

شبیه‌سازی احتراق مخلوط‌های زیست‌دیزل و دیزل در موتور دیزل پاشش غیرمستقیم

حدیث دریگوند^۱، بهمن نجفی^{۲*}، رامین برزگر^۳

^۱دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، hadisderikvand@yahoo.com

^۲دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، najafib@uma.ac.ir

^۳دانشگاه آزاد اسلامی، اردبیل، ایران، barzegar.amin@gmail.com

* نویسنده مسئول، شماره تماس: ۰۹۳۵۲۴۷۹۷۷۰

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۴ آبان ۱۳۹۳

پذیرش: ۱۵ شهریور ۱۳۹۴

کلیدواژه‌ها:

دینامیک سیالات محاسباتی

موتور دیزلی پاشش غیرمستقیم

سوخت زیست‌دیزل

متغیرهای عملکردی و آلاینده‌گی

چکیده

در این تحقیق، فرآیند احتراق و تولید آلاینده‌های موتوری دیزل پاشش غیرمستقیم (لیستر ۸،۱) در شرایط تمام بار، با استفاده از مخلوط‌های مختلف زیست‌دیزل با سوخت گازوئیل به روش دینامیک سیالات محاسباتی، شبیه‌سازی شده است. شبیه‌سازی مذکور؛ شامل جزئیات گرد نمودن افشانه سوخت، مخلوط سوخت و شبیه‌سازی توزیع شده‌ای است که قادر به شبیه‌سازی فرآیند احتراق، برخورد فواره با دیواره و چرخش هوای داخل استوانه و اثر متقابل آن‌ها و سایر تنظیمات جریان است. شبیه‌سازی تنها در چرخه بسته انجام شد (یعنی در بخشی از مرحله تراکم، همه احتراق و بخشی از مرحله انبساط)، بنابراین تجزیه و تحلیل‌ها فقط به صورت کیفی ارائه شده است. نتایج به دست آمده نشان داد که با افزایش درصد زیست‌دیزل در نمونه سوخت، توان درست، حداکثر دمای درون استوانه و مصرف سوخت ویژه درست افزایش داشته است. همچنین نتایج نشان داد که انتشار UHC و دوده کاهش یافته ولی انتشار اکسیدهای ازت افزایش می‌یابد. نتایج به دست آمده در این تحقیق با نتایج موجود در ادبیات فن توافق خوبی را نشان می‌دهد.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

اخیراً برای توسعه موتورهایی با آلایندگی کمتر، از روش‌های مانند سامانه‌های تزریق مشترک^۱، پایش تزریق سوخت، بازخورانی گازهای خروجی، غنی‌سازی هوای ورودی و همچنین استفاده از سوخت‌های زیستی مانند زیست‌دیزل، پیشرفت‌هایی صورت گرفته است [۱-۲]. مطالعات نشان می‌دهند که برخی مخلوط‌های سوخت زیست‌دیزل با دیزل، از لحاظ عملکرد و انتشار هیدروکربن‌های نسوخته و ذرات معلق، همانند با سوخت دیزل است [۲].

با این حال اثر جانبی زیست‌دیزل افزایش آلودگی‌های اکسیدهای نیتروژن است که می‌تواند استفاده از آن را با توجه به قوانین سختگیرانه انتشار آلاینده‌ها منع کند. اما خوشبختانه راه‌هایی برای کاهش ذرات معلق و انتشار آلاینده‌های اکسید نیتروژن وجود دارد، مانند: بهینه‌سازی زمان تزریق، تغییر مقدار پاشش افشانه [۳]، استفاده از سوخت‌های کسپژن‌دار [۴] و استفاده از مواد افزودنی مانند اتیل هگزیل نترات [۵]. اتیل هگزیل نترات با کاهش دما، آلاینده اکسید نیتروژن را کاهش می‌دهد [۶].

قوانین محدودکننده انتشار آلاینده‌ها، تحقیقات را برای بهینه‌سازی موتورهای موجود، به ویژه در مواردی که تغذیه آن‌ها با مخلوط‌های مختلفی از سوخت‌های زیستی است، افزایش داده است. برخی از مطالعات نشان داده‌اند که استفاده از پوشش‌های حرارتی به خصوص در محفظه احتراق، در موتورهای بی در رو می‌تواند انتشار گازهای خروجی را کاهش و کارایی موتورها را افزایش دهد [۷].

همچنین تعدادی از مطالعات عددی بر روی بهینه‌سازی نسبت تراکم و زمان شروع احتراق در موتورهای اشتعال جرقه‌ای برای کاهش مصرف سوخت و انتشار آلاینده‌ها با حفظ توان تولید شده، متمرکز شده است. بهینه‌سازی نسبت هم ارزی، فشار تزریق، درجه حرارت تزریق و شروع و طول مدت احتراق در موتوری اشتعال جرقه‌ای با گاز طبیعی برای کاهش اکسیدهای نیتروژن بهینه‌سازی شده است [۸].

عباسی و همکاران، اثر ویژگی‌های سامانه تزریق را در موتور دیزل پاشش مستقیم سرعت زیاد با چرخش در محفظه احتراق بررسی کردند. در تحقیق آن‌ها، حساسیت متغیرهای مختلف سامانه تزریق با توجه به قوانین اول و دوم ترمودینامیک مطالعه شد [۹].

تحقیقات نشان می‌دهند که فرآیند احتراق در موتور دیزل، بشدت وابسته به نوع سوخت و پیوندهای شیمیایی موجود در آن است. افزودن زیست‌دیزل به گازوئیل خالص موجب تغییر در خواص ترموفیزیکی سوخت می‌شود، زیرا سوخت زیست‌دیزل بر خلاف گازوئیل، از چندین نوع اسیدهای چرب تشکیل شده است که هر یک از آن‌ها تأثیر متفاوتی را بر عملکرد موتور دارد. لذا مطالعه دقیق تأثیر چنین سوختی، مستلزم شبیه‌سازی و تحلیل عددی است [۱۰].

استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی می‌تواند اطلاعات جامعی در مورد میدان جریان درون استوانه و فرآیند احتراق ارائه دهد. برزگر و همکاران در تحقیق فرآیند احتراق، تولید آلاینده‌ها و میدان جریان در موتور دیزلی پاشش غیرمستقیم را به روش دینامیک سیالات محاسباتی بررسی کردند و نشان دادند که انحراف اندک فواره سوخت، به دلیل شدت چرخش کم هوا در محفظه پایش احتراق است [۱۱].

۲- مواد و روش‌ها

در کار حاضر با استفاده از نرم افزار AVL FIRE تأثیر مخلوط سوخت زیست‌دیزل با دیزل بر متغیرهای عملکردی و آلایندگی موتور دیزلی پاشش غیرمستقیم مطالعه و بررسی پرداخته شده است. مشخصات هندسی و عملکردی موتور شبیه‌سازی شده در جدول ۱ نشان داده شده است.

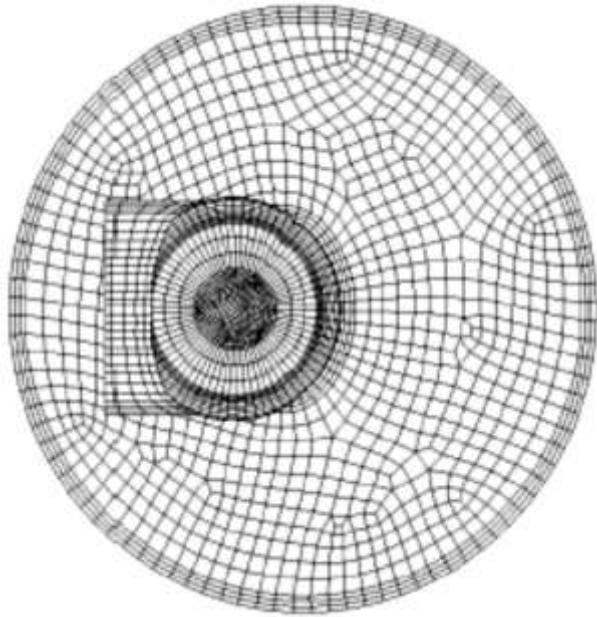
جدول ۱: مشخصات هندسی موتور دیزل تک استوانه لیستر ۸،۱

چرخه موتور	چهار زمانه
نوع پاشش	پاشش غیرمستقیم
قطر استوانه × طول پیمایش سمبه	۰،۱۱۴۱ × ۰،۱۳۹۷ متر
نسبت طول شاتون به شعاع لنگ	۴
حجم موتور	۱،۴۳ لیتر در یک چرخه
نسبت تراکم	۱۷،۵
نسبت حجم محفظه پایش احتراق	۰،۷۶۴۳۳۶
بر حجم محفظه اصلی در نقطه مکث بالا	بیشینه جرم سوخت پاشیده شده در هر چرخه (در شریط بار کامل)
فشار پاشش سوخت	۸۸،۸ بار
شروع پاشش	۲۰ درجه قبل از نقطه مکث بالا
قطر افشانه	۰،۰۰۰۳ متر
تعداد سوراخ افشانه	۱ عدد
طول دوره پاشش سوخت	۱۰ درجه میل لنگ
شروع باز شدن دریچه هوا	۵ درجه قبل از نقطه مکث بالا
شروع بسته شدن دریچه هوا	۱۵ درجه بعد از نقطه مکث پایین
شروع باز شدن دریچه دود	۵۵ درجه قبل از نقطه مکث پایین
شروع بسته شدن دریچه دود	۱۵ درجه بعد از نقطه مکث بالا

با حل همزمان معادلات پیوستگی، متوسط زمانی تکانه، انرژی، شبیه‌سازی احتراق و شبیه‌سازی فواره برای پاشش فواره سوخت و پخش قطرات، توسط نرم افزار مذکور، عملکرد و آلایندگی موتور دیزل محاسبه گردید.

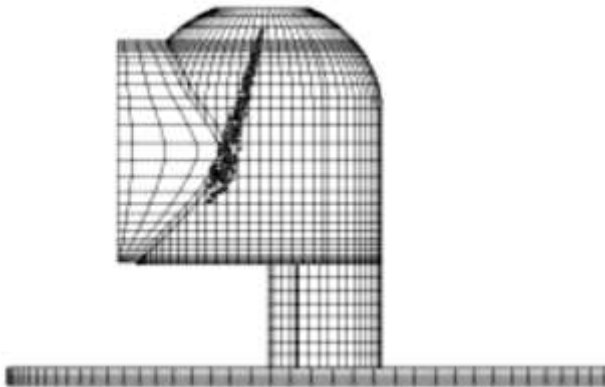
نتایج عددی شبیه‌سازی با نتایج تجربی مرجع [۱۲] و ادبیات فن مقایسه شده است. لازم به توضیح است که خصوصیات ترموفیزیکی سوخت زیست‌دیزل وبستگی به مواد اولیه تولید آن دارد و لذا نتایج

¹ Common rail



شکل ۲: نمای بالا از شبکه محاسباتی موتور دیزل لیستر ۸،۱

همانطوری که در شکل ۳ نشان داده شده است سوخت از طریق افشانه‌ای یک سوراخ به محفظه پیش احتراق پاشیده می‌شود. دور موتور ۷۳۰ دور بر دقیقه بوده، دما و فشار در لحظه بسته شدن دریچه هوا (شرایط اولیه)، به ترتیب ۳۸۵،۵ کلوین و ۸۶ کیلو پاسکال است. شدت چرخش هوای داخل استوانه یکنواخت فرض شده است.



