

مطالعه عددی اثرهای همزمان زمانبندی سوخت 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 آمل، mojtababrahimi507@gmail.com

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

* نویسنده مخاطب

چکیده

این تحقیق عددی به بررسی همزمان اثرهای زمانبندی دو مرحله‌ای پاشش سوخت دیزل (مرحله اول در ۲۵، ۴۰ و ۵۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و مرحله دوم در ۱۰ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا)، شکل کاسه پیستون (مقعر و کم عمق عریض) در یک موتور دیزل سنگین غیر جاده‌ای در شرایط احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده و در سه حالت احتراق دیزل خالص، دیزل-گازسنتز ۲۰٪ و دیزل-گازسنتز ۴۰٪ می‌پردازد. برای انجام شبیه‌سازی‌ها از نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی کانورج^۱ و برای شبیه‌سازی‌های احتراق از الگوی احتراق SAGE به همراه یک ساز و کار سینتیک شیمیایی که شامل ۷۲ گونه و ۳۶۰ واکنش بوده استفاده شد. نتایج نشان داد با افزایش سهم گاز سنتز، سرعت احتراق در مقایسه با حالت دیزل پایه افزایش یافته و سبب رخ دادن شروع احتراق در نقاط نزدیک‌تر به نقطه مرگ بالا شده است. استفاده از کاسه پیستون کم عمق عریض در حالت احتراق دیزل-گازسنتز ۴۰٪ و زمانبندی ۵۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا سبب کاهش چشمگیر نرخ حداکثر فشار در داخل سیلندر نسبت به سایر حالت‌های احتراق شده است. همچنین در این حالت احتراق (دیزل-گازسنتز ۴۰٪) میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن، ذرات دوده و هیدروکربن‌های نوسخته به ترتیب برابر با ۱۷/۱۸، ۰/۱۵، ۰/۱ گرم بر کیلوگرم سوخت است که این مقادیر در مقایسه با حالت کارکرد دیزل پایه ۶۳/۵٪، ۹۶/۵٪ و ۸۰/۲٪ کاهش یافته است.

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

مقدمه

موتور دیزل بازده حرارتی بیشتری نسبت به موتور اشتعال جرقه‌ای داشته و به طور گسترده در حمل و نقل، تولید برق، کشاورزی و کاربردهای صنعتی استفاده می‌شوند [۱]. با این حال، احتراق سوخت دیزل انتشار منوکسیدکربن، دی‌اکسیدکربن، هیدروکربنهای نوسخته، اکسیدهای گوگرد و همچنین ۴۰ گونه دیگر از ذرات معلق در محیط زیست را به همراه دارد که در سالهای اخیر نگرانی‌ها در مورد اثرات این آلاینده‌ها بر محیط‌زیست اهمیت جهانی پیدا کرده است [۲]. از طرفی دیگر انتظار می‌رود استفاده از نفت به عنوان منبع انرژی به دلیل محدودیت ذخایر جهانی نفت، تأثیر منفی آن بر محیط زیست و مقررات سختگیرانه انتشار گازهای گلخانه‌ای کاهش یابد [۳]. به طور کلی نگرانی در مورد امنیت انرژی، انتشار گازهای گلخانه‌ای و انتشار آلاینده‌های ناشی از احتراق تأثیر قابل توجهی بر توسعه موتورهای احتراق داخلی در آینده خواهند داشت [۴]. با سختگیرانه تر شدن استانداردهای مقابله با انتشار آلاینده‌های احتراق، فناوریهایی که سبب کاهش انتشار آلاینده‌ها از موتورهای احتراق داخلی می‌شوند محققان را به سمت خود جلب کردند [۵]. روش‌های احتراق پیشرفته بر پایه احتراق دما پایین راهکاری است که در سالهای اخیر مطالعات زیادی بر روی آن انجام شد. بکارگیری روش‌های احتراق دما پایین در موتورهای اشتعال تراکمی منجر به کاهش هم‌زمان انتشار اکسیدهای نیتروژن و دوده با حفظ راندمان حرارتی بالا شده است [۶-۹].

اشتعال تراکمی دما پایین^۲ در مقایسه با احتراق اشتعال تراکمی متداول، می‌توان انتشار آلاینده را به شدت کاهش داده و حتی به راندمان بالاتری نیز دست یافت [۱۱-۱۰]. در این میان احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده^۳ بیشتر مورد توجه است [۱۲] که در واقع احتراق موتور دوگانه سوز است که در آن از بنزین و انواع سوخت‌ها با واکنش‌پذیری کم [۱۹-۱۳] به صورت پاشش سوخت در ورودی هوا احتراق و سوخت دیزل با واکنش‌پذیری بالا به شکل تزریق مستقیم در سیلندر استفاده می‌شود [۲۰]. استفاده از دو سوخت به عنوان چالش سر راه توسعه این روش احتراق می‌باشد. یک راهکار برای رسیدن به احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده تک سوخته، استفاده از سوخت گاز سنتز به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری پایین است [۲۳-۲۱] که با روش‌های مختلف ریفرمینگ قابل دستیابی است [۲۴-۲۶]. نتایج تحقیقات نشان داد گاز سنتز می‌تواند بعنوان یک سوخت جایگزین کربنی در موتورهای احتراق داخلی بکار گرفته شود [۲۷]. افزودن مقدار سوخت گازسنتز به یک موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده با سوخت گاز طبیعی/دیزل حاکی از بهبود فرآیند احتراق در بارهای کم به دلیل جبران واکنش‌پذیری بسیار پایین گاز طبیعی توسط گاز سنتزی بود [۲۸]. افزایش میزان هیدروژن در گازسنتز به طور قابل توجهی بر سرعت احتراق تأثیر می‌گذارد که سبب افزایش راندمان احتراق و بهبود بهره‌وری از سوخت می‌شود [۲۹]. چواهی و همکاران [۳۰] به بررسی عملکرد موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده با دو سوخت دیزل به عنوان سوخت اصلی و گازسنتز به عنوان سوخت پیش‌آمیخته پرداختند. آنها به این نتیجه رسیدند که در بازه گسترده‌ای از نسبت‌های مختلف هیدروژن و منوکسیدکربن، موتور می‌تواند عملکرد مطلوبی داشته باشد. میزان هیدروژن در ترکیب گازسنتز نقش مهمی در افزایش بازده حرارتی دارد [۳۱]. هرهاران و همکاران [۳۲] احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده تک سوخته را با بکارگیری گاز سنتز بدست آمده از ریفرمینگ جزئی سوخت دیزل بررسی کردند. نتایج حاصله بازده حرارتی بالا، آلاینده‌گی کم و کنترل‌پذیری خوب موتور را نشان داد. در مطالعه انجام شده توسط کریشنامورتی و همکاران [۳۳] نشان داده شد استفاده از سوخت گاز سنتز در احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده باعث افزایش انتشار منوکسیدکربن شده اما در مقایسه با احتراق دیزل متداول میزان انتشار هیدروکربنهای نوسخته، ذرات دوده و اکسیدهای نیتروژن به ترتیب ۲۹٪، ۷۷٪ و ۲۲٪ کاهش یافته است.

