

Numerical Study of the Effect of Replacing Nitrogen with Helium-Carbon Dioxide on Diesel Engine Combustion

Seyed Safdar Taghavi Khesal, Amin Jalalian*, Mahmood Salari, Mojtaba Barzegar Rahimi

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Imam Hossein University, Tehran, Iran.

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Article History

Received: April 13, 2025

Revised: November 15, 2025

Accepted: November 17, 2025

ePublished: January 30, 2026

ABSTRACT

One of important problems of closed-cycle diesel engines is the drop in combustion pressure and engine power. In the present work the solution in a typical engine using CFD has been investigated. This is achieved by injecting helium into inlet gas mixture. This mixture involves recycling CO₂ from the products and injecting oxygen. The basis of closed-cycle engines is EGR. The higher the %EGR, the smaller amount of gases such as nitrogen, which are less effective in chemical reactions. Therefore, the strategy of present work is to use the highest possible %EGR. Results indicate that in the case where helium has a mass fraction of 4.6 to 11.7% and CO₂ has a mass fraction of 73 to 66%, after combustion, pressure and power drops occur, and to eliminate them, it is necessary to change o/f ratio. In general, as the amount of helium increases (up to a mass fraction of 20%), the peak pressure increases but does not reach the desired value, and the heat release rate decreases; however, at a mass fraction of 39%, the peak pressure exceeds the desired value, but combustion does not occur, this increase in pressure is the result of piston movement. By changing the o/f ratio from 16.5 to 11.5 and helium with a mass fraction of 9.5% and 67% EGR, the pressure variation matches the desired state. In this case, sfc is lower than in all cases, even the desired case, and the power output is higher than the desired case.

Keywords: Closed Cycle Diesel Engine, Combustion Simulation, Carbon Dioxide, Helium

How to cite this article

Taghavi Khesal S.S, Jalalian A, Salari M, Barzegar Rahimi M, Title. Numerical Study of the Effect of Replacing Nitrogen with Helium-Carbon Dioxide on Diesel Engine Combustion; 2026;26(02):119-128.

*Corresponding author's email: a.jalalian@ihu.ac.ir

*Corresponding ORCID ID: 0009-0004-7845-8350



Copyright© 2025, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.



مطالعه عددی اثر جایگزینی نیتروژن با ترکیب هلیوم-دی اکسیدکربن بر احتراق موتور دیزل

سید صفدر تقوی خصال، امین جلالیان*^{id}، محمود سالاری، مجتبی برزگر رحیمی

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه جامع امام حسین (ع)، تهران، ایران

چکیده

یکی از مشکلات موتورهای دیزل سیکل بسته، افت فشار احتراق و در اثر آن کاهش توان موتور است. در کار حاضر، حل این مساله در یک موتور نمونه با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی مورد بررسی واقع شد. این کار به وسیله تزریق هلیوم به مخلوط گازهای ورودی محقق میشود. این مخلوط شامل بازچرخش دی اکسیدکربن از محصولات و تزریق اکسیژن است. اساس کار موتورهای سیکل بسته بر انجام EGR است. هرچه درصد EGR بیشتر باشد نیاز به مقدار کمتری از گازهایی مانند نیتروژن است که در واکنشهای شیمیایی کم اثر هستند. لذا راهبرد کار حاضر استفاده از بیشترین درصد EGR ممکنه است. نتایج حاکی از آن است که در حالتی که هلیوم دارای کسر جرمی 4.6 الی 11.7% و دی اکسیدکربن 73 الی 66% باشد پس از احتراق افت فشار و توان ایجاد شده و جهت رفع آن نیاز به تغییر نسبت جرمی اکسیژن به سوخت است. در مجموع هرچه مقدار هلیوم افزایش یافته (تا کسر جرمی 20%) فشار قله افزایش یافته ولی به مقدار مطلوب نرسیده است و نرخ آزاد سازی گرما کاهشی است؛ اما در کسر جرمی 39% فشار قله از مقدار مطلوب بیشتر می شود ولی احتراق شکل نمی گیرد، این افزایش فشار صرفا حاصل از حرکت پیستون است. با تغییر نسبت اکساینده به سوخت از 16.5 به 11.5 و هلیوم با کسر جرمی 9.5% و EGR 67% تغییرات فشار با حالت مطلوب تطابق می یابد. در این حالت مصرف سوخت ویژه نسبت به تمام حالات حتی حالت مطلوب کمتر است و توان تولیدی از حالت مطلوب بیشتر است.

اطلاعات مقاله

نوع مقاله

مقاله پژوهشی

تاریخچه مقاله

دریافت: ۱۴۰۴/۰۱/۲۴

بازنگری: ۱۴۰۴/۰۸/۲۴

پذیرش: ۱۴۰۴/۰۸/۲۶

ارائه آنلاین: ۱۴۰۴/۱۱/۱۰

کلیدواژه‌ها: موتور دیزل سیکل بسته، شبیه سازی احتراق، دی اکسید کربن، هلیوم

نحوه ارجاع به این مقاله

تقوی خصال سید صفدر، جلالیان امین، سالاری محمود، برزگر رحیمی مجتبی، مطالعه عددی اثر جایگزینی نیتروژن با ترکیب هلیوم-دی اکسیدکربن بر احتراق موتور دیزل، مهندسی مکانیک مدرس. ۱۲۸-۱۱۹: ۱۴۰۴؛ ۲۶(۰۲)

*پست الکترونیکی نویسنده عهده دار مکاتبات: a.jalalian@ihu.ac.ir

*شناسه ارکید نویسنده عهده دار مکاتبات: 0009-0004-7845-8350



۱- مقدمه

در طول چند دهه ثابت شده که موتور دیزل یکی از مؤثرترین سیستم‌های تبدیل انرژی است. مطابق مطالعات هیوود در سال ۱۹۸۸ و مقبولی در سال ۲۰۱۳ این موتور به‌طور گسترده به عنوان منبع تولید انرژی در خودروها، نیروگاه‌های دیزلی و جهت تولید توان و برق در زیر دریا استفاده می‌شود [۱ و ۲]. مطابق مطالعات ژیانو ۲۰۰۹، اورا ۲۰۰۱، ریدر ۱۹۹۲ و مندز ۲۰۱۴ اگر گاز خروجی از یک موتور دیزل به وسیله افزودن اکسیژن بازیابی شود، این موتور می‌تواند به یک سیستم سیکل بسته تبدیل شود و به عنوان یک منبع انرژی مستقل از هوای آزاد با راندمان و قابلیت اطمینان بالا عمل کند [۳-۶]؛ لذا برای تحقق موتور دیزل سیکل بسته، نیاز به فناوری EGR است. شکل ۱، مدار گازهای اولیه و محصولات یک موتور دیزل سیکل بسته را نشان می‌دهد که گازهای خروجی اگزوز از دو مسیر وارد محفظه‌ی اختلاط شده و اکسیژن و نیتروژن به آن اضافه می‌شود تا یک جو مصنوعی تشکیل شود.

