

## بررسی عددی هندسه محفظه احتراق و به کارگیری گاز سنتز در یک موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترل شده کار سنگین غیرجاده‌ای

بهرام جعفری<sup>۱\*</sup>، مهدی صدیق<sup>۲</sup> و سید مصطفی میرسلیم<sup>۳</sup>

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

۲- کارشناس، مهندسی مکانیک، دانشگاه آیت الله بروجردی، بروجرد، Mahdi.Seddiq@abru.ac.ir

۳- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، mo\_mirsalim@aut.ac.ir

\* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۱۲/۱۲، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۰/۰۲/۰۷، پذیرش: ۱۴۰۰/۰۲/۱۱)

**چکیده:** این مطالعه عددی با استفاده از کد دینامیک سیالات محاسباتی CONVERGE انجام شده است و به ارزیابی اثرهای هم‌زمان و جداگانه زمان‌بندی پاشش مستقیم دیزل (۱۶ تا ۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا با گام ۲ درجه)، هندسه محفظه احتراق (مقعری (حالت پایه)، استوانه‌ای و کم‌عمق عریض)، و به کارگیری گاز سنتز (۲۰ و ۴۰ درصد کل انرژی سوخت در هر چرخه) در یک موتور غیرجاده‌ای کار سنگین اشتعال تراکمی واکنش کنترل شده پرداخته است. برای شبیه‌سازی فرایند احتراق، از الگوی SAGE در کنار یک سازوکار سنتیک شیمیایی دقیق متشکل از ۷۲ گونه و ۳۶۰ واکنش استفاده شده است. نتایج نشان داده است در شرایط پایه کارکردی (زمان‌بندی پاشش ۱۰ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و استفاده از کاسه پیستون مقعری) افزایش نسبت انرژی گاز سنتز به دیزل تا ۴۰٪ باعث افزایش اتلاف حرارتی تا ۳/۴ درصد و کاهش هم‌زمان آلاینده‌های اکسیدهای ازت تا ۱۲٪، ذرات دوده حدود ۸۸٪، و هیدروکربن‌های نسوخته به مقدار تقریباً ۸۲٪ در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص شده است. علاوه بر این، به کارگیری هندسه کم عمق عریض به همراه پاشش سوخت دیزل در ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا در شرایط کارکردی احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪ باعث افزایش انتقال حرارت اتلافی (۷٪)، احتراق ناقص (۲/۵٪) و همچنین کاهش هم‌زمان اکسیدهای ازت (۳٪)، ذرات دوده (۳۷٪)، هیدروکربن‌های نسوخته (۶۲٪)، و بازده ناخالصی اندیکاتوری (۴/۷٪) در مقایسه با حالت پایه کارکردی احتراق دیزل خالص می‌شود.

**کلیدواژگان:** احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شده، گاز سنتز، محفظه احتراق، زمان‌بندی پاشش مستقیم دیزل، آلاینده‌گی، بازده ناخالصی اندیکاتوری

### مقدمه

طی یک دهه گذشته عواملی زیادی از قبیل کاهش منابع تجدیدناپذیر انرژی و افزایش بهای آن و همچنین شدت گرفتن پدیده گرمایش جو زمین باعث شده است تا قوانین سختگیرانه‌تری درباره واحدهای تولید توان، که با سوخت‌های فسیلی فعالیت می‌کنند، وضع شود و به کارگیری آن‌ها در سطح گسترده را محدودتر سازد [۱، ۲]. در زمینه حمل و نقل مشاهده می‌شود موتورهای اشتعال تراکمی پاشش مستقیم در مقایسه با موتورهای اشتعال جرقه‌ای و گازی از نظر سطح تولید آلاینده‌های مونوکسید کربن/دی‌اکسید کربن، بازده حرارتی، دوام و پایداری از محبوبیت چشمگیری برخوردار بوده و حدود ۴۴ درصد از سهم کل فروش خودروهای سواری و تجاری را در بازار اروپا به خود اختصاص دهند [۳-۶]. با این حال، به دلیل نوع سازوکار احتراق و همچنین ویژگی‌های ترموشیمیایی سوخت مصرفی برای این دسته از موتورهای احتراق داخلی، آلاینده‌هایی همچون اکسیدهای ازت و دوده در سطح قابل تاملی تولید شده است که نگرانی‌های زیست محیطی زیادی را در پی داشته است.

در چند سال گذشته، تلاش‌های فراوانی برای کاهش سطح آلاینده‌گی هم‌زمان با بهبود عملکرد در موتورهای اشتعال تراکمی پاشش مستقیم از سوی مراکز تحقیقاتی سراسر دنیا انجام شده است. در راستای دستیابی به این هدف، راهکارهای متفاوتی همچون راهبردهای احتراق پیشرفته، نظیر احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل‌شده<sup>۱</sup>، به‌کارگرفته شده است که به‌سبب استفاده از دو سوخت با واکنش‌پذیری متفاوت، نواحی داغ و غنی (نسبت هم‌ارزی سنگین) حاصل از احتراق سنتی درون سیلندر کاهش یافته و در نتیجه آلاینده‌های دوده و اکسیدهای ازت به‌مقدار قابل‌توجهی کاهش یافتند [۷]. در همین راستا، مطالعه‌های فراوانی با موضوع بررسی اثرهای زمان‌بندی پاشش مستقیم سوخت با واکنش‌پذیری بالا در این نوع موتورهای اشتعال تراکمی واکنش کنترل‌شده انجام شده است که می‌توان به مطالعه آزمایشگاه-عددی یوسفی و همکاران [۸] اشاره کرد. آن‌ها اثرهای زمان‌بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل را بر مقدار آلاینده‌های تشکیل‌شده و فرایند احتراق در یک موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترل‌شده دیزل-گاز طبیعی تحت شرایط متفاوت کارکردی دور و بار موتور بررسی کرده‌اند. طبق نتایج به‌دست‌آمده توسط آن‌ها مشاهده شده است که با جلوانداختن زمان پاشش مستقیم دیزل، نقطه بیشینه فشار درون سیلندر، بازده حرارتی و آلاینده اکسیدهای ازت تحت تمام شرایط بار و دور موتور افزایش یافته است. همچنین، مقدار گاز متان نسوخته تحت شرایط بار سبک-دور کند و بار متوسط-دور سریع کاهش یافته است. در یک پژوهش عددی، محمدیان و همکاران [۹] اثرهای چشمگیر زمان‌بندی پاشش مستقیم را بر میزان آلاینده‌گی تشکیل‌شده و عملکرد در یک موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترل‌شده نشان داده‌اند. آن‌ها گزارش داده‌اند که پاشش مستقیم در زمان‌بندی ۸۸ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا منتهی به بهبود بازده حرارتی اندیکاتوری و همچنین بازده احتراق به‌ترتیب ۷٪ و ۳/۷٪ در مقایسه با حالت پایه کارکردی موتور شده است. همچنین، اکسیدهای ازت و مونوکسیدکربن به‌ترتیب ۱۳/۰ گرم و ۱۰ گرم به‌ازای هر کیلووات ساعت کارکرد کاهش یافته‌اند. علاوه بر این، روزا و همکاران [۱۰] اشاره کرده‌اند که پاشش زود هنگام دیزل به‌سبب در اختیار بودن زمان بیشتر برای تشکیل یک ترکیب سوختی همگن‌تر درون محفظه احتراق، باعث افزایش بیشینه فشار حاصل از احتراق می‌شود.

پژوهش‌های انجام‌شده پیشین نشان داده است که هندسه محفظه احتراق یکی دیگر از مشخصه‌های بحرانی و تعیین‌کننده میزان آلاینده‌گی خروجی از سیلندر و سطح عملکرد موتور است، زیرا به‌طور مستقیم بر فرایند تشکیل ترکیب سوخت-هوا و در نتیجه انتشار شعله به‌ویژه در شرایط کارکردی بار سبک تاثیر می‌گذارد [۱۱-۱۳]. در یک پژوهش آزمایشگاهی، که توسط سنر و همکاران [۱۴] صورت گرفته است، اثرهای هندسه کاسه پیستون و زمان‌بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل بر فرایند احتراق یک موتور اشتعال تراکمی مورد بررسی قرار گرفته شده است. آن‌ها گزارش داده‌اند که تغییر در هندسه کاسه پیستون منتهی به بهبود عملکرد موتور شده است و بازده حرارتی را افزایش داده است. همچنین، طبق دستاوردهای آن‌ها، در نظر گرفتن زمان‌بندی پاشش مناسب برای دیزل و هندسه بهینه برای کاسه پیستون باعث شده است تا هم‌زمان فرایند تشکیل و اکسایش ترکیب سوخت-هوا بهبود یابد، آلاینده‌گی دوده کاهش یافته و بازده حرارتی افزایش یابد. در پژوهش عددی دیگری، خان و همکاران [۱۵] اثرهای سه هندسه کاسه پیستون مقعری<sup>۲</sup>، مقعری-دوطرفه<sup>۳</sup>، و نیم‌کره‌ای<sup>۴</sup> را بر مشخصه‌های احتراق، آلاینده‌گی و عملکرد در یک موتور اشتعال تراکمی دوگانه‌سوز کار سبک<sup>۵</sup> مطالعه کرده‌اند. نتایج آن‌ها نشان داده است که میزان آلاینده‌گی اکسیدهای ازت برای هندسه کاسه پیستون مقعری-دوطرفه در مقایسه با دیگر کاسه پیستون‌ها برای تمام ترکیب‌های سوختی بیشتر تشکیل شده است. همچنین، میزان دوده برای کاسه پیستون مقعری در مقایسه با هندسه کاسه پیستون‌های دیگر در تمام شرایط کارکردی کمتر بوده است. در پایان نیز آن‌ها گزارش داده‌اند که فرایند احتراق، عملکرد و میزان آلاینده‌گی تشکیل‌شده در شرایط استفاده از هندسه کاسه پیستون مقعری بهتر بوده است.

1. Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI)
2. Re-entrant
3. Toroidal re-entrant
4. Hemispherical
5. Light-duty

احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شده در مقایسه با دیگر راهبردهای احتراق پیشرفته نظیر احتراق سوخت همگن<sup>۱</sup> و سوخت پیش آمیخته<sup>۲</sup> به سبب مدیریت بهتر فاز احتراق و گستردگی بازه کارکردی موتور، توجه‌های بسیاری را به خود جلب کرده است [۷]. علاوه بر این، همان‌طور که قبلاً به آن اشاره شد، کاهش هم‌زمان هر دو آلاینده دوده و اکسیدهای ازت و همچنین افزایش بازده حرارتی اندیکاتوری تا نزدیکی ۶۰ درصد، از دیگر مزیت‌های سوئمنند این نوع احتراق پیشرفته است [۱۶]. با این حال، به علت دما پایین بودن احتراق در مقایسه با احتراق اشتعال تراکمی سنتی، آلاینده‌های پایه کربنی همچون مونوکسید کربن و هیدروکربن‌های نسوخته به مقدار قابل توجهی، به‌ویژه در شرایط کارکردی بار سبک، می‌توانند افزایش یافته و علاوه بر این، بازده احتراق نیز کاهش یابد [۱۷، ۱۸]. طی چندین سال گذشته، پژوهش‌های فراوانی برای بررسی و به‌کارگیری گاز سنتز (ترکیب گازی هیدروژن و مونوکسید کربن) به‌عنوان سوخت واکنش‌پذیر پایین در موتورهای احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترل شده انجام شده است تا عیوب حاصل از به‌کارگیری راهبرد احتراق واکنش کنترل شده، همچون افزایش آلاینده‌های مونوکسید کربن و هیدروکربن‌های نسوخته و علاوه بر آن، بازده احتراق تضعیف شده، اصلاح شود [۱۹-۲۲]. با این حال، به سبب اینکه خود ترکیب سوختی گاز سنتز متشکل از مونوکسید کربن بوده و همچنین این نوع سوخت دارای گاز هیدروژن است دو آلاینده اکسیدهای ازت و مونوکسید کربن ممکن است در گازهای خروجی حاصل از احتراق در سطح چشمگیری افزایش یابند. در بحث عملکرد موتور، به‌کارگیری و افزایش نسبت سوخت گازی نیز خود می‌تواند به دلیل افزایش سهم ترکیب نسوخته درون گازهای حاصل از احتراق منتهی به کاهش بازده حرارتی اندیکاتوری و احتراق شود. به همین سبب و در ادامه پژوهش‌های پیشین، در این مطالعه عددی اثرهای هم‌زمان و جداگانه زمان‌بندی پاشش سوخت دیزل و نوع هندسه محفظه احتراق بر مشخصه‌های احتراق، تشکیل آلاینده‌ها و عملکرد یک موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترل شده کار سنگین در سه شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص و دیزل-گاز سنتز با نسبت‌های ۲۰ درصد و ۴۰ درصد (کل انرژی سوخت در هر چرخه) مورد بررسی و مطالعه قرار گرفته شده است.

