



Original Research

Investigating the performance and emission of RCCI engines with different compositions and percentages of natural gas

Ali Mirmohammadi*, Ahmadreza Kargarian Marvasti

Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaei Teacher Training University, Tehran, Iran

ARTICLE INFO

Keywords:

Converge
Internal Combustion Engine
Natural Gas
Emissions
Soot

ABSTRACT

The RCCI method is used in dual-fuel diesel-gas engines in this study. Previous studies have shown that different natural gas compounds and their percentages have a significant effect on the performance of dual-fuel engines. This research aims to investigate the combustion behavior of the OM-355 engine in dual-fuel (diesel/gas) mode using computational fluid dynamics. For this purpose, the dual-fuel engine is simulated using CONVERGE software. The simulation was performed at 1400 rpm, and different combinations of CNG gas and their various percentages and the output parameters of engine performance and pollution were studied. The simulation results show that natural gas compounds with a higher methane content increase the combustion quality and reduce unburned hydrocarbons and smoke pollutants. Additionally, in the combustion of this mixture, the temperature inside the combustion chamber increases, and the amount of NO_x pollutants in the exhaust gases increases. The investigation of different percentages of natural gas in the dual-fuel engine shows that an increase in the amount of natural gas until 70% reduces the maximum temperature inside the combustion chamber, and beyond this amount, it increases. Therefore, for natural gas ratios up to 70%, the NO_x pollutant is reduced by 75% compared to a diesel engine, and with further increases in the amount of natural gas, the NO_x pollutant increases due to the rise in the temperature of the combustion chamber.



© 2024 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* Corresponding author

E-mail address: a.mirmohammadi@sru.ac.ir (A. Mirmohammadi)

Received 29 March 2024; Accepted 21 April 2024

E-ISSN: 2345-4121/ISSN: 1735-5214

Cite this article: Mirmohammadi A, Kargarian Marvasti A. Investigating the performance and emission of RCCI engines with different compositions and percentages of natural gas. The Journal of Engine Research. 2024 Mar 20;71(1):16-39. doi: [10.22034/ER.2024.2025008.1031](https://doi.org/10.22034/ER.2024.2025008.1031)

بررسی عملکرد و آلاینده‌گی موتور RCCI با ترکیبات و درصدهای مختلف گاز طبیعی

علی میرمحمدی*، احمدرضا کارگریان مروستی

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران

اطلاعات مقاله	چکیده
کلیدواژه‌ها: کانورج موتور درونسوز گاز طبیعی آلاینده‌ها دوده	روش RCCI در موتور دوگانه‌سوز دیزل-گاز در این پژوهش استفاده می‌شود. بررسی مطالعات گذشته نشان می‌دهد، ترکیبات مختلف گاز طبیعی و درصد آن بر عملکرد موتورهای دوگانه‌سوز اثر زیادی دارد. هدف این تحقیق بررسی رفتار احتراق موتور OM355 در حالت دوگانه‌سوز (دیزل/گاز) به کمک دینامیک سیالات محاسباتی است. برای این منظور موتور دوگانه‌سوز با ترکیبات مختلف گاز CNG و درصدهای مختلف آن برای سرعت ۱۴۰۰ دور در دقیقه با استفاده از نرم‌افزار کانورج شبیه‌سازی شده‌است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که ترکیبات گاز طبیعی با مقدار متان بیشتر ضمن افزایش کیفیت احتراق، مقدار هیدروکربن‌های نسوخته و آلاینده دوده را کاهش می‌دهد. همچنین در احتراق این ترکیب دمای محفظه احتراق افزایش یافته و مقدار آلاینده NO _x در گازهای خروجی افزایش می‌یابد. بررسی درصدهای مختلف گاز طبیعی در موتور دوگانه‌سوز نشان می‌دهد که با افزایش مقدار گاز طبیعی تا ۷۰ درصد، مقدار بیشینه دمای داخل محفظه احتراق کاهش و در بیشتر از این مقدار افزایش می‌یابد. لذا آلاینده NO _x برای نسبت‌های تا ۷۰ درصد، نسبت به موتور دیزلی تا ۷۵ درصد کاهش و با افزایش بیشتر مقدار گاز طبیعی به دلیل بالا رفتن دمای محفظه احتراق مقدار آلاینده NO _x افزایش می‌یابد.



© 2024 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* نویسنده مسئول

پست الکترونیکی: a.mirmohammadi@sru.ac.ir (علی میرمحمدی)

دریافت ۱۰ فروردین ۱۴۰۳؛ پذیرش ۲ اردیبهشت ۱۴۰۳
شاپای الکترونیکی: ۴۱۲۱-۲۳۴۵ / شاپای چاپی: ۵۲۱۴-۱۷۳۵

Cite this article: Mirmohammadi A, Kargarian Marvasti A. Investigating the performance and emission of RCCI engines with different compositions and percentages of natural gas. The Journal of Engine Research. 2024 Mar 20;71(1):16-39. doi: 10.22034/ER.2024.2025008.1031

۱- مقدمه

موتورهای احتراق داخلی عمدتاً از سوخت‌های سنگواره‌ای استفاده می‌کنند و سبب افزایش تقاضای انرژی در جهان، کاهش منابع نفتی و ایجاد آلودگی می‌شوند. در این راستا راهکارهای مختلفی ارائه شده که انتخاب سوخت‌های جایگزین و منابع جدید انرژی یکی از آنها است.

سوخت گاز طبیعی بدلیل مزیت‌هایی همچون هزینه کمتر استحصال، آلاینده‌گی کمتر نسبت به دیگر سوخت‌های فسیلی و انتقال راحت‌تر توسط خطوط لوله یکی از سوخت‌های جایگزین به شمار می‌آید.

پایه گاز طبیعی را متان (CH_4)، ساده‌ترین و باارزش‌ترین هیدروکربن تشکیل می‌دهد. در ترکیب گاز طبیعی هیدروکربن‌های سنگین‌تری مانند اتان (C_2H_6)، پروپان (C_3H_8)، بوتان (C_4H_{10}) و بعضی ناخالصی‌های غیر کربنی نیز دیده می‌شود که درصد ترکیبات گاز طبیعی با توجه به محل استخراج و نحوه پالایش می‌تواند با یکدیگر متفاوت باشد. این تفاوت در ترکیبات مختلف می‌تواند سبب ایجاد تغییر در احتراق و به سبب آن تفاوت در آلاینده‌های خروجی شود. استفاده از گاز طبیعی در موتورهای درونسوز بستگی به نوع موتور و چرخه کاری آن می‌تواند متفاوت باشد.

موتورهای دیزلی در بین موتورهای درونسوز به دلیل ارائه توان‌های بالا و شرایط کاری پایدارتر، بیشتر از دیگر موتورهای درونسوز مورد توجه صنایع و وسایل نقلیه سنگین قرار گرفته‌است. راهکارهای مختلفی برای استفاده از سوخت گاز طبیعی در موتورهای دیزلی پیشنهاد شده است که می‌توان از آنها به موتورهای اشتعال تراکمی با سوخت پیش‌آمیخته (HCCI) و شکل توسعه یافته آن یعنی موتور اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری مهار شده (RCCI) اشاره کرد.

موتورهای RCCI بسته به درصد‌های مختلف گاز طبیعی نسبت به سوخت دیزل می‌توانند شرایط کاری و احتراق متفاوتی را ارائه دهند.

پژوهش‌ها نشان داده است در موتور RCCI نسبت نیتروژن بالا در ترکیبات گاز سنتز تا حدودی منجر به کاهش بازده حرارتی می‌شود و دمای احتراق تا حد زیادی به دلیل کاهش کیفیت سوختن کاهش می‌یابد. در نتیجه کاهش چشمگیری در تولید آلاینده‌های NO_x مشاهده می‌شود [۱].

بو یانگ^۱ و همکاران تأثیر پاشش مستقیم کم فشار در موتور RCCI با سوخت اتان و گازوئیل بر روی تولید آلاینده‌ها را بررسی کرده‌اند. نتایج ایشان نشان می‌دهد، با افزایش زمان پاشش تا حد قابل توجهی مقدار آلاینده NO_x افزایش می‌یابد [۲].

جی لیو^۲ و همکاران متغیرهای پاشش و هندسه محفظه احتراق در موتور RCCI با سوخت گاز طبیعی-گازوئیل را بهینه‌سازی کرده‌اند. مطالعات آنها نشان می‌دهد، افزایش فشار و افزایش زاویه پاشش تا ۷۵ درجه آلاینده NO_x را کمی افزایش می‌دهد [۳].

سابو^۳ و همکاران افشانه با امکان پاشش چند مرحله‌ای و EGR را روی موتور RCCI با سوخت ان-پنتانول و بیودیزل به صورت تجربی بررسی کردند و توانستند مقدار دود در خروجی را تا ۷۶ درصد و مقدار NO_x را تا ۹۱٫۵ درصد کاهش دهند [۴].

خوشبختی سرای و همکاران آلاینده‌گی و احتراق در یک نمونه موتور دوگانه‌سوز RCCI با سوخت گازوئیل و گاز طبیعی در حالت بار جزئی و حالت تمام بار را مطالعه کرده‌اند. نتایج ایشان نشان می‌دهد که با افزایش درصد سوخت دیزل در حالت بار جزئی از ۱۲ درصد تا ۲۰ درصد به دلیل افزایش طول شعله احتراق دیفیوژنی مقدار آلاینده CH_4 کاهش می‌یابد و با افزایش بار تا حد بار کامل به دلیل افزایش کیفیت شعله و احتراق بهتر سوخت، آلاینده CH_4 کمتری ایجاد می‌شود [۵].

¹ Bo Yang

² Jie Liu

³ Sabu

هراری^۱ و همکاران آلاینده‌ی ایجاد شده در یک نمونه موتور RCCI با چند نوع سوخت متفاوت و زمان پاشش متفاوت را بررسی کردند. نتایج ایشان نشان داد، ترکیب سوخت گاز طبیعی-گازوئیل ارزش حرارتی بالاتری دارد و در مجموع آلاینده‌ی NO_x بالاتر و CO کمتری را تولید می‌کند [۶].

پدروزو^۲ و همکاران تأثیر سوخت گیری با ترکیبات مختلف گاز طبیعی بر روی آلاینده‌ی موتور دوگانه‌سوز RCCI با شرایط کاری بارکامل را تحقیق کرده‌اند. آنها به این منظور از یک نمونه تک استوانه ساده آزمایشگاهی با بوستر پمپ متصل به ورودی هوا به جهت افزودن فشار داخل محفظه احتراق استفاده کرده‌اند و نتایج را بر اساس نوع گاز طبیعی مصرفی و مقدار آلاینده‌ی ارائه داده‌اند [۷].

جهانیان و همکاران آلاینده‌ی ایجاد شده در یک نمونه موتور HCCI در سوخت گیری‌های متفاوت از ترکیبات مختلف گاز طبیعی تحت بار گذاری‌های متفاوت پرداختند. مطالعات آنها نشان داد هرچه نسبت CH₄ در گاز طبیعی بالاتر باشد مقدار آلاینده‌ی NO_x کمتری تولید می‌شود [۸].

مونسالو سرانو^۳ و همکاران به بررسی دو نوع موتور دیزل ساده و دیزل با فناوری RCCI در شرایط سوخت گیری متفاوت و مانورهای رانندگی متفاوت پرداخته‌اند. آنها به این منظور از یک نمونه آزمایشگاهی تک استوانه با چهار دریچه با قابلیت استفاده از فناوری RCCI استفاده کردند و الگو را یکبار به صورت چرخه دیزل ساده و یک بار با فناوری RCCI به کار انداختند. سوخت‌های مورد استفاده در این موتور به دو صورت diesel-E85 و diesel-gasoline بوده است و به منظور شرایط مانورهای مختلف رانندگی از سه نمونه از آزمون‌های استاندارد بین‌المللی به نام‌های آزمون آلاینده‌ی رانندگی اروپا، FTP-75 آمریکا، JC08 ژاپن استفاده کردند و نتایج را با تکیه بر آلاینده‌ی تولیدی و ارزش حرارتی انتشار دادند [۹].

قره قانی و همکاران تأثیر افزودن مقادیر متفاوت گاز هیدروژن به محفظه احتراق موتور RCCI دیزل-گاز طبیعی را بررسی کرده‌اند. ایشان نتایج را برای مقادیر ۲۰، ۱۰ و ۳۰ درصد گاز هیدروژن به صورت سینتیک شیمیایی تحلیل کردند و نتایج را به صورت مقادیر آلاینده موجود در ترکیبات احتراق ارائه دادند. مطالعات ایشان نشان داد با افزایش مقدار هیدروژن افزوده شده تا ۳۰ درصد می‌توان کیفیت احتراق را تا حد مناسبی بالا برد و از تولید CO تا حد زیادی جلوگیری کرد [۱۰].