شکل ۳: چگونگی پاشش و تزریق سوخت به محفظه پیش احتراق

۲-۲- شبیه‌سازی

شبیه‌سازی با نرم افزار AVL Fire انجام شده است. معادلات حاکم ناپایداری، تراکم، مؤلفه‌های چندگانه مخلوطها برای واکنش‌های که مخلوطی از چند گاز با جریانی دینامیک از پاشش سوخت اند با استفاده از برنامه CFD از زمان بسته شدن دریچه هوا تا زمان باز شدن دریچه دود حل شد.

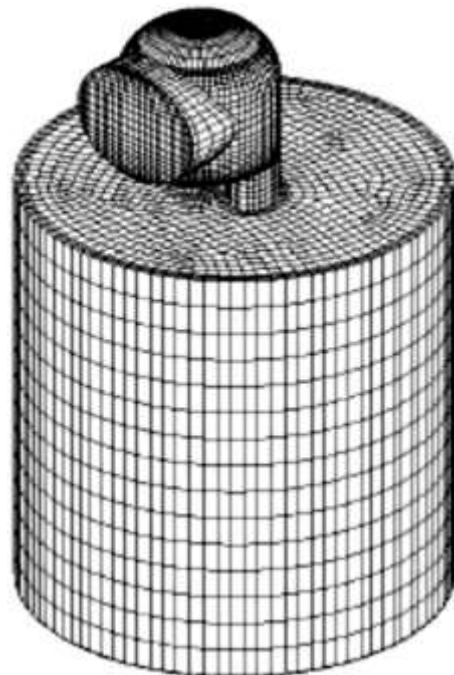
جریان متلاطم داخل محفظه احتراق با استفاده از شبیه‌سازی آشفتة $k-\epsilon$ که برای جریان‌های چگالی متغیر تعریف شده (سیالات تراکم‌پذیر) شبیه‌سازی شد [۱۴].

این تحقیق تنها برای سوخت زیست‌دیزل (اتیل استر) حاصل از روغن پسماند غذاخوری معتبر بود و نمی‌توان آن را به سایر انواع زیست‌دیزل تعمیم داد. در جدول ۲ خصوصیات ترموفیزیکی سوخت زیست‌دیزل (اتیل استر روغن پسماند غذاخوری‌ها) و مخلوط‌های مختلف آن با گازوئیل نشان داده شده است [۲۰].

خصوصیت	استاندارد (ASTM)	گازوئیل	زیست‌دیزل
چگالی (g/cm^3)	D4052	۰،۸۳۹	۰،۸۸۵۳
لزجت سینماتیک در 40°C (Cst)	D445	۳،۰۹	۴،۳۹۱
ارزش حرارتی کوچک (MJ/Kg)	D240	۴۲،۵۷	۳۷،۲۵
عدد ستان	D976	۵۷،۳۳	۶۲،۱
نقطه اشتعال ($^\circ\text{C}$)	D93	۶۱	۱۱۰
درصد وزنی کربن	-	۸۶،۵	۷۷،۲
درصد وزنی هیدروژن	-	۱۳،۵	۱۲
درصد وزنی اکسیژن	-	۰	۱۰،۸

۲-۱- شرایط اولیه و مرزی

محاسبات بر روی یک سامانه بسته از لحظه بسته شدن دریچه هوا در 165° درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مکث پایین تا لحظه باز شدن دریچه دود در 125° درجه میل‌لنگ بعد از نقطه مکث پایین [۱۴]، انجام شده است. در شکل ۱ و ۲ شبکه عددی طراحی شده هندسه موتور را نشان داده شده است. برای برآورده کردن استقلال از شبکه نتایج شبیه‌سازی، شبکه محاسباتی شامل حداکثر 42200 سلول در 165° درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مکث بالا انتخاب شده است.

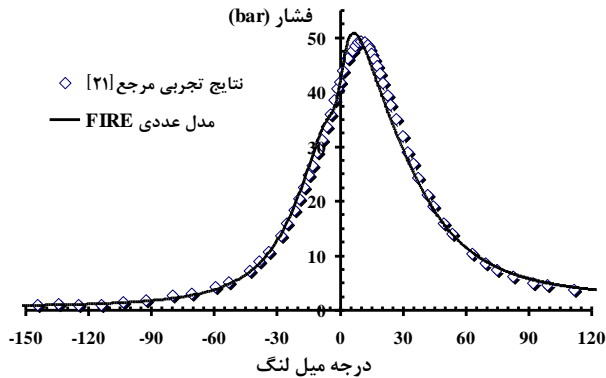


شکل ۱: شبکه محاسباتی موتور دیزل لیستر ۸،۱

۳-۱- متغیرهای عملکرد موتور

۳-۱-۱- فشار داخل استوانه

متحنی فشار متوسط داخل استوانه برای نمونه سوخت زیست‌دیزل خالص (B00) و نتایج تجربی مرجع [۲۱] در شکل ۴ نشان داده شده است. نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی و تجربی تطابق خوبی دارند. اختلاف حداکثر فشار بین نتایج تجربی و نتایج محاسبات برای سوخت زیست‌دیزل خالص کمتر از ۳٪ است.



شکل ۴: فشار متوسط داخل استوانه سوخت زیست‌دیزل خالص با نتایج تجربی مرجع [۲۰]

تأثیر افزایش سهم زیست‌دیزل بر درصد تغییر حداکثر فشار داخل استوانه نسبت به دیزل خالص در شکل ۵ نشان می‌دهد که بیشترین تغییر حداکثر فشار نسبت به گازوئیل برای سوخت B20 است. دلیل آن شرایط خاص سوخت B20 است که دارای ارزش حرارتی و عددستان و مقدار اکسیژن بهینه نسبت به سایر نمونه‌ها است.