### شبکه محاسباتی و الگوهای عددی

این مطالعه عددی با استفاده از کد دینامیک سیالات محاسباتی سه‌بعدی کانورج<sup>۳</sup> انجام شده و شبکه محاسباتی، که همان محفظه احتراق است، با استفاده از ابزار موجود در خود این نرم‌افزار ایجاد شده است [۲۳]. این موتور، که مشخصات اصلی آن در بخش بعدی آورده خواهد شد، مجهز به یک سامانه پاشش مستقیم دیزل هفت‌سوراخه 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<sup>۴</sup> با مقیاس ۲ واحد، کوچک‌تر شده‌اند. به همین منظور، معیارهای دما و سرعت جریان برای بلوک‌های مورد اشاره، به ترتیب ۲/۵ کلون و ۱ متر بر ثانیه در نظر گرفته شد. علاوه بر زینه‌بندی‌های<sup>۵</sup> 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 کارکردی) در زاویه ۳۶۰ درجه میل‌لنگ را نشان داده است. به‌طور کلی، در این مطالعه تنها بر شبیه‌سازی فرایندهایی همچون تراکم، احتراق، تشکیل آلاینده‌ها و در نهایت، انبساط محفظه احتراق تمرکز شده است (شبیه‌سازی چرخه بسته). بنابراین، از ایجاد و

1. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)  
 2. Premixed Charge Compression Ignition (PCCI)  
 3. CONVERGE  
 4. Adaptive Mesh Refinement (AMR)  
 5. Settings

شبکه‌بندی دریچه‌های ورودی هوا و خروجی گازهای حاصل از احتراق خودداری شده است. محاسبات از زمان بسته‌شدن دریچه‌های ورودی هوا<sup>۱</sup> شروع شده و در زمان بازشدن دریچه‌های خروجی گاز<sup>۲</sup> پایان می‌یابد. گام زمانی اولیه محاسبات، که برای فرایند تراکم تعیین می‌شود، ۲۵ میکروثانیه در نظر گرفته شده است. علاوه بر این، براساس پیشنهاد خود نرم‌افزار، گام زمانی اصلی محاسبات که برای فرایندهایی نظیر پاشش سوخت، احتراق ترکیب سوخت-هوا و تشکیل آلاینده‌ها در نظر گرفته می‌شود ۱۰ نانو ثانیه تعیین شده است [۲۴]. برای تمام شبیه‌سازی‌ها، دمای اولیه ناحیه سرسیلندر، کاسه پیستون و دیواره سیلندر ثابت و به ترتیب برابر با ۵۲۰، ۴۲۰ و ۵۴۰ درجه کلون در نظر گرفته شده است. همچنین، همه محاسبات براساس فرض یکنواخت بودن دما و ترکیب گازی در ابتدای شبیه‌سازی (زمان بسته شدن دریچه ورودی هوا) انجام شده است [۲۴].

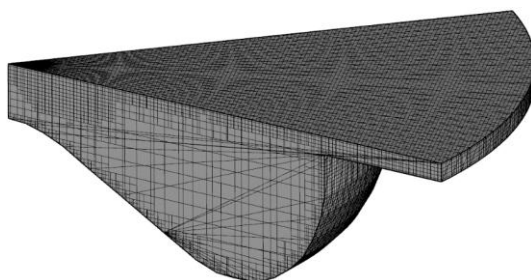


Figure 1- Computational grid for baseline conditions at 360 CA  
 شکل ۱- شبکه محاسباتی برای حالت پایه در زاویه ۳۶۰ درجه میل‌لنگ

برای شبیه‌سازی فرایند احتراق دیزل-گاز سنتز، حلگر جنبشی شیمیایی دقیق با نام SAGE به همراه یک سازوکار شیمیایی کاهش‌یافته شامل ۷۲ گونه و ۳۶۰ واکنش برای این مطالعه به کار گرفته شده است [۲۶، ۲۵]. این سازوکار توانایی محاسبه آهنگ تشکیل و اکسایش هپتان، مونوکسیدکربن، هیدروژن، هیدروکربن‌های نسوخته، هیدروکربن‌های آروماتیک چندحلقه‌ای<sup>۳</sup> و اکسیدهای ازت را دارد [۲۶]. علاوه بر این، برای سرعت بخشیدن به فرایند حل سازوکار شیمیایی دقیق SAGE، از الگوی چند ناحیه‌ای شیمیایی<sup>۴</sup> استفاده شده است [۲۷]. این الگوی عددی، با در نظر گرفتن بلوک‌هایی با ویژگی‌های ترموشیمیایی یکسان در قالب یک ناحیه پیوسته، باعث کاهش زمان شبیه‌سازی‌ها شده و از محاسبات تکراری جلوگیری می‌کند.

در تمام شبیه‌سازی‌های انجام گرفته، مشخصات شیمیایی هپتان برای سوخت پاشش مستقیم دیزل و مونوکسیدکربن و هیدروژن برای سوخت گازی سنتز در نظر گرفته شده است (موجود در سازوکار جنبشی شیمیایی کاهش‌یافته) [۲۴]. همچنین، ویژگی‌های فیزیکی تترادکان<sup>۵</sup> (موجود در کتابخانه نرم‌افزار) برای سوخت پاشش مستقیم دیزل برای همه شبیه‌سازی‌ها در نظر گرفته شده است [۲۴]. در راستای شبیه‌سازی فرایند جدایش ذرات سوخت دیزل افشانده شده درون محفظه احتراق، به ترتیب از الگوهای کلون-هلمهولتز<sup>۶</sup> و رایلی-تیلور<sup>۷</sup> برای شبیه‌سازی جدایش اولیه و ثانویه استفاده شده است [۲۹، ۲۸]. همچنین، درباره شبیه‌سازی برخورد ذرات افشانده شده با یکدیگر، الگوی بدون شمارش زمانی<sup>۸</sup>، که در مقایسه با دیگر الگوهای ارائه شده در نرم‌افزار کانورج دقیق‌تر بوده، برای این مطالعه به کار گرفته شده است [۳۰]. برای محاسبه آهنگ تبخیر ذرات سوخت نیز از

1. Intake Valves Closing (IVC)
2. Exhaust Valves Opening (EVO)
3. Poly-Aromatic Hydrocarbons (PAH)
4. Multi-zone Chemistry model
5. C14H30 (Tetradecane)
6. Kelvin-Helmholtz (KH)
7. Rayleigh-Taylor (RT)
8. No-Time-Counter (NTC)

الگوی همبستگی فراسلینگ<sup>۱</sup> استفاده شد [۳۱]. علاوه بر آن، برای در نظر گرفتن برخورد ذرات سوخت افشاندۀ شده با دیواره در محاسبات، از الگوی عددی نیبر و ریتز کمک گرفته شده است [۳۲]. در راستای محاسبه آهنگ انتقال حرارت دیواره در محاسبات، از الگوی هان و همکاران [۳۳] استفاده شده است. در ادامه نیز، برای شبیه‌سازی جریان‌های آشفته درون محفظه احتراق، الگوی عددی RNG k-epsilon<sup>۲</sup>، که یاخوت و همکارانش آن را بهبود داده‌اند، به کار گرفته شده است [۳۴].

### صحت‌سنجی

برای انجام شبیه‌سازی‌های این پژوهش عددی، از یک موتور اشتعال تراکمی تک‌سیلندر کار سنگین استفاده شده است [۳۵]. این موتور درون‌سوز توسط شرکت کاترپیلار<sup>۳</sup> ساخته شده و برای بررسی و آزمون کیفیت روان‌کننده‌ها به کار گرفته می‌شود. جدول ۱ مشخصات فنی موتور و سامانه پاشش مستقیم سوخت دیزل را نشان می‌دهد [۳۵]. در این مطالعه، صحت‌سنجی در سه شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، احتراق دیزل-گاز سنتز ۲۰ درصد و احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد (کل انرژی سوخت در هر چرخه) انجام شده است. بنابراین، تمام دستاوردهای عددی حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام‌شده با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده‌اند. توضیحات کامل درباره شرایط کارکردی پایه موتور را می‌توان در جدول ۲ یافت. علاوه بر این، در جدول ۳ بعضی از مشخصات سوخت‌های مورد استفاده در این مطالعه آورده شده است.

جدول ۱- مشخصات موتور و سامانه پاشش سوخت دیزل [۳۵]

Table 1- Engine and diesel fuel injection system specifications [35]

Bore (mm)	137.2
Stroke (mm)	165.1
Engine displacement (L)	2.44
Compression ratio (-)	16.1:1
Number of valves per cylinder	4
Connecting rod length (mm)	261.6
Swirl ratio (-)	0.7
Piston bowl type	Stock
IVC (CA BTDC)	143
EVO (CA BTDC)	-130
Type of diesel fuel delivery system	Common rail direct injection
Number of nozzle holes	7
Hole diameters (mm)	0.141
Spray angle (degree)	148
Injection pressure (MPa)	50

جدول ۲- شرایط کارکردی پایه موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترل‌شده [۳۵]

Table 2- Operating conditions of RCCI engine [35]

Operating conditions	Pure diesel combustion (PDC)	Diesel-syngas combustion 20% (DSC20)	Diesel-syngas combustion 40% (DSC40)
Syngas substitution ratio (% energy)	0	20	40
CO to H <sub>2</sub> vol. ratio in syngas (%)	-	50-50	50-50
IMEP (bar)	~9		
Engine speed (RPM)	1300		
IMAP (bar)	1.7		
IMAT (K)	350		
EGR (%)	0		
DIT (CA BTDC)	10		
Equivalence ratio (-)	0.43		
Fuel energy per cycle (J)	~5100		

1. Frossling correlation model
- 2 Re-Normalization Group
3. Caterpillar

جدول ۳- مشخصات سوخت‌ها [۳۵،۲۰]

Table 3- Fuels specifications [20, 35]

Fuels	Chevron Diesel	Hydrogen gas	Carbon Monoxide gas
Chemical Formula	CH <sub>1.825</sub>	H <sub>2</sub>	CO
Cetane number	53	-	-
Octane number	-	140	106
Density (g/L)	830.9	0.09	1.14
Minimum ignition energy (MJ)	20	0.02	<0.3
Flame velocity (m/s)	~1.26	2.7	0.19
Lower heating value (MJ/Kg)	43.193	119.96	10.11
Specific heat capacity (kJ/kg. K)	2.24	14.31 @ 300 K	1.04 @ 300 K

نتایج عددی و آزمایشگاهی برای روند تغییرهای میانگین فشار درون سیلندر و آهنگ رهاسازی گرما برای سه حالت پایه کارکردی موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترل شده در شکل ۲ مقایسه شده‌اند. علاوه بر این، مقایسه‌ای میان نتایج تجربی و عددی برای میزان تشکیل آلاینده‌ها و بیشینه فشار درون سیلندر در حالت‌های مختلف کارکردی موتور در جدول ۴ انجام شده است.