مسئله‌ی اصلی در موتورهای سیکل بسته افزایش زمان کار است. در پژوهش‌های متعدد روش‌های مختلف افزایش زمان عملکرد مطالعه شده است. فاولر [۷ و ۸] در سال ۱۹۸۳ و ۱۹۸۴ یک موتور دیزل سیکل بسته را توسعه داد که قادر به ارائه‌ی یک سیستم تولید برق در زیر آب است. سیستم او شامل یک موتور دیزل معمولی است که دارای مبدل جداسازی آب، جداساز شیمیایی توسط پتاسیم هیدروکسید در اگزوز و اکسیژن‌رسانی است. وی از طریق شبیه‌سازی عددی دریافت که میزان دی‌اکسیدکربن جدا نشده، نباید از ۴ درصد تجاوز کند تا ترکیب نهایی همان تاثیر هوای اتمسفر را داشته باشد. این ترکیب باعث شد تاثیر منفی روی فشار احتراق نداشته باشد. نور [۹] در سال ۱۹۹۷ و در کار دیگری مرزوک [۱۰] در سال ۱۹۹۹ عملکرد موتور دیزل را به صورت تجربی بر اساس هوای مصنوعی برای عملیات بازیابی مطالعه کردند. آن‌ها دریافتند که عملکرد نامناسب به دلیل افزایش حجمی CO_2 و اثرات مفید ناشی از افزایش درصد حجمی O_2 در مخلوط ورودی موتور وجود دارد. شاو [۱۱] در سال ۱۹۸۳ به‌طور تجربی تأثیر استفاده از گازهای بی‌اثر آرگون، هلیوم، نیتروژن و CO_2 بر احتراق یک موتور دیزل سیکل بسته را بررسی کرد. نتایج نشان داد که بازدهی حرارتی با نسبت گرمای ویژه گازهای بی‌اثر رابطه مستقیم دارد و هلیوم به عنوان گاز بی‌اثر با نسبت گرمای ویژه بالاتر، باعث بازدهی حرارتی بیشتری در موتور می‌شود. وو [۱۲] در سال ۲۰۰۹ یک موتور دیزل سیکل بسته با ترکیب گازهای ورودی مختلف از اکسیژن، آرگون و نیتروژن، تحت نسبت‌های معادل و سرعت‌های متفاوت موتور را شبیه‌سازی کرد. نتایج نشان می‌دهد که در صورت استفاده از آرگون برای جایگزینی نیتروژن، فشار زودتر افزایش می‌یابد و تأخیر در احتراق نیز کوتاه‌تر خواهد شد. دمای سیلندر نیز، افزایش می‌یابد. در سال ۲۰۱۶ علاء [۱۳] با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت تأثیر ترکیب گازهای نیتروژن و هلیوم در حالت EGR 25% در یک موتور دیزل

سیکل بسته را بررسی کرد. مطابق نتایج، افزایش EGR باعث افت فشار احتراق می‌گردد؛ این افت ناشی از جایگزینی گازهایی با گرمای ویژه بالاتر است و جهت جبران این افت فشار، اضافه‌کردن 5% جرمی هلیوم باعث بهبود احتراق موتور می‌شود. ژائو [۱۴] در سال ۲۰۱۸ به صورت عددی تأثیر هوای غنی‌شده با رطوبت و اکسیژن را بر پارامترهای موتور دیزل دریایی بررسی کرد. وی به این نتیجه رسید که افزایش رطوبت باعث کاهش دما و فشار احتراق می‌شود؛ بنابراین برای ایجاد EGR، نیاز به کاهش رطوبت محصولات احتراقی است. در سال ۲۰۲۱ طیب [۱۵] تأثیرات گازهای نجیب مانند نئون، هلیوم و آرگون بر احتراق موتور اشتعال تراکمی هیدروژنی را بررسی کرد. یافته‌ها حاکی از آن است که در اشتعال هیدروژن با کاهش جرم اتمی گازهای نجیب، تاخیر اشتعال کاهش می‌یابد. اشتعال در اتمسفر هلیوم-اکسیژن به ترتیب با کسرهای 0.79 و 0.21، کمترین تاخیر اشتعال و موجب افزایش توان تولیدی نسبت به گازهای نجیب دیگر است. گد [۱۶] در سال ۲۰۲۱ تأثیرات استفاده‌ی اسانس ماندارین با سوخت دیزل بر عملکرد موتور تحت بارهای متفاوت و سرعت ثابت 1500 rpm را بررسی کردند. یافته‌های تجربی آن‌ها نشان می‌دهد که فشار سیلندر در صورت استفاده از سوخت دیزل با مکمل اسانس ماندارین، 3% کاهش می‌یابد. یافته‌های شبیه‌سازی نیز حاکی از آن است که با افزایش EGR فشار احتراق و توان موتور کاهش می‌یابد و برای جبران افت توان نیاز به افزایش سوخت مصرفی است.

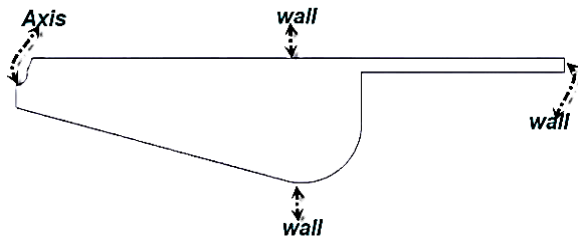
بنابر نتایج مطالعات و پژوهش‌های پیشین، یکی از معایب استفاده از EGR در موتور دیزل سیکل بسته، افت فشار احتراق و در اثر آن کاهش توان موتور است. همچنین مطابق مطالعات علاء [۱۳] افزودن هلیوم به همراه تغییر نسبت نیتروژن و دی‌اکسید-کربن به مقدار مناسب باعث می‌شود که افت فشار نسبت به حالت اولیه رخ ندهد.

در کار حاضر موضوع جایگزینی نیتروژن با ترکیب هلیوم-دی‌اکسیدکربن بر احتراق موتور دیزل مورد حل عددی قرار گرفته است. هدف این است که اولاً تا حد امکان EGR بیشینه محقق شود زیرا هرچه درصد EGR بیشتر باشد نیاز به مقدار کمتری از گازهایی مانند نیتروژن است. به عنوان نوآوری تفاوت اصلی کار حاضر با کار علاء (شکل ۱) [۱۳] کنار گذاشتن نیتروژن به صورت کامل از فرایند احتراق است که در واکنش‌های شیمیایی کم‌اثر است، لذا در کار حاضر با افزایش EGR و نیز تزریق اکسیژن به جای هوا عملاً پس از مدتی نیتروژنی در مدار باقی نمی‌ماند. ثانیاً با افزودن هلیوم افت فشار حاصل از EGR بیشینه، جبران شود. لازم به ذکر است مطابق بررسی کارهای سابق روی موتور دیزل سیکل بسته، حداکثر EGR 25% بدون افت توان بوده است. برای بررسی ایده‌ی کار حاضر، از نرم‌افزار ای‌وی‌ال فایر و مدل توربولانسی $k-\epsilon$ و مدل احتراقی PDF استفاده شد.

جدول ۲ شرایط اولیه کسرهای جرمی گونه‌ها

Table 2 Initial conditions of species mass fractions

EGR%	O/F	ρ (kg/m ³)	O ₂	CO ₂	He	N ₂	mode
14	16.5	0.178	0.221	0.1445	0	0.634	1
77	16.5	0.1275	0.221	0.7793	0	0	2
75	16.5	0.195	0.221	0.756	0.023	0	3
72	16.5	0.167	0.221	0.733	0.046	0	4
69	16.5	0.139	0.221	0.701	0.078	0	5
65	16.5	0.115	0.221	0.662	0.117	0	6
58	16.5	0.085	0.221	0.584	0.195	0	7
38	16.5	0.052	0.221	0.3896	0.389	0	8
67	11.5	0.128	0.221	0.6843	0.095	0	9



شکل ۲ نمای از دامنه‌ی حل و شرایط مرزی

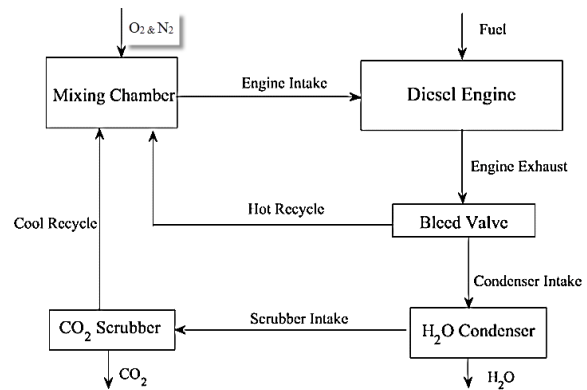
Fig. 2 A view of the solution domain and boundary conditions

شد تا حالت مطلوب که فشار احتراق با حالت مبنا همخوانی دارد یافته شود. دقت شود که مقادیر کسر جرمی و چگالی در جدول ۲ نشان دهنده حالت اولیه و ترکیب موجود در میدان است که فاقد سوخت خواهد بود. مرز میدان در این مرحله از کار موتور کاملاً مسدود است. حالت ۹ در بخش مربوطه تشریح می‌شود.