پارامترهای دیگر نیز در این شکل از احتراق تأثیرگذار هستند که مهمترین آنها اثر هندسه کاسه پیستون، زمانبندی و میزان تزریق سوخت با واکنش‌پذیری بالا می‌باشد [۳۴]. مطالعه انجام شده برای بررسی اثرهای راهبردهای تزریق سوخت دیزل بر احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده در موتور دیزل سنگین آزمایشگاهی نشان داد که در زمانبندی تزریق زود هنگام سوخت دیزل، بیشترین میزان بازده و کمترین میزان انتشار آلاینده

³ Reactivity controlled compression ignition

¹ Converge CFD

² Low Temperature Combustion

شونده را بررسی کردند. آنها نشان دادند که با افزایش عمق کاسه پیستون، به دلیل افزایش انتقال حرارت دیواره، برگشت ناپذیری‌ها به طور قابل توجهی افزایش می‌یابد و با افزایش ارتفاع بالای کاسه پیستون، به دلیل اکسیداسیون کمتر سوخت و واکنش‌های شیمیایی کمتر، برگشت ناپذیری کاهش می‌یابد. در مطالعه انجام شده توسط کاکایی و همکاران [۴۳] تاثیر عمق کاسه پیستون در سه نوع هندسه کاسه پیستون مختلف (مقعر، وان حمامی و استوانه‌ای) برای موتور سنگین کاترپیلار با احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده در کارکرد حالت بار متوسط بررسی شد. نتایج آنها نشان داد بهترین عمق کاسه پیستون برای کاهش هیدروکربن‌های نسوخته و منوکسید کربن، عمق ۱ میلی متر است. با کاهش عمق کاسه که همراه با افزایش ارتفاع منطقه چلانش است، مقدار بیشتری از سوخت با واکنش پذیری بالا وارد منطقه چلانش می‌شود. در مطالعه انجام شده توسط جعفری و همکاران [۴۴] نشان داده شده که در همهٔ زمانبندیهای تزریق سوخت دیزل برای شرایط عملکرد مختلف موتور، مدت زمان تأخیر احتراق در بکارگیری کاسه پیستون کم عمق عریض کمتر از کاسه پیستون مقعری است. همچنین با بکارگیری کاسه پیستون کم عمق عریض دامنه عملکرد موتور در بار زیاد به دلیل شکل‌گیری احتراق پایدارتر افزایش داشته است.

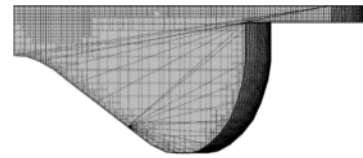
هدف از این مطالعه عددی بررسی اثرهای همزمان زمانبندی دو مرحله پاشش مستقیم سوخت دیزل و شکل هندسه کاسه پیستون (مقعر - کم عمق عریض) بر عملکرد و انتشار آلاینده‌گی در یک موتور دیزل سنگین آزمایشگاهی با احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده با سوخت دیزل - گاز سنتز است که نتایج در سه حالت احتراق دیزل خالص، احتراق دیزل - گاز سنتز ۲۰٪ و احتراق دیزل - گاز سنتز ۴۰٪ بررسی می‌شود.

شبکه محاسباتی و الگوهای عددی

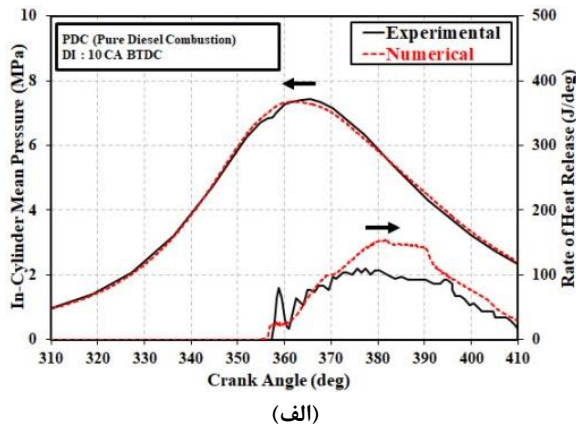
این مطالعه عددی با استفاده از کد دینامیک سیالات محاسباتی سه بعدی کانورج انجام شده و شبکه محاسباتی، که همان محفظه احتراق است، با استفاده از ابزار موجود در خود این نرم افزار ایجاد شده است [۴۵]. این موتور، که مشخصات اصلی آن در ادامه آمده است، مجهز به یک سامانه پاشش مستقیم دیزل هفت سوراخه در مرکز سیلندر 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 درجه ای 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 گرادین 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 شده اند. به همین منظور، معیارهای دما و سرعت جریان برای بلوک‌های مورد اشاره، به ترتیب ۲/۵ درجه کلوین و ۱ متر بر ثانیه در نظر گرفته شد. علاوه بر زینبندی‌های در نظر گرفته شده برای شبکه محاسباتی، برای کاسه پیستون و ناحیه سرسیلندر از ۲ لایه و برای مخروطی افشانه 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 به شبیه‌سازی فرآیندهایی تراکم، احتراق، تشکیل آلاینده‌ها و انبساط محفظه احتراق پرداخته شده است (شبیه سازی چرخه بسته).

ها حاصل شده و زمانبندی تزریق دیر هنگام سوخت دیزل، همراه با افزایش نرخ فشار در محفظه و میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن است [۳۵]. وانگ و همکاران [۳۶] در یک مطالعه تجربی عملکرد احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده را با استفاده از سوخت پیش آمیخته ایزواکتان و سوخت پاشش مستقیم دیزل با در نظر گرفتن زمانبندی تزریق و عدد ستان مختلف برای سوخت بررسی کردند. نتایج نشان می‌دهد با تزریق دیر هنگام سوخت در ۱۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، افزایش شیب واکنش پذیری از طریق افزایش عدد ستان سوخت تزریق مستقیم اثرات امیدوار کننده تری را بر روی نرخ احتراق و کاهش میزان افزایش فشار نشان می‌دهد که برای گسترش محدوده عملکرد موتور در بار زیاد مطلوب است. در مطالعه تجربی انجام شده توسط پان و همکاران [۳۷] از یک موتور دیزل سنگین با حجم جابجایی ۸/۴ لیتری برای مقایسه کارکرد در حالت‌های احتراق دیزل متداول و احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده با سوخت بنزین/دیزل و ایزوبوتان/دیزل در بار کم استفاده شد. نتایج نشان داد هنگامی که درصد سوخت پیش آمیخته از ۴۰٪ به ۶۰٪ افزایش یابد، میانگین فشار موثر اندیکاتوری در حالت احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده با سوخت بنزین/دیزل و ایزوبوتان/دیزل به ترتیب ۴۷/۶٪ و ۱۲/۵٪ افزایش می‌یابد. دلیل آن طولانی شدن زمان تأخیر در اشتعال است که اجازه می‌دهد احتراق در نزدیک نقطه مرگ بالا رخ داده و کار مفید افزایش یابد. پاندا و همکاران [۳۸] آزمایش تجربی با هدف شناسایی اثر تزریق چندگانه سوخت تزریق مستقیم دیزل بر عملکرد، انتشار و پایداری احتراق در یک موتور تک سیلندر دوگانه‌سوز آب خنک و غیر جاده ای با سوخت متانول-دیزل انجام دادند. نتایج نشان داد به دلیل تاثیر زمان تزریق مرحله دوم سوخت دیزل بر زمانبندی احتراق، با جلو انداختن زمانبندی تزریق سوخت دیزل مرحله دوم، میزان راندمان حرارتی کاهش می‌یابد. در یک مطالعه تجربی هراری و همکاران [۳۹] سوخت دیزل و بیو دیزل را در احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده مقایسه کردند. نتایج نشان داد استفاده از سوخت بیو دیزل در تزریق مستقیم، به دلیل فشار و دمای کم داخل سیلندر و افزایش زمان اختلاط سوخت، میزان انتشار اکسید نیتروژن کمتر و انتشار هیدروکربنهای نسوخته و منوکسید کربن بیشتر را به همراه خواهد داشت. محمد ازمی و همکاران [۴۰] بررسی عددی تأثیر راهبردهای زمانبندی تزریق سوخت در موتور با احتراق واکنش کنترل شونده با سوخت بنزین/دیزل را انجام دادند. نتایج نشان می‌دهد که در زمانبندی تزریق سوخت دیزل مرحله اول در ۴۶ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، به دلیل بالا بودن دمای احتراق، این زمانبندی نسبت به سایر زمانبندی‌ها بیشترین میزان انتشار اکسید نیتروژن را دارد. همچنین در زمانبندی سوخت دیزل مرحله دوم در ۲۰ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، به دلیل بالا بودن شیب واکنش پذیری و نسبت هم ارزی مخلوط داخل سیلندر، بالاترین نرخ آزاد سازی حرارت دما بالا در مقایسه با سایر زمانبندیهای تزریق سوخت مرحله دوم مشاهده شد. اثر تغییرات در هندسه کاسه پیستون بر نتایج احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده را دمپسی و همکاران [۴۱] در یک مطالعه تجربی با بکارگیری دو سوخت پیش آمیخته مختلف بنزین و متانول بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد در زمان استفاده از هندسه کاسه پیستون تغییر یافته به دلیل کاهش سطح انتقال حرارت به اندازه ۱۳٪ نسبت به کاسه پیستون پایه (مقعر)، راندمان موتور در بار کم و بار زیاد افزایش داشته و میزان انتشار آلاینده‌های اکسید نیتروژن به دلیل بالا رفتن دما داخل سیلندر ناشی از کاهش انتقال سطح افزایش یافته است. ناظمی و همکاران [۴۲] اثرهای هندسه کاسه پیستونهای مختلف در موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترل

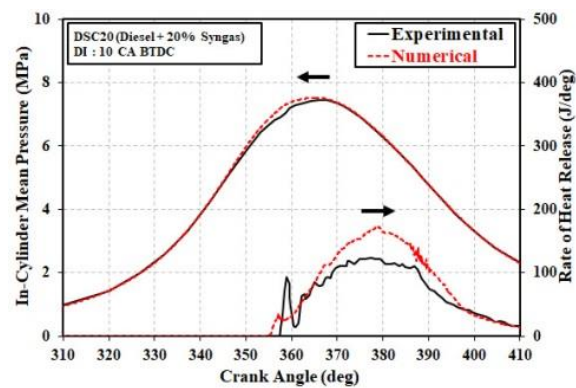
می‌شود. بر طبق این نمودارها تطبیق خوبی بین نتایج شبیه‌سازی و نتایج تجربی مشاهده می‌شود.



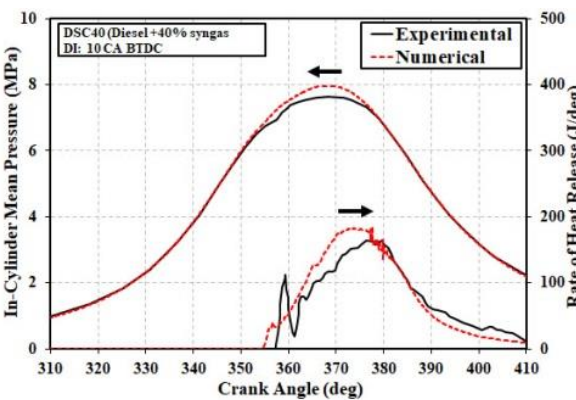
شکل ۱: شبکه محاسباتی برای حالت پایه در زاویه ۳۶۰ درجه میل لنگ



(الف)



(ب)



(ج)

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

جدول ۳: مشخصات هندسه کاسه پیستون‌ها

کم عمق عریض	پایه (مقعر)	شکل کاسه پیستون
۱۳۰	۹۴	قطر کاسه پیستون (میلی متر)
۱۳	۱۸	عمق کاسه پیستون (میلی متر)
۱،۰۵	۱،۴۶	قطر سیلندر به کاسه پیستون

جدول ۱: مشخصات موتور دیزل

حجم جابه‌جایی	۲،۴۴ (لیتر)
قطر داخلی سیلندر	۱۳۷،۲ (میلی متر)
طول کورس	۱۶۵،۲ (میلی متر)
طول دسته پیستون	۲۶۱،۶ (میلی متر)
باز شدن سوپاپ ورودی	۲۳۵ (°ATDC)
بسته شدن سوپاپ ورودی	-۱۴۳ (°ATDC)
باز شدن سوپاپ خروجی	۱۳۰ (°ATDC)
بسته شدن سوپاپ خروجی	-۲۵۵ (°ATDC)
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)	۰	۲۰	۴۰
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		

برای شبیه‌سازی فرایند احتراق دیزل-گاز سنتز، حلگر جنبشی شیمیایی دقیق 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 [۴۷-۴۶].

صحت سنجی

در این تحقیق از موتور دیزل سنگین ۳۴۰۱ کاترپیلار تک سیلندر آزمایشگاهی برای الگوسازی و شبیه‌سازی‌ها استفاده 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 نصب شده است.

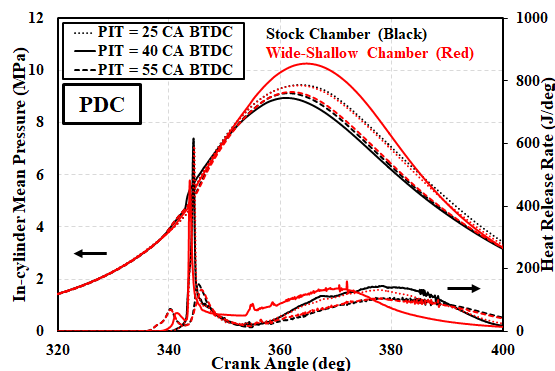
مشخصات هندسه موتور و سامانه پاشش سوخت در جدول ۱ و ۲ به ترتیب ارائه گردیده است [۴۸] برای صحت‌گذاری نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی، این نتایج با داده‌های تجربی مقایسه می‌شوند. در این تحقیق از سه روش احتراق، احتراق دیزل خالص، احتراق دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪ استفاده شده است. نتایج هر یک از این روش‌ها بر اساس تغییرات فشار در محفظه احتراق و نرخ آزاد سازی حرارت با نتایج تجربی آنها مقایسه و صحت‌گذاری شد. نتایج در نمودارهای شکل (۲) ملاحظه

راهبرد مطالعه

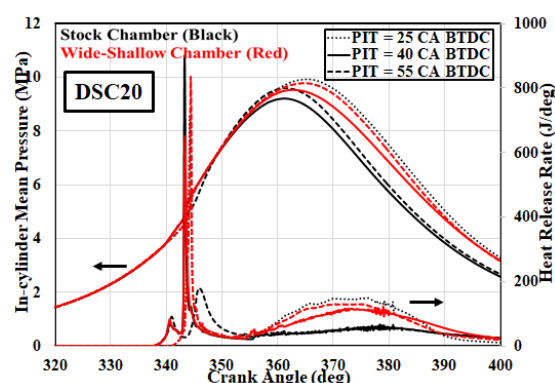
که در این رابطه m_{H_2} جرم گاز هیدروژن، LHV_{H_2} کمترین ارزش حرارتی گاز هیدروژن، m_{CO} جرم گاز منواکسیدکربن و LHV_{CO} کمترین ارزش حرارتی گاز منواکسیدکربن است.

با توجه به نتایج بدست آمده در صحنه سنجی نتایج شبیه‌سازی، در ادامه تغییر در زمانبندی پاشش سوخت دیزل در سه حالت کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰ درصد و دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد بررسی می‌شود. هدف از این مطالعه عددی، بررسی اثرهای همزمان زمانبندی دو مرحله پاشش مستقیم سوخت دیزل (پاشش مرحله اول در ۲۵، ۴۰ و ۵۵ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و پاشش مرحله دوم در ۱۰ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا) و شکل هندسه کاسه پیستون (مقعری - کم عمق عریض) بر عملکرد و انتشار آلاینده‌گی در یک موتور دیزل سنگین آزمایشگاهی با احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شده با سوخت دیزل-گاز سنتز می‌باشد.

