



بررسی عددی اثر تغییر زمان پاشش سوخت بر تأخیر احتراق، متغیرهای عملکردی و انتشار آلاینده‌ی موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز با دینامیک سیالات محاسباتی

سید محسن مستشار شهیدی^۱، عباس روحانی^{۲*}، مهدی خجسته پور^۳، جواد زارعی^۴

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران، mostasharshahidi.seyyedmohsen@mail.um.ac.ir

^۲ دانشیار گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران، arohani@um.ac.ir

^۳ استاد گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران، mkhpour@um.ac.ir

^۴ مربی گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران، javadzareei@um.ac.ir

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۳ اسفند ۱۳۹۸

پذیرش: ۱۷ مرداد ۱۳۹۹

کلیدواژه‌ها:

موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز

متغیرهای عملکردی

دینامیک سیالات محاسباتی

انتشار آلاینده‌ی

زمان پاشش سوخت

امروزه به دلیل کاربرد وسیع موتورهای اشتعال تراکمی در حمل و نقل شهری و نیز لزوم کاهش انتشار آلاینده‌های خروجی و همچنین مهار مصرف سوخت باعث شده تا استفاده از سوخت‌های جایگزین در موتور دیزل متداول گردد. به طوری که یکی از رایج‌ترین سوخت‌های جایگزین در موتورهای دیزلی، سوخت‌های گازی هستند. استفاده از سوخت‌های جایگزین در موتورهای اشتعال تراکمی مستلزم مطالعه اثرات احتراقی و نحوه تشکیل مخلوط قابل اشتعال در محفظه احتراق این نوع از موتورهاست. متغیرهای پاشش سوخت در کیفیت خود اشتعالی موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز نقش بسزایی را ایفا می‌کنند. از جمله متغیرهای مرتبط با پاشش سوخت، زمان پاشش و نحوه اختلاط سوخت‌ها با یکدیگر است. به منظور بررسی اثر زمان پاشش سوخت بر کیفیت احتراق موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز مطالعه‌ای انجام شد. در این مطالعه به کمک دینامیک سیالات محاسباتی، کیفیت احتراق موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز ارزیابی شد. برای دستیابی به این هدف، شروع زمان پاشش سوخت در سه حالت ۲۲، ۱۸ و ۱۴ درجه قبل از نقطه مکث بالا و درصد اختلاط سوخت متان - ان هپتان با درصدهای ۱۰-۹۰، ۱۵-۸۵ و ۲۵-۷۵ مد نظر قرار گرفت. نتایج مطالعات عددی نشان داد که با افزایش زمان پاشش سوخت در موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز، دمای محفظه احتراق و قله فشار استوانه افزایش یافت و همچنین موجب افزایش طول تأخیر احتراق شد. افزایش قله فشار استوانه موجب افزایش متغیر فشار متوسط نامی شد و متعاقب آن گشتاور خروجی به مقدار ۱۶ درصد افزایش یافت. با بیشتر شدن نرخ جرمی سوخت مایع در مخلوط قابل اشتعال کاهش تأخیر احتراق و افت قله فشار متوسط نامی رخ داد به طوری که گشتاور خروجی به مقدار ۱۷ درصد و توان نامی به مقدار ۷۰ درصد کاهش پیدا کرد. با کاهش مدت زمان پاشش سوخت در دوره‌های تند توان نامی بهبود یافت و نتایج انتشار آلاینده‌ی نیز نشان داد که پیش‌ررسی پاشش موجب افزایش ۳۱ درصد اکسید ازت و ۱۶ درصد کربن دی‌اکسید می‌شود که نشان‌دهنده بهبود کیفیت خود اشتعالی در موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز است.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

موتورهای احتراق داخلی به عنوان منبع اصلی تولید قدرت محسوب می‌شوند. موتورهای احتراق داخلی در دو دسته موتورهای دیزل (موتورهای اشتعال تراکمی) و موتورهای بنزینی (موتورهای اشتعال جرقه‌ای) طبقه بندی می‌شوند. موتور دیزل به دلیل داشتن بازده گرمایی و فشار احتراق قوی، گشتاور و توان بیشتری را نسبت به موتورهای بنزینی تولید می‌کند. افزایش بازده کلی موتور دیزل در بهبود سطح سازوکار زمین‌های کشاورزی تأثیر مستقیم دارد [۱، ۲]. کیفیت احتراق موتورهای دیزل تحت تأثیر شرایط سیال ورودی، شرایط پاشش سوخت، فشار محفظه احتراق، مقدار نفوذ گونه‌ها، تبخیر و اختلاط سوخت با مخلوط هوای فشرده شده است. موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز آن دسته از موتورهای اشتعال تراکمی هستند که مخلوط قابل اشتعال مشتمل بر دو نوع سوخت است. سوخت‌های گازی و زیست‌دیزل به‌عنوان سوخت جایگزین در موتور دیزل استفاده می‌شود [۳].

بهبود کیفیت احتراق در موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز و موتورهای زیست‌دیزل به دلیل ساختار شیمیایی ساده سوخت‌های گازی و وجود پیوندهای اکسیژنی در سوخت‌های الکل پایه است. با این وجود سوخت‌های گازی عدد اکتان بزرگی دارند و مانع خود اشتعالی به موقع آنها در موتورهای اشتعال تراکمی می‌شود. لذا نمی‌توان از سوخت‌های گازی به‌عنوان سوخت مستقل در موتورهای اشتعال تراکمی استفاده کرد [۴]. عوامل متعددی بر کیفیت احتراق موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز تأثیر می‌گذارد. متغیرهای پاشش سوخت همچون فشار پاشش، نرخ جرمی ورود سوخت، تعداد سوراخ‌های نوک افشانه و زمان شروع پاشش از مهمترین عواملی هستند که در احتراق دوگانه‌سوز دیزل/گاز اثر گذارند. همچنین درصد اختلاط سوخت گاز با دیزل در ایجاد ترکیب مناسب قابل اشتعال بسیار حائز اهمیت است. نتایج اکثر مطالعات نشان داده است که تأثیر دو متغیر زمان پاشش و درصد اختلاط سوخت‌ها بر انتشار آلاینده‌گی و عملکرد موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز بیشتر از سایر متغیرها است [۵-۸]. مطالعات لی و همکاران [۹] نشان داده که اثر ترکیب سوختی دیزل - گاز بر متغیرهای عملکردی و انتشار آلاینده‌گی موتورهای اشتعال تراکمی بر اساس مقدار جرم سوخت پاشش شونده (گازوئیل) تعیین می‌شود و عمدتاً کسر جرمی سوخت گاز طبیعی فشرده^۱ ثابت در نظر گرفته می‌شود. لذا تشکیل مخلوط سوخت غنی یا فقیر بر اساس مقدار درصد ترکیبی دو نوع سوخت دیزل و گاز است. با توجه به آزمون‌های آزمایشگاهی در بارگذاری‌های مختلف، مقدار انتشار آلاینده کربن مونواکسید در موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز نسبت به حالت سوخت پایه بیشتر است که دلیل آن تشکیل شعله زودرس است.

لی و همکاران [۱۰] اثر تغییرات نسبت اختلاط سوخت‌ها بر روی پدیده تأخیر احتراق و نحوه تغییرات منحنی فشار استوانه را حائز اهمیت دانسته‌اند. بهینه‌سازی درصد اختلاط سوخت گازی موجب بهبود فرآیند احتراق موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز و افزایش طول تأخیر احتراق می‌شود. نتایج آزمون‌های آزمایشگاهی نشان داده است که با افزایش درصد سوخت گازی در مخلوط قابل اشتعال، مدت‌زمان تأخیر احتراق بیشتر می‌شود.

یانگ و ژنگ [۱۱] بیان نمودند که افزایش تأخیر احتراق با مقدار پیش‌رسی پاشش سوخت وابستگی مستقیم دارد. همچنین استفاده از راهبردهای مختلف پاشش سوخت طول تأخیر احتراق را تغییر می‌دهد [۱۲].

تغییرات طول تأخیر احتراق و ضربه دیزل موجب می‌شود تا عملکرد و انتشار آلاینده‌گی موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز در شرایط مختلف کاری متفاوت باشد. جهت برآورد طول تأخیر احتراق نیاز است تا آزمایش‌های متعددی بر روی موتور انجام گیرد که لازمه آن صرف وقت و هزینه زیاد است.

مطالعات لیو و همکاران [۱۳] نشان داده است که با افزایش مقدار درصد حجمی سوخت گازی در مخلوط قابل اشتعال موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز، فرآیند اکسیدشدن اکسیژن و هیدروژن در فشار ۴۰ تا ۶۰ اتمسفر شروع می‌شود. اکسیدشدن زود هنگام موجب افزایش احتمال رخ دادن پدیده ضربه دیزل می‌شود که مدیریت متغیر زمان پاشش سوخت و نسبت اختلاط در موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز را مهم جلوه می‌دهد. اثر عوامل اکسیدکننده و نرخ گرمای آزاد شده حاصل از احتراق در برآورد طول تأخیر احتراق مؤثر است. فشار و دمای داغ در محفظه احتراق موجب کاهش دقت اندازه‌گیری طول تأخیر احتراق به روش آزمایشگاهی می‌شود.

از جمله روش‌های نوینی که برای مطالعه متغیرهای احتراق موتورهای اشتعال تراکمی بکار گرفته می‌شود، استفاده از کدهای دینامیک سیالات محاسباتی است. هدف از به‌کارگیری دینامیک سیالات محاسباتی در حل مسئله احتراق موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز تحلیل دقیق رفتار جریان سیال در حین واکنش احتراق است. کاهش هزینه‌های آزمون و افزایش دقت در اندازه‌گیری متغیرها از جمله مزایای استفاده از روش‌های شبیه‌سازی رایانه‌ای به کمک کدهای دینامیک سیالات محاسباتی است [۱۳].

برای تشریح بهتر فرآیند اکسیدشدن گونه‌ها در طی فرآیند احتراق موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز، استفاده از وابستگی‌های سینتیک شیمیایی روشی متداول است [۱۴]. به کمک وابستگی سینتیک واکنش احتراق متان - ان هپتان و شبیه‌سازی محفظه احتراق موتور در نرم‌افزار کیوا^۲، رفتار موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز مطالعه شد. نتایج مطالعات نشان داد که با بیشتر شدن نرخ جرمی سوخت پاشش شونده، تأخیر احتراق

² KIVA

¹ Compressed natural gas

آلاینده‌ی موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز را تحت تأثیر قرار می‌دهد طول تأخیر احتراق است که وابسته به متغیرهای زمان شروع پاشش و درصد اختلاط سوخت می‌باشد. بررسی اثر توأم تغییرات زمان شروع پاشش سوخت و درصد اختلاط سوخت‌ها بر طول تأخیر احتراق موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز می‌تواند در توجیه تفاوت الگوی احتراق (انتشار جبهه شعله) و تغییرات متغیرهای عملکردی و انتشار آلاینده‌ی موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز مؤثر باشد.

