

مطالعه عددی اثر همزمان جرم سوخت دیزل پیش‌پاشش و هندسه کاسه پیستون در یک موتور RCCI با سوخت گازسنتز/دیزل

مجتبی ابراهیمی^۱، بهرام جعفری^{۲*}

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، سیستم‌های انرژی، دانشگاه تخصصی فناوریهای نوین امل، mojtababrahimi507@gmail.com

۲- استادیار، دانشکده مهندسی، دانشگاه تخصصی فناوریهای نوین امل، b.jafari@ausmt.ac.ir

* نویسنده مخاطب

چکیده

این تحقیق عددی به اثرهای همزمان میزان پیش‌پاشش سوخت (۱۰٪، ۲۰٪، ۳۰٪) و شکل کاسه پیستون (مقعری- کم عمق عریض) در یک موتور دیزل سنگین غیرجاده‌ای در شرایط احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده و در سه حالت احتراق دیزل خالص، احتراق دیزل-گازسنتز ۲۰٪ و دیزل-گازسنتز ۴۰٪ می‌پردازد. شبیه‌سازی‌ها با استفاده از نرم افزار دینامیک سیالات محاسباتی کانونج^۱ انجام شده است. جهت انجام شبیه‌سازی‌های احتراق از الگو احتراق SAGE با همراه یک ساز و کار سینتیک شیمیایی که شامل ۷۲ گونه و ۳۶۰ واکنش بوده، بکارگرفته شده است. نتایج نشان داد در حالت احتراق دیزل-گازسنتز ۴۰ درصد و بکارگیری هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض، در مقایسه با سایر حالت‌های احتراق، کمترین میزان نرخ افزایش فشار داخل سیلندر مشاهده شده است. همچنین در این حالت احتراق کمترین میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن (۲۰ درصد پیش‌پاشش-۲۳/۹۶ گرم بر کیلوگرم سوخت)، ذرات معلق (۱۰ درصد پیش‌پاشش- ۰/۰۳۳ گرم بر کیلوگرم سوخت) و هیدروکربن‌های نسوخته (۳۰ درصد پیش‌پاشش- ۰/۳ گرم بر کیلوگرم سوخت) مشاهده شد که کمتر از حالت کارکرد دیزل پایه (اکسیدهای نیتروژن ۴۵/۲۵ گرم بر کیلوگرم سوخت، ذرات معلق ۰/۴۳ گرم بر کیلوگرم سوخت و هیدروکربن‌های نسوخته ۰/۵۰۷ گرم بر کیلوگرم سوخت) است.

کلمات کلیدی: RCCI، کاسه پیستون، پیش‌پاشش، پاشش دومرحله‌ای، گازسنتز

مقدمه

موتورهای دیزل سنگین همچنان بیشترین استفاده را در تأمین نیرو رانش کشتی‌ها و نیرو کشش قطارها دارند. همچنین این موتورها به عنوان یکی از محرک‌های اولیه اصلی در سامانه‌های تولید توان الکتریکی می‌باشند. با این حال توسعه استانداردهای مقابله با انتشار آلاینده‌های زیست محیطی، توسعه این موتورها را با محدودیت‌های همراه کرده است. براساس استاندارد یورو ۶ میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن و ذرات دوده در موتورهای دیزل سنگین باید به ترتیب ۸۹/۵۰٪ و ۵٪ نسبت به سطح استاندارد یورو ۴ کاهش یابد [۱]. مهمترین راهکار بکار گرفته شده برای کاهش میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن و ذرات دوده در موتورهای دیزل سنگین استفاده از روش پس تصفیه دود خروجی است که از سال ۲۰۱۰ روش ترکیبی استفاده همزمان از بازخورانی دود خروجی^۲ و کاتالیزور کاهنده انتخابی^۳ برای کاهش انتشار اکسیدهای نیتروژن و پس از آن استفاده از فیلتر ذرات دوده دیزل^۴ برای کاهش ذرات دوده رواج یافت [۲-۳]. همزمان با کاهش انتشار آلاینده‌ها از موتورهای دیزل سنگین، افزایش راندمان عملکرد موتور نیز مد نظر است. افزایش راندمان همراه با کاهش دمای دود خروجی از محفظه احتراق می‌باشد که منجر به کاهش عملکرد کاتالیزوری و کاهش بازده تبدیل تجهیزات پس تصفیه دود خروجی می‌شود [۴]. در سالهای اخیر مطالعات برای روش‌های احتراق پیشرفته سرعت گرفت که بیشتر آنها در زمینه رویکردهای احتراق دمایی^۵ می‌باشد [۵]. در این راهبرد برای کاهش

مناطق شکل‌گیری اکسیدهای نیتروژن، دمای احتراق در کمتر از ۲۲۰۰ درجه کلوین و برای کاهش انتشار ذرات دوده نسبت سوخت به هوا در کمتر از ۲ حفظ می‌شود [۶]. روند مطالعات مختلف در مورد روش‌های مختلف احتراق دما پایین [۷-۱۴] به معرفی احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده^۶ رسید که برای اولین بار توسط کوجان و همکاران در دانشگاه ویسکانسین آمریکا معرفی شد [۷]. در این روش از دو سوخت با واکنش پذیری مختلف استفاده می‌شود. سوخت با عدد ستان پایین به هوای ورودی و سوخت با عدد ستان بالا به صورت مستقیم داخل سیلندر تزریق می‌شوند. در واقع در این روش از شیب واکنش‌پذیری در محفظه احتراق برای تعدیل نرخ سرعت افزایش فشار احتراق در محفظه که عیب اصلی سایر روش‌های احتراق دما پایین بود، استفاده می‌شود [۸]. در این احتراق با جایگزینی سوخت واکنش‌پذیری پایین با سوخت کربنی سنگین دیزل، میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن و ذرات دوده کاسته می‌شود. یکی از سوخت‌های که به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری پایین در احتراق تراکمی واکنش کنترل شونده بکارگرفته می‌شود سوخت گاز سنتز^۷ است [۹]. این سوخت با استفاده از روش‌های مختلف فرایند ریفرمینگ سوخت دیزل با بکارگیری دود خروجی بدست می‌آید [۱۰]. عناصر اصلی در ترکیب گازسنتز هیدروژن و منواکسیدکربن هستند [۱۱]. کامیموتو و همکاران [۱۲] نشان دادند در یک موتور دیزل در شرایط رقیق سوزی استفاده از هیدروژن سبب افزایش راندمان حرارتی و کاهش انتشار اکسیدهای نیتروژن می‌شود. جیا و همکاران [۱۳] مطالعه جامع برای بهینه‌سازی احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده با استفاده از دو موتور در شرایط بار کم و با سوخت گازسنتز/دیزل انجام دادند. نتایج نشان داد افزایش میزان هیدروژن در گاز سنتز به طور قابل توجهی بر سرعت احتراق تأثیر گذاشته و سبب افزایش راندمان احتراق می‌شود؛ همچنین استفاده از گازسنتز سبب کاهش دما در داخل سیلندر و میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن می‌شود. چواهی و همکاران [۱۴] به بررسی عملکرد موتور با احتراق تراکمی واکنش کنترل شونده با سوخت گاز سنتز/دیزل پرداختند. آنها با بررسی تأثیر ترکیب گاز سنتز بر احتراق، به این نتیجه رسیدند که موتور می‌تواند در نسبت‌های مختلف هیدروژن و منواکسیدکربن در ترکیب گاز سنتز، عملکرد مناسبی داشته باشد و با جایگزینی بیشتر هیدروژن به جای منواکسیدکربن زمان احتراق کاهش یافته و آزادسازی گرما در دمای پایین انجام می‌شود. تجزیه و تحلیل احتراق یک موتور اشتعال تراکمی با استفاده از سوخت گازسنتز/دیزل توسط کوستا و همکاران [۱۵] انجام گرفت. نتایج نشان داد افزایش درصد گازسنتز سبب کاهش راندمان احتراق و افزایش بازده حرارتی می‌شود که استفاده از این موتور در سامانه‌های تولید همزمان برق و حرارت را مناسب عنوان کرد. بهینه سازی پارامترهای عملیاتی مهم مانند تأمین سوخت، ترکیب گازسنتز و شرایط مصرف سوخت در موتور با احتراق اشتعال