میشرا و سابارو^۴ یک نمونه موتور RCCI با سوخت بنزین و گازوئیل با استفاده از معادلات دوگانه ویب را بهینه‌سازی کرده‌اند. آنها عملگر ویب را به واحد پردازش موتور (ECU) اضافه کردند و مطالعات آنها نشان داد استفاده از عملگر دوگانه ویب می‌تواند تا حد زیادی کیفیت احتراق و مهار مرحله احتراق را افزایش دهد [۱۱].

نصیری طوسی و همکاران تأثیر پدیده بازخورانی گازهای حاصل از احتراق در آلاینده‌ی موتور RCCI را بررسی کرده‌اند. مطالعات ایشان نشان داد با افزایش درصد EGR تا ۳۵ درصد آلاینده NO_x تا ۷۷ درصد کاهش می‌یابد [۱۲].

جهانیان و همکاران تأثیر کسر جرمی‌های مختلف مخلوط متان-هپتان عادی^۵ بر عملکرد یک نمونه موتور RCCI را بررسی کرده‌اند. مطالعات ایشان نشان داد مقدار فشار بیشینه داخل استوانه با سوختی که بیشترین عدد وب را داشت، حدود ۱۲،۴ برابر بیشتر از متان خالص است [۱۳].

کومار پاساک^۶ و همکاران پدیده باز احتراق محصولات خروجی دود در مقادیر مختلف گاز طبیعی در یک موتور RCCI را مطالعه کرده‌اند. پژوهش آنها نشان داد در درصد‌های بالای سوخت CNG تولید آلاینده‌ی NO_x با افزایش مقدار EGR کم می‌شود [۱۴].

جی لیو^۷ و همکاران یک نمونه موتور دوگانه‌سوز RCCI با نسبت سوخت متغیر را بهینه‌سازی کرده‌اند، پژوهش آنها

¹ Harari

² Pedrozo

³ Monsalve-Serrano

⁴ Mishra & Subbarao

⁵ Norman

⁶ Kumar Pathak

⁷ Liu J

نشان داد وقتی نسبت سوخت اصلی گازوئیل کمتر از ۰٫۲ است، شعله احتراق در پایین دست جریان احتراقی متمرکز می‌شود و این باعث ایجاد یک احتراق با دمای پایین و در نتیجه کاهش قابل توجهی در آلاینده‌های NO_x می‌شود [۱۵]. لی^۱ و همکاران عملکرد احتراق و آلاینده‌های تولیدی در موتور دوگانه‌سوز (D-CNG) با درصد‌های مختلف گاز طبیعی را بررسی و مطالعه کرده‌اند. پژوهش ایشان نشان می‌دهد با افزایش مقدار CNG تا ۵۰ درصد به دلیل افت کیفیت احتراق مقدار آلاینده‌های CH₄ افزایش می‌یابد و در درصد‌های بالاتر از ۷۰ درصد به دلیل افزایش کیفیت احتراق کاهش CH₄ را می‌توان مشاهده کرد [۱۶].

لی و همکاران بهینه‌سازی نوک افشانه پاشش مستقیم در یک نمونه موتور دوگانه‌سوز گاز طبیعی-گازوئیل را مطالعه کرده‌اند. پژوهش ایشان نشان می‌دهد با افزایش مقدار گاز CNG تا نزدیک ۸۰ درصد مهار احتراق راحت‌تر و منظم‌تر می‌شود و بازده حرارتی نسبت به نمونه ۱۰ درصد CNG تا ۲٫۷ درصد افزایش می‌یابد [۱۷].

میکولسکی^۲ و همکاران تأثیر همپوشانی منفی درجه‌ها و بهینه‌سازی ترمودینامیکی سوخت داخل استوانه را بررسی کرده‌اند. پژوهش ایشان نشان می‌دهد، همپوشانی منفی می‌تواند تا مقدار ۱۵ درصد از آلاینده‌های CH₄ بکاهد و شرایط پایدارتری در احتراق ایجاد کند [۱۸].

اصفهانیان و همکاران تأثیر پیش محفظه احتراق در موتورهای RCCI با سوخت (D-CNG) را بررسی کرده‌اند. نتایج ایشان نشان می‌دهد وجود پیش محفظه احتراق منجر به احتراق کامل‌تر در شرایط بار کامل و همین مسئله باعث کاهش آلاینده‌های CO و CH₄ می‌شود [۱۹].

پیکانی و همکاران تأثیر هندسه سطح سمبه بر احتراق و آلاینده‌گی موتور RCCI را بررسی کرده‌اند. ایشان سه شکل مختلف سطح سمبه شامل مسطح، وان حمامی و استوانه‌ای را مطالعه نمودند. متغیرها در سه دور موتور ۸۰۰، ۱۳۰۰ و ۱۸۰۰ د.د.د. بر روی سه هندسه انتخابی بررسی شده است و نتایج نشان می‌دهد که بهترین هندسه از نظر عملکرد و آلاینده‌گی برای موتور RCCI مورد مطالعه، هندسه وان حمامی است [۲۰].

آیدین تأثیر نسبت فشارهای مختلف بر روی مولد تولید برق با فناوری RCCI و سوخت CNG-biodiesel را تحقیق کرده است. نتایج پژوهش ایشان نشان می‌دهد با افزایش نسبت فشار بیش از ۱۴ افزایش قابل توجهی در مقدار آلاینده‌های NO_x مشاهده می‌شود که یکی از دلایل آن افزایش حرارت تولیدی در احتراق است [۲۱].

پیروزپناه و همکاران تغییرات آلاینده‌گی در تبدیل موتور دیزلی OM-355 به موتور دوسوخت دیزل-گاز طبیعی را بررسی کرده‌اند. مطالعات آنها نشان می‌دهد با استفاده از احتراق دوسوخت، گازوئیل با عدد ستان بالا به عنوان سوخت محترق شونده و گاز طبیعی با عدد ستان پایین به عنوان سوخت اصلی ضمن پایین آوردن دمای احتراق، کیفیت احتراق بدلیل نسبت هوا به سوخت بهتر افزایش می‌یابد و مقدار آلاینده‌های NO_x و هیدروکربن‌های نسوخته نسبت به نمونه گاز سوز اشتعال جرقه‌ای کاهش می‌یابد [۳۰].

محمودی و همکاران تأثیر استفاده از زیست‌گاز اصلاح شده را به عنوان سوخت با واکنش پذیری ضعیف در موتور دوگانه سوز دیزلی بررسی کرده‌اند. پژوهش ایشان نشان می‌دهد، با افزایش نسبت جرمی زیست‌گاز اصلاح‌شده در یک نسبت هم‌ارزی ثابت ۰٫۴۳ دمای متوسط احتراق بترتیب به ۱۳۵۴، ۱۳۱۲، ۱۲۹۲ کلوین کاهش می‌یابد که این مقادیر ۳٫۵٪، ۶٫۶٪، ۷٫۹۵٪، کمتر از مقادیر آن در دیزل معمول است [۳۱].

جزایری و همکاران تأثیر افزودن هیدروژن بر عملکرد موتور RCCI با سوخت گاز طبیعی و گازوئیل را در بار کم مطالعه کرده‌اند. مطالعات ایشان نشان می‌دهد، با افزودن هیدروژن به گاز طبیعی در موتور RCCI در فشار موثر متوسط نظری ناخالص ۵٫۶، ۶٫۳ و ۷٫۷ بار سهم انرژی هیدروژن به ترتیب تا ۳۵٫۷٪، ۲۳٫۷۰٪ و ۹٫۹۳٪ ارتقا می‌یابد [۳۲].

¹ Li

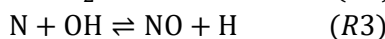
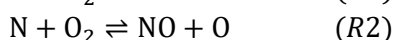
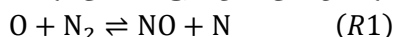
² Mikulski

سوخت CNG یکی از سوخت‌های جایگزین در موتورهای دیزلی است. آلاینده‌ی کمتر از ویژگی‌های موتورهای دیزل-گازطبیعی (دوگانه‌سوز) نسبت به موتورهای رایج دیزلی است. با توجه به پیشینه پژوهش و اینکه ترکیب گازطبیعی در منابع ذخیره مختلف و خطوط گاز مختلف متفاوت است، همچنین با توجه به تأثیر درصدهای مختلف گاز طبیعی در موتور دوگانه‌سوز در این مقاله اثر ترکیبات مختلف گاز و درصدهای متفاوت آن در موتور دوگانه‌سوز OM-355 با روش احتراق RCCI بررسی می‌شود.

۲- معادلات حاکم

برای محاسبه NO_x در این پژوهش از سازوکار توسعه یافته زلدوویچ که توسط هیوود ارائه شده استفاده شده است [۲۴].

این سازوکار توسط مجموعه‌ای از واکنش‌هایی بدین شرح ارائه می‌شود:



ضرایب ثابت برای واکنش‌های (R1) - (R3) بدین صورت بدست می‌آید:

$$k_{R_{1,f}} = 7.6 \times 10^{13} \exp(-38,000/T)$$

$$k_{R_{1,r}} = 1.6 \times 10^{13}$$

$$k_{R_{2,f}} = 6.4 \times 10^9 T \exp(-3,150/T)$$

$$k_{R_{2,r}} = 1.5 \times 10^9 T \exp(-19,500/T)$$

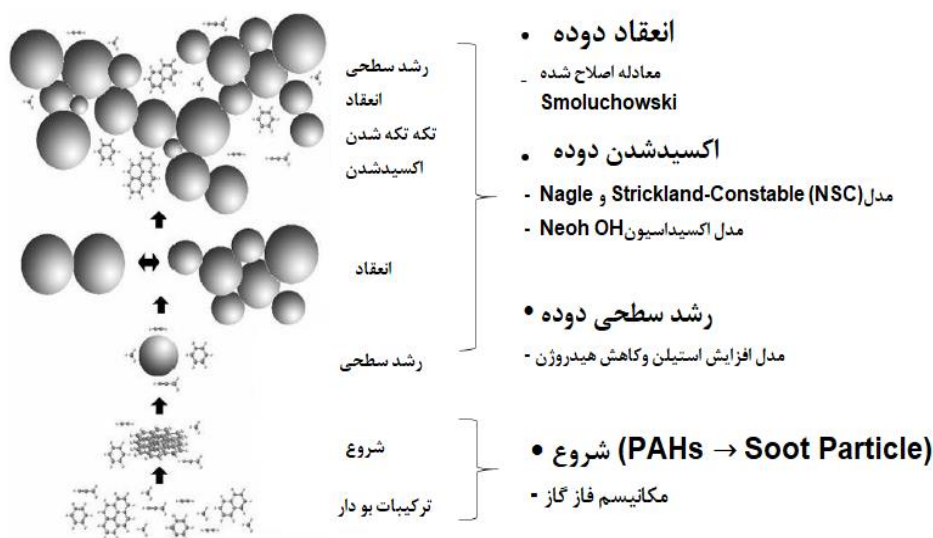
$$k_{R_{3,f}} = 4.1^{13} \times 10^{13}$$

$$k_{R_{3,r}} = 2.0^{14} \times 10^{14} \exp(-23,650/T),$$

که در آن زیرنویس f واکنش رو به جلو و r واکنش معکوس است و واحد ضرایب ثابت در معادله برابر cm^3/mol است. فرایند تشکیل و اکسایش دوده کمی پیچیده است [۲۵] و با استفاده از فرایندهای چند مرحله‌ای: تشکیل دوده، رشد، بهم‌پیوستن و اکسایش کلی توصیف می‌شود [۲۶].

شکل ۱ خلاصه‌ای از الگوهای استفاده شده در نرم‌افزار کانورج را برای توصیف مراحل مختلف تشکیل دوده نشان

می‌دهد.



شکل ۱ فرایند تشکیل دوده

نرخ واکنش‌های این مراحل با متغیرهایی قابل تنظیم براساس داده‌های تجربی یا با الگوهای فیزیکی ساده تعیین می‌شود. سازوکار واکنش شیمیایی، مجموعه‌ای از واکنش‌های ابتدایی است که واکنش شیمیایی کلی را توصیف می‌کند [۲۷]. فرایند احتراق با الگوی SAGE حل می‌شود. SAGE نرخ واکنش را برای هر واکنش ابتدایی محاسبه می‌کند.

سازوکار واکنش شیمیایی چند مرحله‌ای بدین صورت است:

$$\sum_{m=1}^M v'_{m,r} \chi_m \Leftrightarrow \sum_{m=1}^M v''_{m,r} \chi_m \quad (1)$$

که در آن $v'_{m,r}$ و $v''_{m,r}$ ضرایب استوکیومتری برای واکنش دهنده‌ها و محصولات هستند، به ترتیب، برای گونه m و $R: r = 1, 2, \dots, R$ تعداد کل واکنش‌ها است. و χ_m نماد شیمیایی گونه m است. نرخ خالص تولید گونه m توسط معادله ۲ بدست می‌آید:

$$\dot{\omega}_m = \sum_{r=1}^R v_{m,r} q_r \text{ for } m = 1, 2, \dots, M \quad (2)$$

که در آن M تعداد کل گونه‌ها می‌باشد و $v_{m,r} = v''_{m,r} - v'_{m,r}$ است.

$$q_r = k_f \prod_{m=1}^M [X_m]^{r'} - k_{rr} \prod_{m=1}^M [X_m]^{r''} \quad (3)$$

متغیر q_r نرخ پیشرفت برای واکنش $[X_m]^{r^{\text{th}}}$ غلظت مولی گونه m و k_{rr} و k_{fr} ضرایب سرعت واکنش مستقیم و برعکس برای واکنش r هستند. در SAGE واکنش روبه جلو با شکل آرنیوس بدین صورت است:

$$k_{fr} = A_r T^{b_r} e^{\left(\frac{E_r}{R_u T}\right)} \quad (4)$$

که در آن A_r ضریب پیش‌نمایی، b_r توان دما، E_r انرژی فعال‌سازی، و R_u ثابت جهانی گاز است. علاوه بر این، ضریب سرعت واکنش معکوس را نیز می‌توان به طریق مشابه معادله ۴ مشخص کرد.