همچنین، سوخت زیست‌دیزل چگالی بیشتری دارد و ارزش حرارتی (جرمی) کمتری دارد (جدول ۲). با توجه به اینکه شار حجمی پاشش سوخت ثابت است (افشانه مکانیکی و فشار پاشش ثابت است)، بنابراین چگالی سوخت زیست‌دیزل نیز در جرم سوخت تزریق شده، اثر گذار است و در حجم مشخصی از پاشش، مقدار جرم بیشتری پاشیده می‌شود که این امر می‌تواند تا حدودی کم بودن ارزش حرارتی آنرا جبران کند. روند تغییرات حداکثر فشار مطابق با ادبیات فن و نظر محققان دیگر است [۲۱].

در شبیه‌سازی برای اینکه یک مبنای مقایسه وجود داشته باشد، عددی که برای بیشینه فشار از شبیه‌سازی به دست آمد، با عدد بیشینه فشار در حالت تجربی برای هر نمونه سوخت به طور مجزا مقایسه شد.

با توجه به اینکه عددهای بیشینه فشار در حالت تجربی از سوختی به سوخت دیگر متفاوت است لذا موقع مقایسه درصد تغییرات بیشینه فشار نیز از سوختی به سوخت دیگر، عدد متفاوتی به دست آمد. ولی جالب این است که روند درصد تغییراتی که شبیه‌سازی پیش‌بینی می‌کند با حالت واقعی (تجربی) مطابقت خوبی دارد که نشان از صحت شبیه‌سازی است.

شبیه‌سازی استاندارد ویو^۱ برای شبیه‌سازی کردن توزیع و پخش قطرات فواره سوخت به کار رفت [۱۵].

در این شبیه‌سازی مقدار آشفته‌گی اولیه روی سطح فواره سوخت به طول موج آن و سایر متغیرهای فیزیکی و دینامیکی سوخت تزریق شده در دامنه جریان مرتبط است. قطرات با اندازه مشخصی برابر با قطر خروجی افشانه تزریق می‌شوند.

شروع احتراق در ۳۴۸,۳ درجه میل‌لنگ و خاتمه آن در ۳۸۷,۵ درجه میل‌لنگ است. شروع برای انتقال حرارت و تبخیر قطره از شبیه‌سازی دوکوویز^۲ استفاده شده است که در این شبیه‌سازی درجه حرارت قطره یکنواخت فرض می‌شود [۱۶].

فرآیند احتراق با شبیه‌سازی ایدی بریک-آپ^۳ براساس اختلاط متلاطم شبیه‌سازی شد [۱۳]. از شبیه‌سازی آشفته‌گی استوکاستیک^۴ برای اثر متقابل بین ذرات و آشفته با اضافه کردن یک سرعت نوسانی به سرعت متوسط گاز کمک گرفته شد [۱۳]. برای پیشگویی برخورد قطرات سوخت به دیواره، شبیه‌سازی وال جت^۵ در نظر گرفته شد [۱۷].

شبیه‌سازی اشتعال خودبخودی شیل^۶ که یک الگوی جنبشی چند مرحله‌ای است، برای شبیه‌سازی احتراقی آشفته‌گی گردابه به کار رفت [۱۳، ۱۷ و ۱۸].

برای تشکیل آلایندة اکسیدهای ازت حرارتی از سازوکار زلدویچ^۷ استفاده شد [۱۹] و تشکیل دوده با سازوکار هاریسون و ماگنوسن^۸ شبیه‌سازی شد [۱۹].

معادلات فوق به طور همزمان برای شبیه‌سازی پخش و احتراق قطرات سوخت در میدان جریان مغشوش، بررسی برخورد فواره سوخت با دیواره و نرخ احتراق سوخت به طور عددی حل شد.

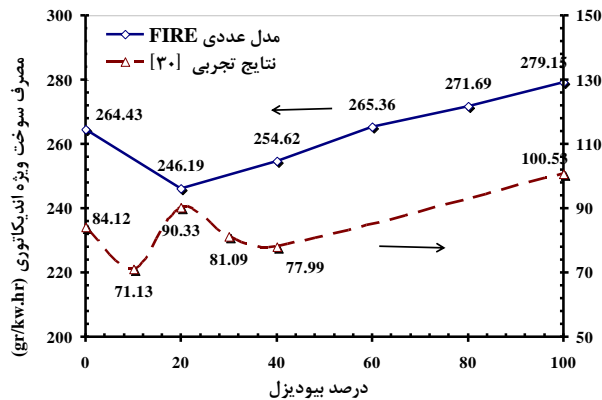
۳- بحث و نتایج

محاسبات برای موتور دیزلی پاشش غیرمستقیم در شرایط تمام بار انجام شد. نتایج تنها برای اتیل استر روغن پسماند معتبر است و نمی‌توان آن را به سایر انواع زیست‌دیزل تعمیم داد.

شار حجمی افشانه ثابت فرض شده است و بررسی در حجم ثابت و چگالی متغیر سوخت انجام گرفت. نتایج شبیه‌سازی برای عملکرد و انتشار آلایندة‌های موتور در نمونه‌های سوخت دیزل خالص (B00) تا زیست‌دیزل خالص (B100) ارائه شده است.

- 1- Wave
- 2- Dukowicz
- 3- Eddy Break-up
- 4- Stochastic
- 5- Wall Jet
- 6- Shell
- 7- Zeldovich
- 8- Hiroyasu and Magnussen

آن کاهش می‌یابد. ارزش گرمایی اتیل استر روغن پسماند حدود ۳۹,۱ MJ/Kg و برای گازوئیل تقریباً ۴۲,۵۷ MJ/Kg است [۲۱].