^۵ Low Temperature Combustion

^۶ Reactivity controlled compression ignition

^۷ Syngas

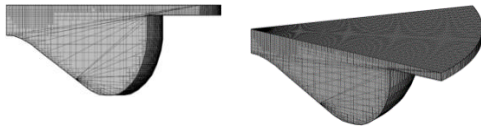
^۱ Coverge CFD

^۲ EGR

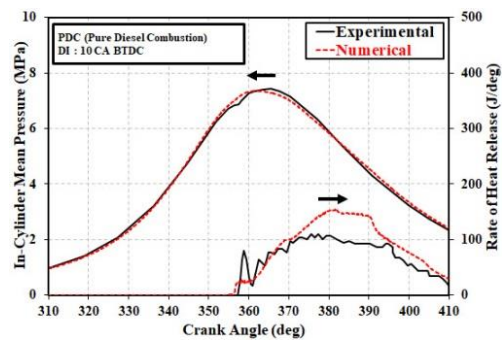
^۳ Selective Catalytic Reduction

^۴ Diesel Particulate Filter

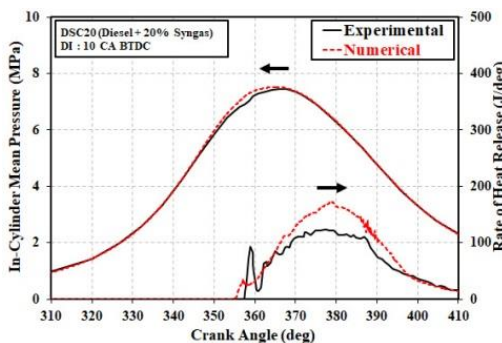
سوخت از ۳ لایه مرزی استفاده شده است. در نتیجه، برای همه محاسبات، کوچکترین و بزرگترین اندازه بلوک‌های شبکه‌بندی به ترتیب ۰/۲۵ و ۲ میلی‌متر است. شکل (۱) شبکه محاسباتی برای محفظه احتراق مقعری (کاسه پیستون حالت پایه) در زاویه ۳۶۰ درجه میل‌لنگ را نشان داده است. در این مطالعه شبیه‌سازی فرآیندهای تراکم، احتراق، تشکیل آلاینده‌ها و انبساط محفظه احتراق پرداخته شده است (شبیه‌سازی چرخه بسته).



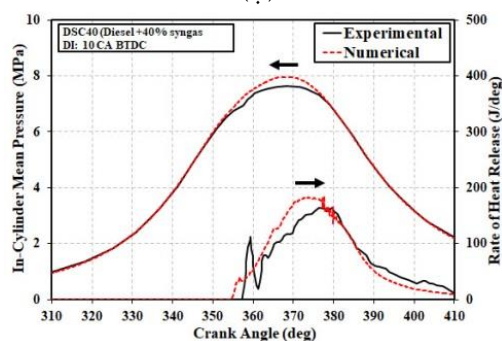
شکل ۱: شبکه محاسباتی برای حالت پایه در زاویه ۳۶۰ درجه میل‌لنگ



(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۲: مقایسه میان روند تغییرهای میانگین فشار و آهنگ رهاسازی گرمایی تجربی و عددی در سه شرایط کارکردی متفاوت پایه موتور، (الف) احتراق دیزل خالص، (ب) احتراق دیزل-گاز سنتر ۲۰ درصد و (ج) احتراق دیزل-گاز سنتر ۴۰ درصد

برای شبیه‌سازی فرایند احتراق دیزل-گاز سنتر، حلگر جنبشی شیمیایی با نام SAGE به همراه یک ساز و کار شیمیایی کاهش یافته شامل ۷۲ گونه و ۳۶۰ واکنش برای این مطالعه به کار گرفته شده است [۲۱-۲۲].

تراکمی واکنش کنترل شونده با سوخت گازسنتر/دیزل توسط جیا و همکاران [۱۶] انجام شد. نتایج نشان داد رسیدن به احتراق کارآمدتر در مناطقی با نسبت پیش مخلوط بالا و تزریق زود هنگام دیزل ساده‌تر است و می‌توان میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن را در نرخ کم نگه داشت. همچنین با میزان هیدروژن ۷۵ درصد در ترکیب گاز سنتر می‌توان به بالاترین میزان بازده حرارتی دست یافت. چواهی و همکاران [۱۷] تجزیه و تحلیل سیستم و قانون دوم ترمودینامیک را برای اثرات ترکیب سوخت گاز سنتر در احتراق تراکمی واکنش کنترل شونده بررسی کردند. نتایج آزمایشات نشان داد عملکرد موتور در کسرهای هیدروژن کمتر از ۳۰ درصد در ترکیب گازسنتر، منجر به بازده بهینه احتراق می‌شود. همچنین نتایج نشان داد استفاده از سوخت بدست آمده از ریفرمینگ کارایی بالاتر و میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن و ذرات دوده کمتر در مقایسه با احتراق دیزل متداول دارد. هراهان و همکاران [۱۸] احتراق موتور تک سوخته با احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده و ریفرمینگ با روش اکسیداسیون جزئی را بررسی کردند. نتایج نشان داد سوخت بدست آمده از ریفرمینگ سوخت دیزل، واکنش‌پذیری بیشتری نسبت به سوخت گازطبیعی دارد و احتراق موتور در حالت بکارگیری از این سوخت به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری پایین دارای بازده حرارتی بالاتر، انتشار آلایندگی کمتر و کنترل پذیری بهتر در مقایسه با استفاده از گازطبیعی می‌باشد.

کریشنامورتی و همکاران [۱۹] اثرات افزودن گازسنتر و بیودیزل بر احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده را بررسی کردند. نتایج نشان داد در حالت استفاده از سوخت گازسنتر/دیزل میزان انتشار منواکسیدکربن در طول عملکرد موتور بیشتر از سایر شرایط احتراق است که دلیل آن اکسیدنشدن گاز منواکسیدکربن موجود در گازسنتر در طول احتراق عنوان شد. همچنین در این حالت میزان انتشار هیدروکربن‌های نسوخته، ذرات دوده و اکسیدهای نیتروژن به ترتیب ۲۹٪، ۷۷٪، ۲۲٪ از حالت احتراق دیزل متداول کمتر می‌باشد. مطالعه ادبیات فن نشان می‌دهد بیشتر مطالعات انجام شده به روش‌های ریفرمینگ سوخت دیزل و تاثیرات ترکیب سوخت گازسنتر بر عملکرد و انتشار آلایندگی پرداخته شد. این تحقیق عددی با هدف بررسی اثرهای همزمان میزان پیش‌پاشش سوخت دیزل و تغییر هندسه کاسه پیستون بر احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده با سوخت دیزل/گازسنتر در یک موتور دیزل سنگین آزمایشگاهی انجام شد.

