG and LPG are promising due to their higher-octane ratings, cleaner combustion, and lower pollutant emissions. They can enhance thermal efficiency and reduce costs, though differences in combustion characteristics pose challenges for engine design [4].

Studies comparing gasoline, CNG, and LPG in SI engines show LPG offers better combustion properties, while CNG's high-octane rating allows for higher

compression with reduced emissions. Both fuels demonstrate improved fuel economy and reduced emissions compared to gasoline.

This research is important for optimizing SI engine performance and minimizing environmental impact. It explores the effects of using gaseous fuels, aiming to support the transition to cleaner, more efficient engines without sacrificing performance or increasing costs.

2- Governing Equations and Simulation

The flow model used in this study is based on the Navier-Stokes equations, which include the continuity equation, momentum conservation, energy conservation, and species conservation. In this model, the equations are solved in one dimension, and time integration methods are applied implicitly and explicitly. In the explicit method, the values of mass flow rate, internal energy, and density are calculated using previous time steps, whereas in the implicit method, these variables include mass flow rate, pressure, and total enthalpy, requiring more iterations but offering greater stability. The governing equations in detail include the continuity equation, momentum conservation, energy conservation, and species conservation.

For simulating the engine in the GT-Power software, various engine components, including the air filter, throttle valve, intake manifold, and injectors, were modeled. Due to the absence of an air filter model in the software, the Pipe model was used. In simulating the intake system, the geometry of the intake manifold and its components were imported into the software according to two-dimensional maps. For heat transfer simulation, the Woschni heat transfer relation was used, and radiative heat transfer was neglected in this modeling. Finally, for combustion simulation, both the heat release rate model and the flame propagation model were applied. The four-cylinder four-stroke engine was modeled, and the necessary modifications for using methane and propane as gaseous fuels were implemented.

* Manuscript received 2025 March 16, Revised 2025 April 7, Accepted 2025 April 22.

¹ Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran, Email: jkhadem@birjand.ac.ir

² Corresponding author. Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Bozorgmehr University of Qaenat, Qaen, Iran, Email: a_asadi@buqaen.ac.ir

³ Master of Science, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran

3- Results and Conclusion

To validate the results, the simulation results for volumetric efficiency, power, torque, and BSFC of the gasoline engine were compared with both experimental and numerical data from reference [5]. The simulation closely matched the numerical results and showed good agreement with experimental data. The maximum relative errors for volumetric efficiency, power, torque, and BSFC were 3.9%, 4.9%, 4.1%, and 6.2%, respectively.

Volumetric efficiency versus engine speed was compared for gasoline, methane, and propane. Gasoline showed the highest efficiency due to its cooling effect during evaporation, which increases air density. Propane and methane, being gaseous, reduce air intake volume, lowering efficiency. Propane performs slightly better than methane due to its higher density. Similarly, gasoline produced the most power, followed by propane and methane.

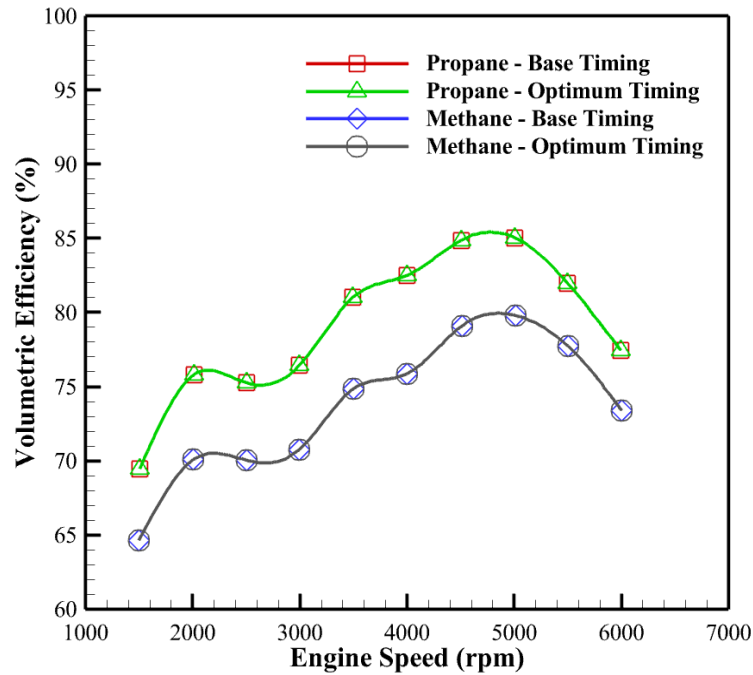


Figure 1. Effect of optimal ignition timing on volumetric efficiency versus engine speed