برای محاسبه صحیح تغییرات فشار در معادله تکانه باید معادلات جرم و تکانه با هم حل شوند.

معادله انتقال جرم و تکانه برای یک جریان تراکم‌پذیر بدین صورت است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = S \quad (5)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + S_i \quad (6)$$

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \left(\mu' - \frac{2}{3} \mu \right) \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (7)$$

در معادلات فوق، u سرعت، ρ چگالی، S عبارت منبع، P فشار، μ گرانیوی، μ' گرانیوی بالک (تعیین شده روی صفر) و δ_{ij} دلتای کرانکر است. اگر الگوی آشفته‌گی (به عنوان مثال $k-\epsilon$) فعال شود، گرانیوی با گرانیوی کل جایگزین می‌شود و بدین صورت است:

$$\mu_{tot} = \mu_{mol} + C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (8)$$

که در آن μ_{mol} گرانیوی مولکولی، C_{μ} ثابت آشفته‌گی، k انرژی جنبشی آشفته‌گی و ϵ اتلاف انرژی آشفته‌گی است. استفاده از هردو معادله ۵ و ۶ برای منبع مجاز می‌باشند. برای معادله تکانه عبارت منبع می‌تواند به طور مثال، مربوط به شتاب گرانش، پاشش افشانه‌ها و منبع جرمی باشد. همچنین برای معادله پایستگی نیز منبع جرمی می‌تواند از آشفته‌گی تبخیر یا الگوهای فرعی دیگر استفاده شود.

با در نظر گرفتن محاسبه همرفت در معادله انرژی این معادله با انتقال جرم و تکانه با هم حل می‌شوند و شکل معادله در یک جریان تراکم پذیر بدین صورت نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho e}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \sum_m h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S \quad (9)$$

که در آن ρ چگالی است، Y_m کسر جرمی گونه m ، D ضریب انتشار جرم، S عبارت منبع، P فشار، e انرژی داخلی مخصوص، K ضریب رسانایی هدایت، h_m آنالپی گونه، σ_{ij} تانسور تنش و T دما است. ضریب هدایت با ضریب هدایت آشفته‌گی جایگزین و توسط معادله ۱۰ بیان می‌شود:

$$K_t = K + c_p \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (10)$$

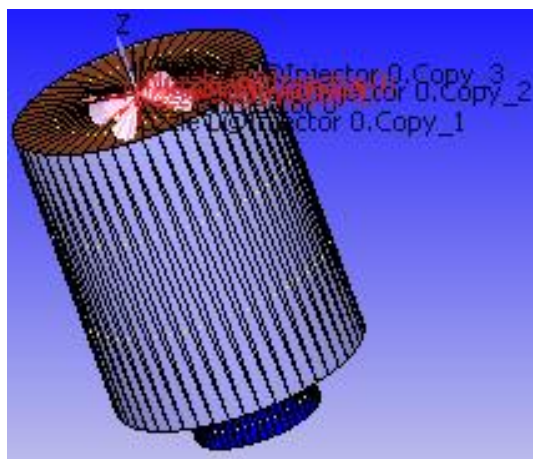
که در آن Pr_t عدد پرانتل آشفته‌گی و μ_t گرانیوی آشفته‌گی است. در نرم‌افزار کانورج برای عدد پرانتل آشفته‌گی معادله ۱۱ در نظر گرفته می‌شود:

$$Pr_t = \frac{c_p \mu_t}{k_t} \quad (11)$$

که در آن c_p گرمای ویژه، μ_t گرانیوی آشفته‌گی، و k_t ضریب رسانایی آشفته‌گی است.

۳- شبیه‌سازی

شبیه‌سازی فرآیندها در موتور دیزلی به صورت چرخه بسته از زمان بسته شدن دریچه هوای ورودی تا زمان باز شدن دریچه دود خروجی انجام می‌شود. به این منظور ابتدا هندسه سطح سمبه در نرم‌افزار به صورت تخت ساخته شده، و سپس ایجاد بدنه استوانه و بستار به صورت ساده‌سازی و بدون در نظر گرفتن دریچه‌ها طراحی شده است. شکل ۲ هندسه موتور در محیط نرم‌افزار را نشان می‌دهد.



شکل ۲ الگوی سه‌بعدی مورد استفاده در نرم‌افزار converge

برای ایجاد نتایج بهتر و دقیق‌تر در نرم‌افزار از قابلیت AMR^۱ استفاده شده است. با این ویژگی شبکه محاسباتی به صورت پویا و با توجه به نیازهای مسئله، به صورت خودکار تغییر می‌کند. به عبارت دیگر، در نقاطی از فضا که نیاز به دقت بیشتری دارند، شبکه جزئی‌تر و با چگالی بیشتر ایجاد می‌شود. این روش باعث کاهش زمان و هزینه محاسبات شده و دقت نتایج را بالا می‌برد. پژوهش حاضر بر روی موتور OM-355 D-CNG انجام شده است. مشخصات موتور در جدول ۱ مشاهده می‌شود.

¹ Adaptive Mesh Refinement

جدول ۱ مشخصات فنی موتور OM-355

خطی	نوع استوانه
۶	تعداد استوانه
۱۲۸ میلی متر	قطر استوانه
۱۵۰ میلی متر	پیمایش سمبه
۱۱.۵۸ لیتر	حجم موتور (لیتر)
۱۶.۸۲:۱	نسبت تراکم
۱۶۶ کیلووات در سرعت ۲۲۰۰ د.د.د.	حداکثر قدرت خروجی (کیلووات)
۸۲۰ نیوتن متر در سرعت ۱۴۰۰ د.د.د.	حداکثر گشتاور (نیوتن متر)
۸۸۰ کیلوگرم	وزن موتور خشک (کیلوگرم)
عمودی مکانیکی	موقعیت افشانه
۱۲	تعداد دریچه دود
۱۲	تعداد دریچه هوا

این موتور از یک افشانه سوخت با فشار پاشش جدول ۲ به منظور پاشش سوخت دیزل در داخل استوانه استفاده می‌کند. همچنین سوخت گاز طبیعی در مجرای ورودی هوا با هوای ورودی ترکیب می‌شود.

جدول ۲ فشار پاشش افشانه

۱۹۵ bar	فشار پاشش افشانه واقعی
۲۷۳ bar	فشار پاشش افشانه استفاده شده در شبیه‌سازی

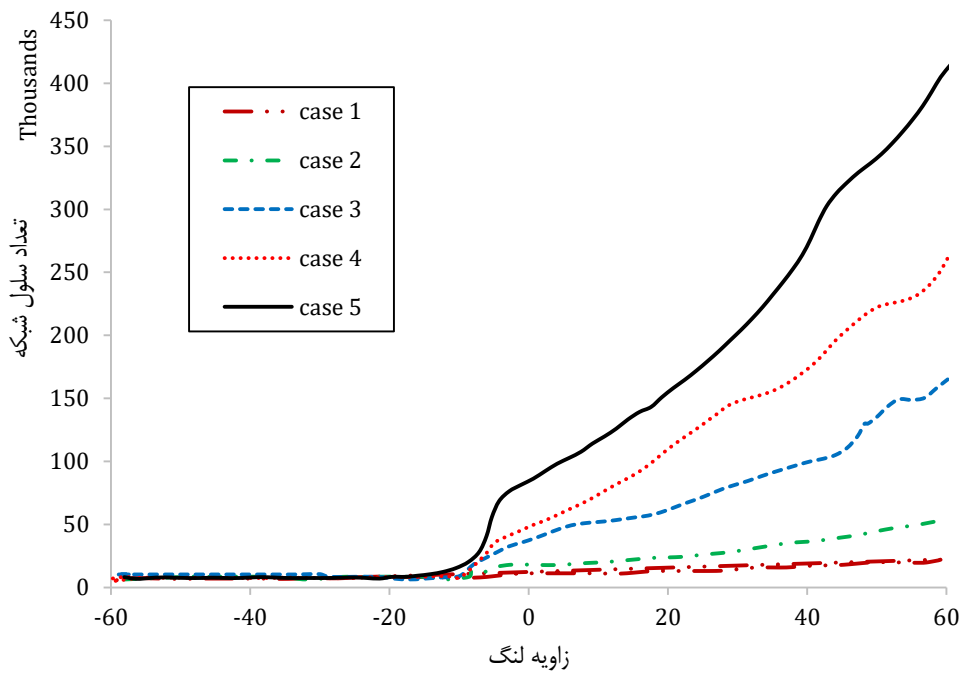
جدول ۳ مشخصات انواع مختلف سوخت گاز طبیعی مورد استفاده در این پژوهش را نشان می‌دهد.

جدول ۳ انواع ترکیبات گاز طبیعی مورد استفاده در پژوهش

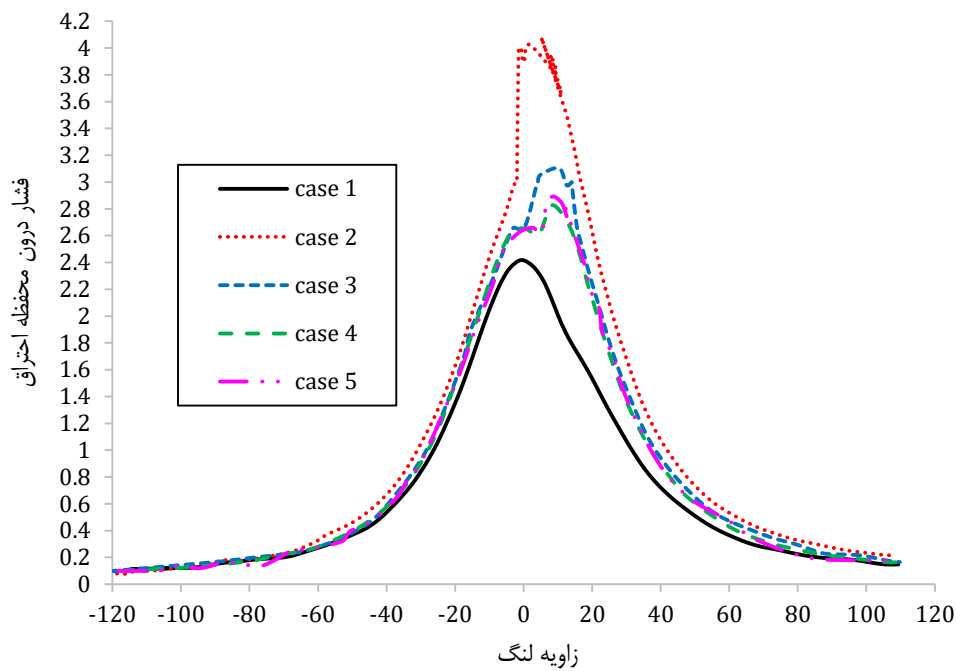
ترکیبات	تهران	سرخون	خانگیران	بید بلند	کنگان
Methane	87.7	88.089	98.548	84.157	88.02
Ethane	4.7	3.420	0.647	9.5	4.13
Propane	1.74	1.270	0.069	3.744	1.29
Iso-Butane	0.37	0.290	0.018	0.413	0.28
n-Butane	0.42	0.370	0.039	0.768	0.38
Iso-pentane	0.13	0.120	0.018	0.125	0.16
n-pentane	0.10	0.070	0.021	0.101	0.10
Hexane	0.08	0.090	0.140	0.016	0.19
Nitrogen	4.7	5.750	0.5	0.715	5.45
Carbon dioxide	0.05	0.530	0.0	0.412	0.0

۳-۱- بررسی استقلال از شبکه محاسباتی الکو دیزل-گاز طبیعی

شکل ۳ تعداد سلول‌های محاسباتی در زوایای مختلف لنگ را با تعیین محدودیت برای بزرگترین سلول محاسباتی در ۵ حل مختلف نشان می‌دهد. شکل ۴ نشان می‌دهد، نتایج فشار- زاویه لنگ حل ۴ و ۵ خیلی نزدیک هم هستند. لذا برای کمتر شدن هزینه محاسبات از نمونه با تعداد سلول محاسباتی کمتر و مورد ۴ برای ادامه شبیه‌سازی استفاده می‌شود.