شکل ۷: تأثیر افزایش زیست‌دیزل بر مصرف سوخت ویژه درست

ارزش حرارتی کوچکتر و چگالی بیشتر سوخت زیست‌دیزل، مقدار مصرف سوخت را افزایش می‌دهد. روند تغییرات مصرف سوخت ویژه درست مطابق با ادبیات فن و نظر دیگر محققان است [۲۱].

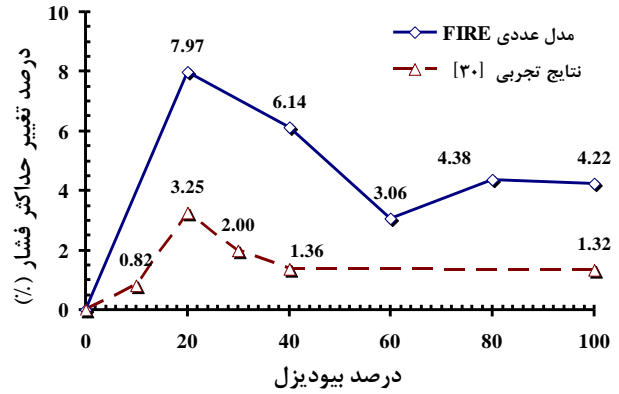
تأثیر افزایش سهم زیست‌دیزل بر تغییرات متغیرهای عملکردی توان درست، فشار مؤثر متوسط درست و مصرف سوخت ویژه درست موتور جدول ۳ نشان داده شده است.

کار محاسبه شده تنها در بخشی از طول پیمایش در زمان احتراق و انبساط اندازه‌گیری می‌شود و از کار منفی تلمبه صرف نظر شده است.

بنابراین کار محاسباتی از مقدار واقعی بیشتر است. (مقدار کار منفی قبل از IVC بیشتر از کار مثبت بعد EVO است). ذکر این نکته قابل توجه است که تجزیه و تحلیل فشار مؤثر متوسط درست و مصرف سوخت ویژه درست، فقط به صورت کیفی در این مطالعه مشاهده شده است. با افزایش زیست‌دیزل فشار مؤثر متوسط درست، افزایش می‌یابد و این افزایش فشار باعث افزایش توان درست موتور می‌شود.

جدول ۳: مقایسه متغیرهای عملکردی موتور

سوخت	B100	B80	B60	B40	B20	B00
J/cycle	۹۲۰	۹۲۶	۹۲۵	۹۵۱	۹۸۰	۸۷۵
توان درست (kW)	۵,۵۹۹	۵,۶۳۷	۵,۶۳۳	۵,۷۸۸	۵,۹۶۴	۵,۳۲۸
فشار مؤثر متوسط درست (bar)	۶,۴۴۷	۶,۴۸۰	۶,۴۸۵	۶,۶۵۴	۶,۸۶۷	۶,۱۲۵
مصرف سوخت ویژه درست (gr/kw.hr)	۲۷۹,۲	۲۷۱,۷	۲۶۵,۴	۲۵۶,۲	۲۴۶,۲	۲۶۴,۴

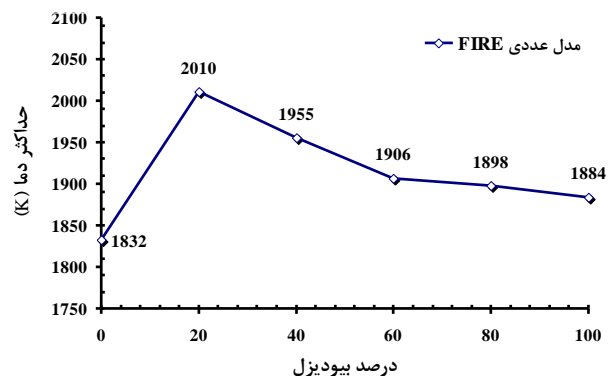


شکل ۵: تأثیر افزایش سهم زیست‌دیزل بر درصد تغییرات حداکثر فشار داخل استوانه نسبت به دیزل خالص

۳-۱-۲- دمای درون استوانه

تأثیر افزایش سهم زیست‌دیزل بر حداکثر دمای درون استوانه در شکل ۶ ارائه شده است. با افزایش سهم زیست‌دیزل در مخلوط سوخت، دمای گازهای خروجی تا سوخت B20 افزایش یافته است و سپس کاهش می‌یابد. عدد ستان سوخت زیست‌دیزل خالص بیشتر از سوخت دیزل خالص است و از طرف دیگر، نقطه اشتعال سوخت زیست‌دیزل خالص گرمتر از سوخت دیزل خالص است.

این دو متغیر تأثیر متضادی در تأخیر در اشتعال مخلوط سوخت‌ها می‌گذارند. زمان تأخیر در اشتعال عامل مهمی در نحوه احتراق سوخت است. در سوخت B20، زمان تأخیر در اشتعال یک شرایط بهینه دارد که موجب شدت اشتعال پیش آمیخته شد و در نتیجه دمای داخل استوانه با شدت بیشتری افزایش می‌یابد.



شکل ۶: تأثیر افزایش سهم زیست‌دیزل بر حداکثر دمای داخل استوانه

۳-۱-۳- مصرف سوخت ویژه درست^۱

روند مصرف سوخت ویژه درست را در مقابل درصد حجمی اتیل استر موجود در سوخت در شکل ۷ نشان داده شده است. با افزایش سهم اتیل استر در مخلوط سوخت، چگالی سوخت افزایش و ارزش گرمایی