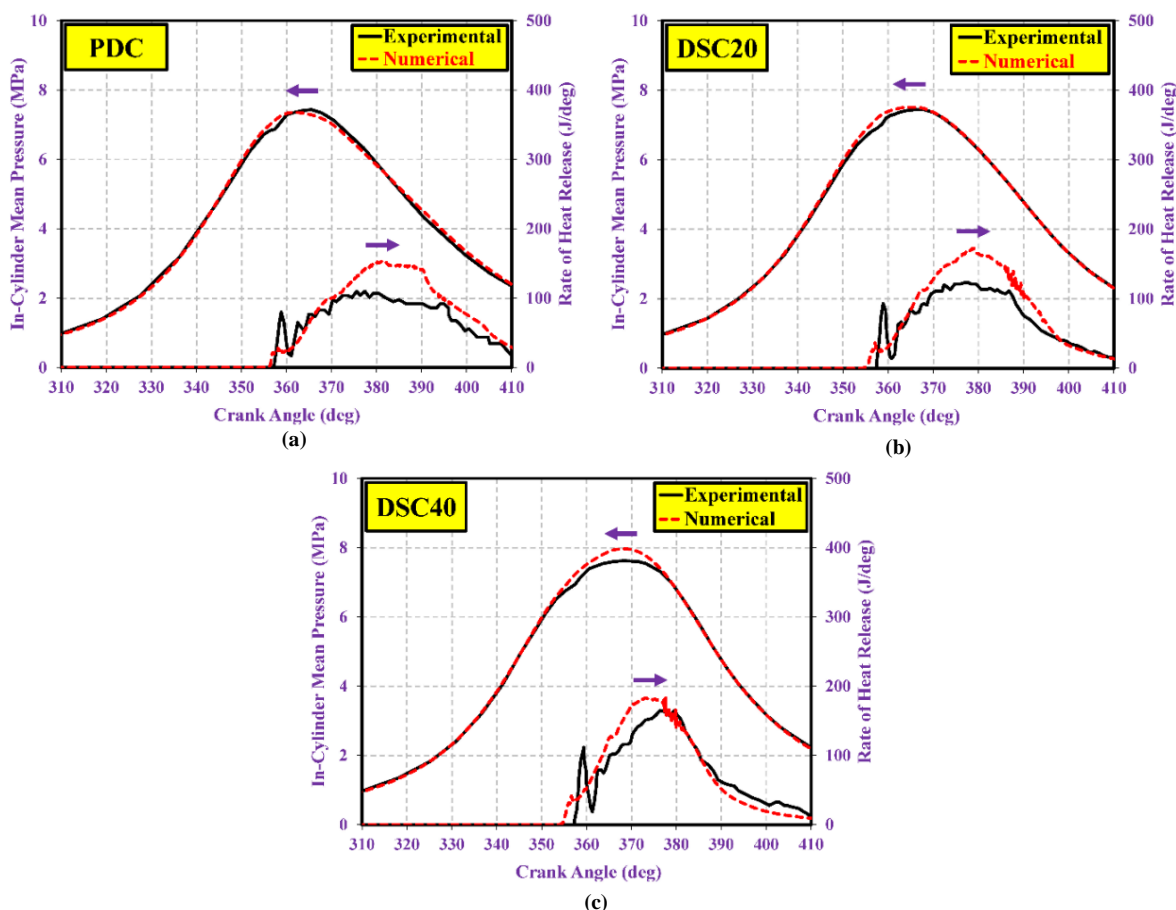


Figure 2- Comparison between experimental and numerical mean pressure and heat release rate for three different baseline engine operating conditions (a) pure diesel combustion, (b) diesel-syngas combustion 20%, and (c) diesel-syngas combustion 40% [35]

شکل ۲- مقایسه میان روند تغییرهای میانگین فشار و آهنگ رهاسازی گرمای تجربی و عددی در سه شرایط کارکردی متفاوت پایه موتور (الف) احتراق دیزل خالص، (ب) احتراق دیزل-گاز سنتز ۲۰ درصد و (ج) احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد [۳۵]

طبق نتایج ارائه شده در شکل ۲ و جدول ۴ می توان مشاهده کرد که توافقی نسبتا خوب و منطقی میان نتایج عددی و تجربی حاصل شده است. با این حال، در شکل ۲ مقداری اختلاف و ناسازگاری درباره زمان شروع احتراق، طول دوره احتراق، آهنگ افزایش فشار، بیشینه فشار درون سیلندر و نقطه بیشینه آهنگ رها سازی گرما مشاهده می شود. همچنین، در جدول ۴، اختلافی میان میزان آلاینده های تشکیل شده برای حالت عددی در مقایسه با نتایج تجربی وجود دارد. این اختلافها می تواند به دلیل عدم قطعیت درباره مقدار دقیق زمان شروع پاشش دیزل، طول دوره پاشش دیزل، به کارنگرفتن شبکه محاسباتی کامل (قطاع ۳۶۰ درجه ای) و استفاده از یک قطاع ۵۱/۴۲ درجه ای و همچنین مقدار دمای ترکیب سوخت-هوای درون سیلندر به هنگام بسته شدن دریچه ورودی هوا باشد.

جدول ۴- مقایسه نتایج تجربی و دستاوردهای عددی بیشینه فشار درون سیلندر و آلاینده ها در سه شرایط کارکردی پایه موتور [۳۵]  
Table 4- Comparison between experimental and numerical achievements of maximum in-cylinder pressure and emissions at three baseline engine operating conditions [35]

Operating conditions		NOx (g/kg. fuel)	PM (g/kg. fuel)	CO (g/kg. fuel)	HC (g/kg. fuel)	Maximum in-cylinder pressure (MPa)
PDC	Experimental	-	0.3	6.3	-	7.35
		45.26	0.43	5.6	0.51	7.43
		-	43%	11.11%	-	1.1%
DSC20	Numerical	51.35	0.1	-	-	7.49
		47.19	0.16	19.5	0.35	7.51
		8.1%	60%	-	-	0.27%
DSC40	Relative error	43.05	0.04	-	-	7.62
		39.9	0.05	31.35	0.09	7.95
		7.3%	25%	-	-	4.33%

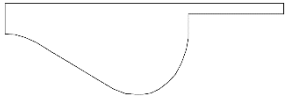

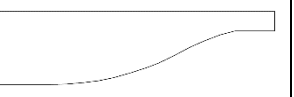
## تحلیل یافته های عددی پژوهش

### راهبرد مطالعه

بر اساس موفقیت به دست آمده در بخش صحت سنجی درباره شبیه سازی حالت های پایه کارکردی موتور مورد نظر، که در بخش قبل به صورت کامل شرح داده شده است، در بخش پیش رو نتایج عددی حاصل از تغییر در زمان بندی پاشش سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون (محفظه احتراق) تحت شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، احتراق دیزل-گاز سنتر ۲۰ درصد و احتراق دیزل-گاز سنتر ۴۰ درصد (کل انرژی سوخت در هر چرخه) ارائه می شود. بر اساس سه متغیر کارکردی موتور، نظیر زمان پاشش سوخت دیزل، هندسه کاسه پیستون و نوع شرایط احتراق، ۵۴ شبیه سازی انجام شده است. برای پاشش مستقیم سوخت دیزل، ۶ زمان بندی در نظر گرفته شده است که بازه آن از ۱۶ تا ۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مکث بالا با گام ۲ درجه میل لنگ است. همچنین، سه نوع هندسه برای محفظه احتراق نظیر مقعری (حالت پایه)، استوانه ای و کم عمق عریض در نظر گرفته شده است که بعضی از مشخصات هندسی آن ها در جدول ۵ آورده شده است. علاوه بر این، برای درک بهتر از راهبرد مطالعه، شکل ۳ ارائه شده است.

جدول ۵- مشخصات هندسی کاسه پیستون ها [۳۶]

Table 5- Piston bowls geometry specifications [36]

Piston Bowls	Stock (baseline)	Cylindrical	Wide-shallow
Bowls shape			
Bowl diameter (mm)	94	96	130
Bowl depth (mm)	18	15.3	13
Bore to bowl diameter ratio (-)	1.46	1.43	1.05

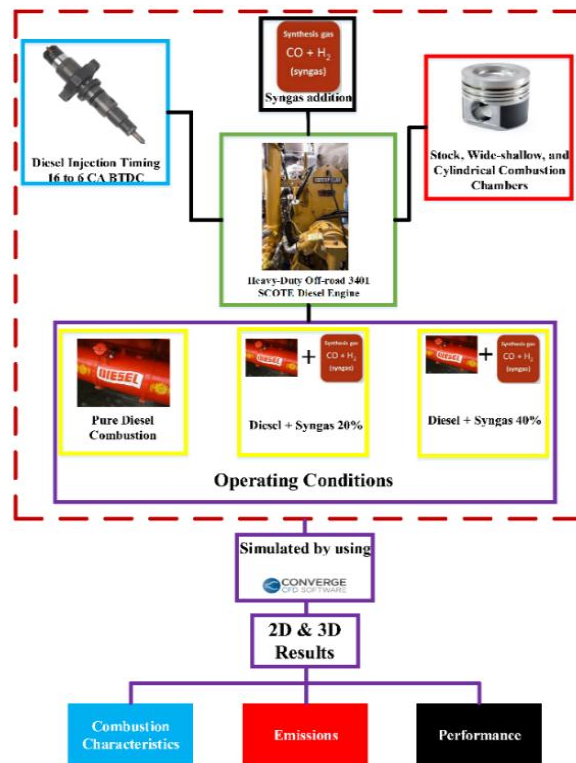


Figure 3- Strategy of the current numerical study [37]

شکل ۳- راهبرد مطالعه عددی حاضر [۳۷]

در ادامه شرح بعضی از مفاهیم ارائه شده در مطالعه پیش رو آورده شده است.  
**دوره تاخیر در اشتعال:** به فاصله زمانی میان شروع زمان پاشش دیزل و زاویه‌ای از میل‌لنگ که در آن ۵ درصد از کل سوخت در هر چرخه سوخته است گفته می‌شود.  
**دوره احتراق:** به فاصله زمانی میان زوایایی که به ترتیب ۱۰ درصد و ۹۰ درصد از کل سوخت در هر چرخه در آن سوخته است دوره احتراق می‌گویند.  
**زمان بندی احتراق:** زاویه‌ای از میل‌لنگ که ۵۰ درصد از کل سوخت در هر چرخه در آن سوخته است زمان بندی احتراق گفته می‌شود.  
**درصد اتلاف حرارتی:** میزان حرارت اتلاف شده (انرژی) از کل انرژی ورودی به موتور اشتعال تراکمی از رابطه (۱) و سپس رابطه (۲) محاسبه می‌شود که بدین شرح‌اند [۱۳]:

$$\dot{Q}_{\text{Heat transfer loss}} = \dot{E}_{\text{Fuel}} - \text{Power}_{\text{net}} - \dot{E}_{\text{Combustion loss}} - \dot{E}_{\text{exhaust loss}} \quad (1)$$

$$Q_{\text{HTL}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Heat transfer loss}}}{\dot{E}_{\text{Fuel}}} * 100 \quad (2)$$