با توجه به نبود اطلاعات کافی در مورد دریچه ورود هوا، شبیه‌سازی از زاویه‌ی ۲۳۹° میل‌لنگ تا زاویه‌ی ۴۶۹° انجام شده است؛ یعنی شبیه‌سازی پس از بسته شدن سوپاپ ورودی در ۵۹° بعد از نقطه‌ی ایست پایین شروع می‌شود و تا زمانی که دریچه‌ی دود در ۷۱° قبل از نقطه‌ی ایست پایین باز شود ادامه می‌یابد. در شبیه‌سازی شرایط واقعی موتور دیزل سیکل بسته، فشار و دمای اولیه به ترتیب ۱.۵ بار و ۳۴۶ کلوین تنظیم شده است. در شکل ۲ هندسه محفظه، شرایط مرزی و نمای از دامنه‌ی حل که از پیستون، سیلندر و سر سیلندر تشکیل شده، نشان داده شده است. شرط مرزی هر سه مطابق تصویر، از نوع دیوار است. شبیه‌سازی بطور ۳ بعدی انجام شده و جهت کاهش زمان محاسبات، دامنه‌ی محاسباتی مورد نظر قطعی به اندازه‌ی یک‌چهارم کل محفظه انتخاب شده است. معادلات حاکم در شرایط گذرا و تراکم‌پذیر هستند. معادلات بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی به صورت زیر است [۱۷].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (2)$$



شکل ۱ موتور دیزل سیکل بسته [۱۳]

Fig. 1 Closed cycle diesel engine [13]

جدول ۱ مشخصات و برخی پارامترهای مهم موتور [۹ و ۱۰ و ۱۳]

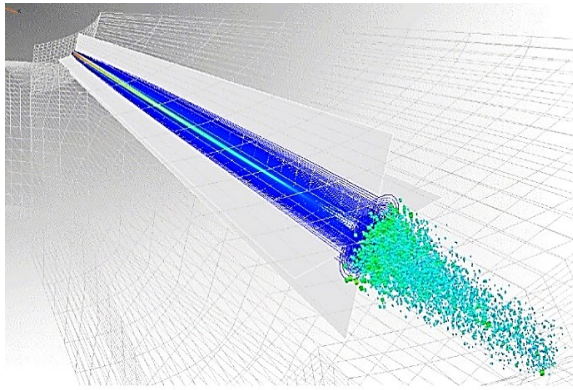
Table 1 Specifications and some important parameters of the engine [9, 10, 13]

Engine Model	Deutz F1L511
Number of cylinders	1
Number of cycles	Four stroke
cooling system	Air cooled
Cylinder diameter	100 mm
period	105 mm
Density ratio	18:00
engine speed	1500 rpm
Maximum power	5.775 kw
Fuel injection duration	336 to 360 crank degrees

۲- معرفی مسئله و معادلات حاکم بر آن

برای بررسی تاثیر افزودن هلیوم و CO₂ بر فشار احتراق، هندسه کارهای آزمایشگاهی [۹ و ۱۰] و شبیه‌سازی [۱۳] روی موتور سیکل دیزل بسته انتخاب شد. در این مسئله، جریان سیال، انتقال حرارت، واکنش شیمیایی گونه‌ها با نرم افزار ای وی ال فایرشیبه‌سازی شد.

مشخصات موتور دیزل مد نظر در جدول ۱ درج شده است. در کار حاضر دوره‌ی قدرت (از انتهای فرآیند مکش تا ابتدای فرآیند تخلیه)، در شرایط تمام بار موتور و دور ۱۵۰۰ rpm با تمرکز جهت رسیدن به دو هدف مذکور شبیه‌سازی می‌شود. بنابراین شبیه‌سازی از ابتدای مرحله‌ی تراکم تا انتهای مرحله‌ی انبساط در نظر گرفته شده است. شرایط اولیه کسر جرمی گازهای مختلف با نسبت‌های متفاوتی از اکسیژن، نیتروژن، دی‌اکسید کربن و هلیوم مطابق جدول ۲ در نظر گرفته شد. حالت (۱) مربوط به شرایط تجربی کار [۱۳] است که برای صحت‌سنجی نتایج استفاده شد. همچنین از آنجا که این حالت شرایط کاری موتور در مرجع مذکور است به عنوان حالت مبنا انتخاب گردید تا در حالاتی که مقدار CO₂ بازچرخش شده در مقادیر زیاد قرار می‌گیرند و هلیوم نیز جهت جبران افت فشار افزوده می‌شود (به عنوان شرط اولیه)، از فشار حالت مبنا (۱) به عنوان حالت مطلوب استفاده شود. حالات ۲ تا ۸ به گونه‌ای انتخاب شده‌اند که اولاً درصد بالایی از CO₂ باشد ثانیاً درصدی از هلیوم نیز جهت جبران فشار باشد. همچنین نسبت این دو گونه تغییر داده



شکل ۳ نمایی از پاشش سوخت در رویکرد اویلری-لاگرانژی [۱۷]
Fig. 3 A view of fuel injection from the Eulerian-Lagrangian approach [17]

ایده آل است. در کار حاضر نیز از مدل اسپری که رویکرد اویلری-لاگرانژی دارد استفاده شد. همچنین در کار [۱۳] که شبیه سازی همین موتور است از مدل مذکور استفاده شده است. در شکل ۳ نمایی از پاشش سوخت در رویکرد اویلری-لاگرانژی قابل مشاهده است.

۲-۴ مدل جدایش قطرات

مشکل اصلی در مدل سازی اسپری سوخت در احتراق دیزل، تعیین و تطبیق مکانیزم حاکم بر فرآیندهای جدایش است. در این زمینه تاکنون کارهای زیادی انجام گرفته و مدل های زیادی ارائه شده است. در مدل های پیشنهادی توصیه شده است که قطر ابتدایی قطرات باید به اندازه ی قطر سوراخ نازل باشد. در کار حاضر از مدل موج به منظور شرح جدایش و اتمیزاسیون قطرات استفاده شد. این مدل برای موتورهای دیزل پیشنهاد می شود [۱۹].

۲-۵ مدل انتقال حرارت و تبخیر قطرات سوخت

مدل استفاده شده در شبیه سازی برای انتقال حرارت و تبخیر قطرات سوخت، مدل داکوویچ [۲۰] است. فرضیاتی که در مدل داکوویچ در نظر گرفته می شود عبارت اند از تقارن کروی قطره، لایه ی گازی شبه پایدار در اطراف آن، دمای یکنواخت در قطره، خواص فیزیکی یکنواخت در سیال اطراف آن، تعادل گرمایی بین بخار و مایع در سطح بیرونی قطره با دمای یکنواخت.