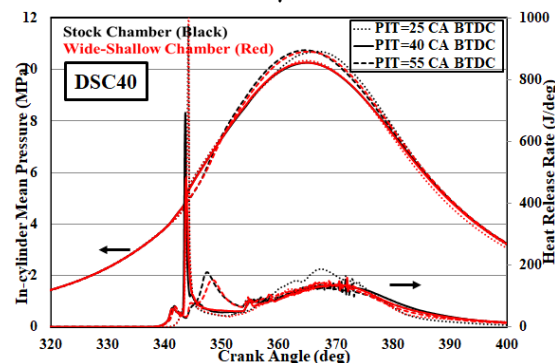
جدول ۴: مراحل شبیه سازی عددی



(الف)



(ب)



(ج)

ردیف	هندسه کاسه پیستون	حالت احتراق	مقدار سوخت مرحله اول (%)	زمان تزریق اول (CA BTDC)	زمان تزریق دوم (CA BTDC)	
۱	Stock (baseline)	دیزل خالص	۲۰	۲۵	۱۰	
۲				۴۰		
۳				۵۵		
۴		دیزل ۲۰٪ گاز سنتز	۲۰	۲۰	۲۵	۱۰
۵					۴۰	
۶					۵۵	
۷		دیزل ۴۰٪ گاز سنتز	۲۰	۲۰	۲۵	۱۰
۸					۴۰	
۹					۵۵	
۱۰	Wide-shallow	دیزل خالص	۲۰	۲۵	۱۰	
۱۱				۴۰		
۱۲				۵۵		
۱۳		دیزل ۲۰٪ گاز سنتز	۲۰	۲۰	۲۵	۱۰
۱۴					۴۰	
۱۵					۵۵	
۱۶		دیزل ۴۰٪ گاز سنتز	۲۰	۲۰	۲۵	۱۰
۱۷					۴۰	
۱۸					۵۵	

بر این اساس تعداد ۱۸ شبیه‌سازی انجام گرفت (جدول ۳ و ۴). همچنین کل انرژی سوخت E_{TOTAL} در هر چرخه برابر است با:

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

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 خواهد آمد:

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

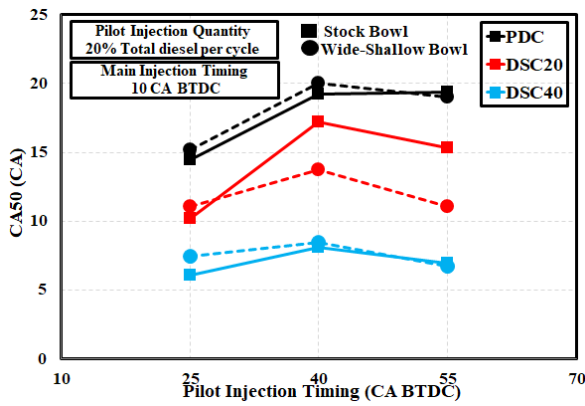
انرژی گاز سنتز حاصل مجموع انرژی گازهای تشکیل دهنده خود یعنی منواکسیدکربن و هیدروژن است که از رابطه (۳) بدست می‌آید:

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

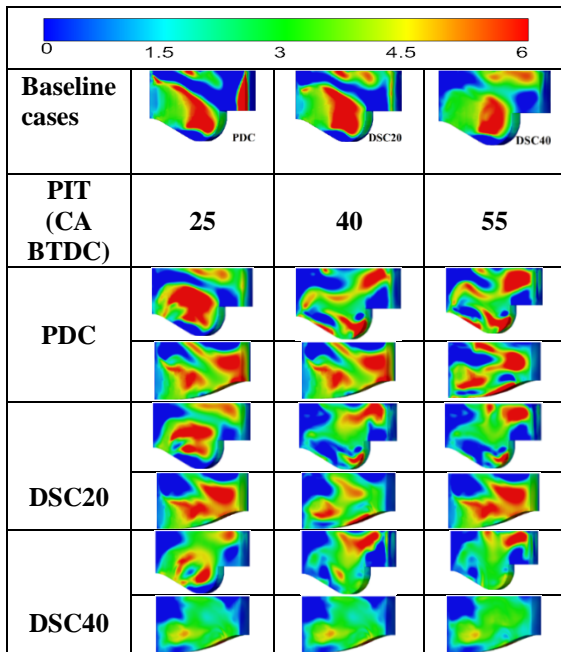
شکل ۳: نمودار اثر زمانبندی پاشش سوخت دیزل و نوع هندسه کاسه پیستون بر میانگین فشار درون سیلندر و آنگاه رها سازی گرما در شرایط (الف) دیزل خالص (ب) احتراق دیزل-گاز سنتز ۲۰ درصد (ج) دیزل گاز سنتز ۴۰ درصد

اثرهای زمانبندی دو مرحله‌ای سوخت دیزل بر فشار داخل سیلندر و نرخ آزاد سازی گرما:

شکل (۳) در حالت‌های مختلف احتراق آزاد سازی گرما و میانگین فشار داخل سیلندر را نشان می‌دهد. در زمانبندی ۲۵ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا کمترین زمان تأخیر در احتراق رخ داده و بیشترین میزان نرخ آزاد سازی گرما را نشان می‌دهد. در این زمانبندی، مدت زمان برای شکل‌گیری مخلوط سوخت دیزل با مخلوط پیش آمیخته کوتاه می‌باشد به همین دلیل نسبت هم ارزی و شیب واکنش‌پذیری افزایش می‌یابد و زمان آزاد سازی گرما زودتر



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



شکل ۶: سرعت جریان درون سیلندر برای هندسه محافظه احتراق مقعری، کم عمق عریض و زمانبندی پیش پاشش سوخت دیزل ۲۵، ۴۰ و ۵۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪ در زاویه ۳۹ درجه گردش میل‌لنگ

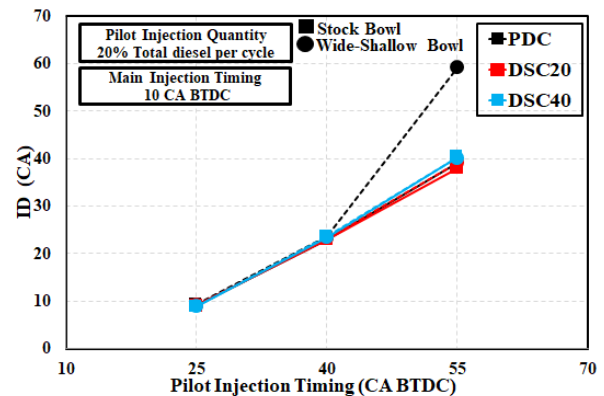
سرعت جریان در محافظه احتراق در شکل (۶) نشان داده شده است. برای همه حالت های احتراق با بکارگیری هر دو هندسه کاسه پیستون مقعری و کم عمق عریض در زمانبندی پیش پاشش در ۲۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، سرعت جریان در محافظه احتراق نسبت به سایر حالت های احتراق و زمانبندی های پیش پاشش سوخت بیشتر می باشد. بکارگیری هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض در مقایسه با کاسه پیستون مقعری سبب کاهش نواحی سرعت بالا در داخل محافظه می شود. دلیل این موضوع کاهش نسبت قطر سیلندر به قطر کاسه پیستون است.

متغیر شروع پاشش سوخت دیزل به طور مستقیم بر روی نرخ حداکثر فشار داخل سیلندر اثر می گذارد. تغییرات زمانبندی پیش پاشش به عنوان راهکاری برای کنترل نرخ افزایش فشار داخل سیلندر در احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شده استفاده می شود [۴۰]. در شکل (۷) نشان داده شد که در زمانبندی ۲۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا با کاهش دوره احتراق، افزایش نرخ فشار داخل سیلندر مشاهده می شود. همچنین با جلو انداختن

اتفاق افتاده است و دما و فشار مخلوط در محافظه زودتر افزایش یافته و احتراق زودتر رخ می دهد.