بنابراین می‌توان بیان نمود که نوآوری این تحقیق در بررسی اثر توأم زمان شروع پاشش سوخت و تغییرات درصد اختلاط بر تأخیر احتراق، متغیرهای عملکردی و انتشار آلاینده‌ی موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز است که به کمک برنامه دینامیک سیالات محاسباتی و شبیه‌سازی رایانه‌ای انجام گرفته است.

با توجه به هدف مد نظر در این پژوهش اثر تغییرات زمان‌های مختلف پاشش سوخت در دو سرعت مختلف بر روی طول تأخیر احتراق و نیز متغیرهای عملکردی موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز مورد مطالعه قرار گرفت. به‌علاوه درصد اختلاط دو سوخت و نحوه اثرگذاری آن بر متغیرهای عملکردی و طول تأخیر احتراق در شرایط مختلف زمان پاشش از هدف‌های دیگر این مطالعه است. بررسی دقیق طول تأخیر احتراق به کمک روش دینامیک سیالات محاسباتی در نرم‌افزار فایر و کمکین انجام گرفت. مزیت استفاده از این وابستگی بررسی دقیق تأثیر عوامل فیزیکی و شیمیایی فرآیند احتراق موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز است.

۲- روش‌ها

۲-۱- موتور مورد مطالعه و شرایط شبیه‌سازی

موتور دیزل OM355 EU2 از جمله موتورهایی است در ناوگان حمل‌ونقل شهری مورد استفاده قرار می‌گیرد. مشخصات فنی موتور مورد مطالعه در جدول ۱ آورده شده است.

حل کلی مسئله احتراق موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز در نرم‌افزار فایر انجام شد. راهبرد حل مسائل سیالاتی در نرم‌افزار فایر بر پایه حجم مهار^۵ است.

به منظور بررسی رفتار جریان سیال در میدان حل (محفظه احتراق)، هندسه محفظه احتراق شبکه‌بندی می‌شود و هر شبکه معرف یک سلول حجمی است. میانگین اندازه اولیه سلول ها ۲۲ میلی‌متر در نظر گرفته شد.

کاهش می‌یابد و فشار متوسط نامی^۱ کاهش یافته که همین عامل باعث کاهش مقادیر گشتاور و توان تولیدی در بارگذاری‌های مختلف شده است.

لذا بررسی دقیق تغییرات زمان پاشش می‌تواند در مقدار نرخ جرمی سوخت ورودی به محفظه احتراق اثر گذار باشد که نهایتاً موجب تغییرات در طول تأخیر احتراق می‌شود. به کمک دینامیک سیالات محاسباتی می‌توان الگوی بهینه‌سازی شده متغیرهای عملکردی موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز را تحت اثر متغیرهای پاشش بدست آورد [۱۵،۱۶]. مطالعه اثر پاشش سوخت در موتورهای اشتعال تراکمی با مخلوط پیش آمیخته همگن^۲ به کمک نرم‌افزارهای شبیه‌سازی سیالاتی نشان داده است که تشکیل جبهه شعله در موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز تفاوت‌هایی با موتورهای دیزل مرسوم دارد که این تفاوت می‌تواند در تعیین متغیرهای عملکردی موتور در حالت مختلف بارگذاری اثر گذار باشد [۱۷].

تغییرات طول تأخیر احتراق اثر مستقیم بر تغییرات فشار متوسط نامی و دمای بیشینه احتراق دارد. مهار طول تأخیر احتراق به کمک متغیرهای زمان پاشش و درصد اختلاط می‌تواند در مقدار انتشار آلاینده‌ی و متغیرهای عملکردی موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز مؤثر باشد.

با مطالعه دقیق زمان شروع پاشش سوخت به کمک دینامیک سیالات محاسباتی در نرم‌افزار فایر^۳ می‌توان اطلاعات دقیقی از نحوه احتراق موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز بدست آورد. با ایجاد وابستگی بین نرم‌افزار فایر و کمکین^۴، امکان استفاده از کتابخانه مواد دو نرم‌افزار فراهم می‌شود و فرآیند احتراق دیزل/گاز بر اساس اطلاعات ترموشیمیایی و ترموفیزیکی گونه‌ها انجام می‌گیرد که موجب تحلیل بهتر سازوکار اختلاط و احتراق دیزل/گاز می‌شود. نتایج به‌دست‌آمده نشان داده که با پیش‌رسی نمودن زمان شروع پاشش در موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز در بازه ۱۰ الی ۵۰ درجه قبل از نقطه مکث بالا، بازده گرمایی موتور افزایش می‌یابد و مقادیر آلاینده متان نسوخته و کربن مونواکسید کاهش خواهد یافت [۱۸].

بررسی اجمالی تحقیقات گذشته نشان داد که اغلب محققین سعی در بررسی اثر تغییرات زمان پاشش (نرخ جرمی سوخت سوخت گازی و سوخت پاشش شونده در مخلوط قابل اشتعال، کیفیت پاشش سوخت، راهبردهای مختلف پاشش سوخت و نحوه تشکیل و انتشار جبهه شعله) بر روی سینتیک واکنش احتراق و انتشار آلاینده‌ی موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز داشته‌اند. اکثر محققین برای بررسی رفتار موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز از روش‌های آزمایشگاهی بهره بردند که مستلزم صرف وقت و هزینه گران است. از جمله متغیرهایی که عملکرد و انتشار

¹ Indicated mean effective pressure (IMEP)

² Homogeneous charge compression ignition (HCCI)

³ AVL FIRE

⁴ CHEMKIN

⁵ Control volume

جدول ۲: شرایط اولیه میدان حل [۲۰]

مقدار	مشخصه
۱۶ درجه BTDC	زمان شروع پاشش
۱۲۰ درجه BTDC	بسته شدن دریچه هوا
۱۱۶ درجه ATDC	باز شدن دریچه دود
۱/۲ بار	فشار اولیه
۳۶۰ کلوین	دمای اولیه
۳۵۳ کلوین	دمای اولیه سوخت مایع

جدول ۳: شرایط مرزی حاکم بر میدان حل

مقدار	مشخصه
Wall- temperature 590 K	بستار
Mesh movement- Temperature 600 K	سمبه
Wall-temperature 580K(Heat flux=0)	دیواره بستار
Symmetry	محور شکل
Periodic inlet/outlet	ورودی و خروجی سوخت

ان- هپتان به عنوان سوخت پاشش شونده و متان به عنوان گونه گازی در نظر گرفته شد. دمای خود اشتعالی و عدد اکتان سوخت متان به نحوی است که تزریق مستقیم آن موجب تشکیل جبهه شعله در موتورهای اشتعال تراکمی نخواهد شد. لذا باید پاشش سوخت مایع برای ایجاد شعله در محفظه احتراق را مد نظر داشت. در جدول ۴ خواص خود اشتعالی دو سوخت متان و ان-هپتان آورده شده است.

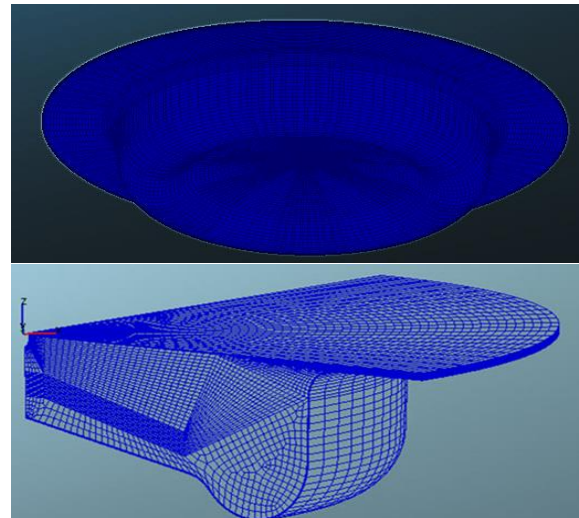
جدول ۴: خواص خود اشتعالی سوخت متان و ان-هپتان [۲۲]

خواص اشتعال زایی	متان	ان- هپتان
حداقل ارزش گرمایی ^۲	(MJ/Kg) ۵۰,۰۲	(MJ/Kg) ۴۲,۸
محدوده تشکیل شعله (%)	۵ الی ۱۵	۰,۷ الی ۵
دمای خود اشتعالی	(K) ۸۱۳	(K) ۴۷۷ الی ۵۳۳
چگالی ^۳ (Kg/m ³)	۰,۶۵	۸۸۱ الی ۸۸۳

برای شبیه سازی اغتشاش در جریان سیال از روش آشفنگی کی - اپسیلون^۲ دو معادله ای استفاده شد. شرایط تبخیر و نفوذ گونه ها بر اساس روش داکوویچ^۴ در نظر گرفته شد و برای برآورد انتشار آلاینده های دوده از الگوی کندی- هیرایوسو- ماگنسون^۵ استفاده شد. سایر آلاینده ها نیز به عنوان گونه های واکنش شیمیایی در نظر گرفته

جدول ۱: مشخصات فنی موتور (OM-355 EU2) [۱۹]

مقدار	ویژگی
دیزل - ۶ استوانه	نوع موتور - تعداد استوانه
پاشش مستقیم	نحوه پاشش
پرخورانی - پرخوران	نحوه تنفس موتور
۱۲۸mm	قطر استوانه
۱۵۰ mm	طول پیمایش سمبه
۱۵۰ mm	طول دسته سمبه
۴	تعداد سوراخ های نوک افشانه
۰,۳۱ mm	قطر سوراخ های نوک افشانه
۱۶:۱	نسبت تراکم
Omega 1	شکل تاج سمبه
۸۲۰ N.m در سرعت ۱۴۰۰ د.د.د.	گشتاور خروجی
۱۷۹ kW در سرعت ۲۲۰۰ د.د.د.	توان خروجی



شکل ۱: نحوه شبکه بندی میدان حل

سینتیک واکنش احتراق موتور دوگانه سوز دیزل/گاز به کمک وابستگی فایر- کمکین^۱ تشریح گردید. نرم افزار کمکین سینتیک واکنش احتراق را بر اساس تعداد گونه های دخیل در فرآیند اکسید شدن تشریح می کند. سینتیک واکنش احتراق GRI mech 3.0 دارای ۵۳ گونه و ۳۲۵ واکنش است که سازوکار اکسید شدن سوخت متان را در مجاورت گونه های اکسید کننده تشریح می کند [۲۱]. نحوه اکسید شدن و احتراق سوخت پاشش شونده نیز بر اساس اطلاعات کتابخانه ای نرم افزار فایر در نظر گرفته شد. در جدول ۲ و ۳ شرایط اولیه و مرزی میدان حل بیان شده است.