۲-۶ مدل برخورد ذرات سوخت با دیواره

نرم افزار ای وی ال فایر برای محاسبات مربوط به اثر متقابل بین اسپری و دیواره دارای مدل های متعددی است. در مطالعه ی حاضر از مدل وال جت که توسط نایر و ریتز [۲۱] ابداع شد، استفاده شده است. این مدل فیزیک فیلم دیوار را در نظر نمی گیرد و این اجازه را می دهد تا محاسبات برخورد اسپری/دیوار بدون استفاده از مازول فیلم دیوار انجام شود.

در معادله ی ۲، فشار، p ، لزجت دینامیکی سیال و علامت δ بیانگر ماتریس دلتای کرونگر است.

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho H u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} (K \frac{\partial T}{\partial x_j}) + \dot{q} + \phi \quad (۳)$$

در معادله انرژی H آنتالپی سیال، $\dot{q}$ عبارت تولید گرما، T دمای سیال، K ضریب هدایت حرارتی و ϕ عبارت تلفات ناشی از نیروهای ویسکوز می باشد. معادله ی بقای گونه ها در رابطه ی ۴ آورده شده است [۱۸].

$$\frac{\partial(\rho Y_k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i Y_k)}{\partial x_i} = - \frac{\partial}{\partial x_i} (V_{k,i} Y_k + \rho u_i Y_k) + \omega_k \quad (۴)$$

Y_k کسر جرمی گونه k ، $V_{k,i}$ سرعت نفوذی در جهت i ، $u_i Y_k$ شار آشفته ی گونه و عبارت چشمه ی ω_k نرخ واکنش (نرخ خالص تولید/مصرف) گونه ی k است. این نرخ، حاصل جمع جبری، تولید و مصرف گونه ی k در واکنش های مربوط به این گونه است.

۲-۱ مدل توربولانسی

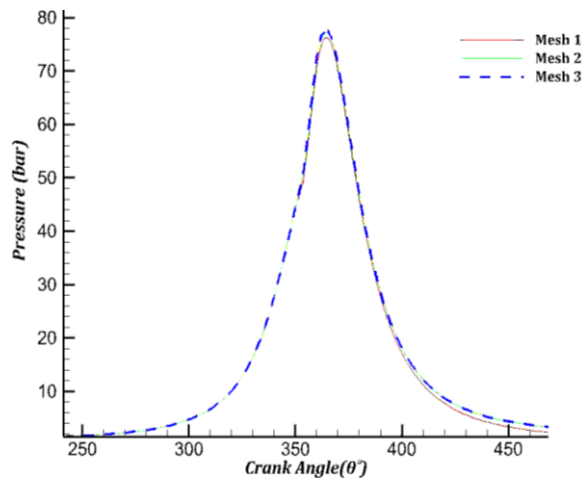
در کار حاضر از مدل استاندارد $k-\epsilon$ استفاده شد. این مدل پرکاربردترین مدل از بین انواع مدل های دو معادله ای است. در مدل $k-\epsilon$ میدان آشفته بر حسب دو متغیر بیان می شود. k که انرژی جنبشی جریان آشفته می باشد و ϵ نرخ تلفات ویسکوز انرژی جنبشی آشفته است. این مدل مناسب برای تخمین اولیه سریع میدان جریان، یا در شرایطی که مدل سازی سایر پدیده های فیزیکی مانند واکنش های شیمیایی، احتراق، تشعشع، فعل و انفعالات چند فاز، ناپایداری ایجاد می کند، توصیه می شود [۱۷].

۲-۲ مدل احتراقی

با توجه به موتور مورد نظر و توانمندی نرم افزار، مدل احتراقی PDF انتخاب شد. در مدل احتراقی PDF محاسبات بر اساس تأثیر همزمان میزان اختلاط گردابه های توربولانسی و نرخ احتراق است؛ بنابراین نیاز به هرگونه فرض قبلی مبنی بر این که آیا یکی از دو عامل مذکور محدودیتی بیشتر یا کمتر در ایجاد نرخ میانگین واکنش دارد را رفع می کند. علاوه بر این، مدل مذکور توصیف آماری خوبی از کمیت های اسکالر به دست می دهد.

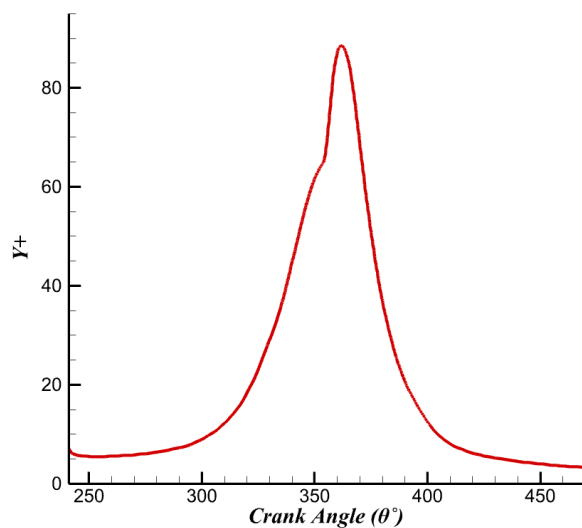
۲-۳ الگوی پاشش

در شبیه سازی اسپری هر دو رویکرد اویلری و لاگرانژی کاربرد زیادی دارد. در روش اویلری سیال مانند یک محیط پیوسته رفتار می کند در حالی که در رویکرد لاگرانژی مدل سازی بر ردیابی مسیر قطرات متمرکز است. یکی از ویژگی های برجسته مدل اسپری لاگرانژی تمرکز آن بر فروپاشی جت مایع و قطره است. از آنجا که در نزدیکی خروجی نازل اسپری غلیظ است رویکرد لاگرانژی برای این ناحیه مناسب نیست. از طرفی شبیه سازی اسپری با رویکرد اویلری در نواحی دور از نازل که اسپری رقیق است، توصیه نمی شود. بنابراین شبیه سازی اویلری-لاگرانژی [۱۷] به طور کلی روشی



شکل ۵ نمودار استقلال نتایج از شبکه‌بندی بر اساس فشار میانگین لحظه‌ای برحسب زاویه‌ی لنگ

Fig. 5 Graph of independence of results from grid based on instantaneous mean pressure in terms of crank angle

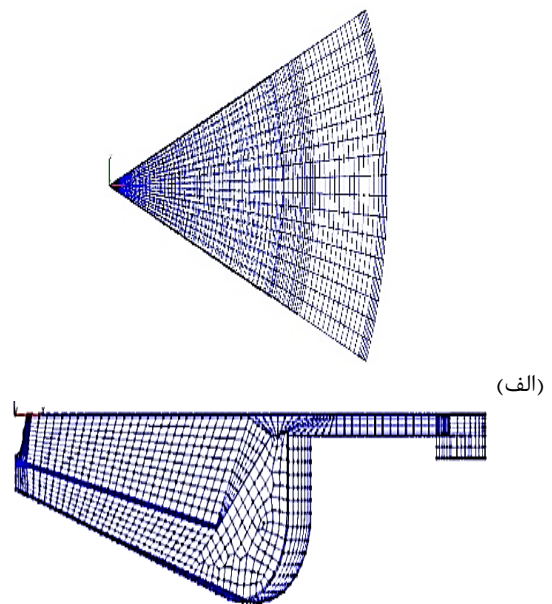


شکل ۶ نمودار y^+ بر حسب زاویه‌ی لنگ

Fig. 6 The y^+ distribution versus crank angle

انطباق قابل قبول بین شرایط عددی و الزامات مدل توربولانسی است.