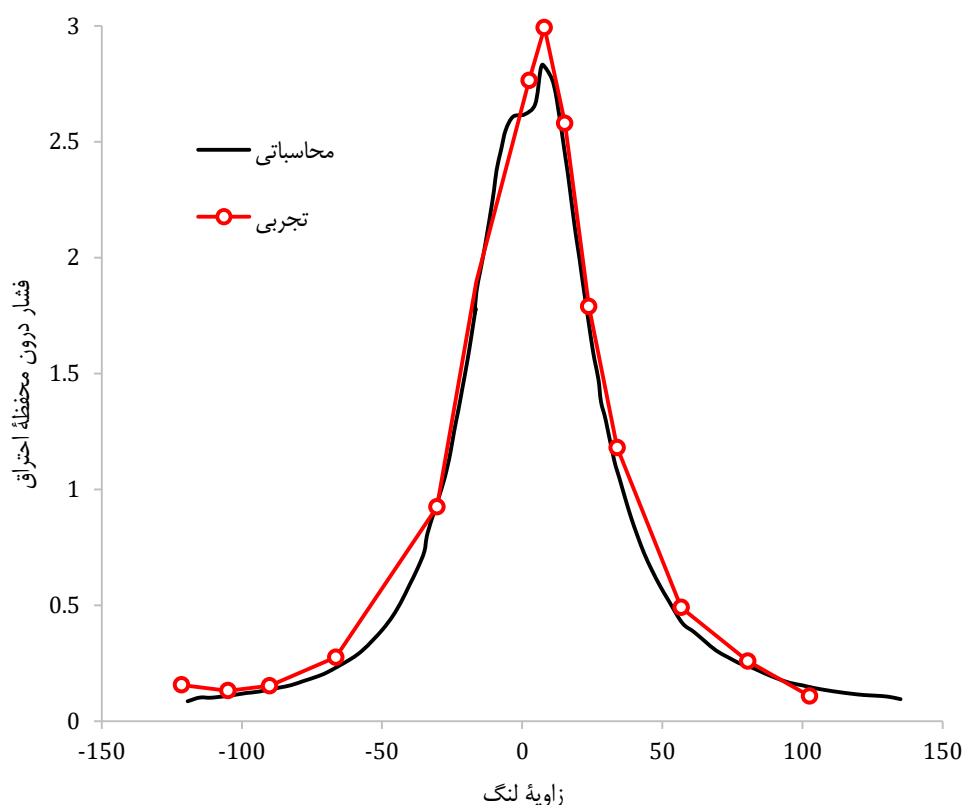
شکل ۳ تعداد شبکه برحسب زاویه لنگ الگو دیزل- گاز طبیعی



شکل ۴ فشار برحسب زاویه لنگ موتور دیزل- گاز به‌ازای سلول‌های محاسباتی

۳-۲- بررسی صحت نتایج

برای صحت‌گذاری نتایج بدست آمده از برنامه کانونج با نتایج آزمایشگاهی، مشخصه فشار درون استوانه شبیه‌سازی شده بر حسب زاویه لنگ با نتایج تجربی در دور ۱۴۰۰ rpm [۳۰] در شکل ۵ مقایسه شده است.



شکل ۵ صحت سنجی نتایج محاسباتی با نتایج تجربی موتور دیزل- گاز

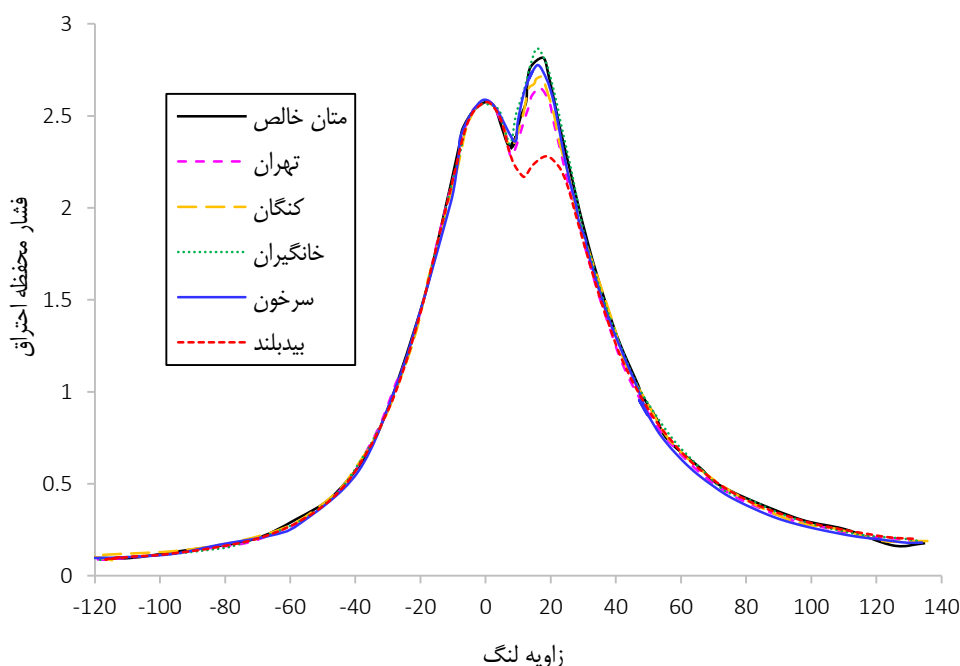
اختلاف کمی در داده‌های تجربی و نمودار شبیه‌سازی قابل مشاهده است که یکی از دلایل آن اختلاف مشخصات سوخت استفاده شده در شبیه‌سازی می‌باشد. همچنین، عوامل دیگری همچون جریان هوا در محفظه ورودی هوا و دریچه‌ها و اصطکاک در محفظه احتراق تأثیر دارند. با این وجود داده‌های تجربی و مقادیر شبیه‌سازی، فقط ۳ درصد در نقطه بیشینه مقدار فشار داخل استوانه و حداکثر ۸ درصد در سایر نقاط با هم اختلاف دارند. لذا با خطای قابل قبولی می‌توان از شبیه‌سازی در بررسی‌ها استفاده کرد.

۴- تحلیل نتایج

۴-۱- بررسی تأثیر ترکیب‌های مختلف گاز طبیعی بر عملکرد موتور

شکل ۶ فشار- زاویه لنگ درون محفظه احتراق برای ترکیبات مختلف گاز استفاده شده در پژوهش را نشان می‌دهد. در ابتدا بدلیل نبود احتراق نمودارها بر هم منطبق هستند. سپس بدلیل اختلاف ترکیبات سوخت و هوا و شروع فرایند احتراق نمودارها با یکدیگر تفاوت دارند. همچنین شکل ۶ نشان می‌دهد ترکیبات دارای متان بالاتر فشار قویتری را در نقطه بیشینه فشار ایجاد می‌کنند که می‌تواند بدلیل ارزش حرارتی بزرگتر متان نسبت به ترکیبات دیگر گاز طبیعی باشد.

جدول ۴ نشان می‌دهد که شروع فرایند احتراق در متان خالص و به همین ترتیب ترکیبات دارای متان بیشتر زودتر انجام شده است.



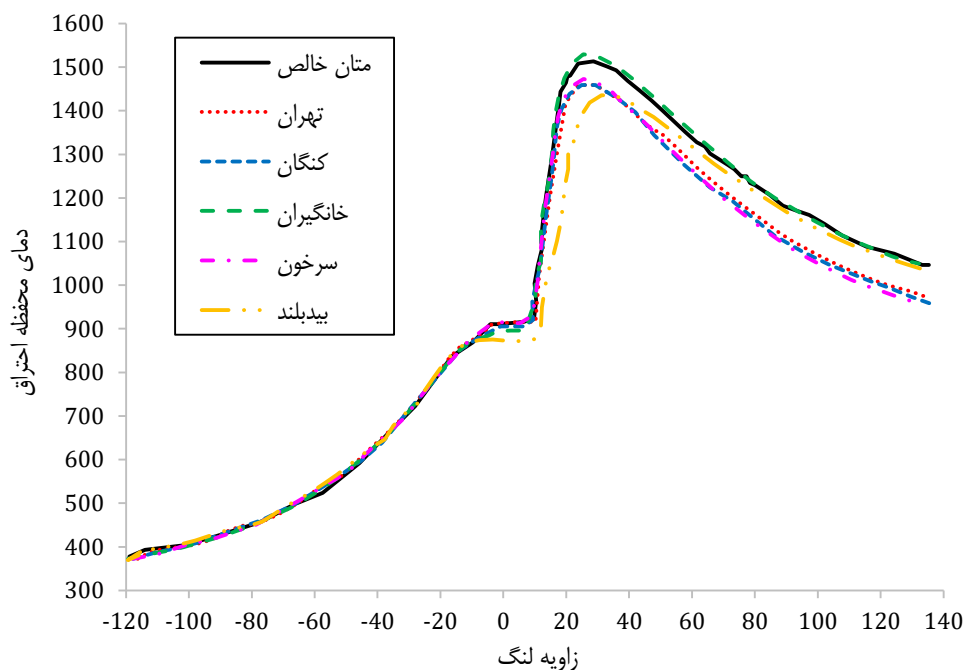
شکل ۶ نمودار فشار برحسب زاویه لنگ برای ترکیبات مختلف گاز طبیعی

جدول ۴ نقاط شروع احتراق و بیشینه فشار ترکیبات مختلف گاز طبیعی

ترکیب گاز	شروع فرایند احتراق (برحسب زاویه میل لنگ)	فشار در نقطه شروع احتراق (مگاپاسکال)	نقطه بیشینه فشار (زاویه میل لنگ)	فشار در نقطه قله (مگاپاسکال)
متان خالص	۸,۱۹	۲,۳۷	۱۶,۵۳	۲,۸۹۱
تهران	۸,۳۱	۲,۳۳	۱۶,۴۳	۲,۶۸
کنگان	۸,۲۵	۲,۳۵	۱۶,۴۱	۲,۷۳
خانگیران	۸,۱۴	۲,۳۷	۱۶,۵۲	۲,۸۹۹
سرخون	۸,۲۷	۲,۳۶	۱۶,۲۲	۲,۸۱
بیدبلند	۱۱,۴	۲,۱۸	۱۷,۹۲	۲,۳۰

شکل ۷ نمودار دما-زاویه لنگ برای ترکیبات مختلف گاز طبیعی استفاده شده در پژوهش را نشان می‌دهد. این نمودار نشان می‌دهد که ترکیبات گازی خانگیران و متان خالص که بیشترین مقدار متان و کمترین مقدار هیدروکربن‌های سنگین‌تر را دارند، بیشترین دمای احتراق در بیشینه فشار ایجاد می‌شود. به علاوه در نمونه‌های دیگر گازی مانند تهران، کنگان و سرخون که از نظر ترکیبات دیگر هیدروکربن‌های سنگین‌تر مانند اتان و پروپان نزدیک به هم بودند بالاتر از متان خالص و نمونه گاز خانگیران قرار دارند. نمودار ترکیب گازی بیدبلند نیز کمترین مقدار بیشینه دمای داخل استوانه را دارد. بعد از پایان احتراق تمام ترکیبات افت دمایی نشان داده‌اند، که افت دمایی در ترکیب بیدبلند از دیگر ترکیبات کمتر بوده است. مقدار دمای سایر ترکیبات در انتهای فرایند احتراق با مقدار دو ترکیب گازی متان و خانگیران که بیشترین دما را در نقطه بیشینه فشار نسبت به دیگر ترکیبات گازی داشتند نزدیک شده است. یکی از دلایل آن می‌تواند تعداد اتم‌های کربن کمتر و احتراق سریع‌تر آن به عنوان هیدروکربن با کمترین مقدار کربن باشد. در مقابل هیدروکربن‌های با اتم‌های کربن بیشتر مانند اتان و پروپان که در ترکیب

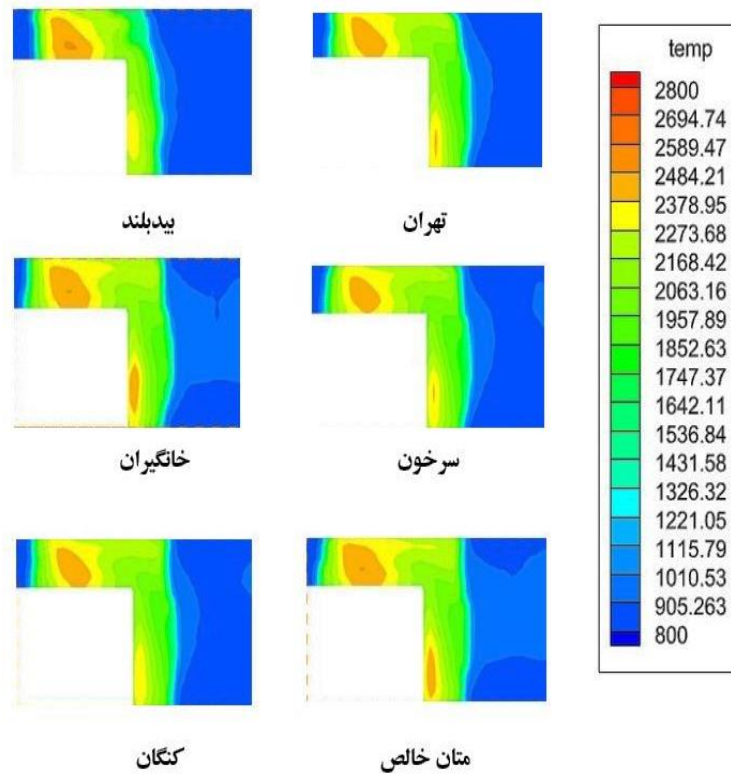
گاز بیدبلند بیشترین مقدار را دارند، به دلیل بیشتر بودن اتم‌های کربن در مولکول، اکسیژن بیشتری برای احتراق کامل و رعایت نسبت درست نیاز دارند. به همین دلیل زمان بیشتری برای تکمیل احتراق در داخل محفظه احتراق نیاز است. لذا در نقاط پایانی احتراق ترکیبات سنگین در حال سوختن بیشتری نسبت به ترکیب سبکتر متان وجود دارد و بعد از نقطه مکت بالا، کاهش دمای کمتری نشان می‌دهند.