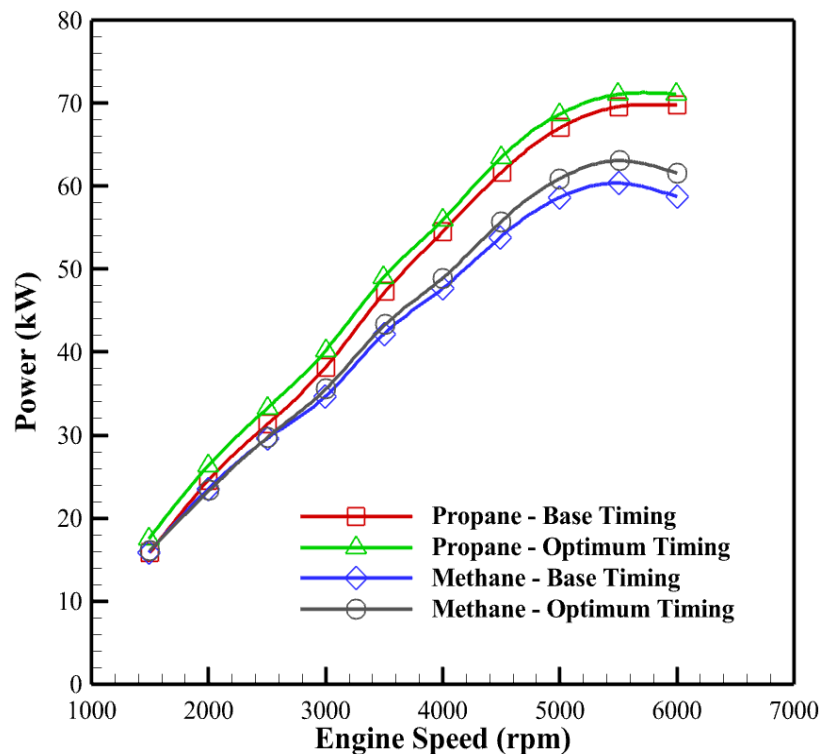


Figure 2. Effect of optimal ignition timing on power versus engine speed

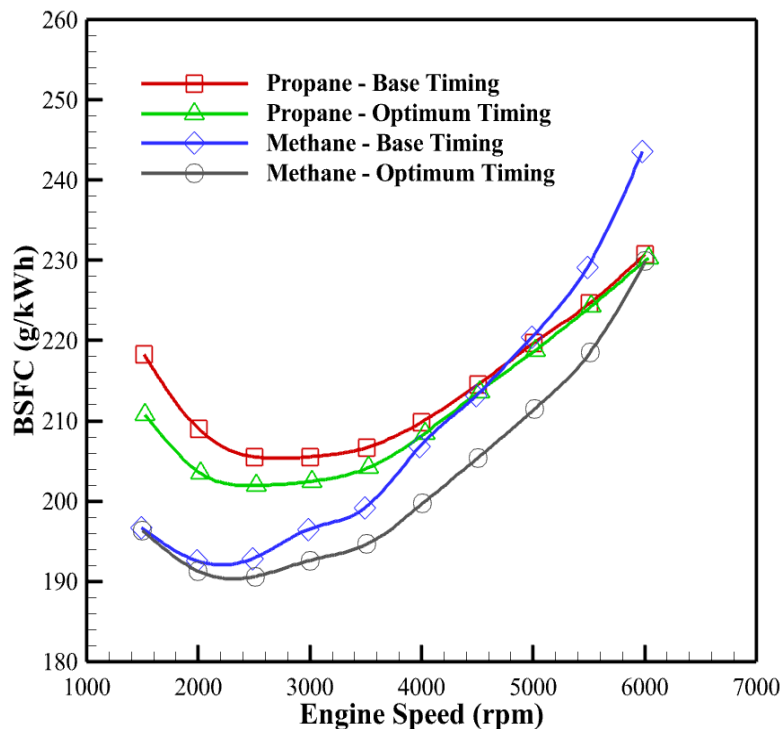


Figure 3. Effect of optimal ignition timing on fuel consumption versus engine speed

Torque curves mirrored power trends, as both depend on cylinder pressure and combustion energy. BSFC was lowest for gaseous fuels due to their combustion traits. Though gasoline has higher energy density, it requires more fuel for the same power. At speeds above 5000 rpm, methane's BSFC exceeds propane's due to its slower combustion and less stable behavior at high speeds. Despite lower volumetric efficiency and power, gaseous fuels consume less fuel overall, supporting their use in engines.

The base ignition timing was 15° BTDC. To analyze the effect of timing variation, it was changed from 11° to 19° BTDC. For methane, advancing timing improved high-speed power due to better combustion. For propane, advancing timing beyond 11° BTDC slightly reduced power, likely due to thermal losses. Methane's BSFC decreased with advanced timing, while propane's increased. The lowest methane fuel consumption occurred at 19° BTDC, showing the benefits of optimized timing.

After identifying the optimal ignition timing 11° BTDC for propane and 19° BTDC for methane, engine behavior was assessed under base and optimized conditions. As shown in Figure 1, ignition timing had no effect on volumetric efficiency, since it doesn't influence air intake. Factors such as manifold design and valve timing primarily affect volumetric efficiency.

According to Figure 2, optimal ignition timing increased engine power by about 1.5% for propane and 5% for methane. Figure 3 shows that BSFC decreased for both fuels after optimization. Notably, at high speeds, methane had lower fuel consumption than propane under optimized

ignition conditions.

4-References

- [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. https://jmee.isme.ir/article_253536.html
- [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). https://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir/article_46409.html?lang=en
- [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) <https://doi.org/10.22067/jacsm.2021.72060.1052>
- [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).
<https://doi.org/10.22067/fum-mech.v31i2.82063>

- [5] 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)



شبیه‌سازی اثر جایگزینی سوخت گازی بجای بنزین بر عملکرد موتور TU5*

مقاله پژوهشی

اسداله بسطامی^(۳)علی اسدی^(۲) IDجواد خادم^(۱)

doi:10.22067/jacsm.2025.92686.1326

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 پر کاربردترین موتورهای در 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 بازده حجمی در موتور می‌شود و کاهش بازده 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.

مقدمه

گزینه‌های مناسبی برای کاهش اثرات منفی موتورهای احتراق داخلی بر محیط زیست هستند [4,5]. 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.

تاثیر ارزیابی مقایسه‌ای بر عملکرد موتور چند سیلندر با استفاده از سوخت‌های بنزین، گاز طبیعی فشرده (Compressed Natural Gas (CNG) و گاز نفتی مایع شده (Liquefied Petroleum Gas (LPG) توسط پیتاوالا [6] انجام شد. در پژوهش آن‌ها آزمون‌های تجربی در حالت‌های دو سوخته با بنزین، CNG و LPG به انجام رسید. برخی از ویژگی‌های

موتورهای اشتعال جرقه‌ای (Spark-Ignition Engines (SI) 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 [1-3].

سوخت‌های گازی به دلیل عدد اکتان بالاتر، احتراق تمیزتر و انتشار کمتر آلاینده‌های مضر مانند دی‌اکسید کربن و ذرات معلق،

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۳/۱۲/۲۶ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۴/۲/۲ می باشد.

(۱) دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بیرجند، بیرجند.

(۲) نویسنده مسئول، استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بزرگمهر قائنات، قائن.

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

LPG عملکرد نزدیکی به سوخت بنزین دارد. مصرف انرژی در حالت استفاده از سوخت LPG کمتر از حالت بنزینی و انتشار آلاینده‌ها 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 [13] 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 [14] 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 ۵۰ درصد در آلاینده‌های 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 [15] اثرات ترکیب متان با گاز تولیدی را بر عملکرد یک موتور جرقه‌ای مورد بررسی قرار دادند. نسبت‌های افزوده شده متان بر

عملکردی مانند توان خروجی، توان اصطکاکی، بازده حجمی اندیکاتوری، بازده 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 [7] 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 [8,9] 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 منوکسیدکربن تولید می‌کند. از طرفی بنزین، توان بیشتر و اکسیدازت کمتری را در مقایسه با گاز طبیعی تولید می‌نماید. تحلیل اگزرژی نیز نشان داد که برگشت‌ناپذیری در حالت پیشینه‌ی عملکرد موتور به کمترین مقدار می‌رسد.