² Low heating value (LHV)

³ K-ε (Kinetic-dissipation)

⁴ Dukowicz model

⁵ Kennedey/Hiryasu/Magnussen model

¹ AVL FIRE - CHEMKIN

معادله انتقال گونه‌ها نحوه تولید، اختلاط، نفوذ و تبخیر گونه‌ها را بیان می‌کند. در تشریح سینتیک واکنش موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز، نحوه رفتار گونه‌ها در هر مرحله از واکنش بر اساس معادله انتقال گونه‌ها بیان می‌شود (معادله ۴) [۲۴].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla(\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \vec{J}_i + R_i + S_i \quad (4)$$

که Y_i بیانگر گونه واردشده، ρ چگالی جریان سیال، J_i تعیین کننده نفوذ گونه، R_i نرخ تولید گونه‌ها پس از انجام واکنش و S_i چشمه گونه‌ای ایجادشده در واکنش قبلی است و وارد معادله جدید می‌شود. تغییرات مقدار سوخت پاشش شونده با ثابت در نظر گرفتن مقدار کسر جرمی سوخت گازی و حداقل ارزش گرمایی سوخت ها محاسبه می‌شود. درصد اختلاط سوخت در موتورهای اشتعال تراکمی وضعیت غنی یا رقیق بودن مخلوط سوخت را تعیین می‌کند. درصد اختلاط سوخت گازی و مقدار جرم سوخت پاشش شونده معرف مقدار رقیق یا غنی بودن مخلوط سوخت است (معادله ۵) [۲۵].

$$CNG(\%) = \frac{m_{gf} LHV_{gf}}{m_{pf} LHV_{pf} + m_{gf} LHV_{gf}} \quad (5)$$

که m_{gf} و m_{pf} به ترتیب کسر جرمی سوخت گازی و مقدار سوخت پاشش شونده است. در جدول ۴ حداقل ارزش گرمایی سوخت متان و سوخت ان-هپتان بیان شده است. طول تأخیر احتراق به‌عنوان متغیر تأثیرگذار در روند تغییرات متغیر فشار متوسط نامی محسوب می‌شود. مقدار اکسیدشدن گونه‌ها در هنگام واکنش احتراق و آزادسازی انرژی سوخت برای اندازه‌گیری طول تأخیر احتراق به‌کاربرده می‌شود (معادله ۶).

$$ID = CA10 - SOI \quad (6)$$

که $CA10$ زاویه‌ای است که ده درصد مخلوط سوخت در طی فرآیند احتراق اکسیدشده باشد و SOI زمان شروع پاشش سوخت است. استفاده از کد دینامیک سیالات محاسباتی و بررسی تغییرات فشار استوانه برحسب درجه میل‌لنگ موجب می‌شود تا برآورد دقیقی از مقدار اثرگذاری دو متغیر تغییرات زمان پاشش و درصد اختلاط سوخت بر روی مقدار اکسیداسون گونه‌ها و تأخیر احتراق انجام شود.

۲-۳- متغیرهای مورد مطالعه

در این تحقیق، سه زمان شروع پاشش سوخت مورد مطالعه قرار گرفت. زمان‌های شروع پاشش سوخت عبارت‌اند از ۲۲، ۱۸ و ۱۴ درجه قبل از نقطه مکث بالا^۲. بر اساس شیوه‌نامه راه‌اندازی موتور دیزل OM355 EU2 دو سرعت ۱۴۰۰ و ۲۲۰۰ د.د.د. سرعت‌های مشخصه موتور

شدند و تغییرات جرمی آن‌ها از ابتدا تا انتهای شبیه‌سازی به‌عنوان گونه‌ای مستقل تخمین زده شد. تغییرات جرمی گونه‌های NO₂، CO₂ و CO به‌عنوان عوامل آلاینده حاصل از فرآیند احتراق در نظر گرفته شد.

۲-۲- معادلات حاکم

معادله بقا، معادله مومنتم، معادله انرژی، معادله انتقال گونه‌ها، معادله آشفتنگی، الگوی احتراق، معادله درصد اختلاط سوخت گازی و معادلات تبخیر ذرات پاشیده شده از جمله روابطی هستند که در شبیه‌سازی احتراق موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز استفاده شدند. برای حل معادلات جریان سیال از روش‌های گسسته سازی عددی استفاده شد. روابطی که برای تشریح رفتار جریان سیال در میدان حل وارد می‌شوند در صفحه مختصات دکارتی حل شد. معادله بقا نحوه تغییرات سرعت جریان سیال را در محدوده میدان حل بیان میکند (معادله ۱).

$$-\frac{\partial V}{\partial t} = \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \quad (1)$$

معادله ناویر استوکس نحوه تغییرات سرعت و فشار جریان سیال را در ابعاد مختلف بیان می‌کند (معادله ۲).

$$\begin{aligned} \hat{\rho} \frac{D\hat{U}_i}{Dt} &= \hat{\rho} \frac{\partial \hat{U}_i}{\partial t} + \hat{\rho} \hat{U}_i \frac{\partial \hat{U}_i}{\partial x_j} = \\ \hat{\rho} g_i + \frac{\partial \hat{\sigma}_{ij}}{\partial x_j} &= \hat{\rho} g_i - \frac{\partial \hat{P}}{\partial x_i} + \\ &\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \theta_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \theta_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \theta_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \end{aligned} \quad (2)$$

که \hat{U}_i سرعت موضعی جریان سیال، $\hat{\rho}$ چگالی جریان سیال، g_i شتاب گرانش زمین، \hat{P} فشار جریان سیال، μ لزجت سینماتیکی، θ_i و θ_j تانسور تنش بین خطوط جریان سیال و δ_{ij} تنش حاصله از برهم‌کنش جریان سیال با دیواره میدان حل است.

معادله آنتالپی برای برآورد گرمای احتراق، شار گرمایی دیواره‌ها و نرخ گرمای آزادشده^۱ استفاده شد. معادله انرژی به‌صورت چندجمله‌ای پیوسته بیان می‌شود (معادله ۳):

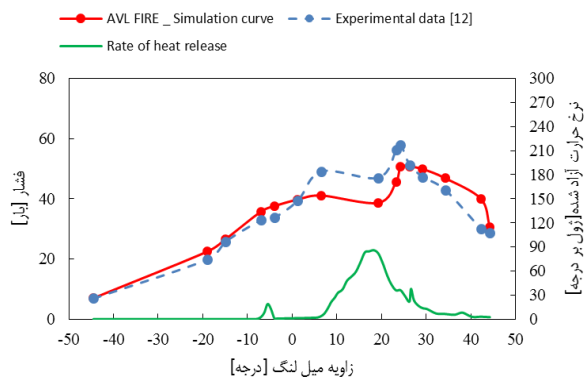
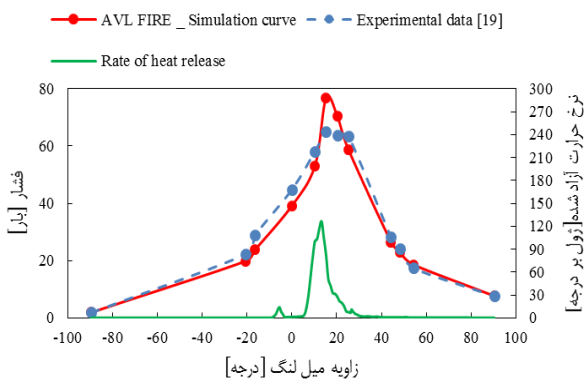
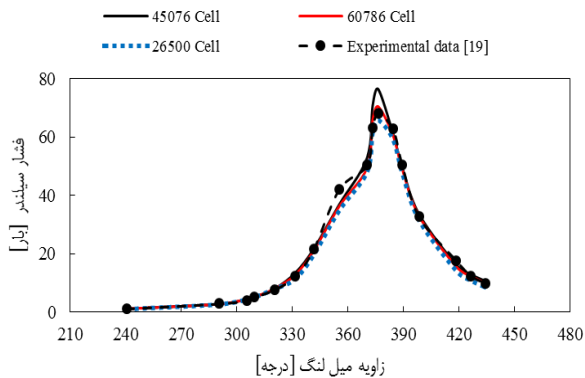
$$\begin{aligned} \hat{\rho} \frac{D\hat{H}}{Dt} &= \hat{\rho} \left(\frac{\partial \hat{H}}{\partial t} + \hat{U}_j \frac{\partial \hat{H}}{\partial x_j} \right) = \\ \hat{\rho} \dot{q}_g + \frac{\partial \hat{P}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\hat{\tau}_{ij} \hat{U}_j) &+ \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial \hat{T}}{\partial x_i} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

که \hat{H} آنتالپی موضعی جریان سیال، \dot{q}_g نرخ گرمای تبدیلی در مخلوط گازی شکل، $\hat{\tau}_{ij}$ تنش برشی بین خطوط جریان سیال، λ نسبت سوخت و \hat{T} دمای جریان سیال است [۲۳].

² Before top dead center (BTDC)

¹ Rate of heat release (RHR)

ستان کوچک تری نسبت به ان هپتان دارد. استاندارد آلاینده‌گی EURO 2 بر اساس کارکرد موتور در حالت سوخت پایه ارائه شده است. نتایج بررسی اثر تغییرات درصد اختلاط سوخت‌ها در موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز نشان داد که انتشار جبهه شعله در موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز دیرتر از موتور دیزل سوخت پایه اتفاق می‌افتد و شکل انتشار گرمای احتراق بر خلاف موتورهای دیزل متداول از مرکز محفظه احتراق شروع می‌شود.



شکل ۲: تعیین شبکه‌بندی بهینه میدان حل و صحنه‌گذاری نتایج شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی در دو سرعت ۱۴۰۰ و ۲۲۰۰ د.د.د.