در رابطه (۱) و (۲) میزان آهنگ انتقال اتلاف حرارتی،  $\dot{E}_{\text{Fuel}}$  آهنگ کل انرژی (سوخت) ورودی به موتور،  $\text{Power}_{\text{net}}$  کار اندیکاتوری انجام شده در هر چرخه،  $\dot{E}_{\text{Combustion loss}}$  آهنگ احتراق ناقص،  $\dot{E}_{\text{exhaust loss}}$  آهنگ اتلاف حرارتی گازهای خروجی و  $Q_{\text{HTL}}$  درصد انتقال حرارت اتلافی است. در راستای محاسبه کسر جرمی مونوکسیدکربن و هیدروژن (گاز سنتز) درون محفظه احتراق نیز از روابطی که به شرح زیرند استفاده شده است. کل انرژی سوخت در هر چرخه  $E_{\text{Total}}$  برابر است با مجموع انرژی سوخت دیزل  $E_{\text{Diesel}}$  و گاز سنتز  $E_{\text{Syngas}}$  که در رابطه (۳) داریم:



$$E_{Total} = E_{Diesel} + E_{Syngas} \quad (3)$$

در رابطه (۴) نیز میزان سهم انرژی گاز سنتز بر حسب نسبت جایگزینی با انرژی سوخت دیزل ( $\alpha$ ) به دست خواهد آمد:

$$E_{Syngas} = \alpha \cdot E_{Total} \quad (4)$$

به طور کلی، انرژی گاز سنتز نیز خود حاصل مجموع انرژی گازهای تشکیل دهنده خود یعنی مونوکسیدکربن و هیدروژن است که طبق رابطه (۵) خواهیم داشت:

$$E_{Syngas} = m_{H_2} \cdot LHV_{H_2} + m_{CO} \cdot LHV_{CO} \quad (5)$$

در رابطه (۵)،  $m_{H_2}$  جرم گاز هیدروژن،  $LHV_{H_2}$  ارزش حرارتی کمینه گاز هیدروژن،  $m_{CO}$  جرم گاز مونوکسیدکربن و  $LHV_{CO}$  ارزش حرارتی کمینه گاز مونوکسیدکربن است. برای محاسبه جرم گاز مونوکسیدکربن موجود در گاز سنتز از رابطه (۶) استفاده می شود که  $\rho_{CO}$  چگالی گاز مونوکسیدکربن،  $V_{IVC}$  حجم محفظه احتراق به هنگام بسته شدن سوپاپ های ورودی هوا و  $\beta$  نسبت حجمی مونوکسیدکربن در گاز سنتز است:

$$m_{CO} = \rho_{CO} \cdot V_{IVC} \cdot \beta \quad (6)$$

همچنین، در راستای محاسبه جرم هیدروژن،  $m_{H_2}$  در گاز سنتز با کمک روابط (۵) و (۶)، می توان رابطه (۷) را به کار برد:

$$m_{H_2} = \frac{E_{Syngas} - m_{CO} \cdot LHV_{CO}}{LHV_{H_2}} \quad (7)$$

در انتها، از رابطه (۸) برای محاسبه جرم کل  $m_{Total}$  درون محفظه احتراق به هنگام بسته شدن سوپاپ ورودی هوا استفاده می شود.

$$m_{Total} = m_{CO} + m_{H_2} + (0.791 \cdot \rho_{N_2} \cdot V_{IVC}) + (0.209 \cdot \rho_{O_2} \cdot V_{IVC}) \quad (8)$$

در رابطه (۸)،  $\rho_{O_2}$  و  $\rho_{N_2}$  به ترتیب چگالی گازهای نیتروژن و اکسیژن موجود درون هوای ورودی به سیلندر موتورند. به همین منظور، برای محاسبه کسر جرمی گازهای درون سیلندر کافی است تا نسبت جرم گاز مربوطه به جرم کل محاسبه شود. جدول ۶ ثابت های در نظر گرفته شده در روابط مربوط به محاسبه کسر جرمی را نشان می دهد [۳۵، ۲۰].

جدول ۶- ثابت های در نظر گرفته شده برای محاسبات کسر جرمی [۲۰، ۳۵]

Table 6- Considered constants for mass fraction calculations [20, 35]

$\rho_{O_2}$ (kg/m <sup>3</sup> )	1.309
$\rho_{N_2}$ (kg/m <sup>3</sup> )	1.155
$\alpha$ (-)	0(PDC), 0.2(DSC20), 0.4(DSC40)
B (-)	0.5

### اثرهای افزودن (جایگزینی) گاز سنتز بر مشخصه های احتراق، میزان آلاینده های و عملکرد موتور (شرایط پایه)

شکل ۴ مقایسه ای میان مشخصه های احتراق، سطح آلاینده های خروجی و عملکرد سه شرایط کارکردی پایه موتور را نشان می دهد. طبق این شکل مشاهده می شود که با افزایش نسبت گاز سنتز به سوخت دیزل تا ۲۰ درصد، کار مفید تولیدی، یا به عبارت دیگر، بازده ناخالصی اندیکاتور<sup>۱</sup> تغییر نکرده است، اما در ادامه برای حالت دیزل-گاز سنتز ۴۰٪ مشاهده می شود که بازده ناخالصی اندیکاتور<sup>۱</sup> حدود ۱٪ در مقایسه با حالت احتراق دیزل خالص کاهش یافته است. یکی از دلایل اصلی افت بازده می تواند افزایش میزان مونوکسیدکربن نسوخته باشد که باعث می شود تا بازده تبدیل سوخت نسبتاً تضعیف شود. به عبارت دیگر، گاز سنتز خود حاوی مونوکسیدکربن است و افزایش نسبت گاز سنتز-دیزل تا ۴۰٪ منتهی به افزایش آلاینده های مونوکسیدکربن تا حدود ۴۶۰٪ در مقایسه با حالت احتراق دیزل خالص می شود و این خود نشان دهنده اتلاف انرژی است و در نتیجه درصد احتراق ناقص در مقایسه با احتراق دیزل خالص حدود ۲٪ افزایش یافته است. افزایش نسبت گاز سنتز-دیزل تا

1. Gross Indicated Efficiency

۴۰٪ منتهی به کاهش درصد اتلاف حرارتی گازهای خروجی تا حدود ۴/۷٪ در مقایسه با حالت احتراق دیزل خالص شده است. این اتفاق می‌تواند به سبب تعویض یک سوخت پایه کربنی سنگین (دیزل) با سوخت گازی پایه کربنی بسیار سبک‌تر (گاز سنتز) باشد که در نتیجه نسبت هوا-سوخت را افزایش داده است. بنابراین، آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته و ذرات دوده، که علت تشکیل آن‌ها تضعیف فرایند اکسایش سوخت دیزل است، به ترتیب ۸۲٪ و ۸۸٪ کاهش یافته و منتهی به خنک‌تر شدن دمای گازهای خروجی شده است.

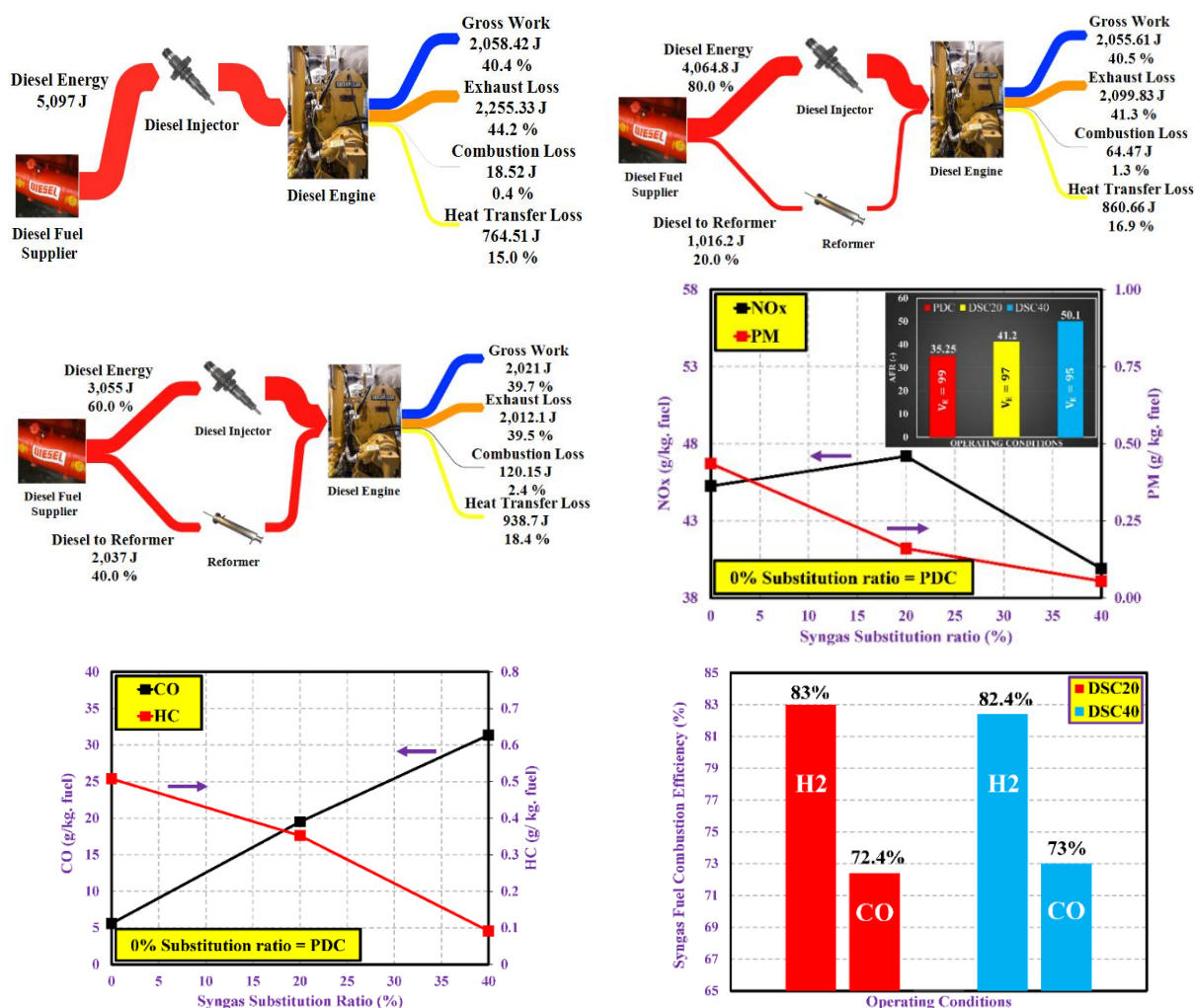


Figure 4- Assessment and comparison of the combustion characteristics, emission, and performance at three engine operating conditions of PDC, DSC20, and DSC40

شکل ۴- ارزیابی و مقایسه میان مشخصه‌های احتراق، آلاینده‌گی و عملکرد در سه شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، احتراق دیزل-گاز سنتز ۲۰ و ۴۰ درصد

براساس نتایج ارائه‌شده در شکل ۴، آشکار است که میزان اکسیدهای ازت، با افزایش نسبت گاز سنتز-دیزل تا ۲۰٪، در ابتدا، روندی افزایش داشته است، ولی در ادامه، با افزایش سهم انرژی گاز سنتز تا ۴۰٪، این آلاینده‌گی حدود ۱۲٪، در مقایسه با شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، کاهش یافته است. این روند کاهش برای اکسیدهای ازت قابل پیش‌بینی است، زیرا با افزایش سهم انرژی گاز سنتز شرکت‌کننده در احتراق، نسبت هوا-سوخت کل افزایش یافته، فقیرسوزی درون سیلندر موتور بیشتر شده و در نتیجه فرایند تشکیل اکسیدهای ازت گرمایی تضعیف می‌شود. همچنین، افزایش سهم انرژی گاز سنتز باعث

افزایش درصد حرارت اتلافی تا حدود ۳/۴٪ در مقایسه با احتراق دیزل خالص شده است. این اتفاق می‌تواند به دلیل افزایش میزان سوخت گازی درون محفظه احتراق و بیشتر شدن سهم احتراق همگن و درصد یکنواختی ترکیب سوخت-هوا باشد که در نتیجه نواحی داغ در دامنه گسترده‌تری پخش شده و آهنگ انتقال حرارت افزایش یافته است. علاوه بر این، طبق شکل ۴، مشاهده می‌شود که تغییر در نسبت گاز سنتز-دیزل تغییری در میزان بازده احتراق مونوکسیدکربن و گاز هیدروژن ایجاد نکرده است. با این حال، اختلاف حدوداً ۱۰ درصدی میان بازده سوختن دو گاز تشکیل‌دهنده در دو حالت احتراق گاز سنتز-دیزل ۲۰٪ و ۴۰٪ مشاهده می‌شود. دلیل این اختلاف فاحش می‌تواند میزان کمینه انرژی برای شروع خوداشتعالی (انرژی مورد نیاز برای شکستن پیوند میان اتم‌ها) باشد که برای گاز هیدروژن حدود ۰/۰۲ میلیون ژول (جدول ۳) است.