فیروزگان [10] 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.

آنالیز عملکرد یک موتور چهار زمانه اشتعال جرقه‌ای با استفاده از CNG به عنوان یک سوخت جایگزین توسط رامچی و همکاران [11] انجام شد. نتایج آن‌ها نشان داد که گاز طبیعی امکان ایجاد نسبت تراکم بالاتر را میسر می‌سازد و همچنین آلاینده‌های منتشر شده‌ی ناشی از احتراق آن کمتر از بنزین است.

مامیدی و همکاران [12] یک موتور SI را با به کارگیری سوخت LPG به عنوان سوخت جایگزین مطالعه کردند. هدف اصلی آن‌ها شناسایی عملکرد موتور و آلاینده‌های خروجی با استفاده از سوخت‌های مختلف بود. نتایج نشان داد که سوخت

سیلندری را ایجاد کرده و می‌تواند انتشار متان را تا ۵۰ درصد کاهش دهد.

یانگ و همکاران [18] با تفکیک بین نیتروژن اتمسفری و نیتروژن سوختی، امکان جداسازی آلاینده‌های نیتروژنی ناشی از سوخت و محیط را فراهم کردند. این رویکرد، بینش 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 فرایند 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 [19] 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 کاهشی 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 [20] 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 NO_x 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

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 [16] به بررسی استراتژی‌های پیشرفته‌ی احتراق در موتورهای گاز طبیعی به ویژه روش احتراق کنترل شده با اختلاط با استفاده از پیش محافظه پرداختند که با هدف بهبود عملکرد و کاهش انتشار متان در موتورهای گاز طبیعی بزرگ طراحی شده است. در این روش، یک پیش محافظه 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 پیش محافظه، آزمایش‌هایی روی یک موتور تک سیلندر انجام شد. نتایج نشان داد که اختلاط با استفاده از پیش محافظه 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 پیش محافظه به حدود ۱ گرم بر کیلووات ساعت کاهش یافت که مشابه فناوری‌های فعلی موتور است، در حالی که میزان انتشار متان در حدود ۰/۸ گرم بر کیلووات 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 [17] 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 مدل‌سازی شده، 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

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 مومنت، بقای انرژی و بقای گونه‌ها به ترتیب به صورت زیر است.

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

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

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

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

که در آن ρ چگالی سیال، $\vec{u}$ سرعت، Y_k غلظت جرمی جزء k ، τ تانسور تنش، p فشار سیال، $\vec{I}_k$ شار نفوذی جزء k ، E انرژی مخصوص، $\dot{\omega}_k$ نرخ تولید جزء k 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 مینیفولد 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 مینیفولد الزامی است تا بتوان با استفاده از آن هندسه

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 تاثیر بسیار مهمی بر عملکرد موتور و انتشار آلاینده‌ها دارد. بنابراین ضروری است تا مطالعه‌ای کامل و جامع بر روی تاثیر نوع سوخت بر پارامترهای مهم عملکردی موتور از جمله توان و گشتاور خروجی، توان و گشتاور ترمزی، بازده حجمی، مصرف سوخت ویژه ترمزی (Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)) و غیره انجام شود. در همین راستا و با توجه به استفاده‌ی گسترده و روزافزون 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 مومنت، 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

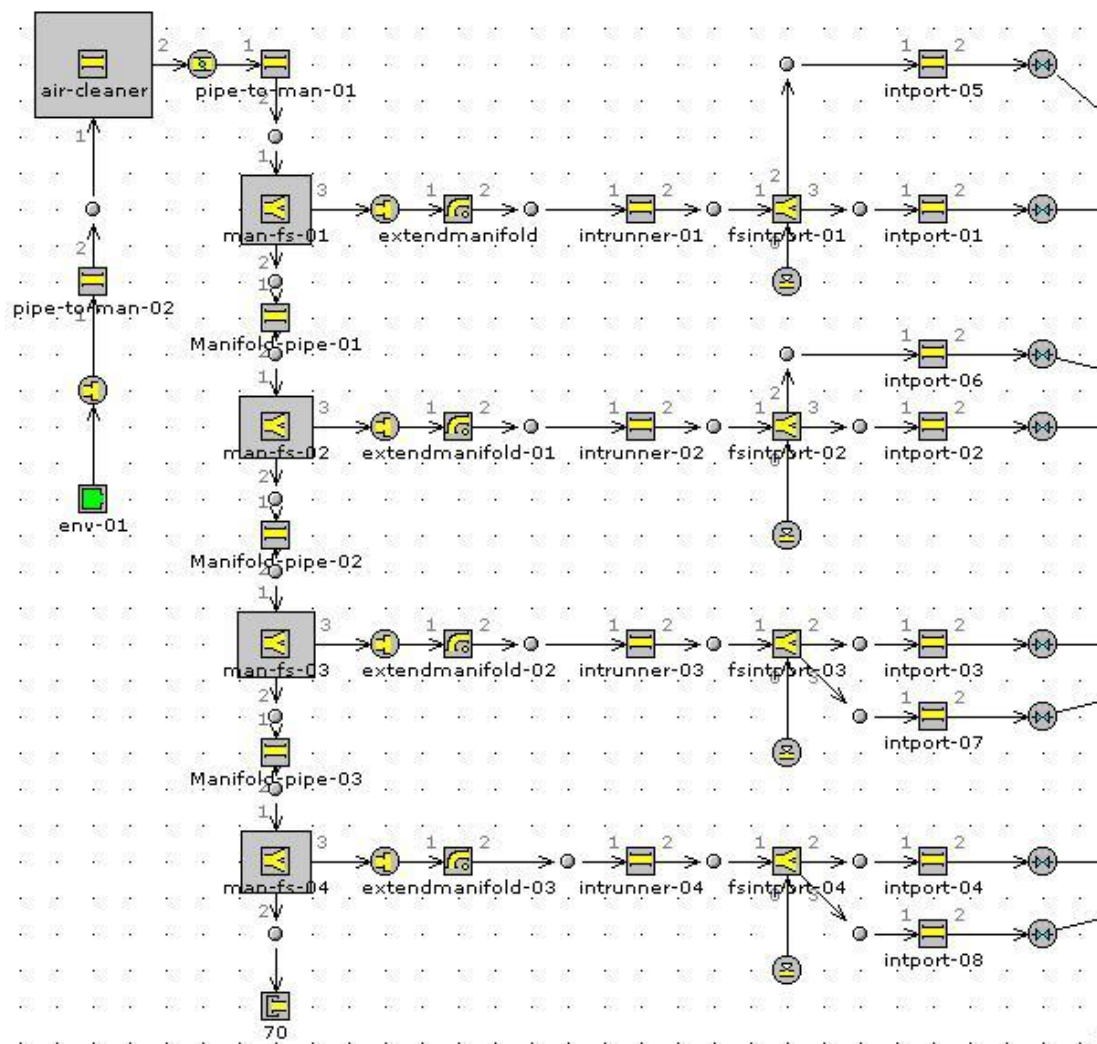
مرحله‌ی اول اجرای حل، دمای سوخت پاشیده شده ۳۰۰ کلوین در نظر گرفته شد.