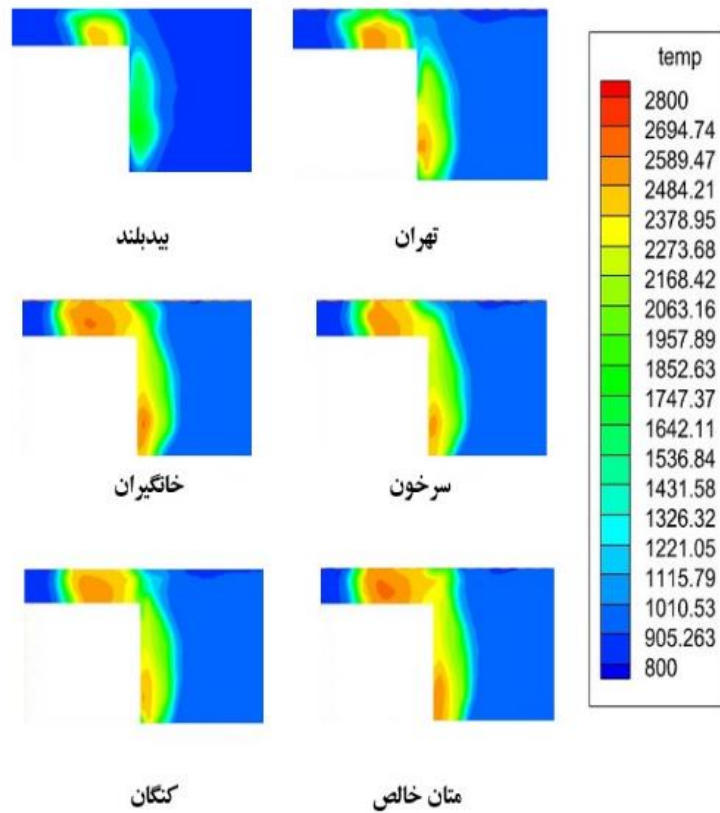
شکل ۷ نمودار دما برحسب زاویه لنگ برای ترکیبات مختلف گاز طبیعی

شکل‌های ۸ و ۹ نقشه دمای داخل استوانه را برای ترکیبات مختلف مورد مطالعه نشان می‌دهند (با بررسی نقشه‌های دما مشاهده شد که در زاویه لنگ ۱۸ درجه تقریباً بخش پیش‌آمیخته احتراق کامل شده و در زاویه لنگ ۲۴ درجه تقریباً احتراق کل محفظه را پوشانده است به این دلایل این دو زاویه لنگ برای ارائه انتخاب شدند). مشاهده می‌شود، با کاهش متان در ترکیب گاز طبیعی فرایند شروع احتراق و شعله زنی ضعیف‌تر شده است. همچنین با افزایش دیگر ترکیبات با کربن بیشتر و طولانی‌تر شدن فرایند احتراق نقاط داغ کمتر شده و در نتیجه احتراق جبهه گسترده‌تری را دربر گرفته است. به عنوان نمونه ترکیب متان خالص و ترکیب سوخت خانگیران بیشترین شباهت را به یکدیگر از نظر دما و نحوه احتراق نشان داده‌اند و نسبت به سایر ترکیبات سرعت احتراق بیشتری دارند. در ترکیب بیدبلند سرعت پیشروی شعله بسیار کمتر از سایر ترکیبات مورد مطالعه است. دلیل آن را می‌توان سنگین‌تر بودن ترکیبات هیدروکربن موجود در ترکیب گاز نسبت به سایر ترکیبات بیان کرد.

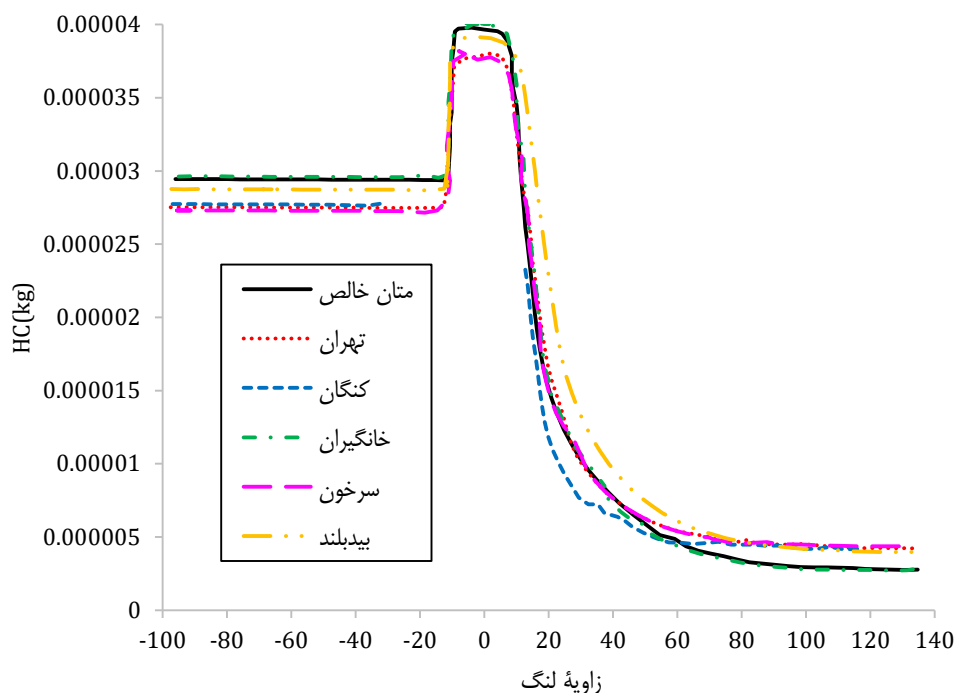
شکل ۱۰ نشان می‌دهد در ترکیبات دارای متان بیشتر بدلیل احتراق بهتر مقدار هیدروکربن‌های نسوخته در پایان احتراق کمتر از دیگر ترکیبات است. به عنوان مثال در نمودار بیدبلند که بیشترین مقدار هیدروکربن‌های سنگین نسبت به سایر ترکیبات گازی را دارا است، ابتدا به دلیل کند بودن فرایند احتراق مقدار هیدروکربن بیشتری در ترکیب وجود دارد و در ادامه احتراق نمودار به دیگر نمودارها نزدیک می‌شود. اما در پایان ترکیبات گازی مانند متان خالص و خانگیران که عملاً ترکیبات هیدروکربن به جز متان را در ترکیبات خود نداشته و یا به صورت ناچیز داشتند به دلیل احتراق کامل‌تر کمترین مقدار هیدروکربن‌های نسوخته را ثبت کردند.



شکل ۸ نقشه‌های دمای ترکیبات مختلف گاز طبیعی در زاویه لنگ ۱۸ درجه

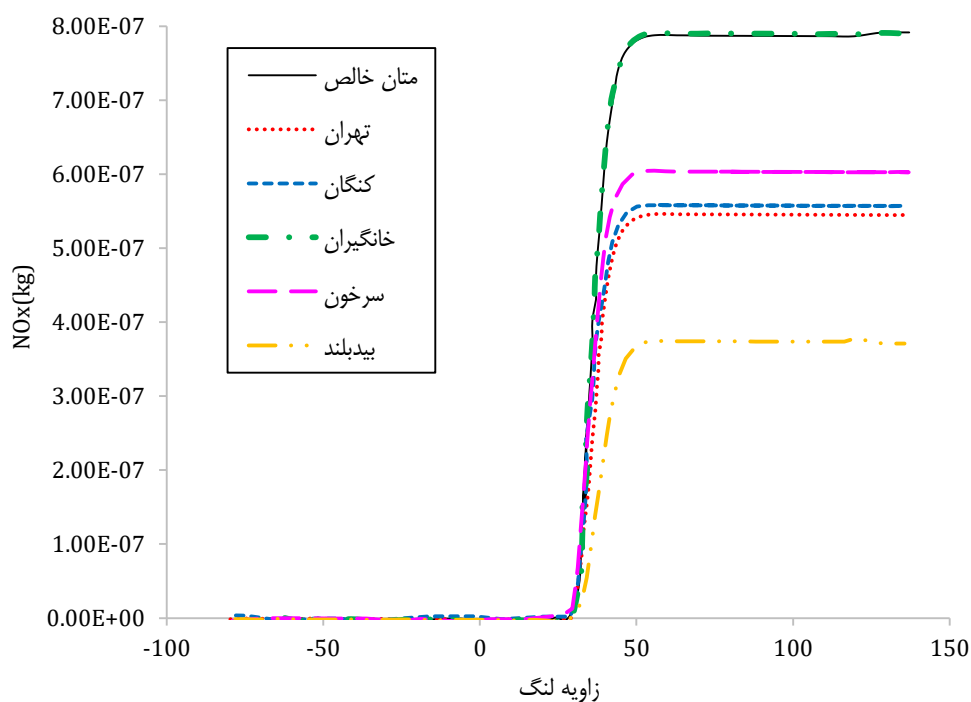


شکل ۹ نقشه‌های دما ترکیبات مختلف گاز طبیعی در زاویه لنگ ۲۴ درجه



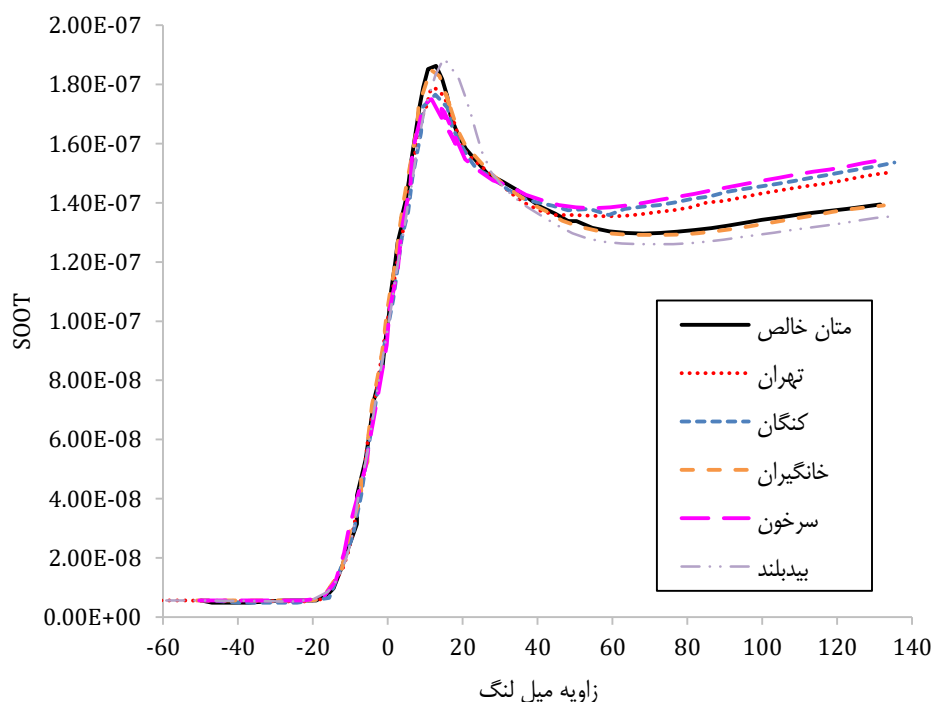
شکل ۱۰ آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته برای ترکیبات مختلف گاز طبیعی

بررسی شکل ۱۱ نشان می‌دهد با افزایش دما در ترکیب گاز داخل استوانه مقدار آلاینده اکسیدهای ازت افزایش چشم‌گیری را دارد. از طرف دیگر با توجه به نقشه‌های دمایی بدست آمده دلیل کم بودن نقاط داغ در ترکیبات دارای هیدروکربن‌های سنگین‌تر مانند بیدبلند تشکیل مقدار آلاینده اکسیدهای ازت از سایر ترکیبات کمتر است.