شبکه محاسباتی و الگوهای عددی

این مطالعه عددی با استفاده از کد دینامیک سیالات محاسباتی سه بعدی کانورج انجام شده و شبکه محاسباتی، که همان محفظه احتراق است، با استفاده از ابزار موجود در خود این نرم افزار ایجاد شده است [۲۰]. این موتور، که مشخصات اصلی آن در ادامه آمده است، مجهز به یک سامانه پاشش مستقیم دیزل هفت سوراخه در مرکز سیلندر و در ناحیه بالایی محفظه احتراق است که در راستای کاهش زمان محاسبات با حفظ دقت آن، تمام شبیه‌سازی‌ها بر روی یک قطاع ۵۱/۴۲ درجه‌ای انجام شده است. برای این شبکه‌بندی، اندازه اولیه بلوکها ۲ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. علاوه بر این، در راستای افزایش دقت شبیه‌سازی‌ها، بلوک‌های با گرادیان دما و سرعت جریان بزرگ، همچون جبهه شعله هنگام احتراق و انتشار تا به اندازه ۰/۵ میلی‌متر، با استفاده از ابزار پالایش شبکه تطبیقی با مقیاس ۲ واحد، کوچکتر شده‌اند. به همین منظور، معیارهای دما و سرعت جریان برای بلوک‌های مورد اشاره، به ترتیب ۲/۵ درجه کلون و ۱ متر بر ثانیه در نظر گرفته شد. علاوه بر زینه‌بندیهای در نظر گرفته شده برای شبکه محاسباتی، برای کاسه پیستون و ناحیه سرسیلندر از ۲ لایه و برای مخروطی افشانه

صحت سنجی

در این تحقیق موتور دیزل سنگین ۳۴۰۱ کاترپیلار تک سیلندر آزمایشگاهی برای الگوسازی و شبیه‌سازی‌ها انتخاب شده است. این موتور دارای حجم جابه‌جایی ۲/۴۴ لیتر و دارای سیستم پاشش سوخت ریل مشترک است. برای پاشش سوخت از سامانه پاشش سوخت هفت‌سوراخ بوش استفاده شده است. سامانه پاشش سوخت در چند ورودی به منظور عملکرد احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده و کنترل واکنش‌پذیری نصب شده است. مشخصات هندسه موتور و سامانه پاشش سوخت در جدول ۱ و ۲ به ترتیب ارائه گردیده است [۲۳]. برای صحت‌گذاری نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی، این نتایج با داده‌های تجربی مقایسه می‌شوند. در این تحقیق از سه روش احتراق، احتراق دیزل خالص، احتراق دیزل-گازسنتز ۲۰٪ و احتراق دیزل-گازسنتز ۴۰٪ استفاده شد. نتایج هر یک از این روش‌ها بر اساس تغییرات فشار در محفظه احتراق و نرخ آزادسازی حرارت با نتایج تجربی آنها مقایسه و صحت‌گذاری شد. نتایج در نمودارهای شکل (۲) ملاحظه می‌شود. با توجه به این نمودارها تطبیق خوبی بین نتایج شبیه‌سازی و نتایج تجربی مشاهده می‌شود.

جدول ۱: مشخصات موتور دیزل



حجم جابه‌جایی	(لیتر)	۲,۴۴
قطر داخلی سیلندر	(میلی متر)	۱۳۷,۲
طول کورس	(میلی متر)	۱۶۵,۲
طول دسته پیستون	(میلی متر)	۲۶۱,۶
باز شدن سوپاپ ورودی	(° ATDC)	۳۳۵
بسته شدن سوپاپ ورودی	(° ATDC)	-۱۴۳
باز شدن سوپاپ خروجی	(° ATDC)	۱۳۰
بسته شدن سوپاپ خروجی	(° ATDC)	-۳۵۵
نسبت چرخش		۰,۷
نسبت تراکم		۱۶,۱

جدول ۲: شرایط کارکردی پایه موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده

Operating conditions	(PDC)	(DSC20)	(DSC40)
Syngas substitution ratio (% energy)	0	20	40
CO to H2 vol. ratio in syngas (%)		50-50	50-50
IMEP (bar)	9		
Engine speed (RPM)	1300		
IMAP(bar)	1.7		
EGR (%)	0		
DIT(CA BTDC)	10		
Equivalence ratio (-)	0.43		
Fuel energy per cycle (J)	5100		

جدول ۳: مشخصات هندسه کاسه پیستون‌ها

شکل کاسه پیستون	پایه (مقعر)	کم عمق عریض
-----------------	-------------	-------------

		
قطر کاسه پیستون (میلی متر)	۹۴	۱۳۰
عمق کاسه پیستون (میلی متر)	۱۸	۱۳
قطر سیلندر به کاسه پیستون	۱,۴۶	۱,۰۵

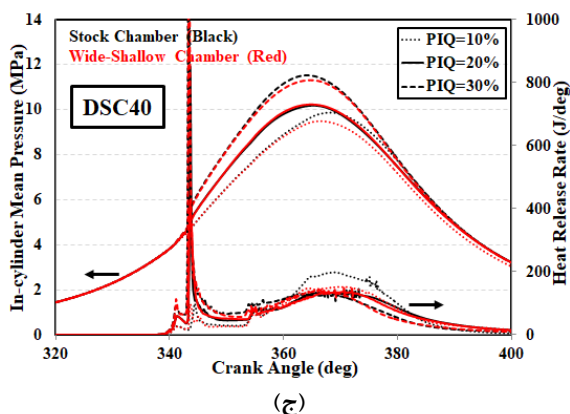
راهبرد مطالعه

با توجه به نتایج بدست آمده در صحت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی، در ادامه تغییر در میزان جرم سوخت پیش‌پاشش و هندسه کاسه پیستون در سه حالت احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و دیزل-گازسنتز ۴۰٪ درصد بررسی می‌شود. هدف از این مطالعه عددی بررسی اثرهای همزمان مقدار جرم سوخت پیش‌پاشش به میزان ۱۰٪، ۲۰٪ و ۳۰٪ و شکل هندسه کاسه پیستون (مقعر - کم عمق عریض) بر عملکرد و انتشار آلایندگی در یک موتور دیزل سنگین آزمایشگاهی با احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شده با سوخت دیزل-گازسنتز است. بر این اساس تعداد ۱۸ شبیه‌سازی انجام گرفت. در پاشش دو مرحله‌ای سوخت دیزل، پاشش سوخت دیزل مرحله اول در ۴۰ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و پاشش مرحله دوم در ۱۰ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا در نظر گرفته شد (جدول ۴). همچنین از دو هندسه کاسه پیستون پایه (مقعر) و کم عمق عریض استفاده شد که مشخصات آن در جدول (۳) مشاهده می‌شود.