اعتبارسنجی عددی از طریق مقایسه‌ی نتایج عددی با نتایج تجربی نور و همکاران [۹ و ۱۰] انجام شد. در شکل ۷ مقایسه‌ی بین منحنی فشار تجربی و عددی در شرایط حالت مبنا (۱) نشان داده شده است. فشار شبیه‌سازی شده درون سیلندر با نمونه آزمایشگاهی مطابقت خوبی دارد. بالاین‌حال، میتوان به انحراف فشار بیشینه اشاره کرد که می‌تواند ناشی از عایق فرض کردن دیواره‌های داخلی سیلندر، سرسیلندر و پیستون در شبیه‌سازی عددی باشد. فرض عایق بودن دیواره‌ها موجب افزایش دما بوده و با توجه به معادله گاز کامل، فشار نیز تابع مستقیم دما است. عامل مذکور در مرجع [۱۳] نیز به عنوان عامل انحراف کار شبیه سازی با آزمایشگاهی عنوان شده است.



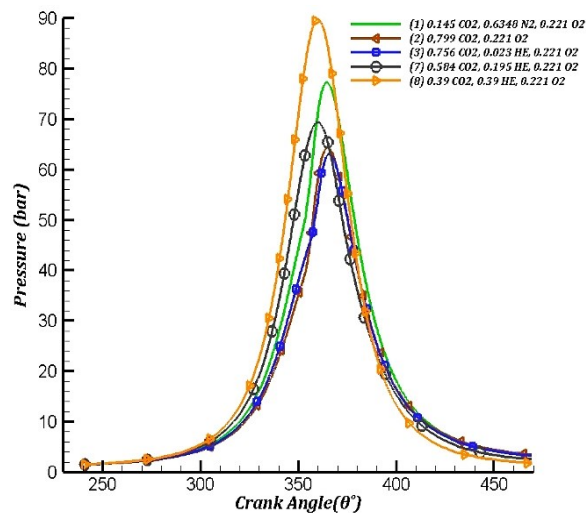
شکل ۴ نمایی از شبکه‌بندی میدان (الف) نمای از بالا (ب) نما از جانب
Fig. 4 A view of meshing of the domain

۳- استقلال از شبکه و اعتبارسنجی

کیفیت شبکه‌بندی نقش عمده‌ای در دقت و پایداری شبیه‌سازی عددی دارد. در شکل ۴ تصویری از شبکه‌بندی محفظه‌ی احتراق در دو نمای متفاوت نشان داده شده است. شبکه‌بندی در نرم افزار ای‌اس‌ای دیزل که زیرمجموعه‌ی ای‌وی‌ال فایر است، انجام شد. شبکه‌بندی از نوع دینامیکی است. در شبکه‌بندی مدنظر، محل پاشش سوخت ریزتر از بقیه‌ی نقاط لحاظ شده که در نمای از روبرو این بخش بهتر قابل رؤیت بوده و همچنین مش لایه‌مرزی در کل محفظه‌ی احتراق در نظر گرفته شده است. ضخامت مش لایه مرزی ۰.۲ mm می‌باشد.

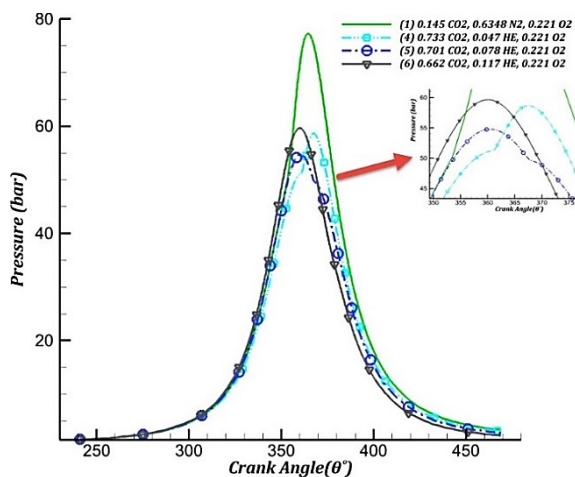
برای هر شبیه‌سازی، بحث استقلال نتایج از شبکه‌بندی حائز اهمیت است. سه شبکه‌بندی متفاوت با تعداد سلول‌های ۴۲۸۰۰، ۶۶۳۵۶ و ۷۹۳۶۰ مقایسه شد. نمودار فشار میانگین برحسب زاویه‌ی میل‌لنگ برای هر سه شبکه‌بندی در شکل ۵ رسم شده است. اختلاف میانگین دو نمودار برای تعداد سلول ۶۶۳۵۶ و ۷۹۳۶۰ برابر ۰.۱۴۱٪ است. اختلاف بین ۴۲۸۰۰ و ۶۶۳۵۶ نیز ۲.۵٪ است. این نتیجه گویای آن است که به ازای ۶۶۳۵۶ سلول، نتایج مستقل از شبکه شده است. بنابراین با مش شماره ۲ شبیه‌سازی‌ها انجام داده می‌شوند.

برای بررسی دقت ابعاد سلول‌های شبکه‌بندی در مجاورت دیواره‌ها، نمودار y^+ در شکل ۶ آورده شده است. مطابق نمودار، مقادیر متوسط y^+ تاج پیستون در بیشتر چرخه‌ی موتور کمتر از ۳۰ بوده و در حوالی زاویه‌ی لنگ $\theta \cong 350^\circ$ به بیشینه‌ی حدود ۹۰ می‌رسد. میانگین کلی آن حدود ۲۰ تا ۲۵ است. با توجه به اینکه مدل توربولانسی $k-\epsilon$ استاندارد برای ناحیه‌ی دیواره زمانی دقت مناسب دارد که $y^+ < 30$ باشد [۲۲] در مجموع، توزیع y^+ و مقدار میانگین آن نشان‌دهنده‌ی



شکل ۸ نمودار فشار برحسب زاویه ی لنگ در کسر جرمی متفاوت گونه ها (حالات ۱، ۲، ۳، ۴، ۵ و ۶)

Fig. 8 Pressure diagram versus crank angle in different mass fraction of species



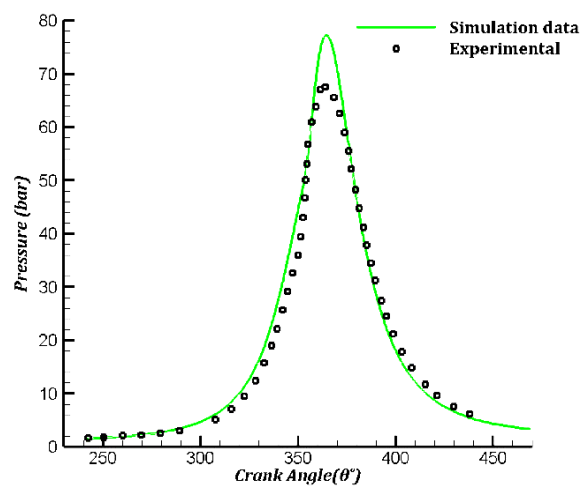
شکل ۹ نمودار فشار برحسب زاویه ی لنگ در کسر جرمی متفاوت گونه ها (حالات ۱، ۴، ۵ و ۶)

Fig. 9 Pressure diagram versus crank angle in different mass fraction of species

جدول ۳ پارامترهای عملکردی در حالات مختلف

Table 3 Operating parameters at different situation

Modes	IMEP [bar]	SFC [kg/kw.hr]	POWER [kw]
1	4.49	0.019	3.3
2	4.35	0.0262	3.2
3	3.39	0.024	2.87
4	3.43	0.0232	2.53
5	2.44	0.0271	1.8
6	1.11	0.0494	0.82
7	1.54	0.0265	1.13
8	0.10	0.2581	0.07
9	4.66	0.0189	3.43