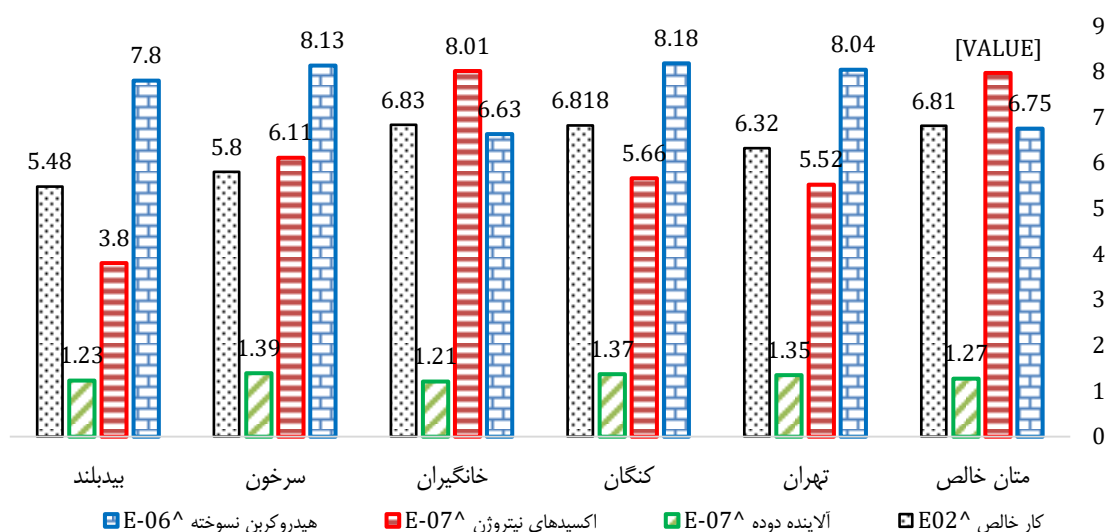
شکل ۱۱ آلاینده اکسیدهای ازت برای ترکیبات مختلف گاز طبیعی

شکل ۱۲ نشان می‌دهد در بیشتر ترکیبات با متان بالاتر آلاینده دوده کمتری در انتهای فرایند احتراق وجود دارد. آلاینده دوده بدلیل کیفیت بسیار ضعیف احتراق در ترکیب گاز طبیعی بیدبلند با وجود کم بودن مقدار متان در ترکیب کمتر از سایر ترکیبات است. شکل ۱۰ نشان می‌دهد مقدار بسیار زیادی از هیدروکربن‌های شرکت کننده در واکنش به صورت نسوخته باقی مانده‌اند. ابتدا هیدروکربن‌های نسوخته موجود در ترکیبات گازی محترق می‌شوند و از مقدار آنها کاسته می‌شود و با ادامه روند احتراق هیدروکربن‌ها تجزیه می‌شوند و مقدار هیدروکربن‌های نسوخته و دوده در اتاق احتراق افزایش می‌یابد. که باعث روند افزایشی نمودارهای دوده در انتهای فرایند می‌شود. با توجه به شکل ۱۲ در تمام نمودارها ابتدا روند کاهش بوده است این کاهش در ترکیبات گاز متان خالص و همچنین خانگیان سریع تر اتفاق افتاده است. همچنین در نمودار بیدبلند به دلیل سنگین تر بودن هیدروکربن‌ها زمان بیشتری جهت تجزیه هیدروکربن‌ها به ترکیبات ساده تر مورد نیاز بوده است. که این تعویق در شروع فرایند به خوبی قابل مشاهده است. ترکیب گازی بیدبلند همانطور که در تحلیل نمودار هیدروکربن‌های نسوخته بیان شد به دلیل احتراق ناقص و افزایش هیدروکربن نسوخته، دوده کمتری را نیز برجای گذاشته است. و در انتهای فرایند در ترکیبات متان خالص و خانگیان به دلیل احتراق بهتر مقدار دوده از سه ترکیب تهران، کنگان و سرخون کمتر شده است.



شکل ۱۲ آلاینده دوده برای ترکیبات مختلف گاز طبیعی

بررسی شکل ۱۳ نشان می‌دهد با افزایش مقدار متان در ترکیب گاز، کار خالص تولیدی افزایش یافته است. از طرفی در ترکیبات گازی دارای هیدروکربن‌هایی با مقدار کربن بالاتر به دلیل ناقص تر بودن فرایند احتراق تمام انرژی سوخت آزاد نشده است. در نتیجه مقدار آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته نیز بیشتر شده است. همچنین بدلیل طولانی شدن فرایند احتراق نقاط داغ در جبهه احتراق کمتر شده که به کاهش مقدار تولید آلاینده اکسیدهای ازت منجر شده است.



شکل ۱۳ جمع بندی نتایج استفاده از ترکیبات مختلف گاز طبیعی

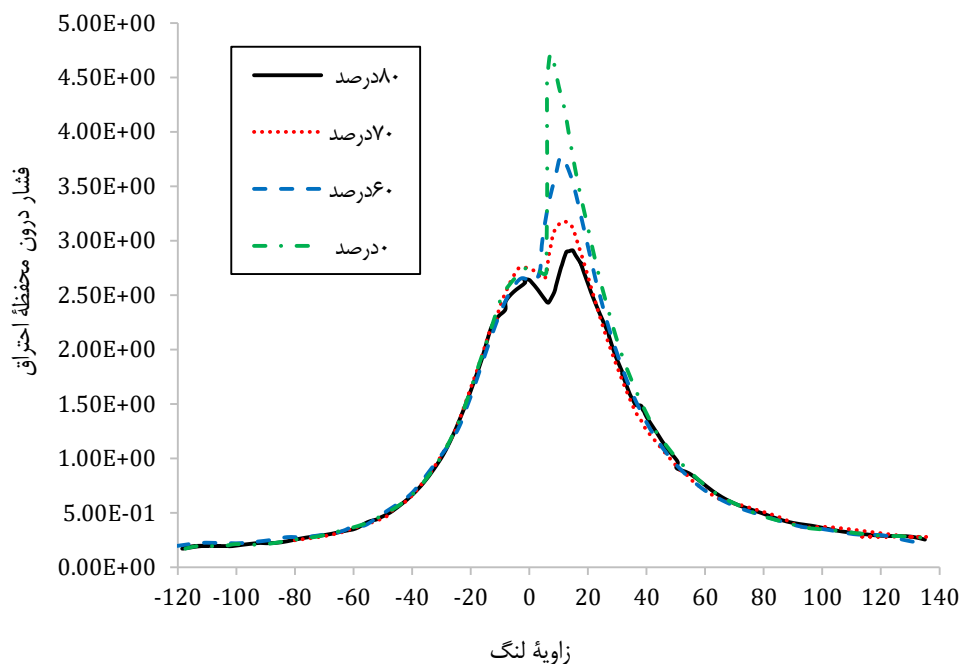
۴-۲- بررسی تأثیر درصد‌های مختلف گاز طبیعی بر عملکرد موتور

در این بخش تأثیر درصد‌های مختلف گاز طبیعی بر روی عملکرد موتور مورد مطالعه، بررسی شده است. از الگو گاز طبیعی خانگیران بدلیل بازدهی بهتر آن و نزدیکی بسیار بالا با الگو گاز طبیعی استفاده شده در آزمایش تجربی موجود، استفاده شده است. همچنین همان تنظیمات و انتخاب شبکه مربوط به قسمت قبل یعنی در ترکیبات مختلف گاز طبیعی استفاده شده است، تا نیاز به تکرار دوباره صحت سنجی و ایجاد هندسه مستقل از شبکه نباشد. در این قسمت انرژی کل یعنی مجموع انرژی سوخت دیزل و گاز طبیعی برای هر چهار حالت مورد بررسی، یکسان انتخاب شده است.

شکل ۱۴ نشان می‌دهد با کاهش مقدار گاز طبیعی و افزایش سوخت دیزل، فشار درون استوانه افزایش یافته است. همانطور که نمودار نشان می‌دهد، با افزایش درصد گاز طبیعی مدت زمان احتراق نیز افزایش داشته است که می‌تواند یکی از دلایل کاهش مقدار فشار در نقطه بیشینه فشار باشد. به علاوه این نکته حائز اهمیت است که سوخت گازوئیل به عنوان سوخت شروع کننده احتراق در داخل محفظه احتراق است. سوخت گاز طبیعی با محترق شدن سوخت دیزل محترق می‌شود و سوخت دیزل احتراق کاملتری را تجربه می‌کند. همچنین بررسی شکل ۱۳ و جدول ۵ نشان می‌دهد با افزایش مقدار سوخت گاز طبیعی به مقدار ۶۰ درصد ابتدا احتراق زودتر انجام شده و سپس افزایش زمان شروع احتراق در ترکیبات با درصد‌های بالاتر اتفاق افتاده است. همچنین با افزایش مقدار گاز طبیعی از ۶۰ درصد تا ۸۰ درصد افت فشار بیشینه رخ داده است که می‌تواند به دلیل افزایش حضور هیدروکربن‌ها و کاهش مقدار اکسیژن و در نتیجه سوختن ناقص تر ترکیبات باشد.

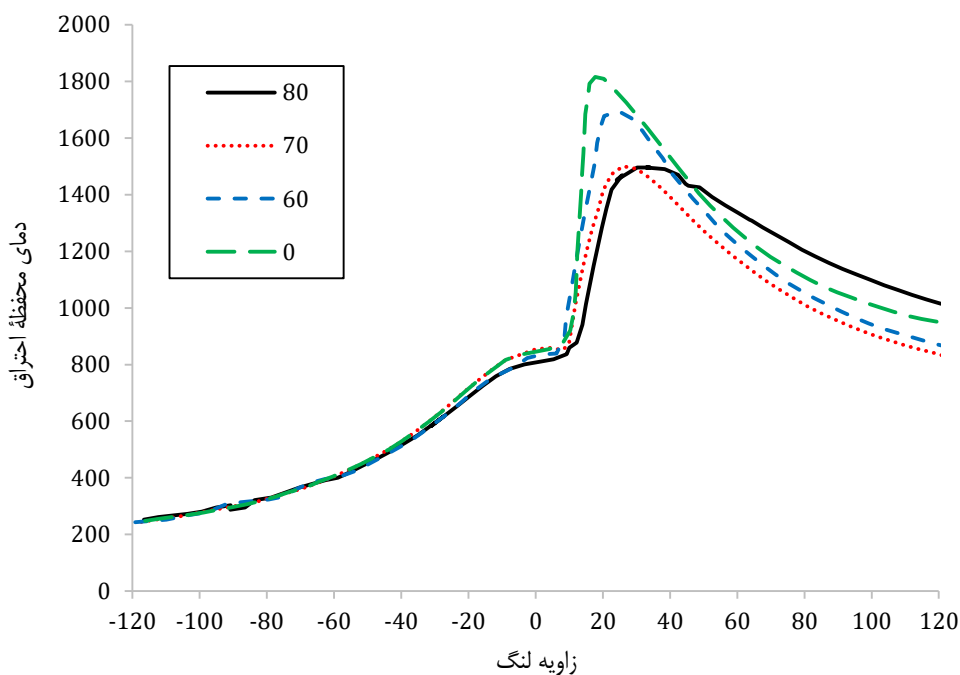
جدول ۵ نقاط شروع احتراق و بیشینه فشار درصد‌های مختلف گاز طبیعی

گاز طبیعی	شروع فرایند احتراق (زاویه میل لنگ)	فشار در نقطه شروع احتراق (مگاپاسکال)	نقطه بیشینه فشار (زاویه میل لنگ)	فشار در قله
۸۰٪	۸,۱۹	۲,۳۷	۱۶,۵۳	۲,۸۹۱
۷۰٪	۵,۵	۲,۵	۱۲,۶۷	۳,۱۲
۶۰٪	۴,۹	۲,۵۸	۱۳,۳۷	۳,۷۶
٪	۷	۲,۶	۹,۷	۴,۷۳



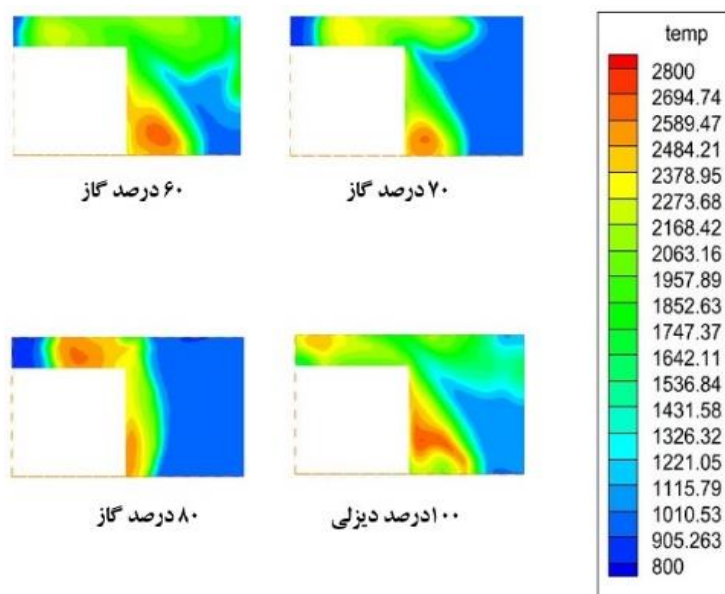
شکل ۱۴ فشار برحسب زاویه لنگ برای درصد‌های مختلف گاز طبیعی

شکل ۱۵ نشان می‌دهد، با افزایش مقدار گاز طبیعی دمای درون محفظه احتراق کاهش یافته اما در موردهای ۷۰ درصد و ۸۰ درصد گاز طبیعی نمودارها در نقطه بیشینه دما تقریباً با یکدیگر برابرند. این می‌تواند بدلیل بالاتر بودن دمای شعله بی‌دررو در سوخت دیزل نسبت به گاز طبیعی باشد و نزدیک شدن دمای بیشینه در موردهای ۷۰ درصد و ۸۰ درصد گاز طبیعی می‌تواند نتیجه بهتر شدن نسبت سوخت و هوا و مخلوط همگن‌تر و احتراق بهتر باشد.