¹ Indicator

۳-۱-۴- نرخ آزاد شدن گرما

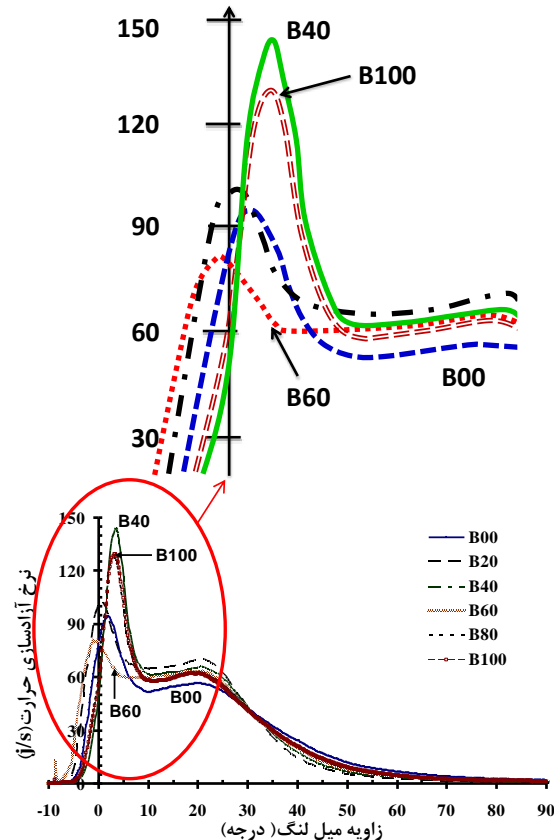
نرخ آزاد شدن حرارت با استفاده از داده‌های فشار درون استوانه از تحلیل قانون اول ترمودینامیک بدین صورت محاسبه گردید:

$$\frac{dq}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (1)$$

که P, V و θ به ترتیب فشار، حجم و زاویه میل‌لنگ بوده و γ نیز برابر ۱٫۳۵ است.

نرخ آزادسازی حرارت در مخلوط‌های مختلف زیست‌دیزل در شکل ۸ نشان داده شده است. نقطه اشتعال سوخت زیست‌دیزل گرمتر از سوخت دیزل است، همین امر باعث می‌شود تا سوخت دیزل نسبت به زیست‌دیزل سریع‌تر محترق شود و در زمان معینی انرژی بیشتری تولید کند. از طرف دیگر، عدد ستان سوخت دیزل کمتر از زیست‌دیزل است. عدد ستان زیست‌دیزل خالص حدود ۶۲ و برای گازوئیل خالص تقریباً ۵۷ است [۱۱].

بزرگ بودن عدد ستان سوخت زیست‌دیزل، موجب کاهش تأخیر در اشتعال شده و موجب می‌شود تا سوخت زیست‌دیزل نسبت به دیزل سریع‌تر محترق شود. این دو عامل تأثیر متضادی بر فرآیند احتراق و نرخ آزادسازی حرارت دارند پس یک حد بهینه‌ای دارند. نتایج تجربی بیان می‌کند که این حد بهینه در محدوده سوخت B20 و B40 قرار دارد.

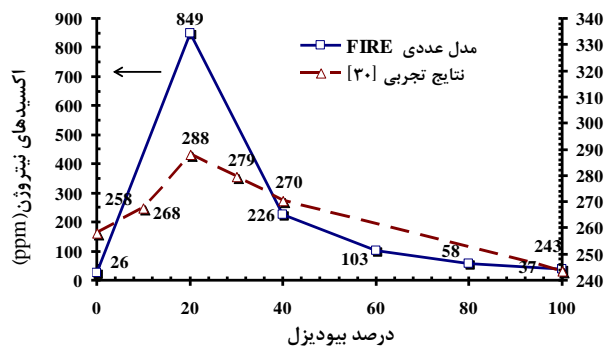


شکل ۸: تأثیر افزایش سهم زیست‌دیزل بر نرخ آزادسازی حرارتی

۳-۲- انتشار آلاینده‌ها

۳-۲-۱- انتشار اکسیدهای ازت (NOx)

نتایج انتشار آلاینده اکسید نیتروژن در شکل ۹ نشان داده شده است. با افزایش درصد اتیل استر در سوخت مقدار آلاینده اکسیدهای ازت در گازهای خروجی افزایش می‌یابد. عدد ستان بزرگتر سوخت زیست‌دیزل، قوی بودن فشار و گرم بودن دمای داخل محفظه احتراق و وجود اکسیژن در ساختار شیمیایی سوخت زیست‌دیزل از جمله دلایلی هستند که باعث تولید اکسیدهای ازت بیشتر می‌شوند. همگن نبودن مخلوط سوخت و هوا باعث افزایش غلظت مخلوط نزدیک افشانه می‌شود در نتیجه دما در این قسمت افزایش می‌یابد (فراتر از ۲۰۰۰K) و سبب افزایش تولید اکسیدهای ازت می‌شود. تشکیل اکسیدهای ازت دیزل از CA ۳۵۷٫۴ و زیست‌دیزل از CA ۳۵۱٫۶ آغاز می‌شود. افزایش اکسیدهای ازت با استفاده از سوخت زیست‌دیزل، موضوعی است که تقریباً تمام محققان بر آن اتفاق نظر دارند [۲۱].



شکل ۹: تأثیر افزایش سهم زیست‌دیزل بر انتشار اکسیدهای نیتروژن

۳-۲-۲- انتشار دوده

تأثیر افزایش سهم اتیل استر در ترکیب سوخت بر انتشار دوده در شکل ۱۰ نشان داده شده است. نرخ انتشار دوده با افزایش مقدار اتیل استر در مخلوط سوخت ابتدا تا سوخت B20 به مقدار قابل توجهی کاهش یافته است.

این کاهش دوده می‌تواند به علت احتراق کامل‌تر سوخت باشد زیرا مقدار انتشار دوده به محتوای اکسیژن سوخت وابسته است و با ازدیاد اکسیژن کاهش می‌یابد.

همچنین انتشار دوده با کاهش نسبت کربن به هیدروژن در سوخت کاهش می‌یابد. نسبت کربن به هیدروژن سوخت زیست‌دیزل کمتر از گازوئیل است. با توجه به اطلاعات جدول ۲ نسبت کربن به هیدروژن سوخت گازوئیل ۶٫۳۹ و سوخت زیست‌دیزل ۶٫۴۳ است.