وجود مخلوط همگن و افزایش تمایل اکسیدشدن سوخت با اکسیژن در موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز باعث افزایش قله گرمای احتراق نسبت به موتور دیزل سوخت پایه شده است. تغییر مکانی تشکیل

هستند. علاوه بر این، درصد حجمی سوخت متان در سه حالت ۸۵، ۹۰ و ۷۵ درصد در نظر گرفته شد.

۲-۴- بررسی تعداد بهینه شبکه میدان حل و صحنه‌گذاری آزمایشگاهی

شبکه‌بندی اولیه شامل ۲۶۵۰۰ سلول بود (میانگین اندازه هر سلول ۲۲ میلی‌متر). نتایج تغییرات منحنی فشار استوانه نشان داد که با کوچک‌سازی میانگین اندازه شبکه‌بندی، قله فشار استوانه افزایش می‌یابد. افزایش قله فشار استوانه تا ۴۵۰۷۶ سول ادامه یافت. با افزایش سلول‌ها قله فشار استوانه دچار افت شد و از حالت بیشینه خارج گردید.

لذا شبکه‌بندی بهینه دارای ۴۵۰۷۶ سلول است. در مطالعه صورت گرفته به دلیل بهره‌گیری از دو سرعت متفاوت، لازم است تا شرایط شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی در دو سرعت اعتبار سنجی شود. نتایج شبیه‌سازی منحنی فشار استوانه در سرعت ۱۴۰۰ د.د.د. با نتایج مطالعه آزمایشگاهی پیروز پناه و کاشانی [۱۹] و در سرعت ۲۲۰۰ د.د.د. با نتایج مطالعه آزمایشگاهی مقبولی و همکاران [۲۰] مقایسه شد. به کمک معیار خطا (E) نتایج شبیه‌سازی ارزیابی شد (معادله ۷).

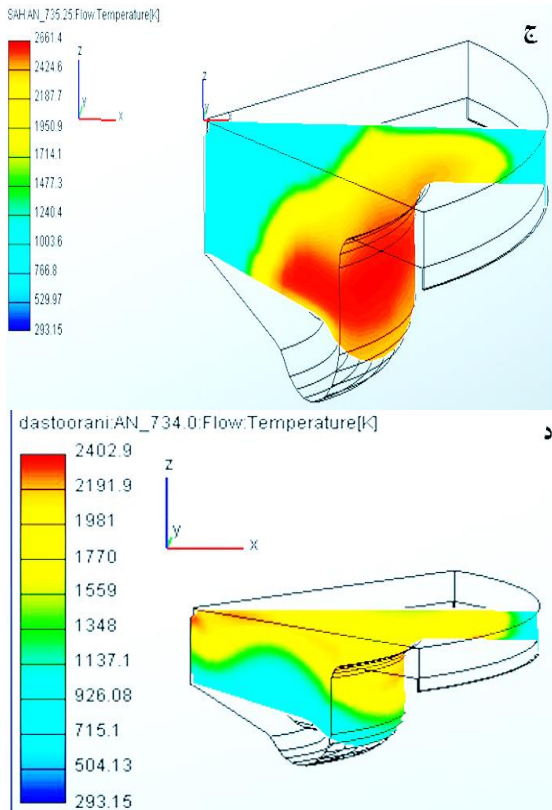
$$E = \frac{|SV - EV|}{EV} \times 100 \quad (7)$$

تفاوت مقادیر شبیه‌سازی (SV) و مقادیر آزمایشگاهی (EV) درصد خطای شبیه‌سازی را تعیین می‌کند. متغیر قله فشار استوانه به‌عنوان شاخص اندازه‌گیری در نظر گرفته شد. مقایسه نتایج شبیه‌سازی و آزمایشگاهی قله فشار استوانه نشان داد که درصد خطای بین نتایج آزمایشگاهی و نتایج شبیه‌سازی در حدود ۱۰ درصد است. در شکل ۲ صحنه‌گذاری شبکه‌بندی و تطابق نتایج شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی نشان داده شده است.

۳- نتایج و بحث

۳-۱- مطالعه اثر تغییرات زمان پاشش و درصد اختلاط بر تأخیر احتراق

نتایج مطالعه دوهل و همکاران [۲۶] نشان داده است که طول تأخیر احتراق به متغیر فشار و گرمای استوانه، نوع سوخت و غلظت اکسیژن وابسته است. تغییرات زمان پاشش اثر بسزایی در تغییرات فشار و گرمای محفظه احتراق دارد. آباگنل و همکاران [۲۷] بیان کردند که فرآیند احتراق در موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز به کیفیت اکسیدشدن گونه‌ها وابسته است، لذا تغییرات درصد اختلاط سوخت‌ها نیز در تغییرات بازه تأخیر احتراق اثرگذار خواهد بود. بر اساس اطلاعات فنی ارائه شده برای موتور OM355 EU2 سوخت اصلی برای راه اندازی این موتور تترادکان با فرمول شیمیایی $C_{14}H_{30}$ است. سوخت تترادکان به عنوان دسته‌ای از خانواده سوخت ان هپتان محسوب می‌شود که خواص خود اشتعالی و عدد



جبهه شعله یکی از دلایل افزایش طول تأخیر احتراق در موتور هایی دوگانه سوز دیزل/گاز است.

این در حالی است که شکل گرمایی جبهه شعله احتراق در موتور دیزل سوخت پایه در مسیر شکل پاشش ایجاد می شود و به طرف دیواره ها پیش می رود.

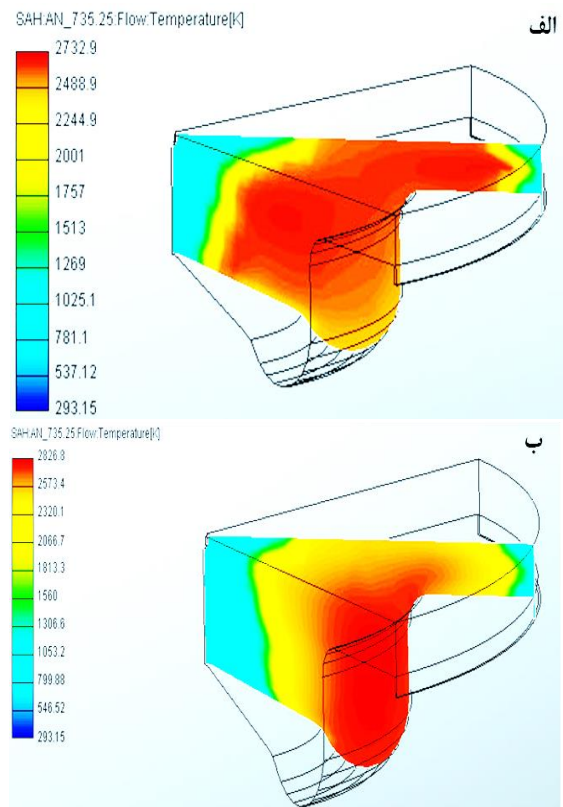
در شکل ۳ شکل گرمای احتراق در موتور دوگانه سوز دیزل/گاز و موتور دیزل سوخت پایه نشان داده شده است. با افزایش مقدار درصد سوخت گازی در مخلوط قابل اشتعال، مقدار توزیع گرمای احتراق یکنواخت تر شده و قله گرمایی احتراق در اغلب دامنه میدان حل گسترش پیدا کرده است. لذا می توان نتیجه گرفت با افزایش درصد سوخت گازی در مخلوط قابل اشتعال، سطوح میدان حل با گرمای بیشتری در تماس است که باعث افزایش مقدار نرخ گرمای آزاد شده می شود.

نتایج پژوهش قماش [۲۸] نشان داد که، هر چه پاشش سوخت پیش روی شود احتراق در دمای گرمتری شروع می شود. افزایش گرمای احتراق موجب افزایش طول تأخیر احتراق می شود. در موتورهای دوگانه سوز دیزل/گاز، پس از پاشش سوخت، جبهه از مرکز محفظه احتراق به طرف دیواره ها حرکت می کند.

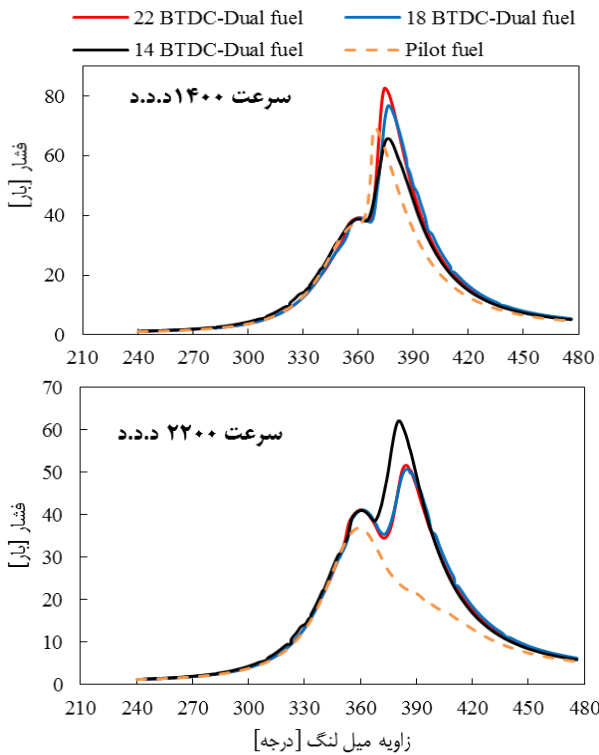
شکل ۱: شکل گرمای محفظه احتراق در موتور دوگانه سوز دیزل/گاز و موتور دیزل با سوخت پایه:
 الف) ۹۰٪ سوخت گازی ب) ۸۵٪ سوخت گازی
 ج) ۷۵٪ سوخت گازی د) ۱۰۰٪ سوخت ان هپتان

هرچه زمان پاشش کوتاه تر شود، جبهه شعله به طرف دیواره ها سوق داده خواهد شد. افزایش توزیع جرمی مخلوط سوخت در اطراف دیواره های محفظه احتراق، احتمال رسوب ذرات سوخت مایع بر روی دیواره ها را افزایش می دهد که این عامل باعث احتراق ناقص می شود. همچنین کاهش زمان پاشش سوخت موجب تمرکز جرمی سوخت پاشش شونده در مرکز شکل پاشش می شود و فرصت اختلاط کمی با سوخت گازی پیدا می کند. جبهه شعله مرکزگرا که در انتهای کاسه سمبه ایجاد می شود دارای بهترین کیفیت اشتعال پذیری است و عدم اختلاط صحیح سوخت پاشش شونده و سوخت گازی در هنگام کاهش زمان پاشش باعث کاهش اشتعال پذیری مخلوط شده و کاهش طول تأخیر احتراق را به همراه دارد.