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.

مکش را شبیه‌سازی کرد. در واقع منیفولد ورودی هوا با مجموعه-ای از لوله‌ها و چند راه‌هاها 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



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

برای شبیه‌سازی انتقال حرارت در موتور، از رابطه‌ی انتقال حرارت وشنی (Woschni Heat Transfer Model) 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:

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

که در آن $\bar{S}_p$ سرعت متوسط پیستون، V_d حجم جابه‌جایی 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 (Motoring mode) و مقادیر ضرائب

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

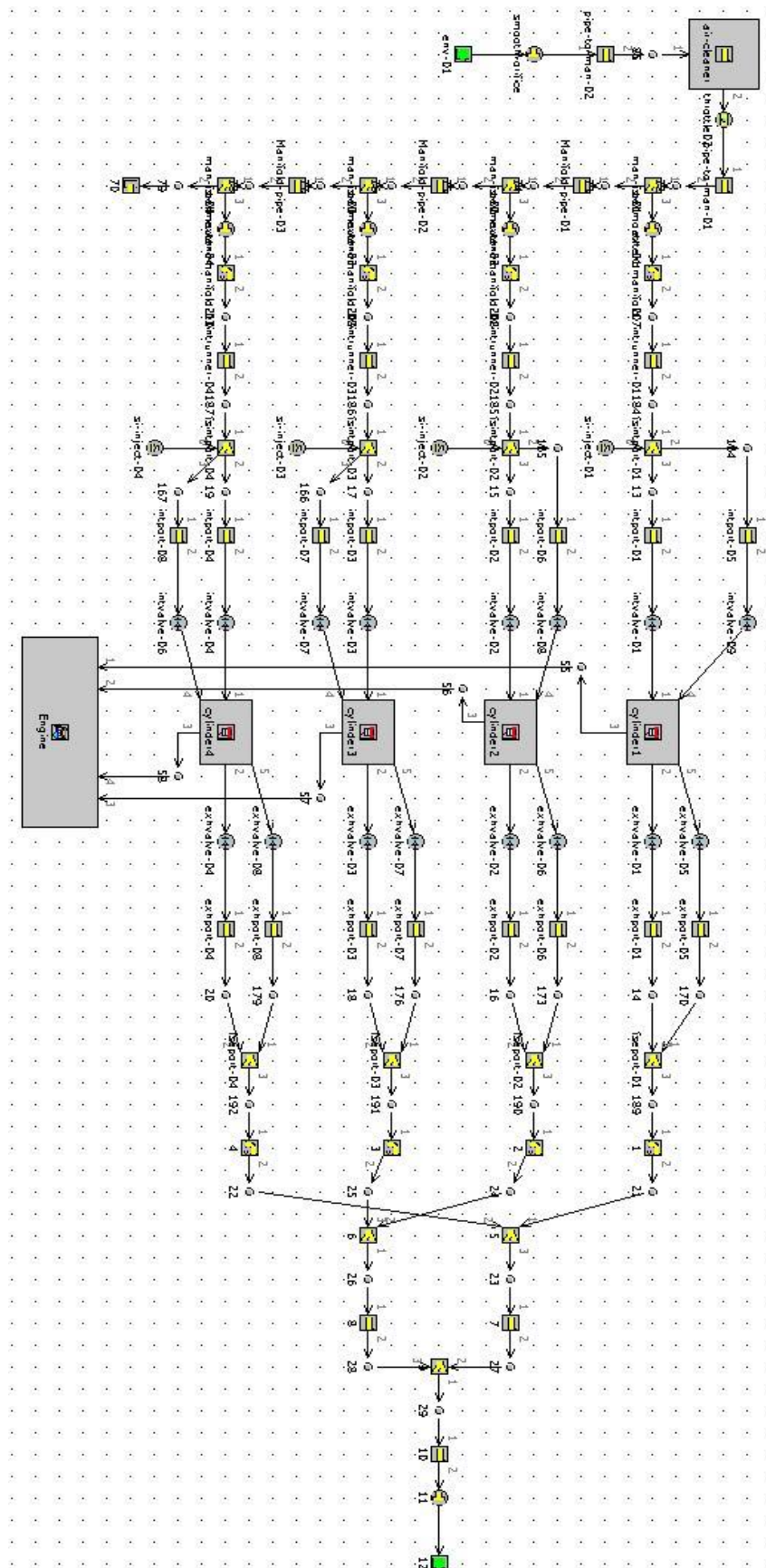
برای شبیه‌سازی احتراق از دو الگوی مدل نرخ آزادسازی حرارتی و مدل پیشروی شعله استفاده گردید. نوع موتور چهار زمانه، تعداد سیلندر ۴ عدد و آرایش سیلندرها به صورت خطی در نظر گرفته شد. مشخصات موتور شبیه‌سازی شده و بنزین مورد استفاده در مقاله حاضر به ترتیب در جدول‌های (۱) و (۲) نشان داده شده است. سپس تغییرات 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