شکل ۷ نمودار فشار برحسب زاویه ی لنگ در حالت آزمایشگاهی و شبیه سازی

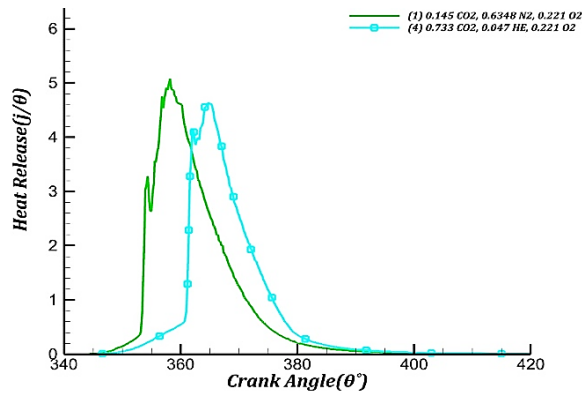
Fig. 7 Pressure diagram according to crank angle in laboratory and simulation mode

مطابق شکل روند تغییرات فشار در کار عددی و تجربی بسیار به یکدیگر شبیه هستند. بیشترین میزان خطا مربوط به قله ی نمودار است. در قله (زاویه ی لنگ 368°) میزان فشار در حالت شبیه سازی عددی حدود 76 بار و در حالت تجربی حدود 68 بار است. اختلاف فشار بین دو حالت حدود 8 بار می باشد. میانگین خطای نتایج نیز 9.5% است. از عوامل دیگر خطا می شود به نبود دسترسی به تمام داده های آزمایشگاهی مانند نوع دقیق سوخت، دمای دقیق دیواره ها، شرایط واکنشگرها در لحظه شروع تراکم و غیره اشاره کرد. به همین دلیل و با توجه به عواملی که ذکر شد می توان خطای نمودار را توجیه نمود.

۴- نتایج

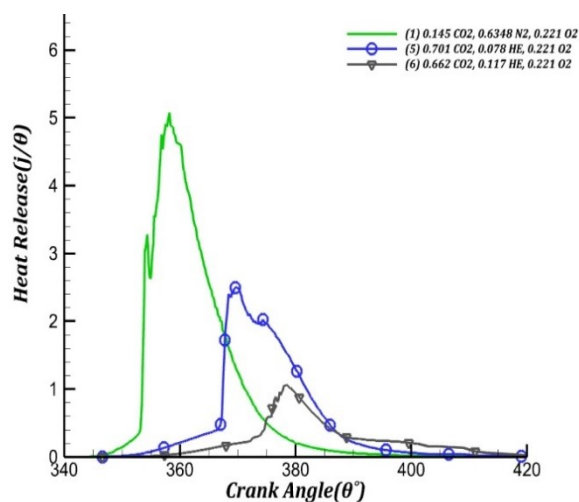
مطابق جدول 9 حالات مختلف مورد شبیه سازی واقع شد. نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر نسبت به زاویه ی لنگ در کسر جرمی های مختلف گونه ها در شکل های 8 و 9 دیده می شود. همچنین نتایج پارامترهای عملکردی هر کدام از حالت ها در جدول شماره 3 درج شده است.

همان طور که در شکل 8 مشاهده می شود، نمودار حالت 1 به عنوان حالت مبنا قرار داده شد. در حالت 2 با حذف نیتروژن از چرخه احتراق و جایگزین کردن دی اکسیدکربن به جای آن مشاهده می شود که فشار محفظه احتراق نسبت به حالت مبنا دچار افت چشمگیری شده است. این افت در تمام طول نمودار مذکور قابل مشاهده است همچنین در زمان پیک فشار این اختلاف به حداکثر خود رسیده است. با رجوع به جدول شماره 3 مشاهده می شود فشار موثر متوسط اندیکاتوری حالت 2 نسبت به مبنا افت داشته و متعاقباً افت توان بوجود آمده است. از طرف دیگر مصرف سوخت ویژه حالت 2 افزایش یافته است که هر سه مورد اثرات منفی حذف نیتروژن و جایگزینی دی اکسیدکربن در حالت 2 است.



شکل ۱۰ نمودار مقایسه نرخ آزاد سازی گرما برحسب زاویه‌ی لنگ در حالت ۱ و ۴

Fig. 10 Graph of heat release rate according to crank angle in mode 1 and 4



شکل ۱۱ نمودار مقایسه نرخ آزاد سازی گرما برحسب زاویه‌ی لنگ در حالت ۱، ۵ و ۶

Fig. 11 Graph of heat release rate according to crank angle in mode 1, 5, 6

در حالات ۷ و ۸ مطابق جدول ۲ روند افزایش کسر جرمی هلیوم برقرار است. نمودارهای ۷ و ۸ در شکل ۷ مانند حالات قبل تا زمان شروع احتراق روند افزایشی خود را حفظ کرده‌اند و بیشینه فشار هر دو حالت زودتر از حالت مبنا قرار دارد. حالات مورد بحث نیز افت توان نسبت به حالت مبنا دارند.

شکل ۱۲ نمودارهای نرخ حرارت تولیدی بر حسب زاویه را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه در حالت ۷ احتراق بعد از نقطه ایست بالا رخ داده است نتیجه گیری می‌شود که روند تاخیر در احتراق با افزایش کسر جرمی هلیوم رابطه مستقیم دارد. در حالت ۸ حرارت تولیدی بسیار ناچیز است و ظاهراً احتراق به درستی ایجاد نشده است. لذا به نظر می‌آید افزودن مقدار هلیوم از جایی به بعد باعث عدم اشتعال مخلوط شود. در این حالت علت بیشتر بودن فشار قله از مقدار مبنا صرفاً حاصل از حرکت پیستون است.

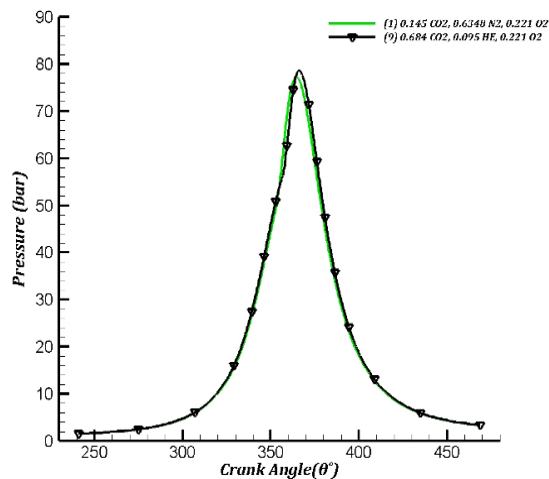
در حالت ۳ با ورود هلیوم به چرخه احتراق با ترکیبی که در جدول ۲ درج شده است فشار با شیب بیشتری نسبت به حالت ۲ و کمتر از حالت مبنا پیشروی می‌کند اگر چه در قله از حالت ۲ نیز کمتر است. در این حالت محل بیشینه فشار با تاخیر حدود ۲ درجه نسبت به حالت مبنا و حالت ۲ رخ داده است. این حالت کمترین مقدار هلیوم را داراست و کمترین قله فشار نسبت به حالتی که هلیوم در ترکیب‌شان می‌باشد را ایجاد کرده است. اختلاف قله فشار برای این نمودار نسبت به حالت مبنا حدود ۱۵ بار است. با توجه به جدول شماره ۳، مصرف سوخت ویژه حالت ۳ نسبت به ۲ کاهش و در تولید توان نیز نسبت به حالت ۲ افت داشته است. این حالت نیز مانند حالت ۲، در هر سه پارامتر مذکور نسبت به مبنا دچار افت شده است. علت افت توان، افت فشار سیلندر است.