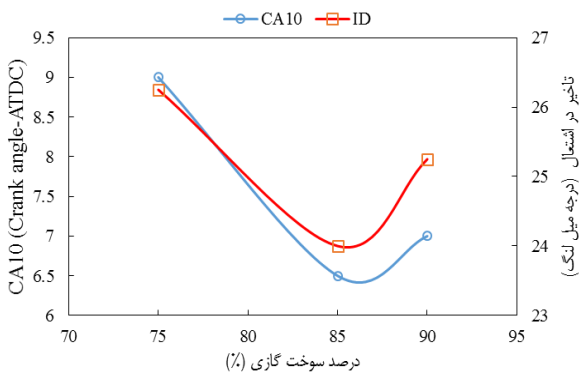
نتایج مطالعه عددی نشان داد که در زمان پاشش یکسان، با تغییر سامانه احتراق موتور دیزل از حالت غیر آمیخته سوخت پایه به حالت دو گانه سوز، مقدار متغیر CA10 حدود ۷٪ افزایش یافته که نشان دهنده بهبود روند اکسیدشدن گونه ها در سامانه احتراقی دوگانه سوز اشتعال تراکمی است. همچنین با پیش روی شدن زمان شروع پاشش سوخت مقدار طول تأخیر احتراق به مقدار ۲ درجه میل لنگ افزایش یافت.



فاصله چندانی از نقطه مکث بالا نمی‌گیرد. همچنین بیشتر شدن درصد سوخت مایع در مخلوط سوخت موجب کاهش دمای محفظه احتراق می‌شود که یکی دیگر از عوامل کاهش طول تأخیر احتراق در مخلوط سوخت دارای ۸۵ درصد متان است. در شکل ۶ مقدار تغییرات متغیر تأخیر در اشتعال و CA10 با تغییرات درصد سوخت گازی را نشان می‌دهد. بیشتر شدن درصد حجمی سوخت گازی موجب کاهش تأخیر در اشتعال می‌شود که می‌توان نتیجه گرفت که افزایش درصد سوخت گازی باعث تسریع فرآیند اکسیدشدن در مخلوط قابل اشتعال می‌شود.

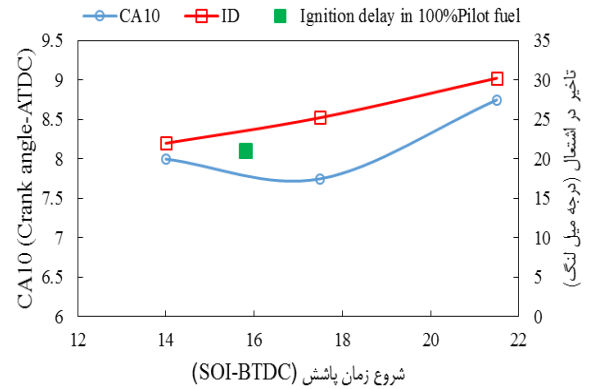


شکل ۵: روند تغییرات فشار استوانه در دو سرعت مختلف



شکل ۶: مقدار تغییرات متغیر تأخیر در اشتعال و CA10 با تغییرات درصد سوخت گازی

در شکل ۴ مقدار تغییرات متغیر تأخیر در اشتعال بر اساس ده درصد سوخت محترق شده و تغییرات زمان پاشش نشان داده شده است. پیش‌رسی پاشش موجب افزایش متغیر CA10 می‌شود که افزایش تأخیر در اشتعال را به همراه دارد. افزایش CA10 نشان دهنده ترکیب بهتر مخلوط قابل اشتعال با عوامل اکسیدشدن است.



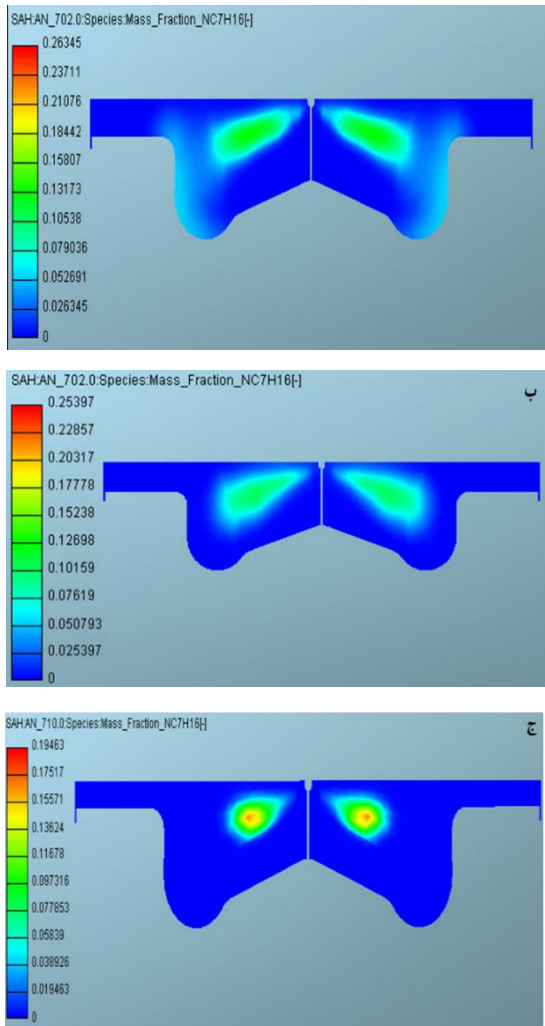
شکل ۷: مقدار تغییرات متغیر تأخیر در اشتعال و CA10 با پیش‌رسی پاشش

جذب گرما توسط ذرات گازی درون مخلوط موجب افزایش رفتن گرمای محفظه و نهایتاً افزایش طول تأخیر احتراق می‌شود. در سرعت ۲۲۰۰ د.د.د. پیش‌رسی پاشش موجب افت قله فشار استوانه خواهد شد. اگر قله فشار استوانه قبل از نقطه مکث بالا رخ دهد توان نامی موتور بزرگتر خواهد شد.

مقایسه نتایج پژوهش با مطالعه موسوی و همکاران [۲۹] نشان می‌دهد که کاهش زمان پاشش در سرعت ۲۲۰۰ د.د.د. موجب بهبود متغیرهای عملکردی موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز می‌شود. در شکل ۵ روند تغییرات فشار استوانه در دو سرعت مختلف نشان داده شده است. پیش‌رسی پاشش موجب افزایش طول تأخیر احتراق و بیشتر شدن فاصله قله منحنی فشار از نقطه مکث بالا شده است.

در یک سرعت ثابت، تغییرات درصد اختلاط سوخت بر روی طول تأخیر احتراق بررسی شد. دستورانی و همکاران [۳۰] بیان نمودند دور موتور اثر چندانی بر طول تأخیر احتراق ندارد. با تغییر جزئی درصد اختلاط سوخت‌ها، طول تأخیر احتراق به مقدار ۱ درجه میل لنگ کاهش یافت. با ادامه یافتن روند کاهش درصد سوخت گازی، طول تأخیر احتراق به مقدار ۳ درجه میل لنگ افزایش یافت و افت قله فشار استوانه رخ داد. افزایش درصد سوخت گازی موجب افزایش قله فشار استوانه و فاصله گرفتن آن از نقطه مکث بالا می‌شود. لذا بیشتر شدن سهم سوخت گازی موجب افزایش فشار متوسط نامی خواهد شد. زمانی که روند کاهش درصد حجمی سوخت گازی در مخلوط شروع می‌شود، اثر مخلوط غیر همگن افزایش می‌یابد. با افزایش جرم مولی سوخت مایع، قله فشار استوانه

سهم حجمی سوخت گازی در مخلوط قابل اشتعال دمایی محفظه احتراق افزایش یابد که سبب افزایش انتشار آلاینده اکسید ازت می‌شود. همچنین افزایش تمرکز ذرات سوخت گازی در مجاورت دیواره‌ها مانع رخ دادن احتراق ناقص و کاهش مقدار انتشار آلاینده کربن مونو اکسید می‌شود.



شکل ۳: مقدار تغییرات کسر جرمی و شکل ورود سوخت آن هپتان در ابتدای شروع پاشش الف) ۲۲BTDC ب) ۱۸BTDC ج) ۱۴BTDC

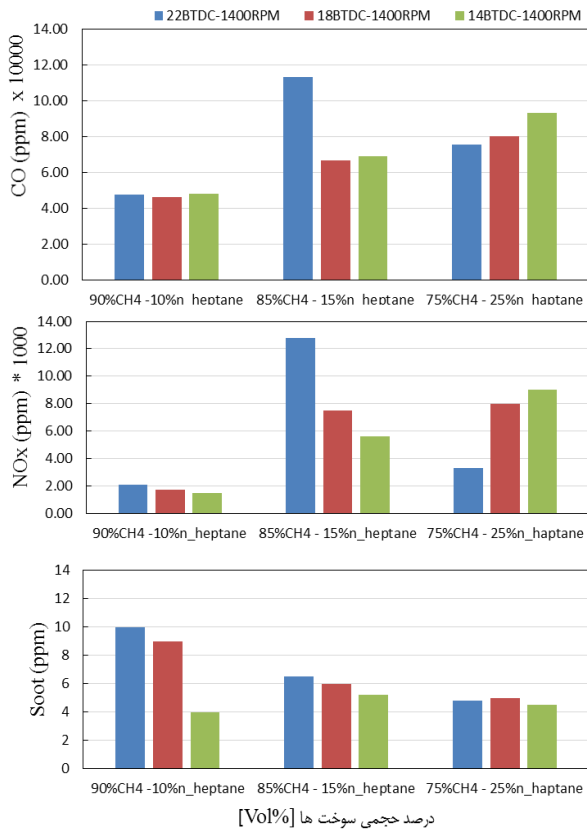
۲-۳- مطالعه تغییرات زمان پاشش و درصد اختلاط بر انتشار آلاینده‌گی موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز

گرمای محفظه، زمان و نحوه پاشش از جمله متغیرهای مهم در وضعیت انتشار آلاینده‌گی موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز است. اکبریان و همکاران [۳۱] بیان نموده‌اند که گرمای زیاد پس احتراق باعث بیشتر شدن انتشار آلاینده‌گی اکسید ازت و کربن دی‌اکسید می‌شود. نتایج آنها نشان داد که دوگانه‌سوز کردن موتورهای اشتعال تراکمی انتشار آلاینده دوده به مقدار چشم‌گیری کاهش می‌یابد.