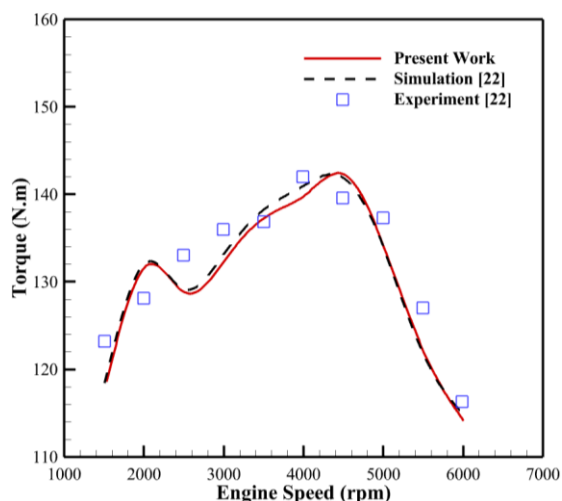
شرح	مشخصات/مقدار	شرح	مشخصات/مقدار
نام موتور	TU5JP4	تعداد سوپاپ در هر سیلندر	۴
نوع موتور	خطی	خیز سوپاپ مکش (mm)	۸
نوع مکش	تنفس طبیعی	خیز سوپاپ خروجی (mm)	۶/۷
حجم موتور (cc)	۱۵۸۷	زاویه باز شدن سوپاپ ورودی	°BTDC۱۰
قطر داخلی سیلندر (mm)	۷۸٫۵	زاویه بسته شدن سوپاپ ورودی	°ABDC۵۰
کورس پیستون (mm)	۸۲	زاویه باز شدن سوپاپ خروجی	°BBDC۳۴
طول شاتون (mm)	۱۳۳٫۵	زاویه بسته شدن سوپاپ خروجی	°ATDC۲۰
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

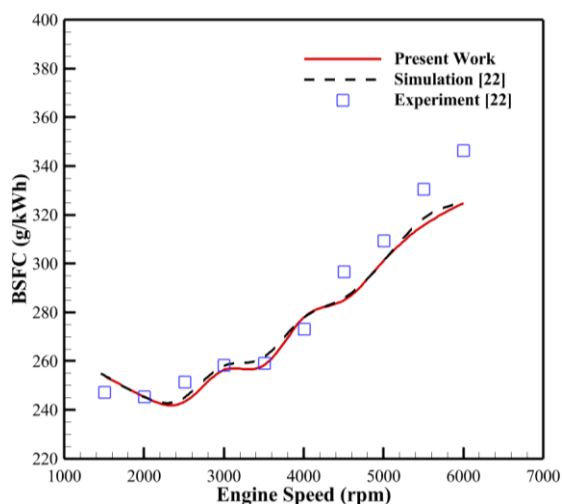
شرح	مشخصات/مقدار
فرمول شیمیایی	C _{7.56} H _{15.3}
جرم مولکولی	۱۰۶٫۰۲
چگالی (kg/m ³)	۷۵۰
گرمای نهان تبخیر (kJ/kg)	۳۰۵
ارزش حرارتی پایین (MJ/kg)	۴۴
نسبت هوا به سوخت استوکیومتریک	۱۴٫۵۶
عدد اکتان	۹۵



شکل ۲ شبیه‌سازی نهایی موتور TU5 در نرم‌افزار GT-POWER



شکل ۵ گشتاور خروجی بر حسب سرعت موتور



شکل ۶ مصرف سوخت ویژه ترمزی بر حسب سرعت موتور

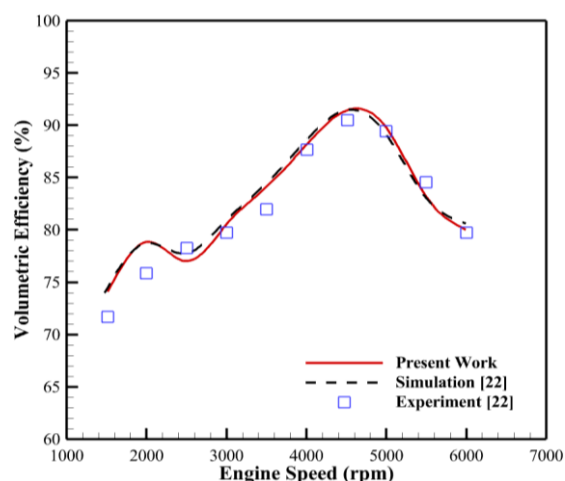
نتایج حاصل از عملکرد موتور با سوخت گازی

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.

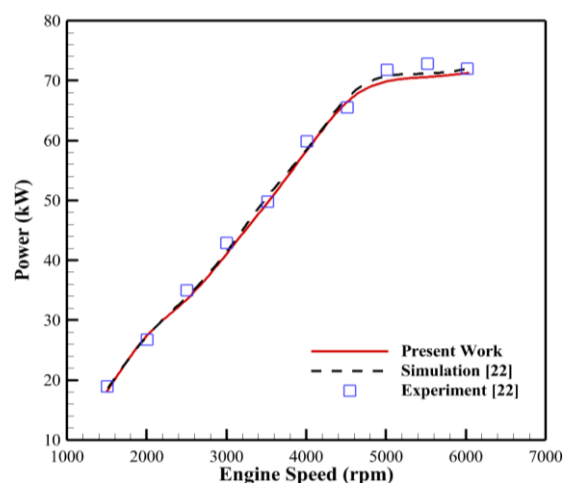
شکل (۷) مقایسه‌ی منحنی‌های بازده حجمی بر حسب سرعت موتور در سه حالت سوخت بنزین، متان و پروپان را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، بازده حجمی موتور، در حالت استفاده از بنزین بیشترین و حالت استفاده از متان کمترین مقدار را دارد. بازده حجمی موتور احتراق داخلی به مقدار هوای ورودی به سیلندر نسبت به حجم 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

نتایج اعتبارسنجی

برای بررسی اعتبار نتایج، نمودارهای بازده حجمی، توان، گشتاور و مصرف سوخت ویژه ترمزی به دست آمده از شبیه‌سازی موتور بنزینی با نتایج آزمایشگاهی و عددی مرجع [22] مقایسه شد. همان‌طور که در شکل‌های (۳) تا (۶) مشاهده می‌شود، نتایج شبیه‌سازی پژوهش حاضر تطابق بسیار خوبی با نتایج عددی [22] و تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی [22] دارد. حداکثر خطای نسبی میان نتایج شبیه‌سازی پژوهش حاضر و نتایج آزمایشگاهی [22] برای بازده حجمی (شکل ۳)، توان خروجی ترمزی (شکل ۴)، گشتاور خروجی ترمزی (شکل ۵) و مصرف سوخت ویژه ترمزی (شکل ۶) به ترتیب ۳/۹، ۴/۹، ۴/۱ و ۶/۲ درصد است.