علاوه بر آن، علت دیگر تشکیل دوده، فقیر بودن مخلوط سوخت و هوا است. نسبت هوا به سوخت درست برای سوخت دیزل خالص ۱۴٫۵۳ و برای زیست‌دیزل خالص ۱۲٫۴۹ است. با افزایش سهم

مختلف سوخت زیست‌دیزل به روش دینامیک سیالات محاسباتی بررسی شده‌اند. شبیه‌سازی مذکور، شامل جزئیات گرد نمودن افشانه، مخلوط سوخت و شبیه‌سازی توزیع شده‌ای است که قادر به شبیه‌سازی فرآیند احتراق، برخورد فواره با دیواره و چرخش هوای داخل استوانه و اثر متقابل آن‌ها است.

نتایج حاصل از شبیه‌سازی عملکرد و آلاینده‌ها، در مقایسه با ادبیات فن توافق خوبی را نشان می‌دهد، که این نشان دهنده توانایی دینامیک سیالات محاسباتی در تحلیل فرآیندهای سیالاتی است.

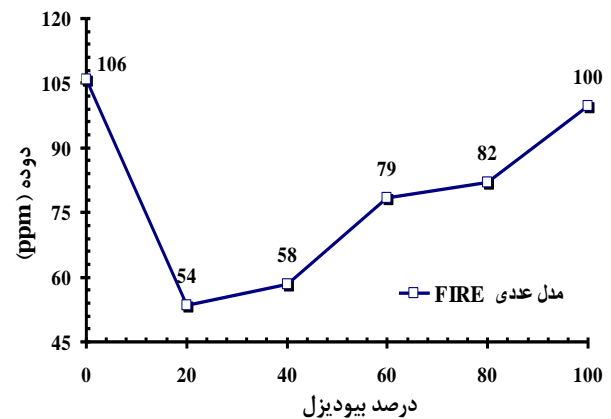
با بررسی نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی ملاحظه می‌شود که: با افزایش سهم زیست‌دیزل (اتیل استر) در مخلوط سوخت، با توجه به محتوای اکسیژن سوخت زیست‌دیزل، کیفیت احتراق افزایش می‌یابد و موجب می‌شود تا حداکثر دما و فشار داخل استوانه افزایش یابد و به تبع آن، مقدار آلاینده اکسیدهای ازت را افزایش می‌یابد ولی مقدار تولید آلاینده‌های UHC و دوده کاهش می‌یابد.

ارزش حرارتی کوچکتر زیست‌دیزل، باعث می‌شود تا مصرف ویژه سوخت درست افزایش یابد. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که نمونه سوخت B20 حالتی بهینه در بین مخلوط‌های مختلف گازوئیل و زیست‌دیزل (اتیل استر روغن پسماند غذاخوری بر پایه روغن آفتابگردان) دارد که این مطلب مطابق با ادبیات فن و مورد موافقت اکثر محققین است.

۵- منابع

- [1] C. D. Rakopoulos, K. A. Antonopoulos, D. C. Rakopoulos, Development and application of multi-zone model for combustion and pollutants formation in direct injection diesel engine running with vegetable oil or its biodiesel. Energy Convers Manage, Vol. 48, pp. 1881-901, 2007
- [2] Brazilian Federal Government, Interministerial Workgroup. Viability of using biodiesel as an alternative source of energy, December, 2004
- [3] K. W. Scholl, S. C. Sorenson, Combustion of soybean oil methyl ester in a direct injection diesel engine, SAE PAPER 930934, 1993
- [4] C. Y. Choi, R. D. Reitz, An experimental study on the effects of oxygenated fuel blends and multiple injection strategies on DI diesel engine emissions. Fuel, Vol. 78, pp. 1303-17, 1999
- [5] R. L. McCormick, R. J. Tennant, R. R. Hayes, S. Black, J. Ireland, T. McDaniel, A. Williams, M. Frailey, Regulated emissions from biodiesel tested in heavy-duty engines meeting 2004 emission standards. In: 2005 SAE Brazil fuels & lubricants meeting, May, 2005
- [6] A. Mohammahi, Ignition of dual fuel engines by using free radicals existing in EGR gases, PhD thesis, Faculty of Mechanical Engineering of Tabriz University; Iran, 2008
- [7] E. Buyukkaya, Thermal analysis of functionally graded coating AlSi alloy and steel pistons. Surf Coat Technol, Vol. 202, pp. 3856-65, 2008

زیست‌دیزل در مخلوط سوخت، نسبت هم‌ارزی کاهش می‌یابد که نشان دهنده احتراق سوخت زیست‌دیزل در نسبت‌های فقیر، است.



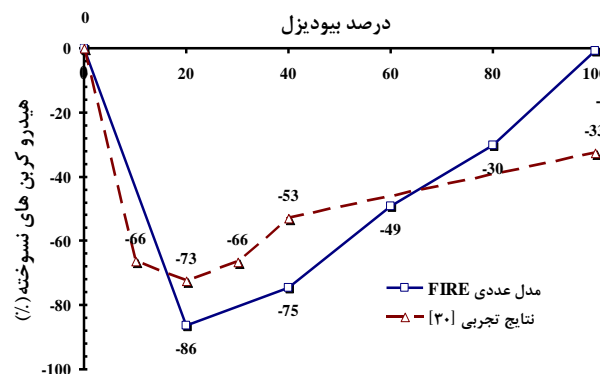
شکل ۱۰: تأثیر افزایش سهم زیست‌دیزل بر انتشار دوده

۳-۲-۳- انتشار هیدروکربن‌های نسوخته (UHC)

شکل ۱۱ درصد تغییرات انتشار هیدروکربن‌های نسوخته را تحت تأثیر افزایش سهم زیست‌دیزل (اتیل استر) در مخلوط سوخت، نسبت به سوخت دیزل خالص نشان می‌دهد. با افزایش زیست‌دیزل در تمامی نمونه‌ها انتشار هیدروکربن‌های نسوخته را نسبت به دیزل خالص کاهش پیدا کرده است.