در سامانه دوگانه‌سوز انتشار آلاینده اکسید ازت با تغییرات درصد اختلاط سوخت گازی وابستگی مستقیم دارد. لذا با افزایش درصد اختلاط سوخت گازی گرمای محفظه افزایش که موجب بیشتر شدن انتشار آلاینده اکسید ازت می‌شود [۳۲]. همچنین پیش‌رسی پاشش سوخت باعث کاهش آلاینده دوده و کربن مونواکسید می‌شود [۷،۸]. با تغییرات زمان پاشش، مقادیر انتشار آلاینده‌گی در موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز دچار تغییرات محسوسی شد. عدم رسوب ذرات سوخت پاشش شونده و بهبود توزیع گرمای جبهه شعله مرکز گرا در کل محفظه احتراق موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز عامل کاهش اثرات احتراق ناقص و انتشار آلاینده دوده و کربن است.

در شکل ۷ شکل پاشش سوخت در موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز نشان داده شده است. کاهش مقدار جرمی سوخت پاشش شونده از جمله عوامل کاهش رسوب سوخت بر دیواره‌های کاسه سمبه است. شکل پاشش در زمان ۲۲ BTDC، رسوب ذرات سوخت را بر روی دیواره نشان می‌دهد. افزایش زمان پاشش، نرخ جرمی رسوب ذرات سوخت بروی دیواره افزایش می‌دهد. لذا مقادیر انتشار آلاینده کربن مونواکسید در پیش‌رسی پاشش سوخت موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز بیشتر می‌شود.

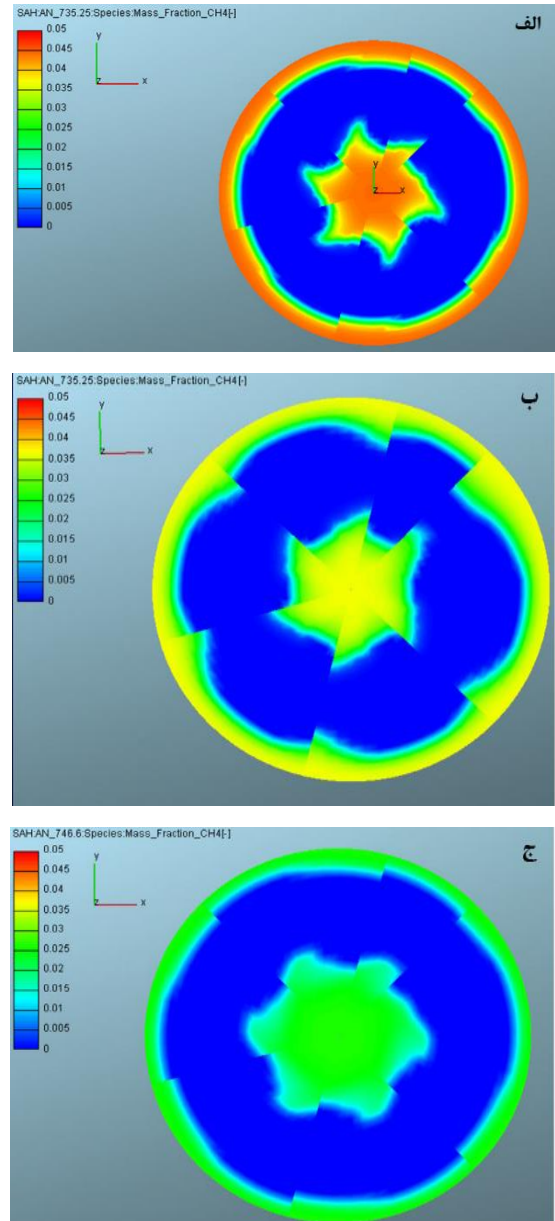
تغییرات درصد اختلاط سوخت به‌طور عمده‌ای بر تغییرات متغیرهای آلاینده‌گی اثرگذار بوده است. با نزدیک شدن زمان پاشش به نقطه مکث بالا و بیشتر شدن درصد جرمی سوخت مایع در مخلوط سوخت احتراق ناقص شده و انتشار آلاینده کربن مونواکسید افزایش می‌یابد. کاهش مقدار کسر جرمی سوخت گازی در مخلوط قابل اشتعال موجب می‌شود تا قابلیت اکسیدشدن مخلوط کاهش یابد و احتمال رسوب ذرات سوخت مایع بر روی دیواره‌ها افزایش یابد. نتیجه کاهش درصد سوخت گازی در مخلوط قابل اشتعال کاهش دمایی محفظه احتراق است که احتمال رسوب ذرات تبخیر شده سوخت پاشش شونده بر روی دیواره‌های محفظه احتراق را افزایش می‌دهد. در شکل ۸ مقدار کسر جرمی و شکل توزیع ذرات سوخت گازی در محفظه احتراق نشان داده شده است. افزایش درصد سوخت گازی در مخلوط قابل اشتعال موجب تمرکز بیشتر ذرات سوخت گازی در نزدیکی دیواره‌ها می‌شود که مانع از رسوب ذرات تبخیر شده سوخت پاشش شونده بر روی دیواره‌های محفظه احتراق می‌شود. لذا انتظار می‌رود با افزایش



شکل ۹: نحوه تغییرات انتشار آلاینده‌های اکسید ازت، دوده و کربن مونواکسید

۳-۳- تغییرات درصد اختلاط و تغییرات زمان پاشش سوخت بر متغیرهای عملکردی موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز

متغیرهای عملکردی در موتورهای دیزل شامل گشتاور خروجی، توان نامی و مصرف سوخت ویژه است. متغیر گشتاور و توان نامی عموماً تحت اثر تغییرات فشار متوسط نامی است. برآیند برداری نیروی تولیدی حاصل از احتراق با نیروی اینرسی قطعات متحرک، در قالب گشتاور به میل لنگ وارد می‌شود. همچنین با ضرب برآیند نیروهای وارد شده به میل لنگ در دور موتور، مقدار توان نامی به دست می‌آید. با نزدیک شدن زمان پاشش به نقطه مکث بالا طول تأخیر احتراق کاهش می‌یابد و همین عامل باعث کاهش فشار متوسط نامی می‌شود. پس کاهش گشتاور را موجب می‌شود. کاهش درصد اختلاط سوخت گازی با افت محسوس منحنی فشار متوسط نامی همراه است. هرچه درصد حجمی سوخت مایع در مخلوط سوخت بیشتر شد، مقدار فشار متوسط نامی کاهش می‌یابد. در شکل ۱۰ نحوه تغییرات مقدار فشار متوسط نامی در دور ۱۴۰۰ د.د.د. در هنگام تغییرات زمان شروع پاشش سوخت و تغییرات درصد اختلاط سوخت گازی نشان داده شده است.



شکل ۴: مقدار کسر جرمی و شکل توزیع سوخت گازی در درصدهای مختلف اختلاط الف) ۹۰٪ سوخت گازی ب) ۸۵٪ سوخت گازی ج) ۷۵٪ سوخت گازی

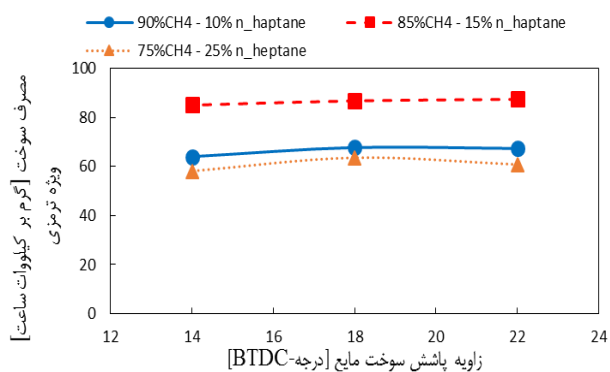
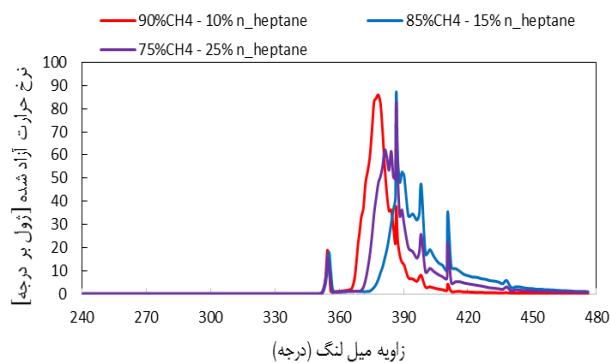
انتشار آلاینده اکسید ازت با پیش‌رسی نمودن پاشش و تغییر درصد اختلاط روند افزایشی دارد ولی در حالت اختلاط ۲۵-۷۵ درصد روند کاهشی را نشان می‌دهد. زیرا در این درصد اختلاط، اثر سوخت مایع بر روند احتراق بیشتر شده و احتراق ناقص رخ می‌دهد. نتایج حاصله با نتایج مطالعات قماشی و ژنگ و همکاران [۲۸،۳۳] تطابق دارد.

در شکل ۹ نحوه تغییرات انتشار آلاینده‌های اکسید ازت، دوده و کربن مونواکسید نشان داده شده است.

سرعت ۲۲۰۰ د.د.د. باعث کاهش محسوس توان موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز خواهد شد.

فاصله گرفتن قله گرمای آزاد شده از نقطه مکث بالا با افزایش درصد حجمی سوخت مایع موجب کاهش توان نامی می‌شود. پیش‌رسی پاشش موجب افزایش رفتن مصرف سوخت ویژه^۱ می‌شود زیرا احتراق به طرف کامل شدن پیش می‌رود و مقادیر بیشتری از مخلوط درون محفظه احتراق می‌سوزد. زمانی که درصد حجمی سوخت مایع در مخلوط سوخت بیشتر می‌شود مقدار مصرف سوخت ویژه کاهش می‌یابد که دلیل آن در بدسوزی رخ داده در محفظه احتراق است.

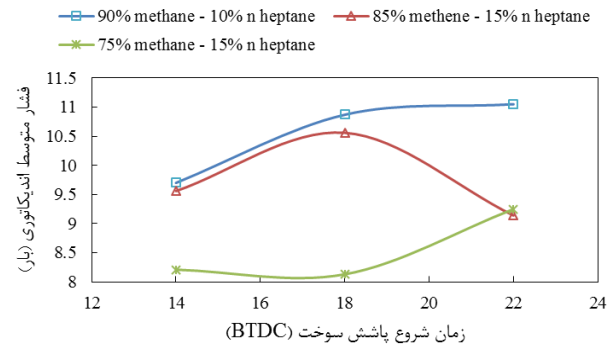
لذا نتایج مطالعات نشان می‌دهد که اثر سرعت و درصد اختلاط سوخت در تغییرات مصرف سوخت در موتورهای دوگانه‌سوز دیزل/گاز به صورت خطی نیست. عوامل فیزیکی مختلفی جریان احتراق را تحت تأثیر قرار می‌دهد. در شکل ۱۱ روند تغییرات متغیر نرخ گرمای آزاد شده و مصرف سوخت ویژه ترمزی موتور دوگانه‌سوز OM355 EU2 در زمان‌های مختلف پاشش و درصد اختلاط سوخت‌های نشان داده شده است.