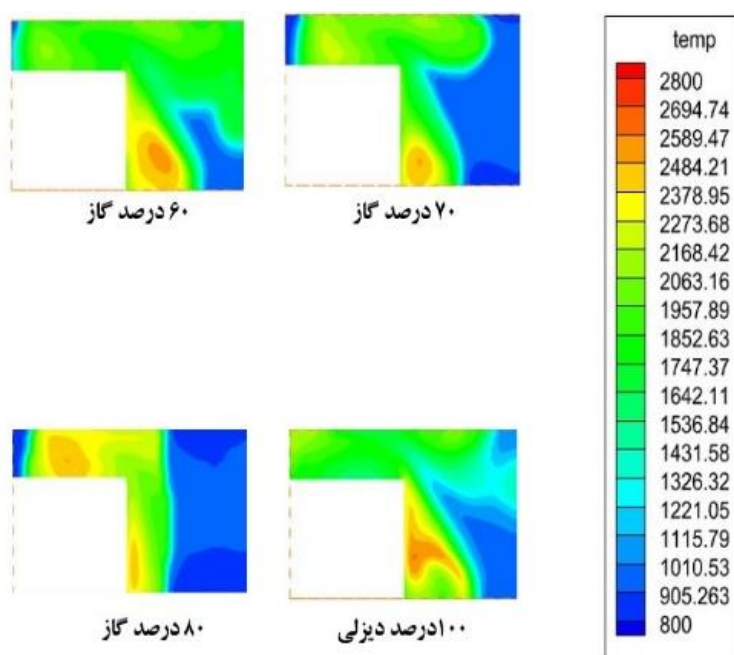


شکل ۱۵ دما برحسب زاویه لنگ برای درصد‌های مختلف گاز طبیعی

شکل ۱۶ و ۱۷ نقشه‌های دمای داخل محفظه احتراق را نشان می‌دهند. شکل‌ها نشان می‌دهند، با حضور گاز طبیعی در محفظه احتراق مدت زمان احتراق بیشتر شده و همچنین نقاط داغ کاهش یافته است. همچنین با افزایش مقدار گاز طبیعی از ۶۰ درصد تا ۷۰ درصد، شعله با دمای کمتری پیشروی کرده است. لذا از محدوده ناحیه داغ که منجر به تولید اکسیدهای ازت می‌شود کاسته شده است. با افزایش مقدار گاز طبیعی تا ۸۰ درصد از پیشروی شعله در محفظه احتراق کاسته شده است و به نقاط داغ نیز افزوده شده است. از دلایل آن می‌توان به کاهش مقدار اکسیژن به دلیل افزایش مقدار گاز طبیعی اشاره کرد.



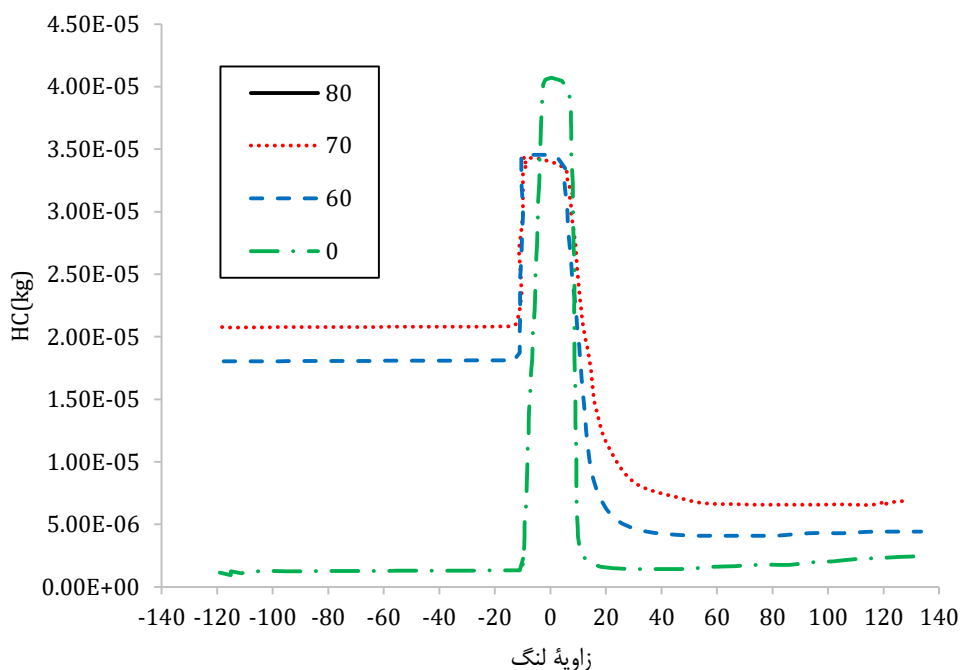
شکل ۱۶ مقایسه نقشه دما در درصد‌های مختلف گاز طبیعی (زاویه ۱۸ درجه لنگ)



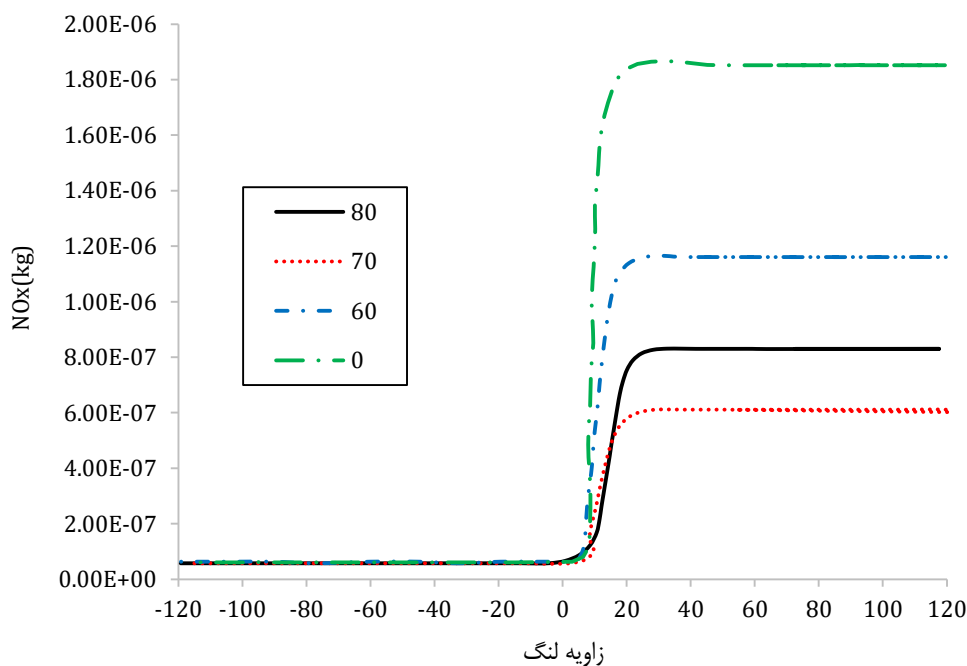
شکل ۱۷ مقایسه نقشه دما در درصد‌های مختلف گاز طبیعی (زاویه ۲۴ درجه لنگ)

بررسی شکل ۱۸ نشان می‌دهد، با افزایش مقدار گاز طبیعی هیدروکربن‌های نسوخته افزایش می‌یابند که می‌تواند ناشی از احتراق ضعیف گاز طبیعی نسبت به دیزل باشد.

شکل ۱۹ نشان می‌دهد با افزایش درصد گاز طبیعی تا مقدار ۷۰ درصد مقدار آلاینده اکسیدهای ازت کاهش می‌یابند، و با افزایش درصد گاز طبیعی تا ۸۰ درصد نسبت به نمونه ۷۰ درصدی مقدار آلاینده اکسیدهای ازت حدود ۴۵ درصد افزایش می‌یابد. بررسی شکل ۱۶ و ۱۷ نشان می‌دهد که نقاط داغ در الگو ۸۰ درصد نسبت به الگو ۷۰ درصد گاز افزایش داشته است که این نکته افزایش اکسیدهای ازت را توجیه می‌کند.



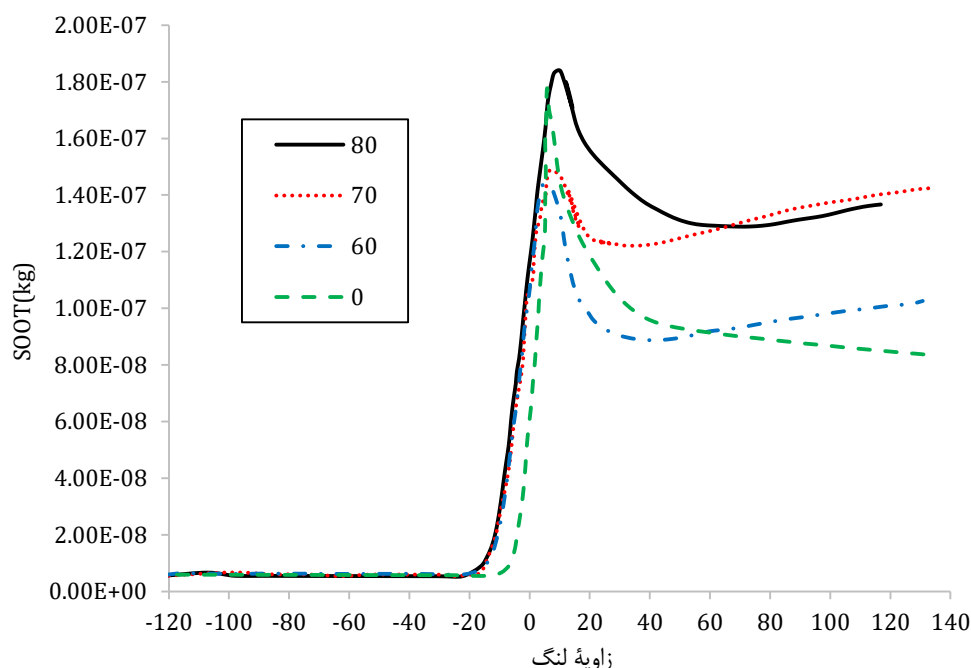
شکل ۱۸ آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته برای درصدهای مختلف گاز طبیعی



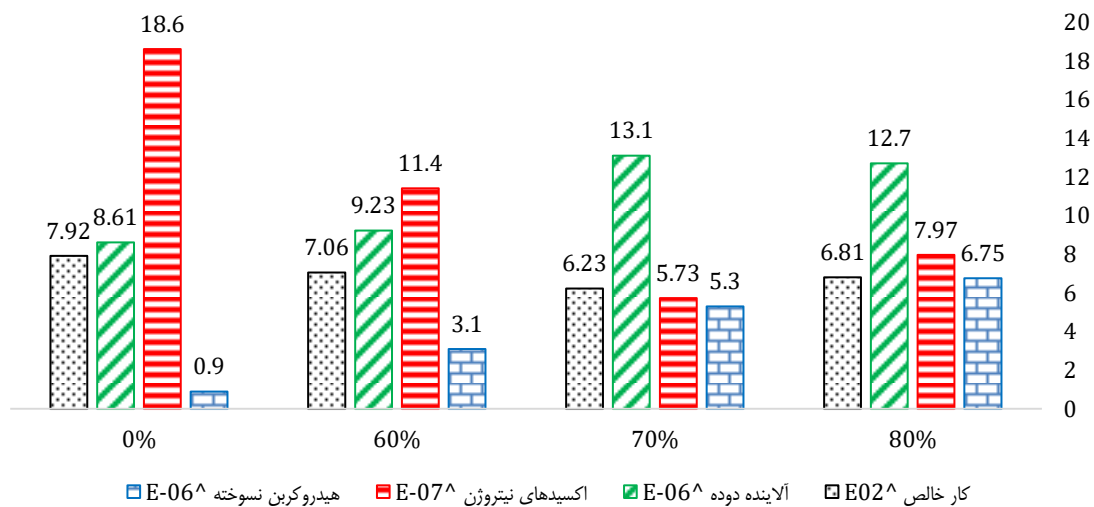
شکل ۱۹ آلاینده اکسیدهای ازت در درصدهای مختلف گاز طبیعی

بررسی شکل ۲۰ نشان می‌دهد، با افزایش مقدار گاز طبیعی تا ۷۰ درصد مقدار آلاینده دوده افزایش یافته و پس از آن تا افزایش به مقدار ۸۰ درصد مقدار آلاینده‌گی افت پیدا کرده است. که این می‌تواند به دلیل بهتر شدن احتراق در داخل محفظه احتراق باشد.