اثرهای زمانبندی دو مرحله ای سوخت دیزل و شکل کاسه پیستون بر شروع احتراق، زمانبندی احتراق، سرعت جریان داخل سیلندر و نرخ افزایش فشار:

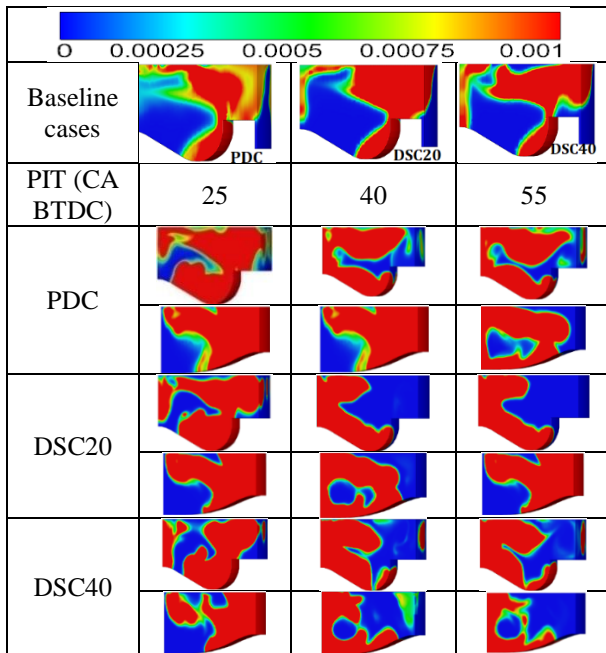
بر اساس مطالعه عددی، تغییرات در زمانبندی پاشش سوخت دیزل سبب تغییر در نرخ واکنش پذیری مخلوط شده و در سرعت احتراق و طول دوره تاخیر در اشتعال اثر می گذارد [۴۹]. در شکل (۴) ملاحظه می شود که با پیش انداختن زمانبندی پیش پاشش در همه حالت های احتراق و هندسه کاسه پیستون به کار گرفته شده، طول دوره تاخیر در اشتعال افزایش یافته است. در زمانبندی ۲۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، کمترین میزان تاخیر در اشتعال مشاهده می شود که دلیل آن نزدیک شدن این زمانبندی به نقطه مرگ بالا و جلو افتادن زمان خود اشتعالی مخلوط سوخت و هوا می باشد [۳۴]. در حالت های احتراق دیزل گاز سنتز ۲۰ و ۴۰ درصد به دلیل جایگزین شدن سوخت پایه کربنی سبک گاز سنتز با سوخت پایه کربنی سنگین دیزل، نسبت هوا به سوخت مخلوط افزایش یافته و مخلوط همگن تری شکل می گیرد و فرآیند سوختن مخلوط سریعتری رخ می دهد. در حالت احتراق دیزل خالص با پیش پاشش در ۵۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، به دلیل کاهش دما و فشار مخلوط در محافظه احتراق، زمان تاخیر در اشتعال افزایش ناگهانی نشان می دهد.



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

بر اساس شکل (۵) برای همه حالت های احتراق و هندسه کاسه پیستون ها در زمانبندی پیش پاشش ۲۵ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا زمانبندی احتراق به نقطه مرگ بالا نزدیک تر شده و زودتر از سایر زمانبندی ها رخ داده است. دلیل این موضوع کم بودن مدت تاخیر در اشتعال و زودتر اتفاق افتادن خود اشتعالی مخلوط در محافظه احتراق در این زمانبندی می باشد. در حالت احتراق دیزل - گاز سنتز ۴۰ درصد در بکارگیری از هر دو کاسه پیستون مقعری (پایه) و کم عمق عریض زمانبندی احتراق زودتر از سایر حالت های احتراق اتفاق می افتد [۴۴]. در این حالت احتراق با افزایش نسبت گاز سنتز به ۴۰ درصد و افزوده شدن هیدروژن موجود در گاز سنتز به مخلوط، خود اشتعالی مخلوط را پیش انداخته [۳۱-۵۰] و سبب رخ دادن زمانبندی احتراق در نقاطی نزدیک تر به نقطه مرگ بالا نسبت به سایر حالت های احتراق می شود.

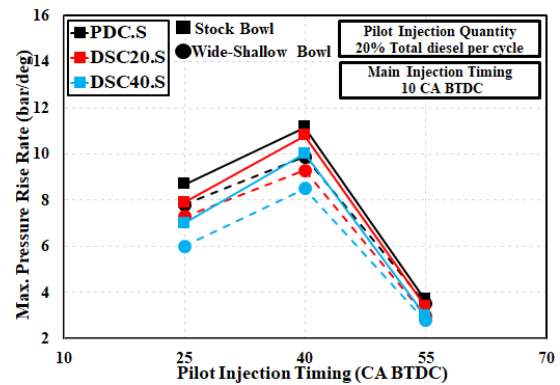
بدست آمده در شکل (۹) نشان می‌دهد کمترین میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن در شکل کاسه پیستون کم عمق عریض با زمانبندی ۵۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا اتفاق می‌افتد.



شکل ۹: انتشار اکسیدهای نیتروژن درون سیلندر برای هندسه محفظه احتراق مقعری، کم عمق عریض و زمانبندی سوخت پیش پاشش ۲۵، ۴۰، ۵۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪ در زاویه ۳۹ درجه گردش میل لنگ

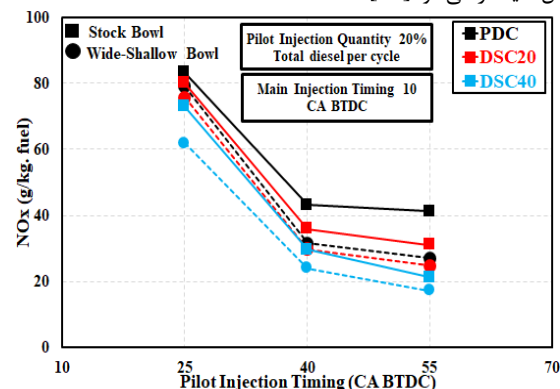
شکل (۱۰) نشان می‌دهد که در همه حالت‌های احتراق در بکارگیری از هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض نسبت به هندسه کاسه پیستون پایه (مقعری) افزایش انتشار ذرات دوده اتفاق می‌افتد که دلیل آن افزایش نسبت هم ارزی مخلوط و شکل‌گیری نقاط غنی در لبه‌های پیستون و نزدیکی دیواره و در پی آن شکل‌گیری احتراق ضعیف تر در حالت استفاده از هندسه پیستون کم عمق عریض است. کمترین میزان انتشار ذرات دوده در احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد با بکارگیری هندسه کاسه پیستون پایه (مقعری) و زمانبندی پیش پاشش در ۲۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و به میزان ۰/۱۵ گرم بر کیلوگرم می‌باشد که این میزان انتشار ذرات دوده ۹۶/۵ درصد کمتر از حالت کارکرد دیزل پایه است [۴۸]. استفاده از هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض به دلیل شکل‌گیری مناطق غنی از سوخت دیزل در لبه‌های آن باعث ایجاد احتراق در مناطق چلانج و افزایش انتشار دوده می‌شود. در شکل (۱۱) مشاهده می‌شود با پیش‌پاشش سوخت در ۲۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا به دلیل نزدیک بودن این زمانبندی به نقطه مرگ بالا، زمان تأخیر در احتراق کاهش یافته و زمانبندی احتراق در نزدیک نقطه مرگ بالا اتفاق افتاده و احتراق بهینه سبب کاهش انتشار هیدروکربن‌های نسوخته می‌شود. همچنین با افزایش میزان سهم گازسنتز در انرژی سوخت، شاهد کاهش انتشار هیدروکربن‌های نسوخته برای همه حالت‌های زمانبندی و هندسه کاسه پیستون هستیم.