در حالت ۴ با افزایش کسر جرمی هلیوم و کاهش CO_2 فشار محفظه در فرایند تراکم تا قبل از فرایند احتراق، افزایش یافته و نسبت به حالت ۳ به حالت مبنا نزدیک‌تر است؛ اما از حالت مبنا پایین‌تر است. با توجه به جدول ۳ ادامه روند کاهش توان برای حالت ۴ نیز مشهود است. همچنین مشابه حالت ۳ مصرف سوخت ویژه نسبت به حالت مبنا افزایش داشته است. همچنین مانند حالت ۳ احتراق نسبت به حالت مبنا با تاخیر شروع شده است. در شکل ۱۰ نمودار نرخ آزاد سازی گرما بر حسب زاویه برای دو حالت ۱ و ۴ رسم شده است. با توجه به نرخ آزادسازی گرما، تاخیر در احتراق حالت ۴ نسبت به مبنا مشهود است.

همانطور که در شکل ۹ مشاهده می‌شود با افزایش مقدار هلیوم و کاهش مقدار CO_2 در حالت‌های ۵ و ۶ روند کلی افزایش فشار تا قبل از احتراق حفظ شده است. در این دو حالت برخلاف حالت‌های ۳ و ۴، محل بیشینه فشار پیشی گرفته است.

در شکل ۱۱ نمودار مقایسه نرخ آزاد سازی گرما برحسب زاویه‌ی لنگ در حالت ۱، ۵ و ۶ ترسیم شده است. با مشاهده نمودارهای این شکل علت آوانس بیشینه فشارهای حالات مورد بحث روشن می‌شود. علت این امر، احتراق آن‌ها بعد از نقطه ایست بالا است و به عبارتی بیشینه فشار در حالات ۵ و ۶ فقط در اثر فرایند تراکم است. به عبارت دیگر اگر تاخیر در احتراق رخ نمیداد محل بیشینه فشار کمی به سمت حالت مبنا پیش میرفت. محل تأثیر احتراق بر فشار در شکل ۹-ب قابل رویت است. مطابق این شکل، مقدار گرمای آزاد شده در حالات ۵ و ۶ نسبت به حالت مبنا روند کاهشی دارد، که میتواند نشانه احتراق ناقص باشد.

مطابق شکل ۹، در حالت ۵ بعد از نقطه بیشینه فشار، یک تغییر در نمودار فشار دیده می‌شود که مربوط به شروع احتراق است. با توجه به جدول ۳ روند کاهش توان و افزایش مصرف سوخت ویژه در حالات ۵ و ۶ نسبت به حالت مبنا گویا است.



شکل ۱۳ نمودار فشار برحسب زاویه ی لنگ در کسر جرمی متفاوت گونه ها
Fig. 13 Pressure diagram versus crank angle in different mass fraction of species

۵- خلاصه نتایج

در طی مقاله حاضر از مطالب مطرح شده نتایج زیر به دست آمد.

۱- با استفاده از ترکیب هلیوم و CO_2 و بدون نیتروژن نیز می توان به احتراق موتور دیزل دست یافت.
۲- صرفا با حذف نیتروژن و جایگزینی هلیوم و دی اکسیدکربن، بدون تغییر در مابقی پارامترها رسیدن به حالت مطلوب (مبنا) مقدور نشد.

۳- در مرجع [۱۳] با نسبت اکسیژن به سوخت ۱۶.۵ و ۲۵٪ EGR، و هلیوم ۵٪ نسبت به حالت مبنا افت توان و فشار وجود دارد اما در کار حاضر با نسبت اکسیژن به سوخت ۱۱.۵ و ۶۷٪ EGR و هلیوم ۹.۵٪ افت فشار رفع شد و نتایج انطباق خوبی با حالت مطلوب پیدا کرد. در این حالت مصرف سوخت ویژه نسبت به تمام حالات حتی حالت مطلوب کمتر است و توان تولیدی از حالت مطلوب بیشتر است.

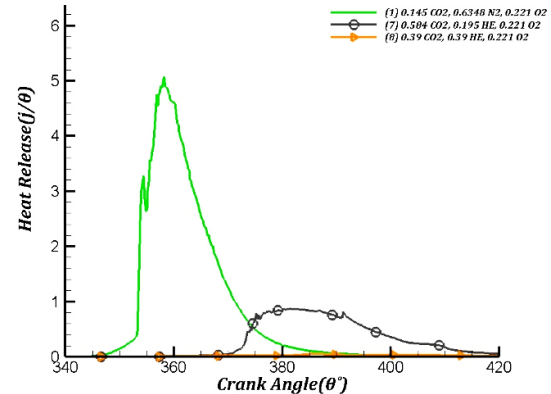
۴- در نسبت اکسیژن به سوخت ۱۶.۵ هرچه مقدار هلیوم افزایش یابد (تا کسر جرمی ۲۰٪) نرخ آزاد سازی گرما کاهشی است.

۵- تاخیر در اشتعال با افزایش کسر جرمی هلیوم رابطه مستقیم دارد.

۶- افزودن هلیوم از مقداری به بعد باعث عدم اشتعال مخلوط می شود. که این مقدار بسته به کسر جرمی بقیه گونه ها و نسبت سوخت به هوا، میتواند متفاوت باشد.

۶- پیشنهادها

با توجه به اینکه دمای واکنش هلیوم بالاتر از ۲۰۰۰۰ کلوین بوده و در واکنش های رایج در موتور واکنش نخواهد داد و از طرفی چگالی هلیوم حدوداً ۰.۲۵ دیگر گازهای موجود در خروجی موتور است، و این گاز در بین محصولات واکنش کمترین میزان انحلال پذیری در آب را دارد. پیشنهاد می شود گاز مذکور در خروجی موتور بازیابی شود.



شکل ۱۲ نمودار نرخ آزاد سازی گرما برحسب زاویه ی لنگ در حالت ۱، ۷ و ۸
Fig. 12 Graph of heat release rate according to crank angle in mode 1, 7, 8

تا این مرحله ۷ حالت جدید مورد بررسی قرار گرفت با توجه به جدول، تمام حالت ها از ۱ الی ۸ با یک فشار، دما و نسبت جرمی اکسیژن به سوخت انجام شد. با توجه به بررسی ۸ حالت مذکور و تاثیر تغییر کسر جرمی هلیوم و دی اکسیدکربن بر فرایندهای تراکم و احتراق، این نتیجه حاصل می شود که در صورت حذف نیتروژن و جایگزینی هلیوم و دی اکسیدکربن، بدون تغییر در مابقی پارامترها رسیدن به حالت مبنا ممکن نیست. همان طور که در تحلیل هشت حالت مشاهده شد حالت های ۵ و ۶ در مرحله تراکم تا مرحله تزریق سوخت نتایج مشابه با حالت مبنا از خود نشان دادند؛ بنابراین بازه کسر جرمی حالات ۵ و ۶ به عنوان بازه مطلوب برای کسر جرمی هلیوم انتخاب شد. عامل دیگری که می توان تغییر داد تا فشار حالت مبنا فراهم شود مقدار سوخت است. با آزمون چند مقدار مختلف برای نسبت اکسیژن به سوخت، مقداری که بیشترین انطباق را با حالت مبنا داشت انتخاب شد. با توجه به جدول ۲ حالت ۹، با کاهش نسبت اکسیژن به سوخت و استفاده از کسرهای جرمی ۰.۲۲ برای اکسیژن، ۰.۰۹۵ هلیوم، ۰.۶۸ دی اکسیدکربن و نسبت اکسیژن به سوخت ۱۱.۵ به جای ۱۶.۵ شبیه سازی انجام شد. همان طور که از نمودار شکل ۱۳ مشهود است نمودار حالت ۹ تا زمان پاشش سوخت از انطباق بسیار خوبی با حالت مبنا برخوردار است. بعد از پاشش سوخت، با توجه به تغییر شیب نمودارها، شروع احتراق حالت ۹ با کمتر از ۲ درجه تاخیر نسبت به حالت مبنا رخ می دهد همین روند در محل نقطه بیشینه فشار نیز دیده می شود. بیشینه فشار حالت ۹ کمی بالاتر از حالت مبنا قرار گرفت یکی از دلایل این رخداد افزایش مقدار سوخت تزریق شده است. در مرحله انبساط نیز انطباق بسیار خوبی وجود دارد. با بررسی عوامل عملکردی حالت ۹ در جدول ۳ و مقایسه با حالت مبنا مشخص می شود مصرف سوخت ویژه ۰.۵ درصد کاهش و توان ۴ درصد افزایش یافته است. بنابراین با تغییرات ایجاد شده علاوه بر اینکه با ایجاد بازیابی محصولات، شرایط موتور دیزل سیکل بسته ایجاد می شود، مشکل افت توان مرتفع شد، بلکه موجب افزایش توان و کاهش SFC گردید.