جدول ۴: مراحل شبیه‌سازی عددی

زمان تزریق دوم (CA BTDC)	زمان تزریق اول (CA BTDC)	مقدار سوخت مرحله اول (%)	حالت احتراق	هندسه کاسه پیستون	ردیف
۱۰	۴۰	۱۰	دیزل + ۲۰٪ گاز سنتز	Stock (baseline)	۱
		۲۰			۲
		۳۰			۳
۱۰	۴۰	۱۰	دیزل + ۴۰٪ گاز سنتز		۴
		۲۰			۵
		۳۰			۶
۱۰	۴۰	۱۰	دیزل خالص		۷
		۲۰			۸
		۳۰			۹
۱۰	۴۰	۱۰	دیزل + ۲۰٪ گاز سنتز	Wide-shallow	۱۰
		۲۰			۱۱
		۳۰			۱۲
۱۰	۴۰	۱۰	دیزل + ۴۰٪ گاز سنتز		۱۳
		۲۰			۱۴
		۳۰			۱۵
۱۰	۴۰	۱۰	دیزل خالص		۱۶
		۲۰			۱۷
		۳۰			۱۸

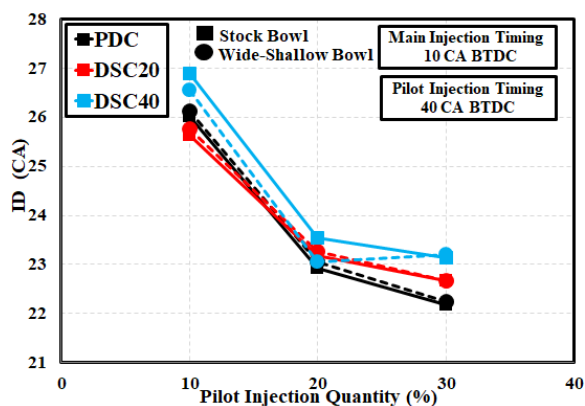
همچنین کل انرژی سوخت E_{TOTAL} در هر چرخه برابر است با:



شکل ۳: اثر میزان پیش پاشش سوخت دیزل و نوع هندسه کاسه پیستون بر میانگین فشار درون سیلندر و آهنگ رها سازی گرما در شرایط احتراق (الف) دیزل خالص (ب) احتراق دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ (ج) احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪

اثرهای تقسیم جرم سوخت دیزل بین دومرحله پاشش و هندسه کاسه پیستون بر شروع احتراق، زمانبندی احتراق، سرعت جریان داخل سیلندر و نرخ افزایش فشار:

با افزایش میزان درصد سوخت پیش پاشش از ۱۰٪ به ۳۰٪ برای تمامی حالت‌های احتراق و هندسه کاسه پیستون، طول دوره تأخیر در اشتعال کاهش می‌یابد. در شکل (۴) با پاشش ۱۰٪ سوخت دیزل در پاشش مرحله اول، بیشترین میزان تأخیر در اشتعال مشاهده می‌شود. همچنین با افزایش درصد سوخت پیش پاشش به ۳۰٪، مخلوط یکنواخت‌تر و با واکنش پذیری بالاتر وارد محفظه سیلندر شده و افزایش فشار و دمای مخلوط در داخل محفظه سبب شروع سریعتر احتراق نسبت به حالت‌های دیگر احتراق می‌شود. در حالت احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪، در هر دو حالت استفاده از هندسه کاسه پیستون مقعری و کم عمق عریض و مقدار پیش پاشش ۱۰٪، ۲۰٪ و ۳۰٪، طول دوره تأخیر در اشتعال نسبت به بقیه حالت‌ها بیشتر است؛ دلیل آن جایگزینی ۴۰٪ سوخت پایه کربنی سبک گاز سنتز با سوخت پایه کربنی سنگین دیزل است که سبب شکل‌گیری مخلوط با نسبت هوا به سوخت بیشتر می‌شود [۲۴].



شکل ۴: اثرهای میزان سوخت پیش پاشش و هندسه کاسه پیستون بر دوره تأخیر در اشتعال در شرایط کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

در شکل (۵) اثرهای همزمان درصد پیش پاشش سوخت دیزل، هندسه کاسه پیستون و درصد گاز سنتز بر زمانبندی احتراق در شرایط احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و دیزل گاز سنتز ۴۰٪ نشان داده شد. با افزایش میزان سوخت پیش پاشش، سطح واکنش‌پذیری مخلوط همگن در محفظه

$$E_{TOTAL} = E_{DIESEL} + E_{SYNGAS} \quad (1)$$

که در این رابطه E_{DIESEL} انرژی سوخت دیزل و E_{SYNGAS} انرژی سوخت گاز سنتز است. در رابطه (۲) نیز میزان سهم انرژی گاز سنتز بر حسب نسبت جایگزینی با انرژی سوخت (α) به دست می‌آید:

$$E_{SYNGAS} = \alpha \cdot E_{TOTAL} \quad (2)$$

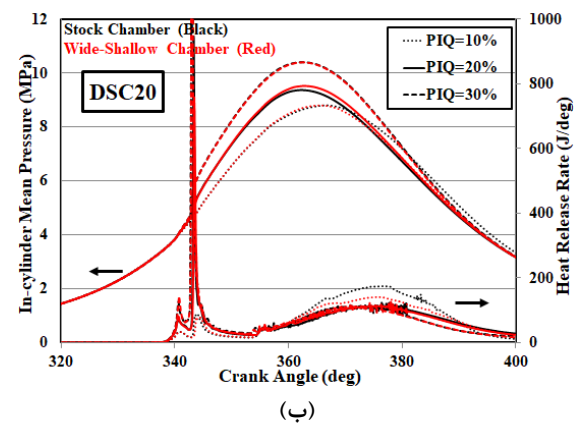
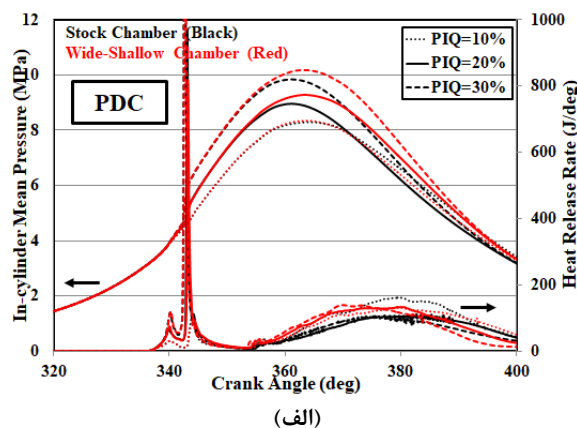
انرژی گاز سنتز حاصل مجموع انرژی گازهای تشکیل دهنده خود یعنی مونوکسیدکربن و هیدروژن است که از رابطه (۳) بدست می‌آید:

$$E_{SYNGAS} = m_{H_2} \cdot LHV_{H_2} + m_{CO} \cdot LHV_{CO} \quad (3)$$

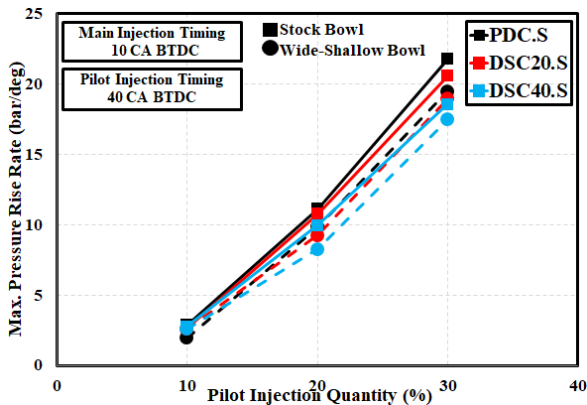
که در این رابطه m_{H_2} جرم گاز هیدروژن، LHV_{H_2} کمترین ارزش حرارتی گاز هیدروژن، m_{CO} جرم گاز مونوکسیدکربن و LHV_{CO} کمترین ارزش حرارتی گاز مونوکسیدکربن است.