زمانبندی به ۵۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، با کاهش نسبت هم‌ارزی نرخ حداکثر فشار در داخل سیلندر نیز کاهش پیدا می‌کند.



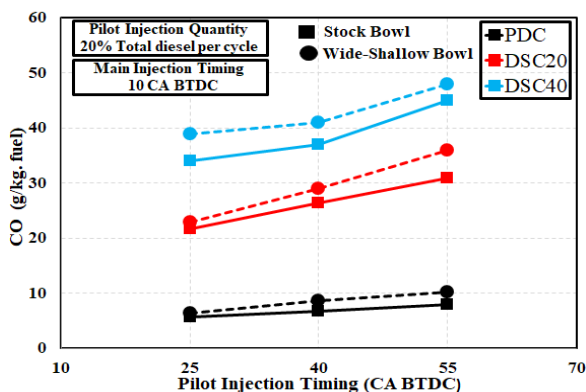
شکل ۷: اثر زمانبندی پیش پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر نرخ حداکثر فشار درون سیلندر در شرایط دیزل خالص و دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

کاهش چشمگیر فشار در حالت احتراق دیزل-گازسنتز ۴۰ درصد به دلیل افزایش نسبت گازسنتز در انرژی ورودی سوخت است که همزمان با کاهش نسبت هم‌ارزی و کاهش دوره احتراق باعث کاهش نرخ حداکثر فشار در داخل سیلندر می‌شود [۳۱].

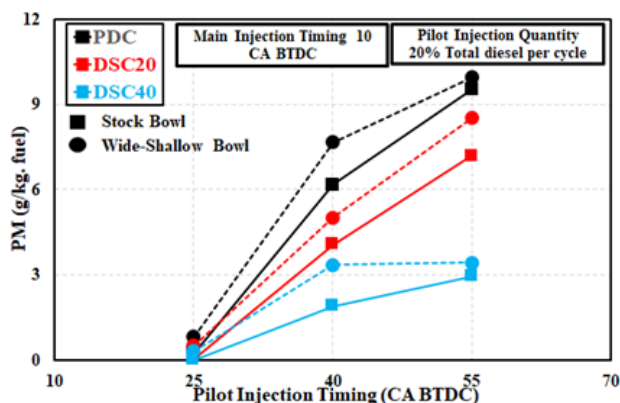


شکل ۸: اثرهای زمانبندی پیش پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر انتشار آلاینده اکسید نیتروژن در شرایط کارکرد دیزل خالص و دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

اثرهای زمانبندی دو مرحله‌ای پیش پاشش و هندسه کاسه پیستون بر انتشار آلاینده‌گی: در شکل (۸) دلیل افزایش میزان اکسیدهای نیتروژن در زمانبندی ۲۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا نزدیک بودن این زمانبندی به نقطه مرگ بالا است که در این حالت همزمان با کاهش دوره احتراق، افزایش سرعت و دما شعله، نزدیک شدن زمانبندی احتراق به نقطه مرگ بالا، میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن هم افزایش می‌یابد [۳۳]. [بکارگیری هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض به دلیل افزایش نسبت هم‌ارزی و افزایش گازسنتز به ۴۰ درصد، سبب شکل‌گیری احتراق با نسبت هوا به سوخت بالاتر و احتراق فقیرسوز می‌شود که نتیجه آن کاهش میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن است. میزان انتشار اکسید نیتروژن در شرایط احتراق دیزل-گازسنتز ۴۰ درصد در زمانبندی ۵۵ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا با بکارگیری کاسه پیستون کم عمق عریض به ۱۷/۱۸ گرم بر کیلوگرم سوخت رسید که در مقایسه با حالت پایه این احتراق به میزان ۶۳/۵ درصد کاهش انتشار اکسیدهای نیتروژن را نشان می‌دهد [۴۸]. نتایج

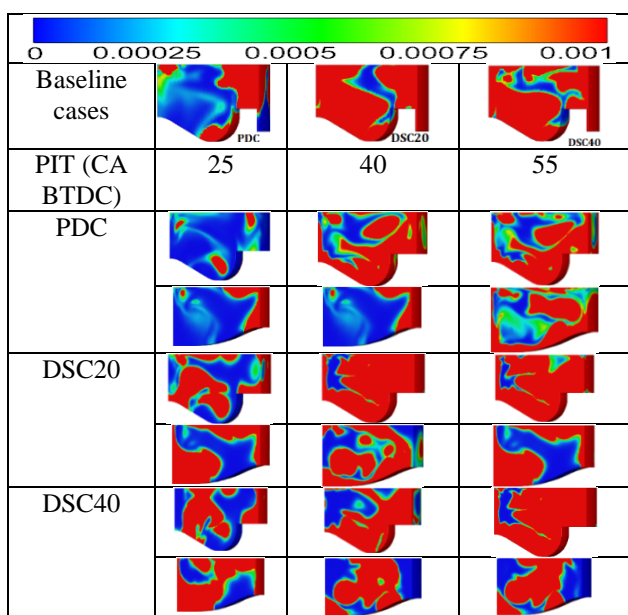


شکل ۱۲: اثرهای زمانبندی پیش پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر انتشار منو اکسید کربن در شرایط کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪.



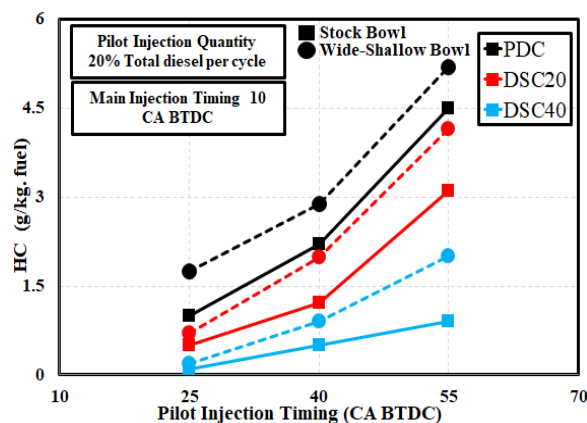
شکل ۱۰: اثرهای زمانبندی پیش پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر انتشار ذرات دوده در شرایط کارکرد دیزل خالص و دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪.

استفاده از هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض در همه حالت‌های احتراق سبب افزایش میزان انتشار هیدروکربن‌های نسوخته شده است. دلیل آن افزایش نسبت هم ارزی و شکل‌گیری مناطق غنی از سوخت در لبه‌های پیستون و نزدیک دیواره‌ها است که سبب شکل‌گیری احتراق ناقص و افزایش انتشار هیدروکربن‌های نسوخته می‌شود.



شکل ۱۳: انتشار منو اکسید کربن درون سیلندر برای هندسه محافظه احتراق مقعری و کم عمق عریض و زمانبندی سوخت پیش پاشش ۲۵، ۴۰ و ۵۵ درجه قبل از نقطه مکث بالا در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪ در زاویه ۳۹ درجه گردش میل‌لنگ

دلیل این افزایش، وجود منوکسیدکربن در ترکیب سوخت گازسنتز است [۲۳]. از طرفی دیگر بازده احتراق منوکسیدکربن پایین می‌باشد که این موضوع سبب شکل‌گیری احتراق ناقص و افزایش انتشار منوکسیدکربن می‌باشد. هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض به دلیل نقشی که در شکل‌گیری مناطق غنی از سوخت دیزل و احتراق در ناحیه چلانج دارد در همه حالت‌های احتراق و زمانبندی پیش پاشش سبب افزایش انتشار آلاینده منوکسیدکربن می‌شود. در شکل (۱۳) مشاهده می‌شود با افزایش نسبت گازسنتز در ترکیب سوخت و جلو انداختن زمانبندی پیش پاشش از ۲۵ تا ۵۵ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا به میزان انتشار منوکسیدکربن افزوده می‌شود.