شکل ۲۱ نشان می‌دهد، با افزایش مقدار گاز طبیعی در ترکیب سوخت تا ۶۰ درصد نسبت به نمونه دیزلی مقدار آلاینده اکسیدهای ازت تا ۳۷ درصد کاهش یافته است. و همچنین مقدار هیدروکربن‌های نسوخته تا مقدار ۲۰۰ درصد افزایش را نشان داده اند. کارخالص ۱۴ درصد کاهش یافته است و آلاینده دوده ۷ درصد افزایش یافته است. و همچنین با افزایش از ۶۰ درصد تا ۷۰ درصد کار خالص ۱۱ درصد کاهش یافته است. همچنین آلاینده دوده ۳۷ درصد افزایش یافته است. اکسیدهای ازت ۵۵ درصد کاهش یافته‌اند که نسبت به نمونه صد در صد دیزلی این مقدار کاهش را می‌توان تا ۷۲ درصد بیان کرد. هیدروکربن‌های نسوخته نیز به مقدار ۷۲ درصد افزایش یافته‌اند.



شکل ۲۰ آلاینده دوده در درصدهای مختلف گاز طبیعی



شکل ۲۱ جمع بندی نتایج استفاده از درصدهای مختلف گاز طبیعی

با افزایش ترکیب گاز طبیعی از ۷۰ درصد تا ۸۰ درصد مقدار کار خالص ۱۰ درصد افزایش یافته است و همچنین مقدار آلاینده دوده ۳ درصد کاهش یافته است. اکسیدهای ازت ۳۹ درصد افزایش یافته‌اند و همچنین هیدروکربن‌های نسوخته ۲۶ درصد افزایش یافته‌اند.

با بررسی نتایج حاصله از شکل و همچنین نقشه‌های دمای موجود این نتیجه به دست می‌آید که ابتدا با افزایش مقدار گاز طبیعی تا ۶۰ درصد دمای احتراق پایین می‌آید و به همین دلیل اکسیدهای ازت کاهش می‌یابند. همچنین مقدار هیدروکربن‌های نسوخته به دلیل احتراق ضعیف‌تر افزایش می‌یابند و با افزایش ۷۰ درصد این روند ادامه پیدا می‌کند. اما با افزایش تا ۸۰ درصد روند افزایشی در کار خالص و دمای احتراق رخ می‌دهد. بررسی نقشه‌های دما نیز نشان می‌دهد که نقاط داغ افزایش یافته‌اند.

۵- نتیجه‌گیری

- ۱- با افزایش هیدروکربن‌های سنگین‌تر از متان در ترکیب گاز طبیعی، شروع احتراق به تعویق می‌افتد.
- ۲- با افزایش مقدار درصد متان در ترکیب گاز طبیعی، بیشینه فشار درون محفظه احتراق افزایش می‌یابد.
- ۳- با افزایش مقدار درصد متان در ترکیب گاز طبیعی، بیشینه دما داخل محفظه احتراق افزایش می‌یابد.
- ۴- با کاهش درصد متان و افزایش هیدروکربن‌های سنگین‌تر مانند اتان و پروپان در ترکیب گاز طبیعی تا ۸۷ درصد، مقدار آلاینده دوده افزایش می‌یابد.
- ۵- با افزایش درصد گاز طبیعی، مقدار بیشینه فشار داخل محفظه احتراق کاهش می‌یابد.
- ۶- با افزایش درصد گاز طبیعی تا ۷۰ درصد، مقدار بیشینه دمای داخل محفظه احتراق کاهش می‌یابد.
- ۷- با افزایش درصد گاز طبیعی از ۷۰ تا ۸۰ درصد، مقدار بیشینه دمای داخل محفظه احتراق تغییرات زیادی ندارد.
- ۸- با افزایش درصد گاز طبیعی تا ۷۰ درصد، مقدار آلاینده اکسیدهای ازت کاهش می‌یابد.
- ۹- با افزایش درصد گاز طبیعی از ۷۰ تا ۸۰ درصد، مقدار آلاینده اکسیدهای ازت نسبت به قبل حدود ۴۵ درصد افزایش می‌یابد.

References

- [1] Kousheshi N, Yari M, Paykani A, Saberi Mehr A, de la Fuente GF. Effect of syngas composition on the combustion and emissions characteristics of a syngas/diesel RCCI engine. *Energies*. 2020 Jan 2;13(1):212. doi: 10.3390/en13010212
- [2] Yang B, Duan Q, Liu B, Zeng K. Parametric investigation of low pressure dual-fuel direct injection on the combustion performance and emissions characteristics in a RCCI engine fueled with diesel and CH₄. *Fuel*. 2020 Jan 15;260:116408. doi: 10.1016/j.fuel.2019.116408
- [3] Liu J, Ma B, Yu R, Guo Q. Optimization of the direct injection natural gas engine under different combustion modes. *Fuel*. 2020 Jul 15;272:117699. doi: 10.1016/j.fuel.2020.117699
- [4] Sabu VR, Thomas JJ, Nagarajan G. Experimental investigation on the effects of multiple injections and EGR on n-pentanol-biodiesel fuelled RCCI engine. *RSC advances*. 2020;10(49):29498-509. doi: 10.1039/D0RA03723K
- [5] Mousavi SM, Saray RK, Poorghasemi K, Maghbouli A. A numerical investigation on combustion and emission characteristics of a dual fuel engine at part load condition. *Fuel*. 2016 Feb 15;166:309-19. doi: 10.1016/j.fuel.2015.10.052
- [6] Harari PA, Banapurmath NR, Yaliwal VS, Khan TY, Badruddin IA, Kamangar S, Mahlia TM. Effect of injection timing and injection duration of manifold injected fuels in reactivity controlled compression ignition engine operated with renewable fuels. *Energies*. 2021 Jul 30;14(15):4621. doi: 10.3390/en14154621
- [7] Pedrozo VB, Wang X, Guan W, Zhao H. The effects of natural gas composition on conventional dual-fuel and reactivity-controlled compression ignition combustion in a heavy-duty diesel engine. *International Journal of Engine Research*. 2022 Mar;23(3):397-415. doi: 10.1177/1468087420984044

- [8] Jahanian O, Jazayeri SA. Effects of natural Gas composition on the performance of a homogenous charge compression ignition (HCCI) engine. doi: [10.2516/ogst/2011133](https://doi.org/10.2516/ogst/2011133)
- [9] Benajes J, García A, Monsalve-Serrano J, Sari RL. Fuel consumption and engine-out emissions estimations of a light-duty engine running in dual-mode RCCI/CDC with different fuels and driving cycles. Energy. 2018 Aug 15;157:19-30. doi: [10.1016/j.energy.2018.05.144](https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.144)
- [10] Kakoe A, Bakhshan Y, Aval SM, Gharehghani A. An improvement of a lean burning condition of natural gas/diesel RCCI engine with a pre-chamber by using hydrogen. Energy conversion and management. 2018 Jun 15;166:489-99. doi: [10.1016/j.enconman.2018.04.063](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.04.063)
- [11] Mishra C, Subbarao PM. Design, development and testing a hybrid control model for RCCI engine using double Wiebe function and random forest machine learning. Control Engineering Practice. 2021 Aug 1;113:104857. doi: [10.1016/j.conengprac.2021.104857](https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2021.104857)
- [12] Ghaffarzadeh S, Nassiri Toosi A, Zarrinkolah MT. The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Combustion and Emission of RCCI Engine Fueled with Diesel-CNG Fuel. Modares Mechanical Engineering. 2020 Aug 10;20(8):2121-8.
- [13] Taqizadeh Atie, JAHANIAN OMID, Pourmousavi Kani Seyyed Iman. Simulation study on the effects of Methane-Normal Heptane blend fraction on the performance of a Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) engine. FUEL AND COMBUSTION[Internet]. 2020;12(4):15-31.
- [14] Pathak SK, Nayyar A, Goel V. Optimization of EGR effects on performance and emission parameters of a dual fuel (Diesel+ CNG) CI engine: an experimental investigation. Fuel. 2021 May 1;291:120183. doi: [10.1016/j.fuel.2021.120183](https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.120183)
- [15] Liu J, Guo Q, Guo J, Wang F. Optimization of a diesel/natural gas dual fuel engine under different diesel substitution ratios. Fuel. 2021 Dec 1;305:121522. doi: [10.1016/j.fuel.2021.121522](https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121522)
- [16] Hannan MA, Azidin FA, Mohamed A. Multi-sources model and control algorithm of an energy management system for light electric vehicles. Energy Conversion and Management. 2012 Oct 1;62:123-30. doi: [10.1016/j.enconman.2012.04.001](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.04.001)
- [17] Liu J, Wang J, Zhao H. Optimization of the injection parameters and combustion chamber geometries of a diesel/natural gas RCCI engine. Energy. 2018 Dec 1;164:837-52. doi: [10.1016/j.energy.2018.09.064](https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.09.064)
- [18] Mikulski M, Balakrishnan PR, Hunicz J. Natural gas-diesel reactivity controlled compression ignition with negative valve overlap and in-cylinder fuel reforming. Applied Energy. 2019 Nov 15;254:113638. doi: [10.1016/j.apenergy.2019.113638](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113638)
- [19] Salahi MM, Esfahanian V, Gharehghani A, Mirsalim M. Investigating the reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion strategy in a natural gas/diesel fueled engine with a pre-chamber. Energy Conversion and Management. 2017 Jan 15;132:40-53. doi: [10.1016/j.enconman.2016.11.019](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.11.019)
- [20] Rahnema P, Paykani A, Bordbar V, Reitz RD. A numerical study of the effects of reformer gas composition on the combustion and emission characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine enriched with reformer gas. Fuel. 2017 Dec 1;209:742-53. doi: [10.1016/j.fuel.2017.07.103](https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.07.103)
- [21] Aydın H. An innovative research on variable compression ratio in RCCI strategy on a power generator diesel engine using CNG-safflower biodiesel. Energy. 2021 Sep 15;231:121002. doi: [10.1016/j.energy.2021.121002](https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121002)
- [22] Morel T, Mansour NN. Modeling of turbulence in internal combustion engines. SAE Technical Paper; 1982 Feb 1. doi: [10.4271/820040](https://doi.org/10.4271/820040)
- [23] Han Z, Reitz RD. Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG κ - ϵ models. Combustion science and technology. 1995 Jan 1;106(4-6):267-95. doi: [10.1080/00102209508907782](https://doi.org/10.1080/00102209508907782)
- [24] Heywood JB. Combustion engine fundamentals. 1^a Edição. Estados Unidos. 1988;25:1117-28.
- [25] Neoh KG, Howard JB, Sarofim AF. Effect of oxidation on the physical structure of soot. In Symposium (International) on Combustion 1985 Jan 1 (Vol. 20, No. 1, pp. 951-957). Elsevier. doi: [10.1016/S0082-0784\(85\)80584-1](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(85)80584-1)
- [26] Hiroyasu H, Kadota T. Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines. SAE transactions. 1976 Jan 1:513-26. doi: [10.4271/760129](https://doi.org/10.4271/760129)
- [27] Senecal PK, Pomraning E, Richards KJ, Briggs TE, Choi CY, McDavid RM, Patterson MA. Multi-dimensional modeling of direct-injection diesel spray liquid length and flame lift-off length using CFD and parallel detailed chemistry. SAE transactions. 2003 Jan 1:1331-51. doi: [10.4271/2003-01-1043](https://doi.org/10.4271/2003-01-1043)

- [28] O'ROURKE PJ. Collective drop effects on vaporizing liquid spray. Ph. D. Thesis, Princeton University. 1981.
- [29] Amsden AA. KIVA-3: A KIVA program with block-structured mesh for complex geometries. Los Alamos National Lab., NM (United States); 1993 Mar 1.
- [30] Pirouzpanah V, Jeihouni Y, Afghahi SM. Reduction of Pollutants Emissions of OM-355 Diesel Engine to Euro 2 by Converting to Dual-fuel Engine (Diesel+ Gas). InProceeding of first Conference of Automotive Fuel to CNG 2003 Jun 19 (pp. 19-20).
- [31] Mahmoodi R, Yari M, Ghafouri J, Poorghasemi K. Study on the effect of using reformed biogas as a low reactivity fuel in a dual-fuel engine (RCCI). Engine Research. 2022 Nov 27;59(59):73-93. [In Persian]
- [32] Bazrafshan J, Jazayeri A, Ebrahimi M, Khaleghinia J. The Effect of Hydrogen Addition on a RCCI Engine Performance Fueled with Natural GasDiesel Fuel at Low Load Range. The Journal of Engine Research. 2022 Mar 10;65(65):60-74. doi:10.22034/ER.2022.697906