#### اثرهای زمان‌بندی پاشش مستقیم دیزل، نوع کاسه پیستون و افزودن گاز سنتز بر مشخصه‌های احتراق

شکل ۵-الف و ۵-ب به ترتیب اثرهای هم‌زمان و جداگانه زمان‌بندی پاشش مستقیم دیزل و نوع کاسه پیستون را بر دوره تاخیر در اشتعال و زمان‌بندی احتراق در شرایط کارکردی احتراق دیزل-خالص، احتراق دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪ نشان می‌دهد. دوره تاخیر در اشتعال یکی از مشخصه‌های مهم در راستای ارزیابی رفتار فرایند سوختن در موتورهای اشتعال تراکمی است. طبق دستاوردهای عددی ارائه‌شده در شکل ۵-الف، مشاهده می‌شود که تغییر در زمان پاشش دیزل تأثیر بسزایی بر دوره تاخیر در اشتعال نداشته است. علاوه بر این، در دو حالت احتراق دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪ به‌کارگیری دو هندسه کاسه پیستون استوانه‌ای و کم‌عمق عریض در مقایسه با حالت پایه (مقعر) منتهی به کاهش محسوس دوره تاخیر در اشتعال شده است.

طبق شکل ۵-الف، افزودن گاز سنتز و شرکت در فرایند احتراق و افزایش نسبت آن تا ۴۰٪ منتهی به کاهش چشمگیر دوره تاخیر در اشتعال در مقایسه با شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص شده است. این رخداد قابل پیش‌بینی است. زیرا، اولاً، بخش چشمگیری از سوخت پایه‌کربنی سنگین دیزل با یک ترکیب گازی پایه‌کربنی بسیار سبک‌تر جایگزین شده و باعث افزایش نسبت هوا-سوخت شده است که این خود در سطح چشمگیری منتهی به افزایش درصد یکنواختی و بهبود فرایند اکسایش ترکیب سوخت-هوا می‌شود. ثانیاً، وجود هیدروژن درون سوخت گازی سنتز به‌سبب مشخصه‌های شیمیایی، همچون میزان کمینه انرژی خوداشتعالی و سرعت بالای شعله در مقایسه با سوخت دیزل، باعث می‌شود تا فرایند خوداشتعالی به‌شدت مورد اثر واقع شده و در نتیجه ترکیب سوخت-هوا با سهولت بیشتری دچار خوداشتعالی شود. با این حال، کوتاه‌تر شدن طول دوره تاخیر در اشتعال باعث افزایش سهم احتراق نفوذی دیزل می‌شود.

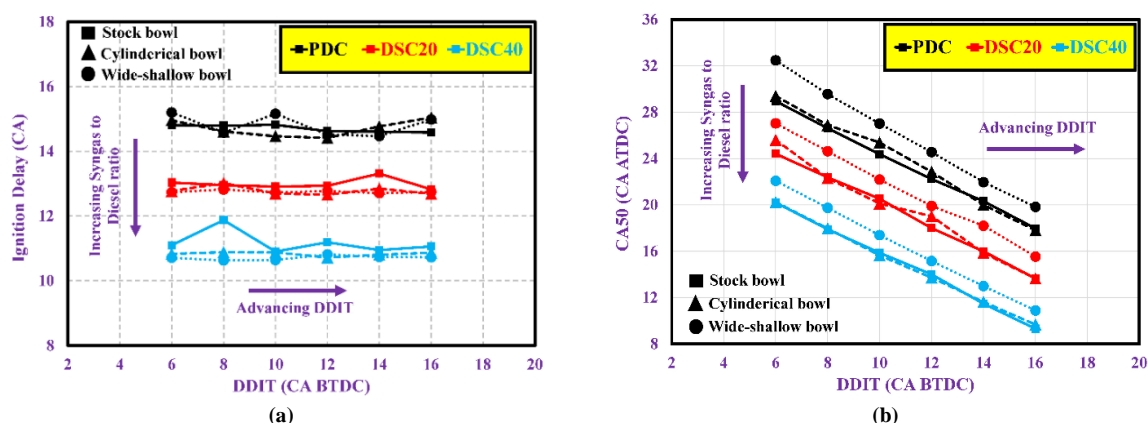


Figure 5- Impacts of DDIT and piston bowl geometry on (a) ID and (b) CA50 under PDC, DSC20, and DSC40 operating conditions

شکل ۵- اثرهای زمان‌بندی پاشش مستقیم دیزل و هندسه کاسه پیستون بر (الف) دوره تاخیر در اشتعال و (ب) زمان‌بندی احتراق در شرایط کارکردی احتراق دیزل-خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

در ارتباط با زمان بندی احتراق، طبق شکل ۵-ب، مشاهده می شود که جلوانداختن زمان بندی پاشش دیزل از ۶ تا ۱۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا باعث شده است تا زمان بندی احتراق به نقطه مرگ بالا نزدیک تر شده و زودتر رخ دهد که این نیز به سبب جلوفاتادن زمان خوداشتعالی ترکیب سوخت-هوا درون محفظه احتراق است. در تمام شرایط کارکردی موتور مشاهده می شود که استفاده از هندسه مقعری و استوانه ای برای پیستون اثری بر زمان بندی احتراق نداشته است، ولی به کارگیری هندسه کم عمق عریض باعث شده است تا زمان بندی احتراق برای تمام زمان های پاشش دیزل نسبت به نقطه مرگ بالا فاصله گرفته و دیرتر رخ دهد. علاوه بر این، افزودن گاز سنتز و افزایش نسبت انرژی آن تا ۴۰٪ منتهی به نزدیک تر شدن چشمگیر زمان بندی احتراق به نقطه مرگ بالا و در نتیجه زودتر رخ دادن فرایند خوداشتعالی می شود که این به سبب کوتاه تر شدن دوره تاخیر در اشتعال در مقایسه با شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص است.

شکل ۶ اثرهای هم زمان و جداگانه دو زمان بندی پاشش دیزل ۶ و ۱۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، نوع هندسه کاسه پیستون و افزودن گاز سنتز بر سرعت جریان ترکیب سوخت-هوا درون سیلندر موتور در زاویه ۳۹ درجه میل لنگ بعد از نقطه مرگ بالا را نشان می دهد. طبق شکل، مشاهده می شود که با جلوانداختن زمان پاشش مستقیم دیزل از ۶ تا ۱۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، در تمام شرایط کارکردی، در مقایسه با حالت های پایه موتور، سرعت جریان سوخت-هوا درون محفظه احتراق برای سه نوع هندسه کاسه پیستون افزایش یافته است.

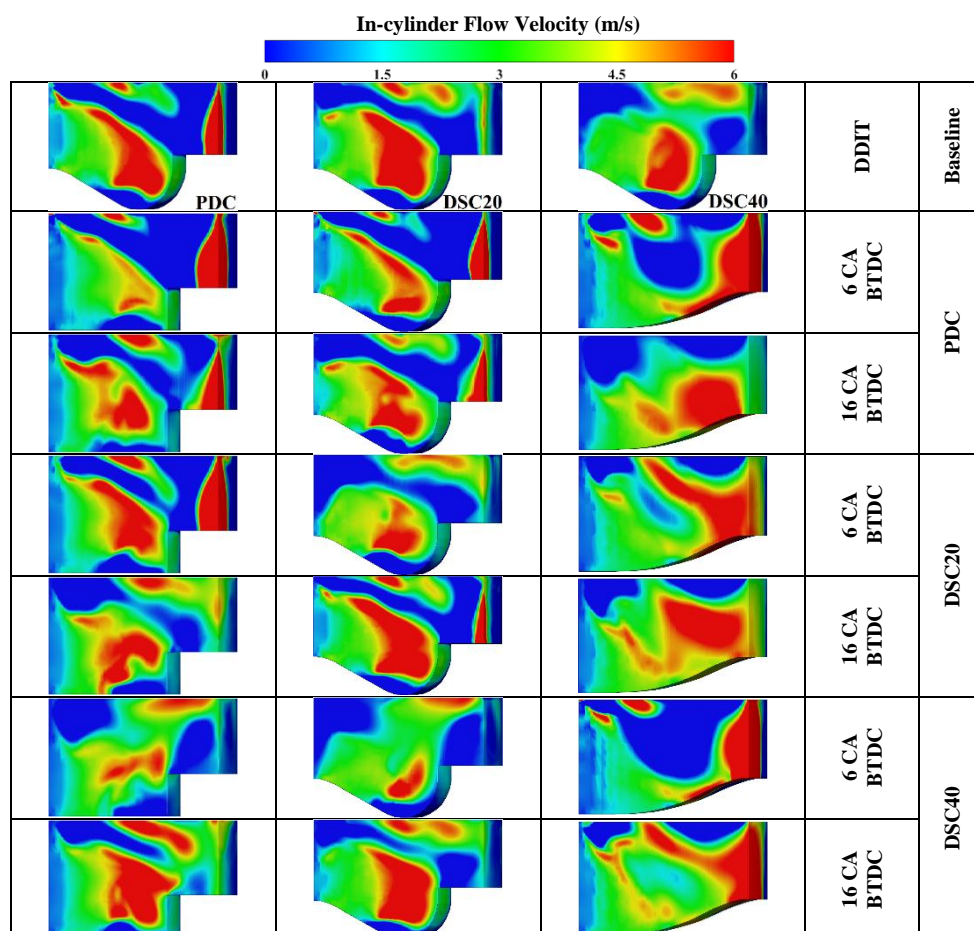


Figure 6- The in-cylinder flow velocity for stock, cylindrical, and wide-shallow combustion chambers and DDITs of 6 and 16 CA BTDC at PDC, DSC20, and DSC40 operating conditions

شکل ۶- سرعت جریان درون سیلندر برای هندسه محفظه احتراق مقعری، استوانه ای و کم عمق عریض و زمان بندی های پاشش دیزل ۶ و ۱۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪

براساس نتایج ارائه شده در شکل ۵-ب، این اتفاق قابل پیش بینی است، زیرا زمان بندی احتراق به نقطه مرگ بالا نزدیک می شود، فرایند احتراق و در نتیجه تشکیل و انتشار شعله در سرتاسر محفظه احتراق بهبود می یابد. به دنبال آن، انرژی جنبشی شعله افزایش یافته و در نهایت سرعت جریان درون سیلندر نیز بیشتر می شود. همچنین، چنین روند مشابهی با به کارگیری و افزایش نسبت انرژی گاز سنتز اتفاق افتاده است که علت اصلی آن نیز نزدیک شدن چشمگیر زمان بندی احتراق به نقطه مرگ بالا است. در ارتباط با کاسه پیستون نیز، به کارگیری هندسه استوانه ای تغییر چندانی بر سرعت جریان در مقایسه با نوع مقعری (حالت پایه) ایجاد نمی کند. با این حال، استفاده از هندسه کم عمق عریض باعث کاهش چشمگیر نواحی سرعت بالا درون محفظه احتراق می شود که این تغییرات برای جریان در نواحی همچون کف، لبه و مرکز کاسه پیستون بیشتر است. علت اصلی آن می تواند کاهش نسبت قطر سیلندر به قطر کاسه پیستون باشد که منتهی به تضعیف انرژی جنبشی جریان و در نتیجه کاهش سرعت آن شده است [۳۹].