شکل ۱۱: اثرهای زمانبندی 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 هیدروکربن‌های نسوخته با احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد در زمانبندی پیش پاشش ۲۵ درجه گردش میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و بکارگیری هندسه کاسه پیستون پایه (مقعری) به میزان ۰/۱ گرم به کیلوگرم سوخت است. این میزان انتشار ۸۰/۲ درصد از احتراق دیزل پایه کمتر است

میزان انتشار منوکسید کربن با افزایش میزان سهم گاز سنتز به ۲۰ و ۴۰ درصد افزایش می‌یابد به گونه‌ای که بر اساس شکل (۱۲) بیشترین میزان انتشار گاز منواکسیدکربن برای حالت احتراق دیزل-گازسنتز ۴۰٪ با بکارگیری هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض در زمانبندی ۵۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا به میزان ۴۸ گرم بر کیلوگرم سوخت است

نتیجه گیری:

هدف از این مطالعه عددی بررسی اثرهای همزمان تغییرات زمانبندی دو مرحله پاشش مستقیم سوخت دیزل (پاشش مرحله اول در ۲۵، ۴۰ و ۵۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و پاشش مرحله دوم در ۱۰ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا) و هندسه کاسه پیستون (مقعری-کم عمق عریض) بر عملکرد و انتشار آلاینده‌گی در یک موتور دیزل سنگین با احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده با سوخت دیزل-گاز سنتز بود. نتایج بدست آمده شامل موارد ذیل است:

۱- در حالت های احتراق دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪ بیشترین میزان نرخ آزاد سازی حرارت و میانگین فشار داخل سیلندر در زمانبندی پیش پاشش در ۲۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا مشاهده شده که دلیل آن نزدیک شدن این زمانبندی به نقطه مرگ بالا، کاهش زمان تأخیر در اشتعال، نزدیک شدن زمانبندی احتراق به نقطه مرگ بالا، افزایش سرعت و دمای احتراق است.

۲- بکارگیری هندسه کاسه پیستون کم عمق عریض در مقایسه با کاسه پیستون مقعری سبب کاهش نواحی سرعت بالا در داخل محفظه می شود دلیل این موضوع کاهش نسبت قطر سیلندر به قطر کاسه پیستون است.

۳- در حالت احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد با کاسه پیستون کم عمق عریض در زمانبندی پیش پاشش ۵۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا کمترین میزان نرخ افزایش فشار در داخل سیلندر اتفاق افتاد.

۴- کمترین میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن دیزل - گاز سنتز ۴۰ درصد در زمانبندی ۵۵ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا با بکارگیری کاسه پیستون کم عمق عریض به ۱۷/۱۸ گرم بر کیلوگرم سوخت رسید که در مقایسه با حالت دیزل پایه به میزان ۶۳/۵ درصد کاهش انتشار اکسیدهای نیتروژن را نشان می دهد.

۵- کمترین میزان انتشار هیدروکربن های نسوخته با احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد در زمانبندی پیش پاشش ۲۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و بکارگیری هندسه کاسه پیستون پایه (مقعری) به میزان ۰/۱ گرم به کیلوگرم سوخت است. این میزان انتشار ۸۰/۲ درصد از احتراق دیزل پایه کمتر است.

۶- کمترین میزان انتشار ذرات دوده در احتراق دیزل - گاز سنتز ۴۰ درصد با بکارگیری هندسه کاسه پیستون پایه (مقعری) و زمانبندی پیش پاشش در ۲۵ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و به میزان ۰/۱۵ گرم بر کیلوگرم می باشد که این میزان انتشار ذرات دوده ۹۶/۵ درصد کمتر از حالت کارکرد دیزل پایه است.

فهرست علائم

BTDC	قبل از نقطه مرگ بالا
ATDC	بعد از نقطه مرگ بالا
DSC20	احتراق دیزل-گاز سنتز ۲۰٪
DSC40	احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪
PDC	احتراق دیزل خالص
PIQ	میزان تزریق مرحله اول
PIT	زمانبندی تزریق مرحله اول
Nox	اکسیدهای نیتروژن
CO	منو اکسید کربن
PM	ذرات دوده
RCCI	احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شونده
SOI1	پاشش مرحله اول سوخت دیزل
SOI2	پاشش مرحله دوم سوخت دیزل

مراجع

- Zhong, W., Pachiannan, T., Liu, Q., Li, Z., Qian, Y., Zhang, Y., He, Z., & Lu, X. (2020). Experimental study the effect of injection strategies on combustion and emission characteristics in gasoline compression ignition engines using gasoline/hydrogenated catalytic biodiesel blends. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118156>
- Teixeira, C. V., Braga, C. V. M., Sánchez, F. Z., & Braga, S. L. (2020). Reactivity controlled compression ignition with triple injection fuel: ethanol-diesel-ethanol. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 42(8). <https://doi.org/10.1007/s40430-020-02441-z>
- Yousefi, A., Guo, H., & Birouk, M. (2018). An experimental and numerical study on diesel injection split of a natural gas/diesel dual-fuel engine at a low engine load. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.10.053>
- Mohammadian, A., Chehrmonavari, H., Kakaee, A., & Paykani, A. (2020). Effect of injection strategies on a single-fuel RCCI combustion fueled with isobutanol/iso isobutanol+DTBP blends. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118219>
- Meng, X., Wang, J., Zhou, Y., Tian, H., Long, W., & Bi, M. (2020). Study of using diesel/high-ON biofuel blends as the pilot fuel with large proportion and split injection in the dual-fuel combustion. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117345>
- Girish BE, Neeraj S, Suryawanshi JG. Investigations on premixed charge compression ignition (PCCI) engines: a review. https://doi.org/10.1007/978-81-322-2743-4_139
- Singh AP, Agarwal AK. Low temperature combustion: an advanced technology for internal combustion engines. *Advances in internal combustion engine research. Energy Environ Sustain* 2018;9-41 https://doi.org/10.1007/978-981-10-7575-9_2
- Drews P, Albin T, Hoffmann K, Vanegas A, Felsch C, Peters N, Abel D. Model based optimal control for PCCI combustion engines. 6th IFAC Symposium Advances in Automotive Control. <https://doi.org/10.3182/20100712-3-DE->
- Li, J., Ling, X., Liu, D., Yang, W., & Zhou, D. (2018). Numerical study on double injection techniques in a