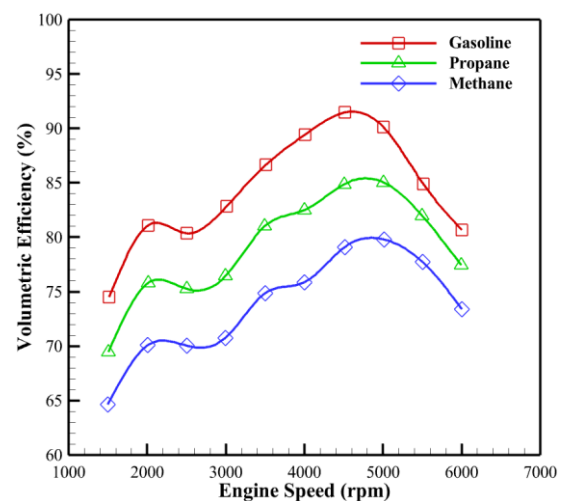
شکل ۳ بازده حجمی بر حسب سرعت موتور



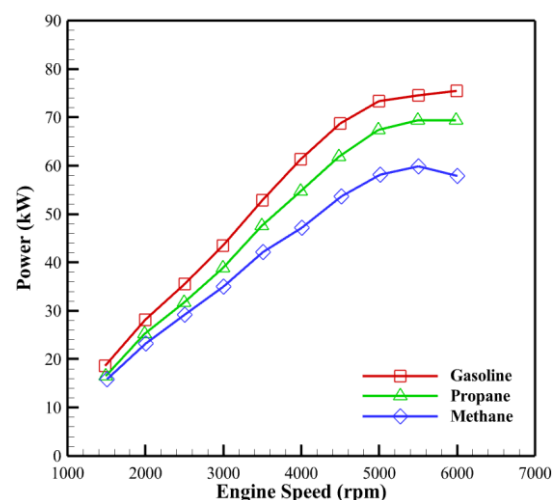
شکل ۴ توان خروجی ترمزی بر حسب سرعت موتور

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 دارد، حجم کمتری از مخلوط هوا-سوخت را اشغال کرده و در نتیجه بازده 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.

جذب کرده و باعث کاهش دمای هوا و افزایش چگالی آن می‌شود که این امر به ورود هوای بیشتر و افزایش بازده 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 بازده 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 بازده 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 ۷ بازده حجمی بر حسب سرعت موتور



شکل ۸ توان بر حسب سرعت موتور

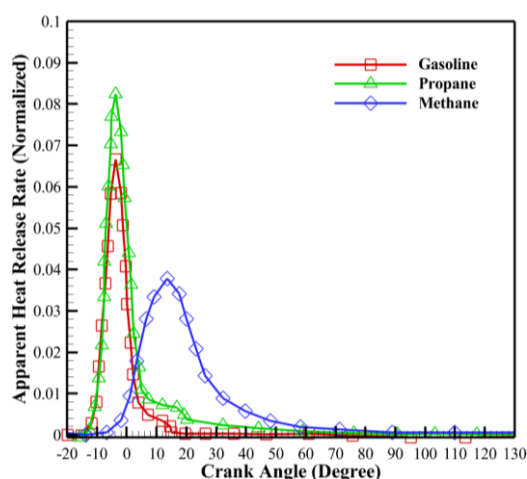
شکل (۹) گشتاور ترمزی موتور مورد مطالعه را بر حسب سرعت موتور با سوخت‌های مختلف نشان می‌دهد. گشتاور ترمزی مشابه با توان خروجی ترمزی است، زیرا هر دو به میزان انرژی تولید شده در داخل سیلندرها و فشارهای حاصل از احتراق بستگی دارند.

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 دوره‌های بالاتر از حدود ۵۰۰۰ دور بر دقیقه، مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی موتور با متان بیشتر از پروپان می‌شود. در دوره‌های 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 دوره‌های 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

همان‌طور که در شکل (۸) مشاهده می‌شود، توان موتور

مختلف استفاده از بنزین و سوخت‌های گازی در شکل (۱۱) نشان داده شده است. نرخ آزاد سازی 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.



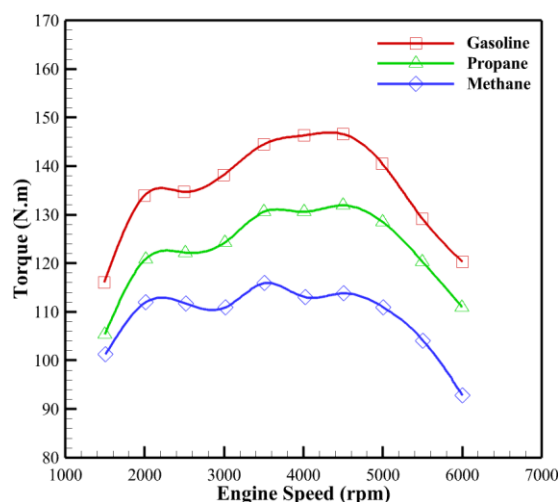
شکل ۱۱ نرخ آزادسازی حرارتی بر حسب زاویه‌ی میل لنگ

تاثیر زمانبندی بهینه‌ی جرقه بر توان موتور در حالت گازسوز

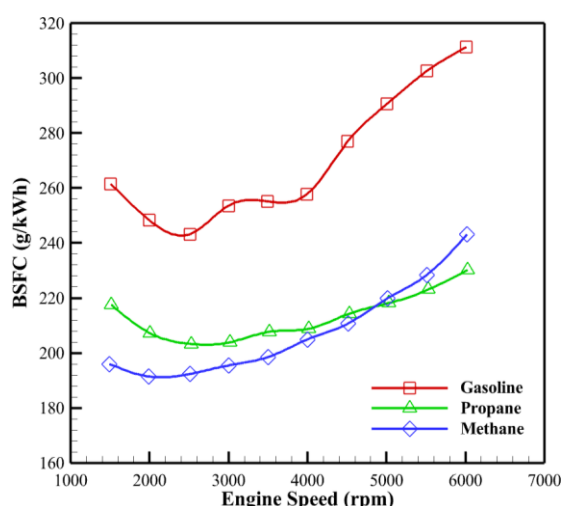
در شرایط پایه زمانبندی جرقه در ۱۵ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا یا ۱۵- درجه می‌باشد. در این بخش تاثیر تغییر این زمانبندی مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای این منظور زمانبندی جرقه از ۱۱- تا ۱۹- درجه با گام ۲ درجه بررسی گردید. به عبارتی تاثیر آوانس و ریتارد در زمانبندی جرقه نسبت به موتور پایه بررسی شد.

شکل (۱۲) تاثیر تغییر زمانبندی جرقه بر توان را برای دو سوخت گازی متان و پروپان نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده

باشد تا قدرت و گشتاور مورد نظر را تولید کند. در نتیجه مصرف سوخت ویژه ترمزی در دوره‌های بالا با متان بیشتر از پروپان می‌شود.