اثرهای تقسیم جرم سوخت دیزل بین دومرحله پاشش و هندسه کاسه پیستون بر فشار داخل سیلندر و نرخ آزاد سازی گرما:

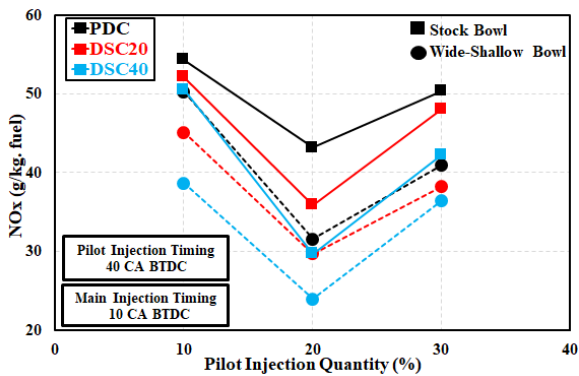
بر اساس شکل (۳-ج) برای حالت احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪ درصد بیشترین میزان فشار درون سیلندر و نرخ آزادسازی گرما در مقایسه با حالت‌های دیگر با بکارگیری از هر دو هندسه کاسه پیستون مقعری و کم عمق عریض مشاهده می‌شود. دلیل آن افزایش درصد سوخت پیش پاشش به ۳۰٪ و همزمان با آن افزایش سهم گاز سنتز به ۴۰٪ درصد می‌باشد که منجر به افزایش واکنش‌پذیری احتراق و افزایش فشار در سیلندر می‌شود.



شکل (۷) اثر میزان پیش‌پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر نرخ حداکثر فشار درون سیلندر در شرایط کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰ درصد و ۴۰ درصد را نشان می‌دهد. برای همه حالت‌های احتراق و نوع هندسه کاسه پیستون بکار گرفته شده، با افزایش میزان درصد سوخت پیش‌پاشش از ۱۰٪ به ۳۰٪، نرخ فشار داخل سیلندر افزایش می‌یابد و در حالت درصد پیش‌پاشش ۳۰٪ بیشترین میزان نرخ افزایش فشار داخل سیلندر مشاهده می‌شود. با افزایش میزان پاشش سوخت پیش‌پاشش به ۳۰٪، مدت زمان تأخیر در اشتعال کاهش یافته و نسبت هم‌ارزی مخلوط افزایش می‌یابد. این عوامل سبب شد تا در این حالت نرخ افزایش فشار داخل سیلندر نسبت به حالت‌های دیگر روند افزایشی را نشان دهد. در حالت احتراق دیزل-گازسنتز، استفاده از کاسه پیستون کم عمق عریض‌ترین میزان نرخ افزایش فشار داخل سیلندر مشاهده می‌شود.



شکل ۷: اثر میزان پیش‌پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر نرخ حداکثر فشار درون سیلندر در کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

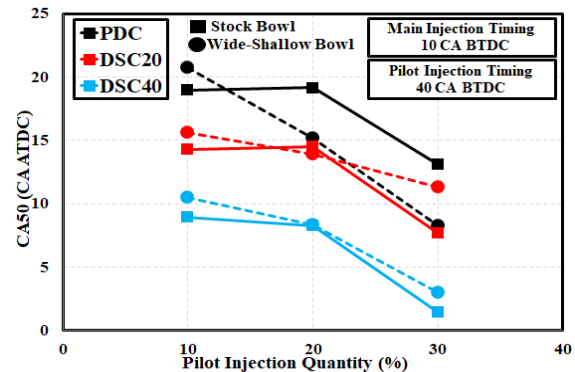


شکل ۸: اثرهای میزان پیش‌پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر انتشار آلاینده اکسید نیتروژن در کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

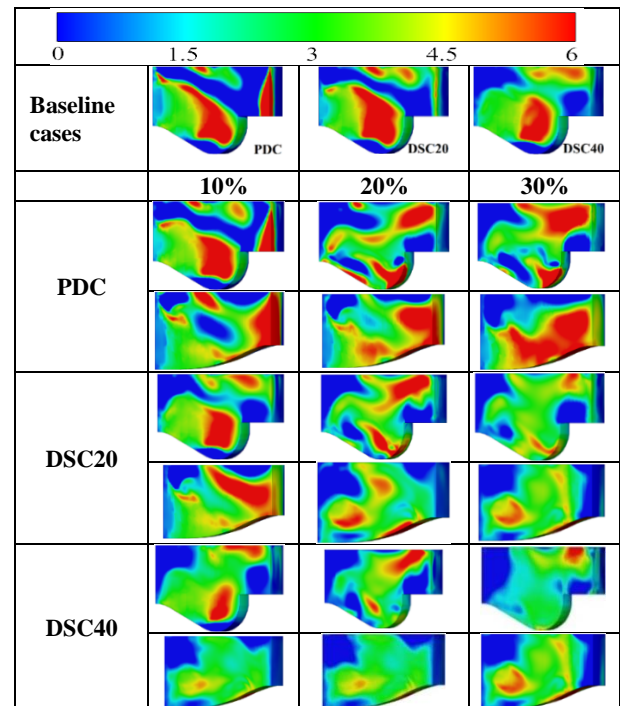
اثرهای تقسیم جرم سوخت دیزل بین دو مرحله پاشش و هندسه کاسه پیستون بر انتشار آلاینده‌ها:

شکل (۸) اثرهای میزان پیش‌پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر انتشار آلاینده اکسید نیتروژن را نشان می‌دهد. برای همه حالت‌های احتراق و شکل هندسه کاسه پیستون، کمترین میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن در ۲۰٪ سوخت پیش‌پاشش ملاحظه می‌شود. بیشترین میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن برای حالت احتراق دیزل خالص با هندسه کاسه پیستون پایه (مقعر) و درصد سوخت پیش‌پاشش ۱۰٪ به میزان ۵۴/۳۴ گرم در کیلوگرم سوخت است. استفاده از هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض به دلیل افزایش نسبت هم‌ارزی و مناطق غنی از سوخت در نزدیکی دیواره، تضعیف احتراق را در پی دارد. احتراق در حالت دیزل - گاز سنتز

افزایش می‌یابد و با افزایش دما و فشار مخلوط خود اشتعالی زودتر اتفاق می‌افتد و زمانبندی احتراق در نقطه نزدیک‌تر به نقطه مرگ بالا و سریع‌تر رخ می‌دهد.