شکل ۷ اثرهای دو زمان بندی پاشش دیزل ۶ و ۱۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، نوع هندسه کاسه پیستون و افزودن گاز سنتز بر نسبت هم آرزوی درون سیلندر موتور در زاویه ۳۹ درجه میل لنگ بعد از نقطه مرگ بالا را نشان می دهد.

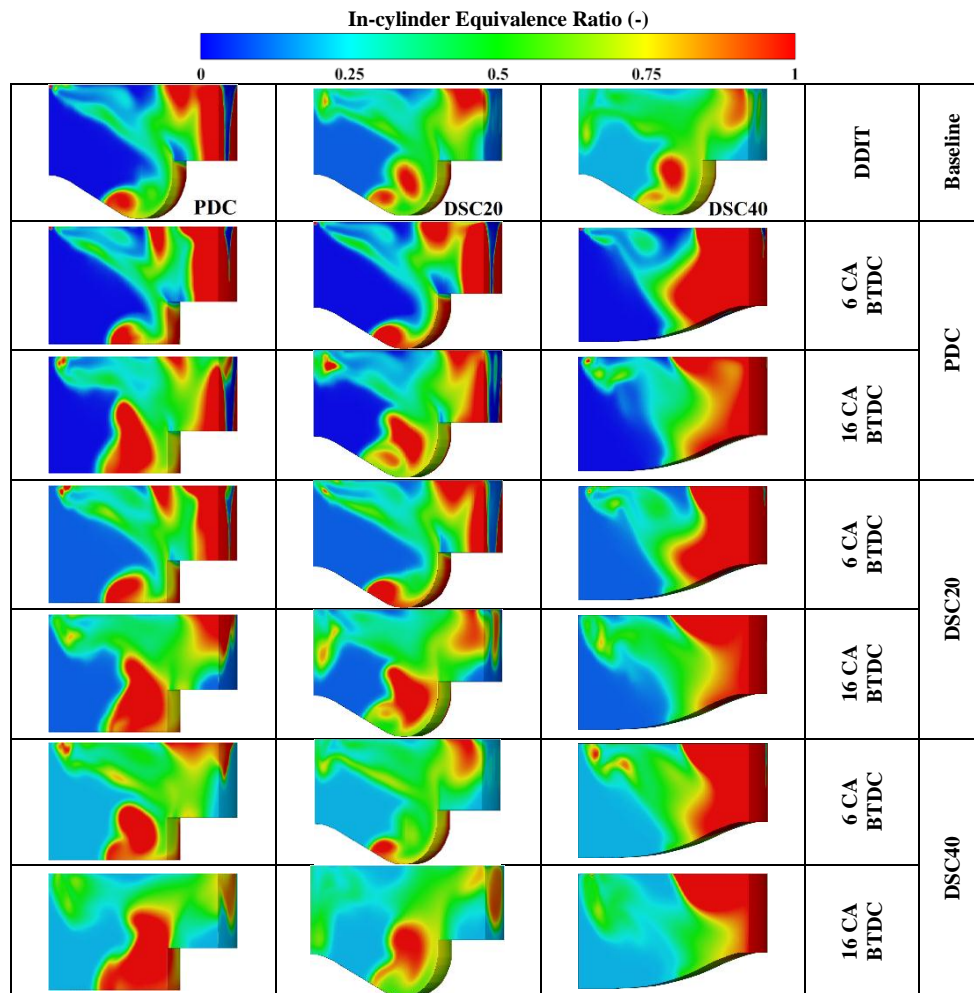


Figure 7- The in-cylinder equivalence ratio for stock, cylindrical, and wide-shallow combustion chambers and DDITs of 6 and 16 CA BTDC at PDC, DSC20, and DSC40 operating conditions

شکل ۷- نسبت هم آرزوی درون سیلندر برای هندسه محفظه احتراق مقعری، استوانه ای و کم عمق عریض و زمان بندی های پاشش دیزل ۶ و ۱۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪



همان‌طور که در شکل ۷ آشکار است، جلوانداختن زمان پاشش دیزل در تمام شرایط کارکردی، به سبب نزدیک‌تر شدن زمان‌بندی احتراق به نقطه مرگ بالا و افزایش دمای شعله و در نتیجه بهبود فرایند تشکیل و اکسایش ترکیب سوخت-هوا، باعث کاهش نواحی غنی درون محفظه احتراق به‌ویژه در نزدیکی دیواره سیلندر شده است. در ارتباط با گاز سنتز نیز به‌کارگیری و افزایش نسبت انرژی آن منتهی به کاهش چشمگیر نواحی غنی و افزایش درصد یکنواختی ترکیب سوخت-هوا در سرتاسر محفظه احتراق می‌شود. دلیل این اتفاق نیز همان‌طور که به آن قبلاً اشاره شده است، جایگزین کردن بخشی از یک سوخت پایه‌کربنی سنگین (دیزل) با گازی متشکل از هیدروژن و مونوکسیدکربن است که میزان کربن موجود در ساختار شیمیایی این سوخت گازی بسیار ناچیز است. در ارتباط با هندسه کاسه پیستون، به‌کارگیری نوع استوانه‌ای در مقایسه با حالت پایه باعث افزایش نسبت هم‌ارزی در کف نزدیک لبه کاسه پیستون شده است. همچنین، استفاده از هندسه کم‌عمق عریض در مقایسه با نوع مقعری منتهی به تشکیل یک توده بسیار غنی سوخت-هوا در نزدیکی دیواره سیلندر می‌شود.

اثرهای هم‌زمان و جداگانه زمان‌بندی پاشش مستقیم دیزل، نوع هندسه کاسه پیستون و افزودن گاز سنتز بر دوره احتراق در شکل ۸ آورده شده‌اند. براساس نتایج عددی حاضر، مشاهده می‌شود که جلوانداختن زمان پاشش دیزل از ۶ تا ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا به سبب نزدیک‌تر شدن زمان‌بندی احتراق به نقطه مرگ بالا و در نتیجه افزایش انرژی جنبشی و سرعت جریان سوخت-هوا درون سیلندر منتهی به کاهش دوره احتراق شده است. همچنین، افزایش نسبت انرژی گاز سنتز به دیزل نیز باعث کاهش چشمگیر طول دوره احتراق در مقایسه با شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص شده است. این اتفاق قابل پیش‌بینی است، زیرا جایگزین کردن دیزل با سوخت گازی سنتز، به سبب افزایش چشمگیر نسبت هوا-سوخت و همچنین افزایش میزان گاز هیدروژن شرکت‌کننده در فرایند احتراق، به دلیل داشتن سرعت شعله سریع‌تر در مقایسه با سوخت فسیلی دیزل، فرایند سوختن ترکیب سوخت-هوا را در سطح چشمگیری بهبود داده و در نهایت باعث کاهش طول دوره سوختن می‌شود. به‌کارگیری هندسه استوانه‌ای و به‌ویژه نوع کم‌عمق عریض، به دلیل افزایش نسبت هم‌ارزی در نواحی همچون نزدیک لبه کاسه پیستون و دیواره سیلندر، باعث افزایش طول دوره احتراق در مقایسه با نوع مقعری (حالت پایه) شده است. زیرا افزایش نسبت هم‌ارزی منجر به افزایش میزان لختگی سوخت درون محفظه احتراق می‌شود و این خود باعث تضعیف فرایند تشکیل و اکسایش ترکیب سوخت-هوا خواهد شد. علاوه بر این، برای هندسه کاسه پیستون کم‌عمق عریض افزایش نسبت گاز سنتز به دیزل باعث افزایش طول دوره احتراق شده است که این برخلاف روند گزارش شده برای دو هندسه مقعری و استوانه‌ای است.

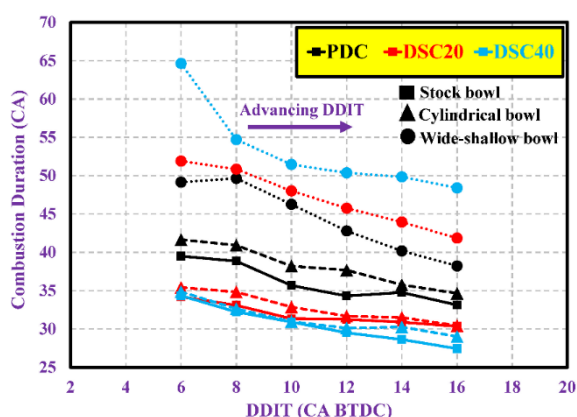


Figure 8- Impacts of DDIT, piston bowl geometry, and syngas addition on combustion duration

شکل ۸- اثرهای زمان‌بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل، هندسه کاسه پیستون و افزودن گاز سنتز بر دوره احتراق

این اتفاق می‌تواند دو دلیل اصلی داشته باشد. اول، با افزایش نسبت انرژی گاز سنتز و کاهش میزان سوخت دیزل شرکت‌کننده در فرایند احتراق واکنش‌پذیری کلی ترکیب سوخت-هوا درون محفظه احتراق کاهش یافته و سهم احتراق

پیش‌آمیخته دیزل کمتر می‌شود که این خود باعث تضعیف شکل‌گیری و پخش شعله احتراق درون سیلندر می‌شود. دوم، استفاده از هندسه کم‌عمق عریض باعث کاهش انرژی جنبشی ترکیب سوخت-هوا و تشکیل ترکیب سوختی تنها در ناحیه‌ای با غلظت اکسیژن کم (نزدیک دیواره سیلندر) می‌شود که در نتیجه فرایند احتراق را شدیداً تضعیف خواهد کرد.

شکل ۹ میانگین فشار درون سیلندر و آهنگ رهاسازی گرما را برحسب زمان‌بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪ نشان می‌دهد. طبق شکل ۹، مشهود است که با جلوانداختن زمان پاشش مستقیم سوخت دیزل از ۶ تا ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، در تمام شرایط کارکردی موتور، زمان فرایند آهنگ رهاسازی گرما زودتر رخ داده است و بیشینه فشار و آهنگ رهاسازی گرما (دمای شعله) افزایش یافته است. طبق آنچه که در قبل به آن اشاره شده است، جلوانداختن زمان پاشش دیزل، به سبب نزدیک‌تر شدن زمان‌بندی احتراق به نقطه مرگ بالا و وجود شرایط مناسب‌تر برای سوختن همچون دما و فشار بیشتر، باعث کوتاه‌تر شدن دوره احتراق و در نتیجه افزایش دمای شعله و بیشینه آهنگ افزایش فشار درون سیلندر می‌شود. همچنین، در همه شرایط کارکردی احتراق و زمان‌بندی پاشش دیزل مشاهده می‌شود که استفاده از هندسه استوانه‌ای اثر قابل چشم‌پوشی بر فشار و آهنگ رهاسازی گرما داشته است. با این حال، به کارگیری هندسه کاسه پیستون کم‌عمق عریض به سبب افزایش دوره احتراق باعث کاهش بیشینه آهنگ افزایش فشار و دمای شعله در مقایسه با حالت پایه (هندسه مقعر) شده است. در نتیجه، بیشینه فشار و همچنین بیشینه آهنگ رهاسازی گرما درون سیلندر با به کارگیری کاسه پیستون کم‌عمق عریض برای تمام حالت‌های کارکردی کاهش یافته است.