شکل ۱۲: روند تغییرات متغیر نرخ گرمای آزاد شده و مصرف سوخت ویژه ترمزی

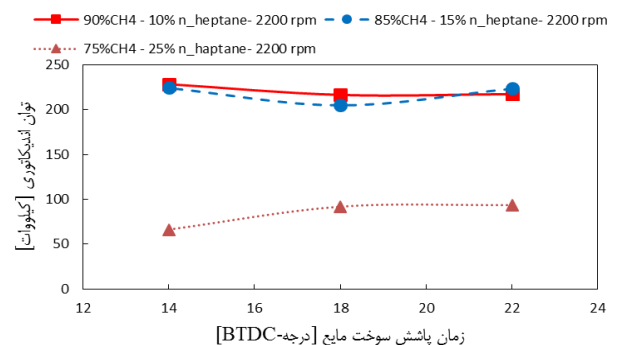
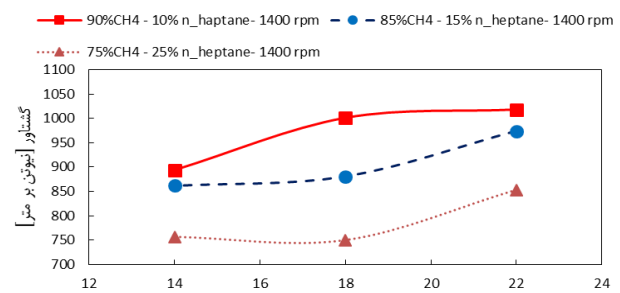
۴- نتیجه‌گیری

در این تحقیق، مطالعه عددی بر رفتار احتراق موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز (ان-هپتان/متان) انجام شد. هدف مطالعه بررسی اثر تغییرات زمان پاشش سوخت و درصد اختلاط سوخت‌ها بر روی طول تأخیر



شکل ۱۳: تغییرات مقدار فشار متوسط نامی در هنگام تغییرات زمان پاشش و درصد اختلاط سوخت گازی در سرعت ۱۴۰۰ د.د.د.

نتایج مطالعات نشان داد در درصد اختلاط ۲۵-۷۵ درصد باوجود افزایش سهم سوخت پاششی، مقادیر گشتاور دور ۱۴۰۰ د.د.د. ۲۵ درصد و در دور ۲۲۰۰ د.د.د. ۵٫۳ درصد کاهش یافته است. در شکل ۱۱ روند تغییرات گشتاور خروجی و توان نامی موتور دوگانه‌سوز OM355 EU2 در زمان‌های مختلف پاشش و درصد اختلاط سوخت‌ها نشان داده شده است.



شکل ۱۴: روند تغییرات گشتاور خروجی و توان نامی موتور دوگانه‌سوز OM355 EU2 در زمان‌های مختلف پاشش و درصد اختلاط سوخت‌ها

در دور ۲۲۰۰ د.د.د. هر چه پاشش سوخت به نقطه مکث بالا نزدیک شود، مقادیر نرخ گرمای آزاد شده افزایش می‌یابد. بنابراین با کاهش زمان پاشش سوخت در سرعت ۲۲۰۰ د.د.د. توان نامی به مقدار ۱٫۲۴ درصد افزایش یافت. نتایج مطالعات عددی نشان داد که با پیش‌رسی شدن زمان پاشش سوخت کاهش ۲۵ درصدی در متغیر توان نامی دیزل دوگانه‌سوز رخ می‌دهد. لذا نتیجه می‌شود پیش‌رسی زمان پاشش در

¹ Brake specific fuel consumption

افزایش مقدار انتشار اکسید ازت به مقدار ۳۱ درصد و افزایش کربن دی‌اکسید به مقدار ۱۶ درصد شد.

- شکل احتراق در موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز نشان داد که با افزایش درصد سوخت گازی، احتمال رسوب ذرات تبخیر نشده بر روی دیواره‌ها کاهش می‌یابد و مقدار آلایندگی دوده کاهش چشمگیری خواهد یافت. همچنین هر چه مقدار نرخ جرمی سوخت مایع در مخلوط سوخت افزایش یابد، آلایندگی اکسید ازت کاهش می‌یابد و مقدار دوده بیشتری منتشر می‌شود. با افزایش ۵ درصدی سهم سوخت مایع در مخلوط سوخت، مقدار انتشار کربن مونواکسید به مقدار ۴۴ درصد افزایش پیدا کرده است.

فهرست علائم

BTDC	قبل از نقطه مکث بالا، درجهٔ میل‌لنگ
Crank angle	درجهٔ میل‌لنگ
ATDC	بعد از نقطهٔ مکث بالا، درجهٔ میل‌لنگ
CA10	ده درصد سوخت محترق شده، درجهٔ میل‌لنگ
SOI	زمان شروع پاشش، درجهٔ میل‌لنگ
K	کلوین
V	سرعت جریان سیال، $\frac{m}{s}$
u	مؤلفه افقی سرعت جریان، $\frac{m}{s}$
v	مؤلفه عمودی سرعت جریان، $\frac{m}{s}$
w	مؤلفه درونی سرعت جریان، $\frac{m}{s}$
\bar{U}_i	سرعت موضعی سیال در راستای افقی، $\frac{m}{s}$
\bar{U}_j	سرعت موضعی سیال در راستای عمودی، $\frac{m}{s}$
g_i	شتاب گرانش زمین، $\frac{m}{s^2}$
\bar{P}	فشار موضعی سیال، Pa
\hat{H}	آنتالپی موضعی، J
\dot{q}_g	نرخ گرمای تبادل شده مخلوط گازی، J/s
\hat{T}	دمای جریان سیال، K
Y_i	گونه وارد شده
J_i	نقوذ گونه
R_i	نرخ تولید گونه‌ها پس از واکنش
S_i	چشمه گونه‌ای
LHV	حداقل ارزش گرمایی، MJ/Kg
m_{gf}	کسر جرمی سوخت گازی، Kg/Kg
m_{pf}	نرخ جرمی سوخت پاشش شونده، gr/Cycle
GRI mech 3.0	سینتیک واکنش احتراق متان در مجاورت اکسید کنندهٔ هوا، نسخهٔ سوم

احتراق، متغیرهای عملکردی و انتشار آلایندگی موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز بود. با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی و با وابستگی دو نرم‌افزار فایر-کمکین شرایط احتراق موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز مطالعه شد. که نتایج ذیل به دست آمد.

- تفاوت سامانهٔ احتراقی در موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز، موجب تغییرات در طول تأخیر احتراق می‌شود. نتایج این پژوهش نشان داد افزایش ۷٪ متغیر CA10 در سامانهٔ احتراقی دوگانه‌سوز اشتعال تراکمی نسبت به احتراق غیر آمیخته اشتعال تراکمی نشان از بهبود فرآیند اکسیدشدن گونه‌های سوختی در موتور دوگانه‌سوز دیزل/گاز دارد. با پیش‌رسی شدن زمان پاشش، طول مدت متغیر CA10 نیز افزایش می‌یابد. که به دلیل افزایش زمان تبخیر ذرات سوخت است. پیش‌رسی شدن زمان پاشش وابستگی مستقیم با متغیر CA10 دارد و طول تأخیر احتراق را به مقدار ۲ درجهٔ میل‌لنگ افزایش داد.
- با پیش‌رسی شدن زمان پاشش در سرعت ۱۴۰۰ د.د.د، فشار متوسط نامی افزایش یافت و به همراه آن گشتاور خروجی به مقدار ۱۶ درصد افزایش پیدا کرد. در ضمن اینکه پیش‌رسی زمان پاشش باعث افزایش تأخیر احتراق شده است.
- با بیشتر شدن پیش‌رسی پاشش و افزایش دور موتور تأخیر احتراق افزایش اما قلهٔ فشار استوانه کاهش یافته است. حداکثر مقدار کاهش افت توان در سرعت ۲۲۰۰ د.د.د. با توجه به افزایش پیش‌رسی پاشش و به دلیل احتراق زودتر از موعد حاصل شده است.
- هر چه مقدار درصد حجمی سوخت مایع در مخلوط سوخت افزایش یابد، مقدار گشتاور خروجی موتور کاهش و با ثابت نگه‌داشتن زمان پاشش و افزایش درصد حجمی سوخت مایع از ۱۰ درصد به ۲۵ درصد، مقادیر گشتاور خروجی به مقدار ۱۷ درصد کاهش یافت.
- توان نامی با توجه به پیش‌رسی شدن زمان پاشش، موجب افزایش گرمای محفظهٔ احتراق شده است. در ضمن اینکه توان نامی با تغییر درصد سهم سوخت مایع از ۱۰ درصد به ۲۵ درصد، به مقدار ۷۰ درصد کاهش یافته است به‌علاوه اینکه افزایش مصرف سوخت ویژه به مقدار ۱۳ درصد را به همراه داشته است.
- شکل پاشش سوخت نشان داد که با پیش‌رسی شدن زمان شروع پاشش سوخت، احتمال ایجاد رسوب در دیواره‌های محفظهٔ افزایش می‌یابد که نهایت موجب افزایش تولید آلایندگی کربن مونو اکسید می‌شود. همچنین افزایش توانایی اکسیدشدن اکسیژن به دلیل افزایش مقدار ساختارهای هیدروژنی در مخلوط قابل اشتعال موجب شد تا مقادیر آلایندگی کربن دی‌اکسید و اکسید ازت افزایش یابد. اما نزدیک شدن زمان پاشش به نقطهٔ مکث بالا زمان اختلاط و درصد همگنی مخلوط قابل اشتعال کوچک می‌شود و موجب کاهش اکسیدهای ازت شد. نتایج مطالعات نشان داد پیش‌رسی زمان پاشش در سرعت ۱۴۰۰ د.د.د. و درصد اختلاط ۱۵-۸۵ درصد موجب

Materials Science and Engineering Vol. 588, No. 1, p. 012005. IOP Publishing, 2019.