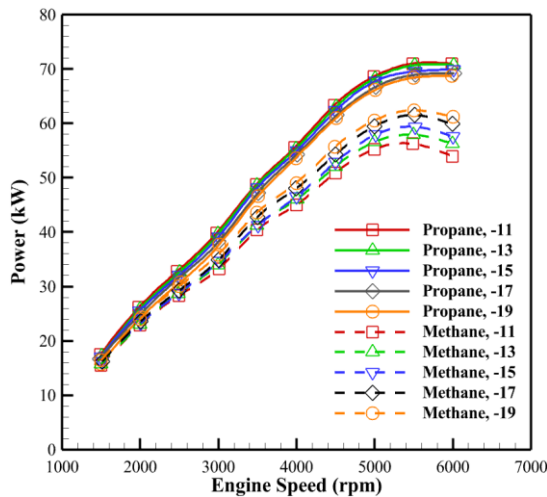
شکل ۹ گشتاور بر حسب سرعت موتور



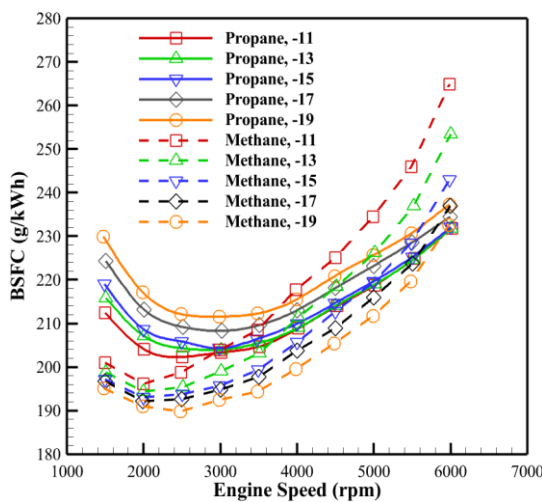
شکل ۱۰ مصرف سوخت ویژه ترمزی بر حسب سرعت موتور

بررسی نتایج شکل‌های (۷) تا (۱۰) نشان می‌دهد که اگر چه در حالت استفاده از سوخت‌های گازی، بازده 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 نقلیه‌ی موتوری را نشان می‌دهد.

منحنی‌های مربوط به نرخ آزادسازی حرارتی برای سه حالت



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



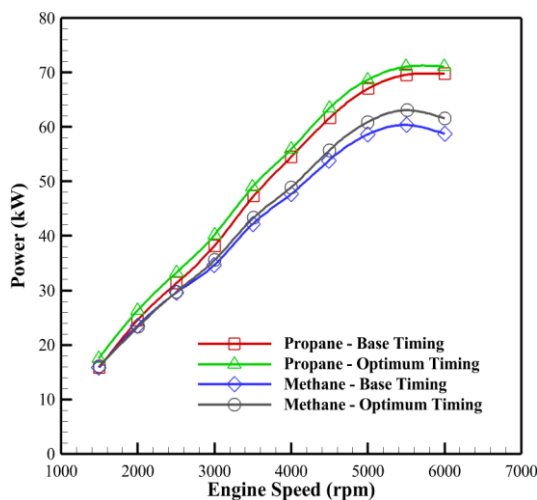
شکل ۱۳ تاثیر تغییر زمان بندی جرقه بر مصرف سوخت ویژه ترمزی بر حسب سرعت موتور

روند تغییر زمان بندی جرقه 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 جرقه 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 جرقه ممکن است دچار احتراق زودرس و افزایش تلفات حرارتی شده که این امر باعث افزایش مصرف سوخت گردد. بنابراین، افزایش زمان جرقه 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).

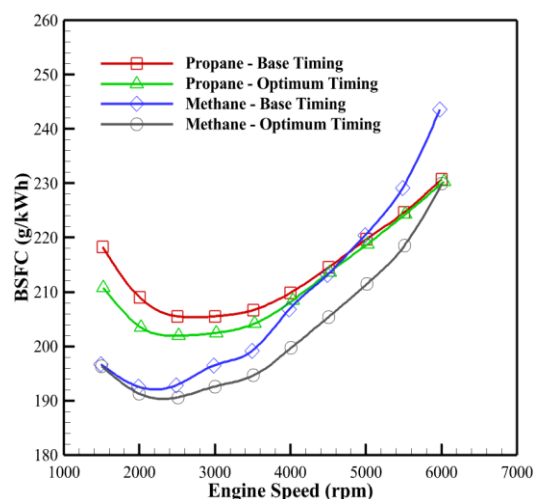
می شود، با هر میزان تغییر زمان بندی جرقه، توان موتور در حالت استفاده از سوخت پروپان بیشتر از حالت استفاده از سوخت متان است که علت آن پیش تر شرح داده شد. در حالت موتور با سوخت پروپان افزایش زمان جرقه زنی از ۱۱ تا ۱۹ درجه قبل از نقطه ی مرگ بالا باعث کاهش توان موتور به مقدار کمی در سرعت های بالای موتور شده است. در این حالت بیشترین توان مربوط به ۱۱ درجه قبل از نقطه ی مرگ بالا (۱۱°BTDC) است. این وضعیت برای موتور با سوخت متان برعکس می باشد و افزایش زمان جرقه زنی از ۱۱ تا ۱۹ درجه قبل از نقطه ی مرگ بالا باعث افزایش محسوس توان در سرعت های بالای موتور شده است. این موضوع یک مزیت بزرگ برای سوخت متان به شمار می آید. افزایش زمان جرقه زنی از ۱۱ تا ۱۹ درجه قبل از نقطه مرگ بالا تأثیر متفاوتی بر توان موتور در هنگام استفاده از متان و پروپان دارد که به ویژگی های احتراقی این دو سوخت مربوط می شود. متان دارای سرعت احتراق پایین تری است، بنابراین با افزایش زمان جرقه زنی، احتراق آن کامل تر و فشار موثر بیشتری روی پیستون وارد می شود که باعث افزایش توان خروجی موتور می شود. در مقابل، پروپان که سرعت احتراق بالاتری دارد، در زمان جرقه زنی زودتر، ممکن است دچار احتراق زود هنگام یا افزایش تلفات حرارتی شود که این امر باعث کاهش فشار موثر احتراق و افت توان موتور می گردد. به عبارت دیگر، متان با افزایش زمان جرقه زنی به نقطه ی احتراق بهینه نزدیک تر می شود، در حالی که پروپان با جرقه ی زودتر، دچار افت توان می شود.