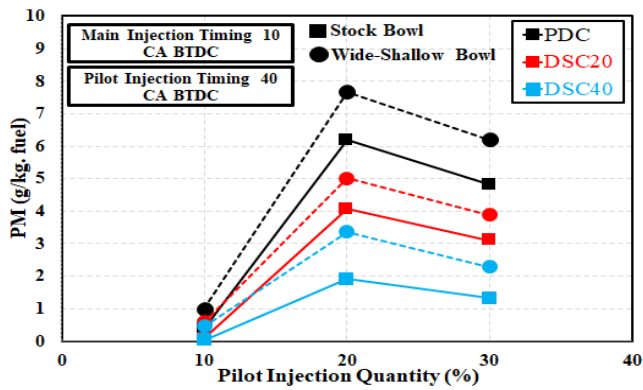


شکل ۵: اثرهای میزان سوخت پیش‌پاشش و هندسه کاسه پیستون بر زمانبندی احتراق در کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

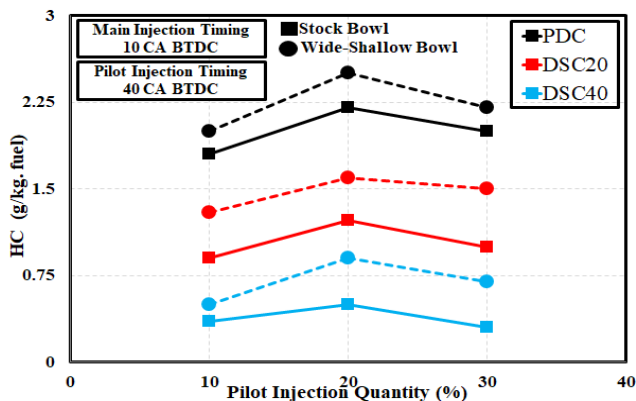


شکل ۶: سرعت جریان درون سیلندر برای هندسه محفظه احتراق مقعری و کم عمق عریض و درصد پاشش سوخت پیش‌پاشش ۱۰، ۲۰ و ۳۰ درصد در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

شکل (۶) سرعت جریان درون سیلندر برای هندسه محفظه احتراق مقعری و کم عمق عریض و درصد پاشش سوخت پیش‌پاشش ۱۰، ۲۰ و ۳۰ درصد در شرایط احتراق مختلف را در زاویه ۳۹ درجه میل‌لنگ بعد از نقطه مرگ بالا نشان می‌دهد. با افزایش جرم سوخت پیش‌پاشش از ۱۰ درصد به ۳۰ درصد برای همه حالت‌های احتراق و شکل هندسه پیستون، افزایش سرعت جریان را نشان می‌دهد که دلیل آن شکل‌گیری مخلوط با واکنش‌پذیری بالاتر، کاهش تأخیر در اشتعال، کاهش زمانبندی احتراق با افزایش جرم سوخت دیزل پیش‌پاشش به میزان ۳۰ درصد است که سبب افزایش سرعت جریان نیز می‌شود.



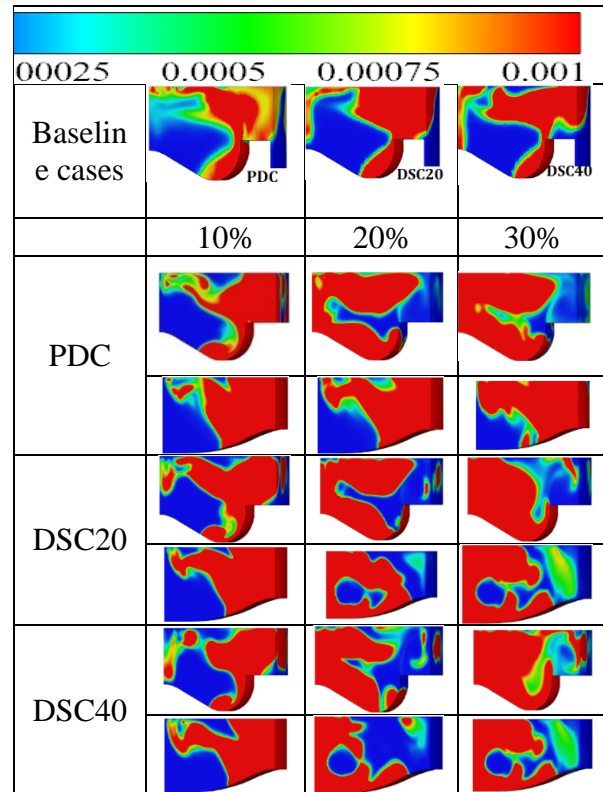
شکل ۱۰: اثرهای میزان پیش پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر انتشار ذرات دوده در شرایط کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪ با توجه به شکل (۱۱)، کمترین میزان انتشار هیدروکربن‌های نسوخته برای همه حالت‌های احتراق و هندسه کاسه پیستون، برای مقدار ۳۰ درصد پیش پاشش مشاهده می‌شود؛ به این دلیل که زمانبندی احتراق به نقطه مرگ بالا نزدیکتر و احتراق سریعتر و سوختن بهتر مخلوط سبب کاهش انتشار هیدروکربن‌های نسوخته می‌شود.



شکل ۱۱: اثرهای میزان پیش پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر انتشار هیدروکربن‌های نسوخته در شرایط کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

کمترین میزان انتشار آلاینده هیدروکربن در احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪ با هندسه کاسه پیستون مقعری، پیش پاشش به مقدار ۳۰٪ و به میزان ۰/۳ گرم بر کیلوگرم سوخت مشاهده شد که در مقایسه با حالت کارکرد دیزل پایه (۵۰۷/۰ گرم بر کیلوگرم سوخت) روند کاهشی داشته است. بکارگیری هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض در تمام حالت‌های احتراق سبب افزوده شدن به انتشار آلاینده هیدروکربن شد که دلیل این موضوع افزایش نقاط غنی از سوخت مخصوصاً در نزدیک دیواره‌ها در بکارگیری این هندسه پیستون می‌باشد.

۴۰٪ به دلیل افزایش چشمگیر نسبت هوا به سوخت نسبت به حالت دیزل خالص، احتراق فقیرسوز شکل می‌گیرد که کاهش میزان اکسیدهای نیتروژن را در پی دارد. با بکارگیری هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض در همه حالت‌های احتراق دیزل خالص، احتراق دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪ سبب کاهش انتشار اکسید نیتروژن گردید. در شرایط بکارگیری از نوع پیستون کم عمق عریض در حالت احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪، کمترین میزان انتشار اکسید نیتروژن با پیش پاشش ۲۰٪ از سوخت دیزل و به میزان ۲۳/۹۶ گرم بر کیلوگرم سوخت رخ داده است که این میزان در مقایسه به حالت دیزل پایه (۴۵/۲۵ گرم بر کیلوگرم سوخت) روند کاهشی را نشان می‌دهد.