با افزایش سهم زیست‌دیزل در مخلوط سوخت، عدد ستان سوخت افزایش و مهلت اشتعال آن کاهش می‌یابد.

در نتیجه سوخت زودتر در محفظه احتراق مشتعل می‌شود، به همین علت زمان کافی برای مخلوط شدن هوا و سوخت کاهش می‌یابد و نرخ مصرف سوخت کاهش و مقدار هیدروکربن‌های نسوخته افزایش می‌یابد [۲۱].



شکل ۱۱: تأثیر افزایش سهم زیست‌دیزل بر درصد تغییرات هیدروکربن‌های نسوخته نسبت به سوخت دیزل خالص

۴- نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر فرآیند احتراق، تولید آلاینده‌ها و متغیرهای عملکردی در موتور دیزلی پاشش غیرمستقیم برای مخلوط‌های

- [16] J. K. Dukowicz, Quasi-steady droplet change in the presence of convection. Informal report Los Alamos Scientific Laboratory; LA7997-MS
- [17] J. D. Naber, R. D. Reitz, Modeling engine spray/wall impingement, SAE Paper, 880107, 1988
- [18] M. Krisch, L. C. Quinn, The auto ignition of hydrocarbon fueled at high temperature and pressure fitting of a mathematical model, Combustion Flame, Vol. 30, pp. 45-60, 1997
- [19] M. A. Patterson, S. C. Kong, G. J. Hampson, R. D. Reitz, Modeling the effects of fuel injection characteristics on diesel engine soot and NOx emissions, SAE Paper 940523, 1994
- [20] S. Jafarmadar, S. Shafee, R. Barzegar, Numerical investigation of the effect of fuel injection mode on spray-wall impingement and combustion process in a direct injection diesel engine at full load state. Thermal Science, vol. 14, No. 4, pp. 1039-1049, 2010
- [21] B. Najafi, V. Piroozpanah, B. Ghobadian, Experimental investigation of diesel engine performance parameters and pollution using biodiesel, Modares Thechnical and Engineering, Special Issue on Mechanical Engineering, (In Farsi). Vol. 28, pp. 78-101, 2007
- [22] B. Najafi, M. Khani, Study of the effect of ethyl ester of sunflower oil and its different mixtures with diesel on performance and emission parameters of a turbocharged direct injection diesel engine, Fuels, Fuel and Combustion, (In Farsi), Vol. 4, No. 4, pp. 45-55, 2011
- [8] A. Ibrahim, S. Bari, Optimization of a natural gas SI engine employing EGR strategy using a two-zone combustion model, Fuel, Vol. 87, pp.1824-34, 2007
- [9] A. Abassi, S. Khalilarya, S. Jafarmadar, The influence of injection system characteristics on the first- and second-law terms in high-speed DI diesel engines with swirl combustion chamber, International Journal of Exergy, Vol. 7, No. 4, 2010
- [10] K. N. Gopala, A. Pala, S. Sharmaa, C. Samanchia, K. Sathyanarayanan, T. Elango, Investigation of emissions and combustion characteristics of a CI engine fueled with waste cooking oil methyl ester and diesel blends, Alexandria Engineering Journal, Vol. 53, No. 2, pp. 281-287, 2014
- [11] R. Barzegar, S. Shafee, S. Khalilarya, CFD simulation of the combustion process, emission formation and the flow field in an in-direct injection diesel engine, Thermal Science, Vol. 17, No. 1, pp. 11-23, 2013
- [12] T. Wakisaka, K. Ibaraki, An Improvement droplet breakup model for three dimensional diesel spray simulation., 3rd KSME, JSME, Thermal Engineering Conference, Vol. 11, pp. 167-162, 1996
- [13] AVL FIRE user manual, Version 8.5, 2006
- [14] Z. Han, R. D. Reitz, Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG K-e models, Combustion Science and Technology, Vol. 106, pp. 267-295, 1995
- [15] A. B. Liu, R. D. Reitz, Modeling the effects of drop drag and break-up on fuel sprays, SAE Paper 930072, 1993



CFD Simulation of the biodiesel and diesel blends combustion process in an in-direct injection diesel engine

H. Derikvand¹, B. Najafi^{2*}, R. Barzgar³

¹ Ardabili University, Ardabil, Iran, hadisderikvand@yahoo.com

² Ardabili University, Ardabil, Iran, najafib@uma.ac.ir

³ Islamic Azad University, Ardabil, Iran, barzegar.ramin@gmail.com

*Corresponding Author, Telephone Number: +98-9352479770

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 15 November 2014

Accepted: 06 September 2015

Keywords:

Computational fluid dynamics
Indirect injection diesel engine
Biodiesel fuels
Performance and emission variables

ABSTRACT

In this study, the combustion process and emission formation using a blend of biodiesel and diesel fuel in the in-direct-injection diesel engine (Lister 8.1) at full load states have been simulated with a computational fluid dynamics (CFD). The utilized model was included detailed spray atomization, mixture formation and distribution model which are enable to modeling the combustion process in spray/wall and spray/swirl interactions along flow configurations. Simulation of combustion and expansion stroke was done, therefore qualitative analysis was presented. The results revealed that increasing the percentage of biodiesel in the fuel caused to increase indicated power, indicated specific fuel consumption and peak cylinder temperature. Also results showed that UHC and soot emissions decreased but NOx emission was increased. The results of this research in compare with the corresponding results in the literature and showed a good agreement.



© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.