- 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>
- 24- 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>
- 25- Tartakovsky, L., & Sheintuch, M. (2018b). Fuel reforming in internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 67, 88–114. <https://doi.org/10.1016/j.peccs.2018.02.003>
- 26- Fiore, M., Magi, V., & Viggiano, A. (2020). Internal combustion engines powered by syngas: A review. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115415>
- 27- Bates, R., & Dölle, K. (2017). Syngas Use in Internal Combustion Engines - A Review. *Advances in Research*, 10(1), 1–8. <https://doi.org/10.9734/air/2017/32896>
- 28- Rahnema, P., Paykani, A., Bordbar, V., & Reitz, R. D. (2017b). A numerical study of the effects of reformer gas composition on the combustion and emission characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine enriched with reformer gas. *Fuel*, 209, 742–753. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.07.103>
- 29- Xu, Z., Jia, M., Li, Y., Chang, Y., Xu, G., Xu, L., & Lu, X. (2018). Computational optimization of fuel supply, syngas composition, and intake conditions for a syngas/diesel RCCI engine. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.07.003>
- 30- D.F. Chuahy, F., & Kokjohn, S. L. (2017a). Effects of reformed fuel composition in “single” fuel reactivity controlled compression ignition combustion. *Applied Energy*, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.10.057>
- 31- Xu, Z., Jia, M., Li, Y., Chang, Y., Xu, G., Xu, L., & Lu, X. (2018b). Computational optimization of fuel supply, syngas composition, and intake conditions for a syngas/diesel RCCI engine. *Fuel*, 234, 120–134. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.07.003>
- 32- Hariharan, D., Rahimi Boldaji, M., Yan, Z., Mamalis, S., & Lawler, B. (2020b). Single-fuel reactivity controlled compression ignition through catalytic partial oxidation reformation of diesel fuel. *Fuel*, 264, 116815. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116815>
- 33- Krishnamoorthi, M., Sreedhara, S., & Prakash Duvvuri, P. (2020). Experimental, numerical and exergy analyses of a dual fuel combustion engine fuelled with syngas and biodiesel/diesel blends. *Applied Energy*, 263, 114643. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114643>
- 34- Zhao, H. (2010). *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development* (1st ed.). Woodhead Publishing
- 35- Splitter, D., Hanson, R., Kokjohn, S., Wissink, M. et al. "Injection Effects in Low Load RCCI Dual-Fuel Combustion," SAE Technical Paper 2011-24-0047, 2011, <https://doi.org/10.4271/2011-24-0047>
- 36- Wang, H., Zhao, X., Tong, L., & Yao, M. (2018b). The effects of DI fuel properties on the combustion and emissions characteristics of RCCI combustion. *Fuel*, 227, 457–468. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.04.025>
- 37- Pan, S., Liu, X., Cai, K., Li, X., Han, W., & Li, B. (2020b). Experimental study on combustion and emission characteristics of iso-butanol/diesel and gasoline/diesel RCCI in a heavy-duty engine under low loads. *Fuel*, 261, 116434. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116434>
- 38- Panda, K. and Ramesh, A., "Experimental Investigation of Multiple Injection Strategies on Combustion Stability, Performance and Emissions in a Methanol-Diesel Dual Fuel Non-Road Engine," SAE Technical Paper 2020-01-0308, 2020, doi:10.4271/2020-01-0308
- gasoline and biodiesel fueled RCCI (reactivity controlled compression ignition) engine. *Applied Energy*, 211, 382–392. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.11.062>
- 10- Anand Krishnasamy, Murugesu Pandian M, A Comparison of Conventional and Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion Modes in a Small Single Cylinder Air-Cooled Diesel Engine. *SAE International Journal of Engines*, 2017-01-2365, 2017. <https://doi:10.4271/2017-01-2365>
- 11- Curran SJ, Hanson RM, Wagner RM. Reactivity controlled compression ignition combustion on a multi-cylinder light-duty diesel engine. *Int J Engine Res* 2012;13:216–25
- 12- Kokjohn, S., Hanson, R., Splitter, D., Kaddatz, J., & Reitz, R. D. (2011). Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in Light- and Heavy-Duty Engines. *SAE International Journal of Engines*, 4(1), 360–374. <https://doi.org/10.4271/2011-01-0357>
- 13- Li, Y., Jia, M., Chang, Y., Liu, Y., Xie, M., Wang, T., & Zhou, L. (2014). Parametric study and optimization of a RCCI (reactivity controlled compression ignition) engine fueled with methanol and diesel. *Energy*, 65, 319–332. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.059>
- 14- Dempsey, A. B., das Adhikary, B., Viswanathan, S., & Reitz, R. D. (2012). Reactivity Controlled Compression Ignition Using Premixed Hydrated Ethanol and Direct Injection Diesel. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 134(8). <https://doi.org/10.1115/1.4006703>
- 15- Pan, S., Liu, X., Cai, K., Li, X., Han, W., & Li, B. (2020b). Experimental study on combustion and emission characteristics of iso-butanol/diesel and gasoline/diesel RCCI in a heavy-duty engine under low loads. *Fuel*, 261, 116434. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116434>
- 16- Jacob Thomas, J., Sabu, V., Basrin, G., & Nagarajan, G. (2021). Hexanol: A renewable low reactivity fuel for RCCI combustion. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119294>
- 17- Zhou, D., Yang, W., An, H., Li, J., & Shu, C (2015) A numerical study on RCCI engine fueled by biodiesel/methanol <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.10.054>
- 18- Zheng, Z., Xia, M., Liu, H., Wang, X., & Yao, M. (2018). Experimental study on combustion and emissions of dual fuel RCCI mode fueled with biodiesel/n-butanol, biodiesel/2,5 dimethylfura and biodiesel/ethanol, 148, 824–838. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.015>
- 19- Thomas, J. J., Sabu, V., Nagarajan, G., Kumar, S., & Basrin, G. (2020). Influence of waste vegetable oil biodiesel and hexanol on a reactivity controlled compression ignition engine combustion and emissions. *Energy*, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118199>
- 20- Hanson, R., Curran, S., Wagner, R., & Reitz, R. D. (2013). Effects of Biofuel Blends on RCCI Combustion in a Light-Duty, Multi-Cylinder Diesel Engine. *SAE International Journal of Engines*, 6(1), 488–503. <https://doi.org/10.4271/2013-01-1653>
- 21- Rahnema, P., Paykani, A., Bordbar, V., & Reitz, R. D. (2017). A numerical study of the effects of reformer gas composition on the combustion and emission characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine enriched with reformer gas. *Fuel*, 209, 742–753. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.07.103>
- 22- 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>
- 23- Rahnema, P., Paykani, A., & Reitz, R. D. (2017). A numerical study of the effects of using hydrogen, reformer

- 39- Harari, P., Banapurmath, N., Yaliwal, V., Khan, T. Y., Soudagar, M. E. M., & Sajjan, A. (2020). Experimental studies on performance and emission characteristics of reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine operated with gasoline and Thevetia Peruviana biodiesel. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.07.009>
- 40- Azmi, M.A.M., Mansor, M.R.A., Wan Mahmood, W.M.F., and Mohamad, T.I., "Numerical Study of the Effect of Injection Strategy and Compression Ratio on Gasoline/Diesel Fueled RCCI Engine," SAE Technical Paper 2018-32-0017, 2018, doi:10.4271/2018-32-0017
- 41- Dempsey, A. B., Walker, N. R., & Reitz, R. D. (2013c). Effect of Piston Bowl Geometry on Dual Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) in a Light-Duty Engine Operated with Gasoline/Diesel and Methanol/Diesel. SAE International Journal of Engines, 6(1), 78–100. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0264>
- 42- Nazemian, M., Neshat, E., & Saray, R. K. (2019). Effects of piston geometry and injection strategy on the capacity improvement of waste heat recovery from RCCI engines utilizing DOE method. Applied Thermal Engineering <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.02.055>
- 43- Kakaee, A. H., Nasiri-Toosi, A., Partovi, B., & Paykani, A. (2016). Effects of piston bowl geometry on combustion and emissions characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine. Applied Thermal Engineering. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.162>
- 44- Jafari, B., Seddiq, M., & Mirsalim, S. M. (2020). Assessment of the impacts of combustion chamber bowl geometry and injection timing on a reactivity controlled compression ignition engine at low and high load conditions. International Journal of Engine Research. <https://doi.org/10.1177/1468087420961211>
- 45- 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)
- 46- K. J. Richards, P. K. Senecal and E. Pomraning, "CONVERGE v2.3 Manual," Convergent Science, Inc., Madison, WI, 2016.
- 47- 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
- 48- 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
- 49- Azmi, M.A.M., Mansor, M.R.A., Wan Mahmood, W.M.F., and Mohamad, T.I., "Numerical Study of the Effect of Injection Strategy and Compression Ratio on Gasoline/Diesel Fueled RCCI Engine," SAE Technical Paper 2018-32-0017, 2018, doi:10.4271/2018-32-0017
- 50- Xu, Z., Jia, M., Li, Y., Chang, Y., Xu, G., Xu, L., & Lu, X. (2018). Computational optimization of fuel supply, syngas composition, and intake conditions for a syngas/diesel RCCI engine. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.07.003>