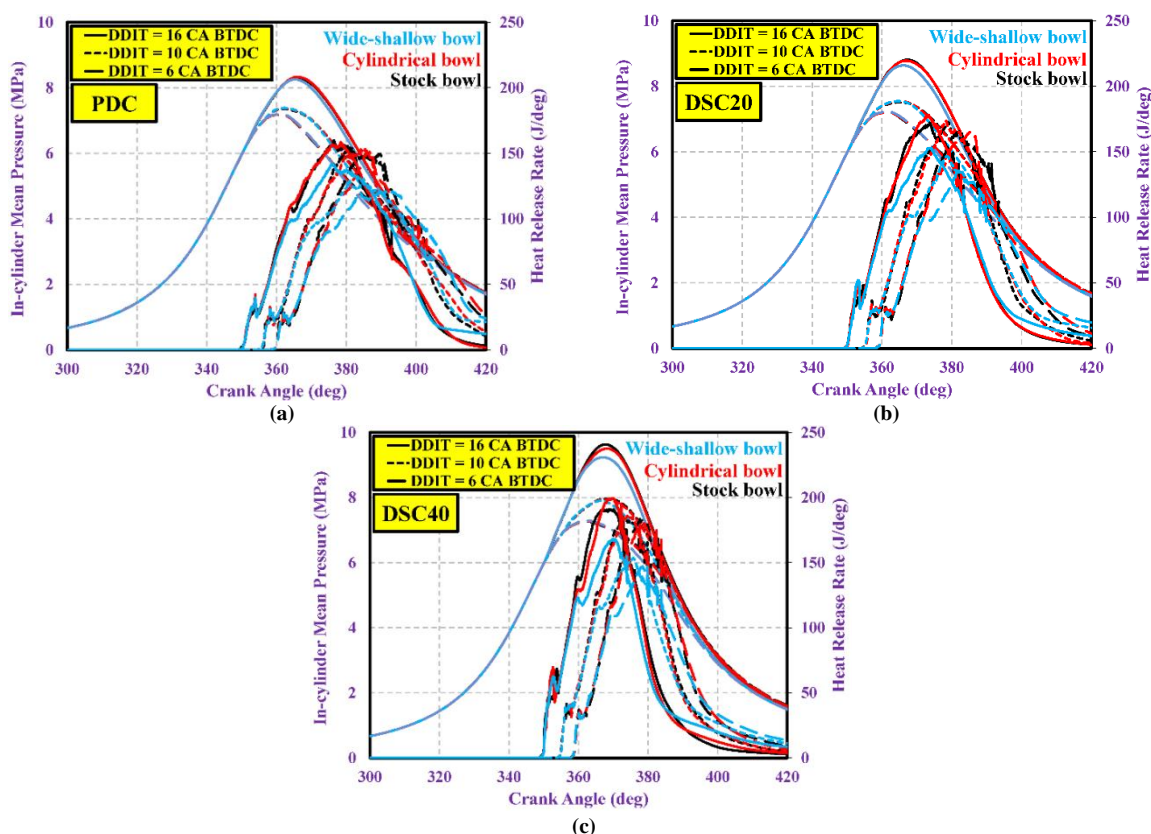


Figure 9- Effects of DDIT and piston bowl geometry on in-cylinder mean pressure and HRR under (a) PDC, (b) DSC20, and (c) DSC40 operating conditions

شکل ۹- اثرهای زمان‌بندی پاشش مستقیم دیزل و نوع هندسه کاسه پیستون بر میانگین فشار درون سیلندر و آهنگ رهاسازی گرما در شرایط کارکردی احتراق (الف) دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز (ب) ۲۰٪ و (ج) ۴۰٪

علاوه بر این، با مطالعه دقیق رفتار فرایند احتراق می‌توان پی‌برد که با افزایش نسبت انرژی گاز سنتز حساسیت نسبت به زمان‌بندی پاشش دیزل، به‌ویژه برای زمان‌بندی‌های زود هنگام، به شدت افزایش می‌یابد. این می‌تواند به سبب افزایش سهم هیدروژن شرکت‌کننده در فرایند احتراق باشد که با افزایش چشمگیر سرعت شعله سوختن باعث کوتاه‌تر شدن چشمگیر دوره احتراق شده است. در ادامه، بیشینه آهنگ افزایش فشار به مقدار قابل توجهی افزایش یافته و سبب کاهش پایداری احتراق می‌شود. بنابراین، افزایش ناپایداری احتراق یکی از معایب به‌کارگیری راهبرد پاشش زود هنگام دیزل در زمان‌بندی ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا در شرایط کارکردی احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪ است.

شکل ۱۰ اثرهای هم‌زمان و جداگانه زمان‌بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل، نوع هندسه کاسه پیستون و افزودن گاز سنتز را بر بیشینه دمای احتراق نشان داده است. براساس این شکل، مشاهده می‌شود که برای تمام شرایط کارکردی احتراق و سه نوع هندسه پیستون، با جلو انداختن زمان پاشش سوخت دیزل از ۶ تا ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، بیشینه دمای احتراق افزایش یافته است. زودتر رخ دادن زمان‌بندی احتراق، نزدیک‌تر شدن آن به نقطه مرگ بالا، کوتاه‌تر شدن دوره احتراق و در نتیجه، افزایش دمای شعله از دلایل اصلی این اتفاق است. همچنین، جایگزین کردن بخشی از دیزل با سوخت گازی سنتز و افزایش نسبت انرژی ترکیب گازی هیدروژن-مونوکسید کربن بیشینه دمای احتراق را برای هر سه کاسه پیستون و تمام زمان‌بندی‌های پاشش مستقیم دیزل افزایش داده است. این می‌تواند به دلیل افزایش نسبت هوا-سوخت، بیشتر شدن سهم هیدروژن شرکت‌کننده در فرایند احتراق با ارزش حرارتی بسیار بالا و همچنین نزدیک‌تر شدن زمان‌بندی احتراق به نقطه مرگ بالا باشد که فرایند سوختن را شدیداً مورد اثر خود قرار داده است.

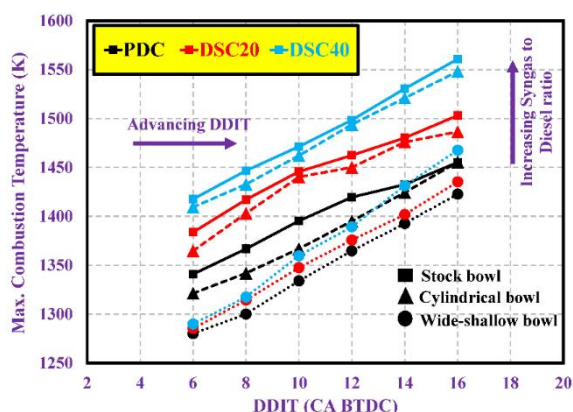


Figure 10- Impacts of DDIT, piston bowl geometry, and syngas addition on maximum combustion temperature  
 شکل ۱۰- اثرهای زمان‌بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل، هندسه کاسه پیستون و افزودن گاز سنتز بر بیشینه دمای احتراق

در ارتباط با کاسه پیستون نیز به‌کارگیری نوع استوانه‌ای و به‌ویژه کم‌عمق عریض در مقایسه با حالت پایه مقعری به سبب افزایش طول دوره احتراق در تمام زمان‌بندی‌های پاشش دیزل و شرایط کارکردی احتراق منتهی به کاهش بیشینه دمای حاصل از سوختن ترکیب سوختی درون سیلندر شده است. بنابراین، طبق شکل ۱۰ مشاهده می‌شود که کمترین دمای احتراق برای هندسه کاسه پیستون کم‌عمق عریض در حالت احتراق دیزل خالص روی داده است. برخلاف این، با افزایش نسبت انرژی گاز سنتز تا ۴۰ درصد همراه با به‌کارگیری هندسه مقعری، به دلیل افزایش سهم هیدروژن شرکت‌کننده در احتراق و همچنین بیشتر شدن سرعت شعله، بیشینه دمای احتراق در تمام زمان‌بندی‌های پاشش دیزل در مقایسه با دو شرایط کارکردی دیگر افزایش یافته است.

شکل ۱۱ اثرهای زمان‌بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون را بر درصد انتقال حرارت اتلافی در شرایط کارکردی مختلف را نشان داده است. طبق شکل، مشاهده می‌شود که در شرایط احتراق دیزل خالص و دیزل-گاز سنتز



۲۰٪ با جلوانداختن زمان پاشش مستقیم سوخت دیزل در ابتدا میزان انتقال حرارت اتلافی کاهش یافته و سپس در ادامه افزایش می‌یابد. این روند را می‌توان به تغییرهای دوره و بیشینه دمای احتراق نسبت داد. به عبارت دیگر، در ابتدا با جلوانداختن زمان بندی پاشش دیزل به سبب کوتاه‌تر شدن دوره احتراق زمان کمتری برای انتقال حرارت در دسترس خواهد بود، اما در ادامه به دلیل افزایش بیشینه دمای احتراق درصد انتقال حرارت اتلافی افزایش خواهد یافت. با این حال، در شرایط کارکردی احتراق دیزل-گاز سنتر ۴۰٪، برای دو کاسه پیستون استوانه‌ای و مقعری، با جلوانداختن زمان پاشش دیزل از ۶ تا ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، میزان انتقال حرارت اتلافی فقط روندی افزایشی نشان داده است و در زمان بندی ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا درصد انتقال حرارت اتلافی به ترتیب به ۲۰/۹٪ و ۲۰/۴٪ رسیده است. این روند برخلاف دو حالت کارکردی احتراق دیزل خالص و دیزل-گاز سنتر ۲۰٪ است. دلیل این نیز می‌تواند کوتاه بودن چشمگیر دوره احتراق باشد که با جلوانداختن زمان پاشش دیزل به سبب افزایش چشمگیر بیشینه دمای احتراق، آهنگ انتقال حرارت و به دنبال آن درصد انتقال حرارت اتلافی افزایش داشته است. به طور کلی، افزایش نسبت انرژی گاز سنتر منتهی به افزایش درصد انتقال حرارت اتلافی خواهد شد و دلیل آن هم افزایش یکنواختی ترکیب سوخت-هوا در سرتاسر محفظه احتراق و در نتیجه تشکیل و افزایش نواحی داغ در نزدیکی سطوحی همچون سرسیلندر، دیواره سیلندر و کاسه پیستون است که این باعث افزایش آهنگ انتقال حرارت اتلافی می‌شود.