شکل ۹: انتشار اکسیدهای نیتروژن درون سیلندر برای هندسه محفظه احتراق مقعری و کم عمق عریض و درصد پاشش سوخت پیش پاشش ۱۰، ۲۰ و ۳۰ درصد در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

شکل (۹) انتشار اکسیدهای نیتروژن را در زاویه ۳۹ درجه گردش لنگ بعد از نقطه مرگ بالا برای حالت‌های مختلف احتراق برای هر کدام از کاسه پیستون‌ها نشان می‌دهد. کمترین میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن با هندسه پیستون کم عمق عریض و حالت احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد مشاهده می‌شود. بر اساس شکل (۱۰)، کمترین میزان انتشار ذرات دوده برای همه حالت‌های احتراق و شکل هندسه کاسه پیستون، در حالت درصد سوخت پیش پاشش ۱۰٪ ملاحظه می‌شود. در این حالت به دلیل شکل‌گیری مخلوط با نسبت هوا به سوخت بالاتر و کاهش مناطق غنی از سوخت و سوختن بهتر مخلوط، انتشار ذرات دوده کاهش می‌یابد. در حالت احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد، همزمان با افزایش دمای احتراق، انتشار دوده کمتر است و کمترین میزان انتشار ذرات دوده با پیش پاشش ۱۰ درصد سوخت دیزل و بکارگیری کاسه پیستون مقعری به میزان ۰/۳۳ گرم بر کیلوگرم سوخت مشاهده می‌شود که در مقایسه با کارکرد دیزل پایه (۰/۴۳ گرم بر کیلوگرم سوخت) کمتر است.

خالص و میزان پیش‌پاشش ۳۰٪ با بکارگیری هندسه کاسه پیستون مقعری به میزان ۵/۵ گرم بر کیلوگرم سوخت است که نسبت به کارکرد در حالت دیزل پایه (۵/۵۹ گرم بر کیلوگرم سوخت) کاهش را نشان می‌دهد. شکل (۱۳) نشان می‌دهد برای همه حالت‌های احتراق و نوع کاسه پیستون افزایش میزان استفاده از گازسنتز تأثیر چشمگیری در افزایش انتشار منواکسیدکربن دارد [۲۷]. بکارگیری هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض برای همه حالت‌های احتراق سبب افزایش میزان انتشار منواکسیدکربن گردید.

نتیجه‌گیری:

هدف از این مطالعه عددی بررسی اثرهای همزمان جرم سوخت پیش‌پاشش (۱۰٪، ۲۰٪ و ۳۰٪) و هندسه کاسه پیستون (مقعری-کم عمق عریض) بر عملکرد و انتشار آلاینده‌گی در یک موتور دیزل سنگین آزمایشگاهی با احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده با سوخت دیزل - گاز سنتز بود نتایج بدست آمده شامل موارد ذیل است:

۱- بیشترین میزان میانگین فشار احتراق و آزاد سازی گرما با پیش‌پاشش به میزان ۳۰٪ جرم سوخت در بکارگیری از هر دو هندسه کاسه پیستون مقعری و کم عمق عریض و حالت احتراق دیزل-گازسنتز ۴۰ درصد مشاهده شد

۲- برای همه حالت‌های احتراق و شکل کاسه پیستون، با افزایش میزان سوخت پیش‌پاشش، نرخ فشار داخل سیلندر افزایش می‌یابد. در احتراق دیزل-گاز سنتز با بکارگیری کاسه پیستون کم عمق عریض در مقایسه با کاسه پیستون مقعری (پایه)، میزان نرخ افزایش فشار داخل سیلندر کمتر است.

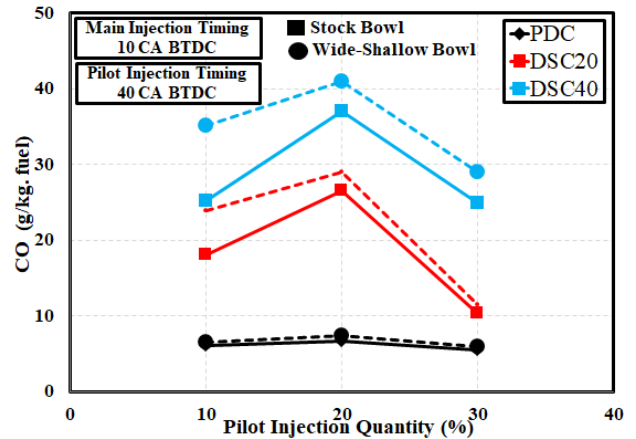
۳- در شرایط بکارگیری از پیستون کم عمق عریض در حالت احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪، کمترین میزان انتشار اکسید نیتروژن با پیش‌پاشش ۲۰٪ از سوخت دیزل و به میزان ۲۳/۹۶ گرم بر کیلوگرم سوخت رخ داده است که این میزان در مقایسه به حالت دیزل پایه (۴۵/۲۵ گرم بر کیلوگرم سوخت) روند کاهشی را نشان می‌دهد.

۴- کمترین میزان انتشار ذرات دوده با پیش‌پاشش ۱۰ درصد سوخت دیزل و بکارگیری کاسه پیستون مقعری به میزان ۰/۳۳ گرم بر کیلوگرم سوخت مشاهده می‌شود که در مقایسه با کارکرد دیزل پایه (۰/۴۳ گرم بر کیلوگرم سوخت) کمتر است.

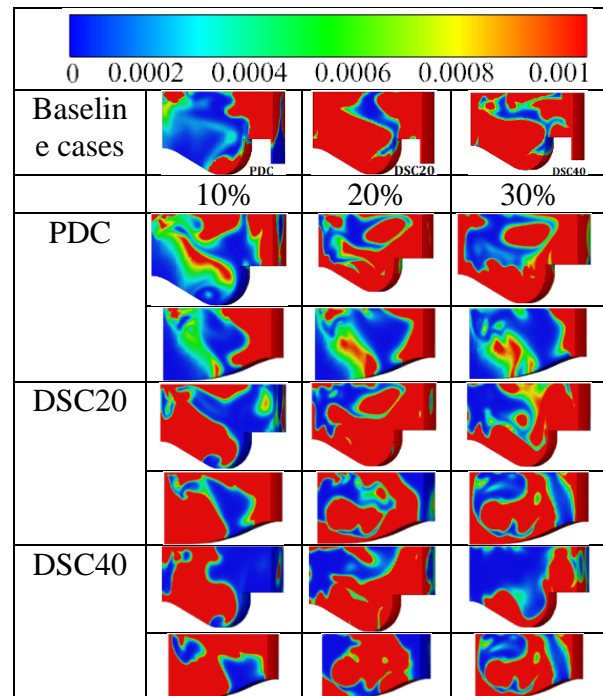
۴- کمترین میزان انتشار آلاینده هیدروکربن در احتراق دیزل-گازسنتز ۴۰٪ با بکارگیری هندسه کاسه پیستون مقعری، مقدار پیش‌پاشش ۳۰٪ و به میزان ۰/۳ گرم بر کیلوگرم سوخت مشاهده شد که در مقایسه با حالت کارکرد دیزل پایه (۰/۵۰۷ گرم بر کیلوگرم سوخت)، روند کاهشی داشته است.

۵- افزایش استفاده از سهم سوخت گازسنتز برای همه حالت‌های احتراق و هندسه کاسه پیستون سبب افزایش میزان انتشار منواکسیدکربن می‌شود.