- [8] Sudarmanta, B., Setiyawan, A., Bachtiar, K. A., Yuvenda, D., & da Silva, J. Effects of Advancing the Pilot Injection Timing on The Engine Performance, Combustion and Emissions on Diesel dual fuel Engine at High Load. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering Vol. 588, No. 1, p. 012020. IOP Publishing, 2019.
- [9] Li, Y., Li, H., Guo, H., Li, Y., & Yao, M. A numerical investigation on methane combustion and emissions from a natural gas-diesel dual fuel engine using CFD model. Applied Energy, 205, 153-162, 2017.
- [10] Lee, C. F., Pang, Y., Wu, H., Nithyanandan, K., & Liu, F. An optical investigation of substitution rates on natural gas/diesel dual-fuel combustion in a diesel engine. Applied Energy, 261, 114455, 2020.
- [11] Yang, B., & Zeng, K. Effects of natural gas injection timing and split pilot fuel injection strategy on the combustion performance and emissions in a dual-fuel engine fueled with diesel and natural gas. Energy conversion and management, 168, 162-169, 2018.
- [12] Ryu, K. Effects of pilot injection timing on the combustion and emissions characteristics in a diesel engine using biodiesel-CNG dual fuel. Applied Energy, 111, 721-730, 2013.
- [13] Liu, J., Yang, F., Wang, H., Ouyang, M., & Hao, S. Effects of pilot fuel quantity on the emissions characteristics of a CNG/diesel dual fuel engine with optimized pilot injection timing. Applied Energy, 110, 201-206, 2013.
- [14] Rahimi, A., Fatehifar, E., & Saray, R. K. Development of an optimized chemical kinetic mechanism for homogeneous charge compression ignition combustion of a fuel blend of n-heptane and natural gas using a genetic algorithm. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 224(9), 1141-1159, 2010.
- [15] Mousavi, S. M., Saray, R. K., Poorghasemi, K., & Maghbouli, A. A numerical investigation on combustion and emission characteristics of a dual fuel engine at part load condition. Fuel, 166, 309-319, 2016.
- [16] Guerry, E. S., Raihan, M. S., Srinivasan, K. K., Krishnan, S. R., & Sohail, A. Injection timing effects on partially premixed diesel-methane dual fuel low temperature combustion. Applied energy, 162, 99-113, 2016.
- [17] Hockett, A., Hampson, G., & Marchese, A. J. Development and validation of a reduced chemical kinetic mechanism for computational fluid dynamics simulations of natural gas/diesel dual-fuel engines. Energy & Fuels, 30(3), 2414-2427, 2016.
- [18] Yousefi, A., Birouk, M., & Guo, H. An experimental and numerical study of the effect of

علائم یونانی

$\rho, \hat{\rho}$	چگالی جریان سیال، kg/m^3
$\frac{\partial}{\partial t}$	مشتق زمانی
μ	لزجت سینماتیکی سیال
ϑ_i	تانسور تنش افقی
ϑ_j	تانسور تنش عمودی
δ_{ij}	تنش حاصله از برهم کنش جریان سیال با دیواره میدان حل
\hat{t}_{ij}	تنش برشی بین خطوط سیال
λ	نسبت هوای اضافی
ν	گرانروی جریان سیال

زیرنویس‌ها

g	گاز
gf	سوخت گازی
pf	سوخت پاشش شونده

بالانویس‌ها

\wedge	شرایط موضعی
\cdot	مشتق

مراجع و منابع

- [1] Goering, C. E., & Hansen, A. C. Engine & tractor power, 2004.
- [2] Pingali, P. Agricultural mechanization: adoption patterns and economic impact. Handbook of agricultural economics, 3, 2779-2805, 2007.
- [3] Shi, Y., Ge, H. W., & Reitz, R. D. Computational optimization of internal combustion engines. Springer Science & Business Media, 2011.
- [4] Subramanian, K. A. Biofueled Reciprocating Internal Combustion Engines. CRC Press, 2017.
- [5] Papagiannakis, R. G., Krishnan, S. R., Rakopoulos, D. C., Srinivasan, K. K., & Rakopoulos, C. D. A combined experimental and theoretical study of diesel fuel injection timing and gaseous fuel/diesel mass ratio effects on the performance and emissions of natural gas-diesel HDDI engine operating at various loads. Fuel, 202, 675-687, 2017.
- [6] Song, J., Feng, Z., Lv, J., & Zhang, H. Experimental Study on Combustion and Performance of a Natural Gas-Diesel Dual-Fuel Engine at Different Pilot Diesel Injection Timing. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 12(5), 2020.
- [7] Yuvenda, D., Sudarmanta, B., Wahjudi, A., & da Silva, J. Characterization of Engine Performance, Combustion Process and Emission of Diesel/CNG Dual Fuel Engines with Pilot Injection Timing Variation at Low Load. In IOP Conference Series:

- Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 12(1), 517-534, 2018.
- [32] Cho, J., Park, S., & Song, S. The effects of the air-fuel ratio on a stationary diesel engine under dual-fuel conditions and multi-objective optimization. *Energy*, 187, 115884, 2019.
- [33] Zheng, Z., Badawy, T., Henein, N., & Sattler, E. Investigation of physical and chemical delay periods of different fuels in the ignition quality tester. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 135(6), 2013.
- diesel injection timing on natural gas/diesel dual-fuel combustion at low load. *Fuel*, 203, 642-657, 2017.
- [19] Pirouzpanah, V., & Kashani, B. O. Prediction of major pollutants emission in direct-injection dual-fuel diesel and natural-gas engines, 2000.
- [20] Maghbouli, A., Saray, R. K., Shafee, S., & Ghafouri, J. Numerical study of combustion and emission characteristics of dual-fuel engines using 3D-CFD models coupled with chemical kinetics. *Fuel*, 106, 98-105, 2013.
- [21] Smith, G. GRI-Mech 3.0. [http://www. me.berkeley.edu/gri_mech](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech), 1999.
- [22] Zhou, J. H., Cheung, C. S., & Leung, C. W. Combustion, performance and emissions of a diesel engine with H₂, CH₄ and H₂-CH₄ addition. *International journal of hydrogen energy*, 39(9), 4611-4621, 2014.
- [23] CFD A. Solver users guide [z]. AVL FIRE , 2013.
- [24] Guide AFU. Release 14.0, ANSYS. Inc, USA, 2011.
- [25] Li, Y., Li, H., Guo, H., Li, Y., & Yao, M. A numerical investigation on methane combustion and emissions from a natural gas-diesel dual fuel engine using CFD model. *Applied Energy*, 205, 153-162, 2017.
- [26] Dhole, A. E., Yarasu, R. B., & Lata, D. B. Investigations on the combustion duration and ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and producer gas as secondary fuels. *Applied Thermal Engineering*, 107, 524-532, 2016.
- [27] Abagnale, C., Cameretti, M. C., De Simio, L., Gambino, M., Iannaccone, S., & Tuccillo, R. Numerical simulation and experimental test of dual fuel operated diesel engines. *Applied Thermal Engineering*, 65(1-2), 403-417, 2014.
- [28] Ghomashi, H. Modelling the combustion in a dual fuel HCCI engine. Investigation of knock, compression ratio, equivalence ratio and timing in a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engine with natural gas and diesel fuels using modelling and simulation. Phd thesis, 2015.
- [29] Mousavi, S. M., Saray, R. K., Bahlouli, K., Poorghasemi, K., Maghbouli, A., & Sadeghlu, A. Effects of pilot diesel injection strategies on combustion and emission characteristics of dual-fuel engines at part load conditions. *Fuel*, 258, 116153, 2019.
- [30] Dastourani, H., Mohammadian, A., & Ghazikhani, M. Evaluation of Changes in Soot Formation with Variation of Start Angle of Fuel Injection in Diesel Engine. *The Journal of Engine Research*, 24(24), 37-49, 2011.
- [31] Akbarian, E., Najafi, B., Jafari, M., Faizollahzadeh Ardabili, S., Shamshirband, S., & Chau, K. W. Experimental and computational fluid dynamics-based numerical simulation of using natural gas in a dual-fueled diesel engine.



The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineersearch.ir



Numerical study of the effect of fuel injection timing on the ignition delay, performance parameters and exhaust emission of gas/dual fuel diesel engine using Computational Fluid Dynamics

S. M. Mostasharshahidi¹, A. Rohani^{2*}, M. Khojastepour³, J. Zareei⁴

¹ MSC, Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agricultural, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran, mostasharshahidi.seyyedmohsen@mail.um.ac.ir

² Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agricultural, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran, arohani@um.ac.ir

³ Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agricultural, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran, mkhpour@um.ac.ir

⁴ Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agricultural, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran, javadzareei@um.ac.ir

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 13 March 2020

Accepted: 07 August 2020

Keywords:

Dual-fuel diesel engine

Parametric performance

Computational Fluid dynamics

Emission of pollutants

Injection timing

ABSTRACT

Today, due to the various usage of compression ignition engines in urban transportation, as well as the need to reduce exhaust emissions and control fuel consumption, the use of alternative fuels has become common in diesel engines. Gaseous fuel is one of the most common alternative fuels that can be used in diesel engines. The utilization of alternative fuels in compression ignition engines requires the study of the combustion quality and the type of flammable mixture formation in the combustion chamber. Fuel injection parameter play a significant role in the combustion quality of dual-fuel diesel/gas engines. The injection timing and gaseous fuel mixing percentage together are among the parameters associated with fuel injection. In order to investigate the effect of fuel injection timing on the combustion quality of dual-fuel diesel / gas engines, a study was conducted. In this research, dual-fuel diesel engine is evaluated at two different speeds using the CFD method. To this research, three modes were selected for the fuel IT: BTDC 22°, BTDC 18° and BTDC 14° and three modes for gaseous fuel mixing percentage: 90%-10%, 85%-15% and 75%-25%. The results of numerical studies showed that with increasing fuel injection timing in a diesel / gas dual-fuel engine, the combustion chamber temperature and cylinder pressure peak (PCP) was increased. Increasing the IT also increased the ignition delay, diesel Knocking and distanced the PCP curve from TDC. The IMEP and output torque increased by 16% as the PCP increased. As the mass flow rate of pilot fuel increased, the ignition delay decreased, causing the PCP to fall. The output torque and indicator power decreased by 17% and 70% respectively. Reducing the fuel IT at high speed, the indicator power improved and the emission results showed that the IT advancing increased the NO_x and CO₂ by 31% and 16% respectively, indicating improved combustion quality in the dual-fuel diesel engine.