- [15] N.M. Taib, M.R.A. Mansor, W.M.F.W. Mahmood, Combustion characteristics of hydrogen in a noble gas compression ignition engine, *Energy Reports*, 7: 200-218, 2021, doi: [10.1016/j.egy.2021.07.133](https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.07.133).
- [16] M.S. Gad, Z. He, A.S. El-Shafay, A.I. EL-Seesy, Combustion characteristics of a diesel engine running with Mandarin essential oil-diesel mixtures and propanol additive under different exhaust gas recirculation, *Experimental investigation and numerical simulation*, *Case Studies in Thermal Engineering*, 26: 101100, 2021, doi: [10.1016/j.csite.2021.101100](https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101100).
- [17] AVL FIRE User guides, 2021.
- [18] A. jalalian, K. Mazaheri, Comparison of some global chemical kinetics effects on methane lifted flame 3D simulation, *Modares Mechanical Engineering*, 17 (8): 105-116, 2017, doi: [10.1001.1.10275940.1396.17.8.40.4](https://doi.org/10.1001.1.10275940.1396.17.8.40.4).
- [19] Liu, A.B. and Reitz, R. D., Modeling the Effects of Drop Drag and Break-up on Fuel Sprays, *SAE 930072*, (1993), doi: [10.4271/930072](https://doi.org/10.4271/930072).
- [20] Dukowicz, J.K. A Particle-Fluid Numerical Model for Liquid Sprays, *J. Comp. Physics*, 35, 229-253, 1980, doi: [10.1016/0021-9991\(80\)90087-x](https://doi.org/10.1016/0021-9991(80)90087-x).
- [21] J.D. Naber, R.D., Reitz, Modeling engine spray/wall impingement, *SAE transactions*, pp.118-140, 1988, doi: [10.4271/880107](https://doi.org/10.4271/880107).
- [22] Launder, B., & Spalding, D. B. Turbulence modelling. *Com. Mech. Appl. Mech. Eng.*, 3(2), 269, 1974.

تقدیر و تشکر: جا دارد در انتها از جناب آقای دکتر دوستدار بابت رهنمودهای ارزنده‌ی ایشان تقدیر و تشکر به عمل آید. با آرزوی توفیقات روزافزون برای این استاد فرهیخته.

تأییدیه اخلاقی: محتویات علمی این مقاله حاصل پژوهش نویسندگان است و در هیچ نشریه ایرانی و غیرایرانی منتشر نشده است.

تعارض منافع: در این مقاله از برخی نتایج حاصل از رساله دکتری نویسنده مسئول استفاده شده است. هیچ تعارض منافع دیگری برای اظهار وجود ندارد.

مراجع

- [1] J.B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, vol. 930, Mcgraw-hill, New York, 1988, doi: [10.5860/choice.26-0943](https://doi.org/10.5860/choice.26-0943).
- [2] A. Maghbouli et al, An advanced combustion model coupled with detailed chemical reaction mechanism for DI diesel engine simulation, *Appl. Energy* 111:758-770, 2013, doi: [10.1016/j.apenergy.2013.05.031](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.05.031).
- [3] W. Xiao-wu, Analysis of technology condition and development trend for Air Independent Propulsion (AIP) technology for conventional submarine, *Ship Sci. Technol.*, 1: 049, 2009.
- [4] T. Ura, T. Obara, S. Takagawa, T. Gamo, Exploration of Teisi Knoll by autonomous underwater vehicle, "R-One robot", *An Ocean Odyssey*, Conference Proceedings (IEEE Cat. No. 01CH37295), Vol. 1, pp. 456-461, 2001, doi: [10.1109/oceans.2001.968767](https://doi.org/10.1109/oceans.2001.968767).
- [5] G. Reader, I. Potter, J. Hawley, Underwater heat engines-state of the art, *American Society of Mechanical Engineers 92 Emerging Energy Sources Technology Conference*, University of Bath, 1992.
- [6] A. Mendez, T.J. Leo, M.A. Herreros, Current state of technology of fuel cell power systems for autonomous underwater vehicles, *Energies*, 7.7: 4676-4693, 2014, doi: [10.3390/en7074676](https://doi.org/10.3390/en7074676).
- [7] A. Fowler, A closed-cycle diesel engine for underwater work, 1983.
- [8] A. Fowler, Hybrid computer simulation and validation of a closed cycle diesel engine, *Proceedings of UKSC Conference on Computer Simulation*, Bath University, 1984, doi: [10.1016/b978-0-408-01504-2.50042-9](https://doi.org/10.1016/b978-0-408-01504-2.50042-9).
- [9] A.M. Nour, Theoretical and Experimental Study on Diesel Engine Performance Under Synthetic Atmosphere for Recycle Operation, thesis, 1997.
- [10] E.M. Marzouk, A. M. Nour, M. A. Awwad, A.I. Abdel-fattah, Theoretical and Experimental Study on Diesel Engine Performance Under Synthetic Atmosphere for Recycle Operation, the 8th ASAT Conference, pp. 117-123, 1999, doi: [10.21608/asat.1999.24879](https://doi.org/10.21608/asat.1999.24879).
- [11] R. Shaw, H. Oman, Non-air working fluids for closed-cycle diesel engines, *Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf*, The Boeing Company, United States, Seattle, Washington, 1983.
- [12] H.W. Wu, Z.Y. Wu, J.Y. Yang, R.H. Wang, W.H. Lin, Combustion characteristics of a closed cycle diesel engine with different intake gas contents, *Appl. Therm. Eng.*, 29.5-6: 848-858, 2009, doi: [10.1016/j.applthermaleng.2008.04.015](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.04.015).
- [13] A.M. El Ela, Y.A. Eldrainy, M.M. Elkasaby, A.M. Nour, Effect of replacing nitrogen with helium on a closed cycle diesel engine performance, *Alexandria Engineering Journal*, 55(3), 2016, doi: [10.1016/j.aej.2016.05.023](https://doi.org/10.1016/j.aej.2016.05.023).
- [14] C. Zhao, K. Wang, S. Huang, Numerical Investigation on Effects of Oxygen-Enriched Air and Intake Air Humidification on Combustion and Emission Characteristics of Marine Diesel Engine, *SAE Technical Paper*, 2018, doi: [10.4271/2018-01-1788](https://doi.org/10.4271/2018-01-1788).