فهرست علائم



شکل ۱۲: اثرهای میزان پیش‌پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر انتشار منواکسید کربن در کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪



شکل ۱۳: انتشار منواکسید کربن درون سیلندر برای هندسه محفظه احتراق مقعری و کم عمق عریض و درصد پاشش سوخت پیش‌پاشش ۱۰، ۲۰ و ۳۰ درصد در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

شکل (۱۲) اثرهای میزان پیش‌پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر انتشار منواکسیدکربن در شرایط کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪ را نشان می‌دهد. افزایش گاز سنتز برای همه حالت‌های احتراق و هندسه کاسه پیستون سبب افزایش میزان انتشار منواکسیدکربن می‌شود [۲۵] که دلیل این موضوع افزایش منواکسیدکربن در محفظه احتراق با بکارگیری گازسنتز است. در تمامی حالت‌های احتراق استفاده از هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض سبب افزایش انتشار آلاینده منواکسیدکربن می‌شود. افزایش نسبت هم‌ارزی و افزایش مناطق غنی در برخی نقاط را می‌توان دلایل اصلی این افزایش در بکارگیری از این هندسه کاسه پیستون عنوان کرد. کمترین میزان انتشار منواکسیدکربن در حالت احتراق دیزل

- 14- Hanson, R. M., Kokjohn, S. L., Splitter, D. A., & Reitz, R. D. (2010b). An Experimental Investigation of Fuel Reactivity Controlled PCCI Combustion in a Heavy-Duty Engine. *SAE International Journal of Engines*, 3(1), 700–716. <https://doi.org/10.4271/2010-01-0864>
- 15- Kokjohn, S. L., Hanson, R. M., Splitter, D. A., & Reitz, R. D. (2009). Experiments and Modeling of Dual-Fuel HCCI and PCCI Combustion Using In-Cylinder Fuel Blending. *SAE International Journal of Engines*, 2(2), 24–39. <https://doi.org/10.4271/2009-01-2647>
- 16- Scott Curran, Reed Hanson, Robert Wagner, Rolf Reitz. Efficiency and Emissions Mapping of RCCI in a Light-Duty Diesel Engine. *SAE International Journal of Engines*, <https://doi.org/10.4271/2013-01-0289>
- 17- Rahnama, P., Paykani, A., & Reitz, R. D. (2017). A numerical study of the effects of using hydrogen, reformer gas and nitrogen on combustion, emissions and load limits of a heavy duty natural gas/diesel RCCI engine. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.02.023>
- 18- Hagos, F. Y., Aziz, A. R. A., & Sulaiman, S. A. (2014b). Trends of Syngas as a Fuel in Internal Combustion Engines. *Advances in Mechanical Engineering*, 6, 401587. <https://doi.org/10.1155/2014/401587>
- 19- Tartakovsky, L., & Sheintuch, M. (2018b). Fuel reforming in internal combustion engines, 67, 88–114. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.02.003>
- 20- Kamimoto, T., & Kobayashi, H. (1991). Combustion processes in diesel engines, 17(2), 163–189. [https://doi.org/10.1016/0360-1285\(91\)90019](https://doi.org/10.1016/0360-1285(91)90019)
- 21- K. J. Richards, P. K. Senecal and E. Pomraning, "CONVERGE v2.3 Manual," Convergent Science, Inc., Madison, WI, 2016.
- 22- P. K. Senecal and et al., "Multi-Dimensional Modeling of Direct-Injection Diesel Spray Liquid Length and Flame Liftoff Length using CFD and Parallel Detailed Chemistry," *SAE Technical Paper 2003-01-1043*, 2003
- 23- F. D.F. Chuahy and S. L. Kokjohn, "High efficiency dual-fuel combustion through thermochemical recovery and diesel reforming," *Applied Energy*, 195, 2017, pp. 503–522
- 24- Mabadi Rahimi, H., Jazayeri, S. A., & Ebrahimi, M. (2020). Hydrogen energy share enhancement in a heavy duty diesel engine under RCCI combustion fueled with natural gas and diesel oil. *International Journal of Hydrogen Energy* 45(35), 17975–17991. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.04.263>
- 25- Xu, Z., Jia, M., Xu, G., Li, Y., Zhao, L., Xu, L., & Lu, X. (2018). Potential for Reducing Emissions in Reactivity-Controlled Compression Ignition Engines by Fueling Syngas and Diesel. *Energy & Fuels*, 32(3), 3869–3882. <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.7b03265>

BTDC	قبل از نقطه مرگ بالا
ATDC	بعد از نقطه مرگ بالا
CA	زاویه گردش میل‌لنگ
DSC20	احتراق دیزل - گاز سنتر ۲۰٪
DSC40	احتراق دیزل - گاز سنتر ۴۰٪
PDC	احتراق دیزل خالص
PIQ	میزان تزریق مرحله اول
PIT	زمانبندی تزریق مرحله اول
Nox	اکسیدهای نیتروژن
CO	مونو اکسید کربن
PM	ذرات دوده
SOI1	پاشش مرحله اول سوخت دیزل
SOI2	پاشش مرحله دوم سوخت دیزل

مراجع:

- 1-A Joshi, Review of vehicle engine efficiency and emissions, *SAE International Journal of Engines*. <https://doi.org/10.4271/2020-01-0352>
- 2- Barbosa, F., "Heavy Duty Diesel Emission Standards Regulation Evolution Review - Current Outcomes and Future Perspectives," *SAE Technical Paper 2019-36-0174*, 2020, <https://doi.org/10.4271/2019-36-0174>
- 3- Johnson, T. V. (2010). Review of Diesel Emissions and Control. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 3(1), 16–29. <https://doi.org/10.4271/2010-01-0301>
- 4- Li, T. and Ogawa, H., "Analysis of the Trade-off between Soot and Nitrogen Oxides in Diesel-Like Combustion by Chemical Kinetic Calculation," *SAE Int. J. Engines* 5(2):94-101, 2012, <https://doi.org/10.4271/2011-01-1847>
- 5- Zhao, H. (2010). *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development (1st ed.)*. Woodhead Publishing
- 6- Hardy, W. and Reitz, R., "A Study of the Effects of High EGR, High Equivalence Ratio, and Mixing Time on Emissions Levels in a Heavy-Duty Diesel Engine for PCCI Combustion," *SAE Technical Paper 2006-01-0026*, 2006, <https://doi.org/10.4271/2006-01-0026>
- 7- Onishi, Souk Hong Jo, Katsuji Shoda, Pan do Jo and Satoshi Kato, 1979. Active thermo atmosphere combustion a new combustion process for internal combustion engine shigeru
- 8- Kresimir Gebert, N. John Beck, Robert L. Barkhimer, and Hoi-Ching Wong BKM, Inc, 1997. Strategies to Improve Combustion and Emission Characteristics of Dual-Fuel Pilot Ignited Natural Gas Engines
- 9- R. H. Thrling, 1989. Homogeneous..Charge Compression..Ignition (HCCI) Engines
- 10- Kalghatgi GT. Auto-ignition quality of practical fuels and implications for fuel requirements of future SI and HCCI engines. *SAE Technical Paper*; 2005 Apr 11
- 11- Bessonette, P. W., Schleyer, C. H., Duffy, K. P., Hardy, W. L., & Liechty, M. P. (2007). Effects of Fuel Property Changes on Heavy-Duty HCCI Combustion. *SAE Technical Paper Series*. Published. <https://doi.org/10.4271/2007-01-0191>
- 12- Ilango T, Natarajan S. Effect of compression ratio on partially premixed charge compression ignition engine fuelled with methanol diesel blends- an experimental investigation. *Int Mech Prod Eng* 2014;2(8):41–5
- 13- Kazuhisa Inagaki, Takayuki Fuyuto, Kazuaki Nishikawa and Kiyomi Nakakita Dual-Fuel PCI Combustion Controlled by In-Cylinder Stratification of Ignitability Toyota Central R&D Labs., Inc. Ichiro Sakata Toyota Motor Corporation, 2006