بررسی تاثیر تغییر زمان بندی جرقه بر مصرف سوخت ویژه ترمزی در شکل (۱۳) انجام شده است. در سرعت های پایین موتور، مصرف سوخت متان کمتر از پروپان است. اما در سرعت های بالای موتور مصرف سوخت متان بیشتر است. افزایش زمان جرقه زنی از ۱۱ تا ۱۹ درجه قبل از نقطه ی 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 ۱۹°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.

متان کمتر از پروپان است.



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

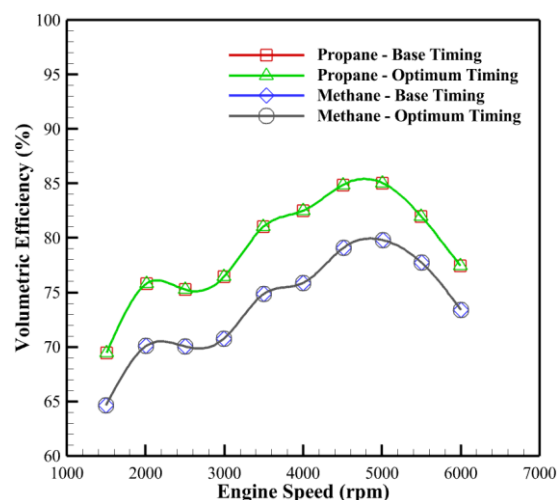


شکل ۱۶ تاثیر زمان‌بندی بهینه جرقه بر مصرف سوخت بر حسب سرعت موتور

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 [22] مقایسه گردید. پس از حصول اطمینان از دقت بالای شبیه‌سازی و مطابقت با نتایج مرجع [22]، 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

پس از تعیین زمان بهینه جرقه 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)، زمان‌بندی بهینه جرقه هیچ تاثیری بر بازده حجمی موتور ندارد زیرا بازده حجمی به مقدار هوای ورودی به سیلندر وابسته است، در حالی که زمان‌بندی جرقه بر احتراق و تبدیل انرژی شیمیایی به مکانیکی تأثیر می‌گذارد. از آن جا که ورود هوا قبل از بسته شدن سوپاپ ورودی انجام می‌شود و جرقه پس از آن رخ می‌دهد، تغییر در زمان‌بندی جرقه نمی‌تواند مقدار هوای ورودی را تغییر دهد. عوامل اصلی مؤثر بر بازده حجمی شامل طراحی مانیفولد هوا، زمان‌بندی سوپاپ‌ها، فشار و دمای هوا و استفاده از توربوشارژر یا سوپرشارژر هستند، نه زمان جرقه‌زنی. بنابراین تغییر در زمان‌بندی جرقه تاثیری بر بازده حجمی موتور، چه در حالت سوخت پروپان و چه در حالت سوخت متان، نداشت.



شکل ۱۴ تاثیر زمان‌بندی بهینه جرقه بر بازده 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 و ویژه 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. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با تغییر زمان‌بندی جرقه به حالت بهینه، حتی در سرعت‌های بالای موتور، مصرف سوخت

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)
$\bar{I}_k$	شار نفوذی گونه‌ی جزء k ام ($kg/m^2.s$)
$\bar{I}_q$	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)
ω_k	نرخ تولید جزء k ام ($kg/m^3.s$)

واژه‌نامه

پیشنهادی نویسنده	واژه لاتین	پیشنهادی ویراستار
اگزرژی	Exergy	
بازگردانی گازهای خروجی	exhaust gas recirculation	برون گازهای خروجی
بنزین	Gasoline	
پروپان	Propane	

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.

۱. نتایج شبیه‌سازی با دقت خوبی با نتایج تجربی مطابقت دارد. حداکثر خطای نسبی میان نتایج آزمایشگاهی و عددی ۶/۲ درصد است.

۲. بازده 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.

۳. 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. ۴. استفاده از سوخت‌های گازی به جای بنزین باعث کاهش بازده حجمی، توان و گشتاور گردید. این کاهش برای سوخت متان نسبت به پروپان بیشتر است. کاهش بازده 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 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.

۵. 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.

۶. 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.

مدل انتقال حرارت و شنی	woschni heat transfer model	گرما روی، کوچ گرما، گرما کوچی حرارت و شنی
مصرف سوخت ویژه ترمزی	brake specific fuel consumption	سوخت سوزی ویژه ترمزی
موتور اشتعال جرقه‌ای	spark-ignition engine	موتور جرقه کار، موتور اخگر کار
نرخ آزادسازی حرارتی	apparent heat release rate	نرخ/آهنگ آزادسازی پیدای گرما

تقدیر و تشکر

راندمان حجمی	volumetric efficiency	بازده حجمی
راندمان حجمی اندیکاتوری	indicated volumetric efficiency	بازده حجمی اندیکاتوری
زمان بندی جرقه	spark timing	
سوخت‌های سنتزی	synthetic fuels	
گاز طبیعی فشرده	compressed natural gas	
گاز نفتی مایع شده	liquefied petroleum gas	
گشتاور ترمزی	brake torque	
متان	Methane	

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. <https://doi.org/10.30506/jmee.2022.547922.1282>
- [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) <https://doi.org/10.30506/mmep.2024.2025565.2166>
- [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) <https://doi.org/10.22067/jacsm.2021.72060.1052>
- [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) <https://doi.org/10.22067/fum-mech.v31i2.82063>
- [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) <https://doi.org/10.22067/fum-mech.v21i1.7713>
- [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. H. Shamekhi, Z. N. Khatib, and A. Shamekhi, "A comprehensive comparative investigation of compressed natural gas as an alternative fuel in a bi-fuel spark ignition engine," 2008.
- [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. <https://doi.org/10.4271/2010-01-2034>
- [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, pp. 801-804, 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, no. 1, 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. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2022.112495>
- [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. <https://doi.org/10.1115/1.4055201>
- [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. <https://doi.org/10.1177/14680874221131117>
- [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. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2025.134757>
- [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. <https://doi.org/10.3390/en18030624>
- [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. <https://doi.org/10.1115/1.4066878>
- [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. <https://doi.org/10.1115/1.4067405>
- [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. <https://doi.org/10.1007/s12239-025-00217-9>
- [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) <https://dor.isc.ac/dor/20.1001.1.10275940.1400.21.12.1.1>
- [22] M. Taghizadeh, "Modeling and design of a VVT system for the Peugeot 206 engine," Master Thesis, Khajeh Nasir Toosi University of Technology, 2013. (In Persian)