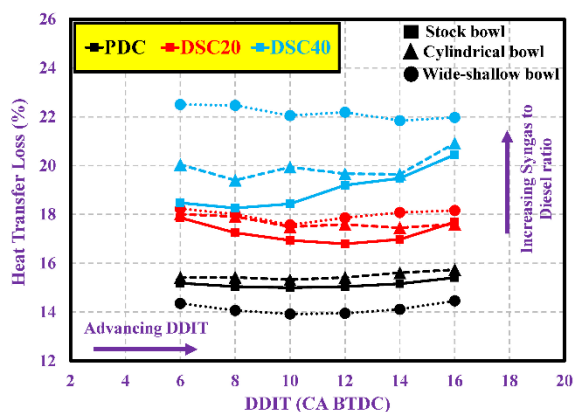


Figure 11- Effects of DDIT and piston bowl geometry on heat transfer loss at PDC, DSC20, and DSC40 operating conditions

شکل ۱۱- اثرهای زمان بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل و هندسه کاسه پیستون بر انتقال حرارت اتلافی در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتر ۲۰٪ و ۴۰٪

استفاده از هندسه کاسه پیستون استوانه‌ای در تمام شرایط کارکردی در مقایسه با حالت پایه مقعری به دلیل افزایش طول دوره احتراق باعث افزایش درصد اتلاف حرارتی شده است. با این حال، در ارتباط با هندسه کم عمق عریض در شرایط کارکردی مختلف دستاوردهای متفاوتی گزارش شده است. برای مثال، در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، به کارگیری این هندسه باعث کاهش درصد انتقال حرارت اتلافی شده است. علت اصلی این می‌تواند کاهش بیشینه دمای احتراق باشد که در زمان بندی ۱۰ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا انتقال حرارت اتلافی به کمترین مقدار خود یعنی حدود ۱۳/۹٪ و در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص تقریباً منتهی به کاهش ۱/۱ درصدی شده است. بنابراین، کاهش انتقال حرارت اتلافی در شرایط احتراق دیزل خالص یکی از مزایای به کارگیری هندسه کم عمق عریض است. برخلاف این، استفاده از کاسه پیستون کم عمق عریض در شرایط کارکردی احتراق دیزل-گاز سنتر، به دلیل افزایش چشمگیر طول دوره احتراق، باعث افزایش درصد انتقال حرارت اتلافی شده است که همان طور که در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود، در حالت احتراق دیزل-گاز سنتر ۴۰٪ انتقال حرارت اتلافی را شدیداً افزایش داده است. با این حال، با جلوانداختن زمان پاشش مستقیم سوخت دیزل تا ۱۶ درجه میل‌لنگ

قبل از نقطه مرگ بالا، به دلیل کوتاه‌تر شدن دوره احتراق و کاهش زمان در دسترس برای انتقال حرارت، میزان اتلاف انرژی از طریق انتقال حرارت کاهش یافته و تقریباً به حدود ۲۲٪ رسیده است. با مقایسه نتایج می‌توان پی برد که در برابر حالت احتراق دیزل خالص درصد انتقال حرارت اتلافی حدود ۷٪ افزایش یافته که در نتیجه این خود یکی از عیوب به‌کارگیری هندسه کاسه پیستون کم‌عمق عریض در شرایط کارکردی احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪ است.

شکل ۱۲ بازده احتراق سوخت گازی سنتز (هیدروژن و مونوکسیدکربن) را برحسب زمان‌بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل، هندسه کاسه پیستون و نسبت انرژی گاز سنتز نشان داده است. طبق شکل ۱۲، مشاهده می‌شود که به‌کارگیری هندسه مقعری، پاشش زود هنگام دیزل در ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و افزایش نسبت انرژی گاز سنتز از ۲۰٪ تا ۴۰٪ یک روش کارآمد در راستای بهبود فرایند سوختن گاز سنتز است. این بدان دلیل است که نزدیک‌تر شدن زمان‌بندی احتراق به نقطه مرگ بالا، افزایش سهم هیدروژن شرکت‌کننده در فرایند سوختن و همچنین بیشتر شدن نسبت هوا-سوخت به دنبال افزایش نسبت جایگزینی دیزل با گاز سنتز باعث می‌شود تا فرایند تشکیل و اکسایش ترکیب سوخت-هوا در سطح چشمگیری بهبود یافته و در نتیجه بازده احتراق هیدروژن و مونوکسیدکربن به ترتیب تا حدود ۸۲/۲٪ و ۷۵٪ در بهترین شرایط رشد کند. با این حال، طبق دستاوردهای عددی حاضر می‌توان پی برد که احتراق گاز سنتز در مناسب‌ترین شرایط موجود در این مطالعه کامل رخ نخواهد داد و این خود باعث افزایش اتلاف حرارتی و احتراق ناقص و همچنین تضعیف عملکرد موتور می‌شود.

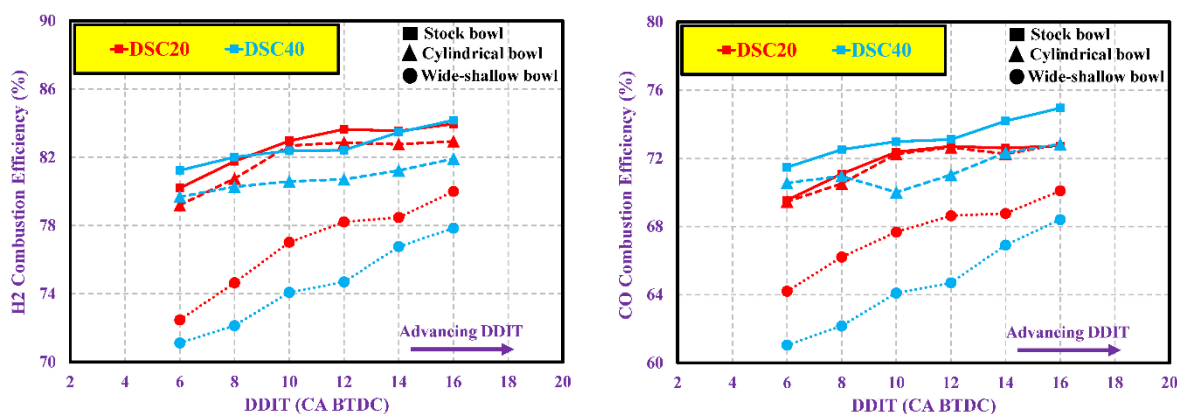


Figure 12- Effects of DDIT, piston bowl geometry, and diesel-syngas energy ratio on syngas combustion efficiency

شکل ۱۲- اثرهای زمان‌بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل، هندسه کاسه پیستون و نسبت انرژی گاز سنتز بر بازده احتراق گاز سنتز

براساس نتایج ارائه‌شده در شکل ۱۲، مشهود است که استفاده از هندسه استوانه‌ای و به‌ویژه کم‌عمق عریض باعث تضعیف فرایند سوختن گاز سنتز شده است. طبق آنچه که قبلاً در مورد آن بحث شده است، به‌کارگیری هندسه کاسه پیستون کم‌عمق عریض به سبب تشکیل و افزایش نواحی با نسبت هم‌ارزی سنگین (نواحی غنی) در نزدیکی دیواره سیلندر باعث کاهش چشمگیر بیشینه دمای احتراق می‌شود. بنابراین، براساس دستاوردهای ارائه‌شده در شکل ۱۲ می‌توان نتیجه گرفت که افزایش نسبت انرژی گاز سنتز به‌همراه استفاده از هندسه کم‌عمق عریض با تضعیف فرایند پخش و انتشار شعله و در نتیجه افزایش احتراق ناقص درون سیلندر همراه خواهد بود.

### اثرهای زمان‌بندی پاشش مستقیم دیزل، نوع کاسه پیستون و افزودن گاز سنتز بر تشکیل آلاینده‌گی

شکل ۱۳ میزان تشکیل آلاینده‌های اکسیدهای ازت و ذرات دوده را برحسب زمان‌بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل، نوع کاسه پیستون و نسبت انرژی گاز سنتز نشان داده است. طبق این شکل، آشکار است که جلو انداختن زمان‌بندی پاشش دیزل از ۶ تا ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا در تمام شرایط کارکردی و برای سه هندسه کاسه پیستون باعث افزایش

اکسیدهای ازت و کاهش آلاینده‌های ذرات دوده شده است. نزدیک‌تر شدن زمان‌بندی احتراق به نقطه مرگ بالا و کوتاه‌تر شدن دوره احتراق باعث افزایش دمای شعله شده و فرایند تشکیل اکسیدهای ازت گرمایی را بهبود می‌دهد. همچنین، زمان در دسترس را برای تشکیل بیشتر هیدروکربن‌های آروماتیک چندحلقه‌ای کاهش داده و در نتیجه باعث کاهش آلاینده‌های ذرات دوده در گازهای خروجی می‌شود. در ارتباط با آلاینده‌های ذرات دوده افزایش نسبت انرژی گاز سنتز باعث کاهش چشمگیر این آلاینده‌ها شده است و مشاهده می‌شود که با پاشش دیزل در زمان‌بندی ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا در شرایط کارکردی دیزل-گاز سنتز ۴۰ درصد و به‌کارگیری هندسه مقعری این آلاینده‌ها حدود ۹۷/۵٪ در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص کاهش داشته است.

افزایش نسبت انرژی گاز سنتز تا ۲۰٪ منتهی به افزایش اکسیدهای ازت در مقایسه با حالت احتراق دیزل خالص شده است. با این حال، افزایش نسبت دیزل-گاز سنتز تا ۴۰٪ روندی معکوس نشان داده است. دلیل این اتفاق همان‌طور که گفته شد افزایش چشمگیر نسبت هوا-سوخت تا ۵۰/۱ واحد (افزایش حدود ۱۵ واحدی در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص) و بیشتر شدن میزان فقیرسوزی باشد که در نتیجه تشکیل اکسیدهای ازت گرمایی را تضعیف خواهد کرد. علاوه بر این، دلیل اصلی دیگر هم می‌تواند افزایش ظرفیت گرمایی ترکیب سوختی با افزایش سهم هیدروژن شرکت‌کننده در فرایند احتراق باشد که باعث جذب حرارت بیشتری در سرتاسر محفظه احتراق می‌شود.

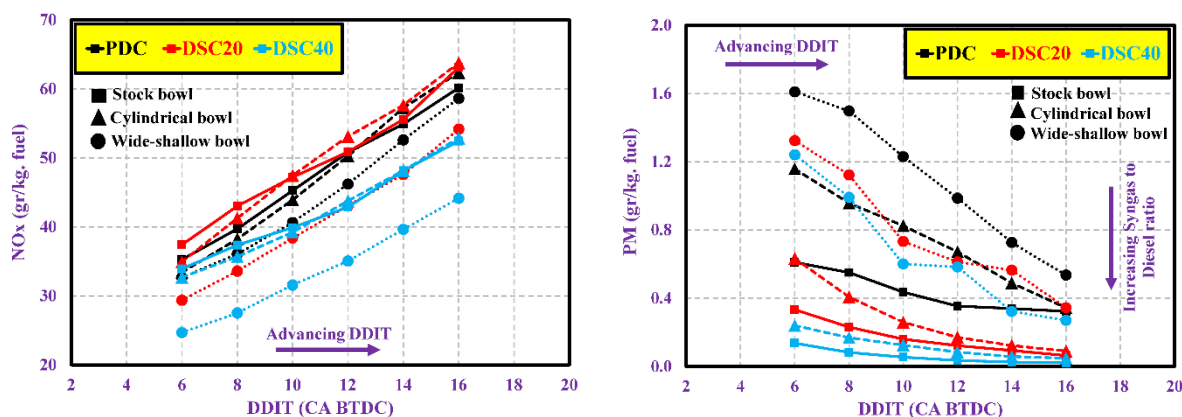


Figure 13- Effects of DDIT, piston bowl geometry, and diesel-syngas energy ratio on NOx and PM emissions

شکل ۱۳- اثرهای زمان‌بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل، هندسه کاسه پیستون و نسبت انرژی دیزل-سنتز بر آلاینده‌های اکسیدهای ازت و ذرات دوده

به‌کارگیری هندسه استوانه‌ای اثری بر تشکیل آلاینده‌های اکسیدهای ازت در مقایسه با حالت پایه مقعری نداشته است. با این حال، در زمان‌بندی ۱۰ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا در شرایط احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪ به‌ترتیب باعث افزایش ۹۰٪، ۶۲/۵٪ و ۱۴۰٪ میزان ذرات دوده در مقایسه با هندسه مقعری شده است. همچنین، در ارتباط با هندسه کم‌عمق عریض، به‌دلیل افزایش نواحی غنی در نزدیکی دیواره سیلندر و تضعیف فرایند احتراق، باعث کاهش اکسیدهای ازت و افزایش آلاینده‌های ذرات دوده در تمام شرایط کارکردی و در مقایسه با دو هندسه کاسه پیستون دیگر شده است. بنابراین، طبق شکل ۱۳، مشاهده می‌شود که در شرایط احتراق دیزل خالص بیشترین میزان آلاینده‌های ذرات دوده تولیدی برای هندسه کم‌عمق عریض گزارش شده و این آلاینده‌ها در زمان‌بندی ۱۰ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص نزدیک به ۱۸۶٪ افزایش یافته است که این نیز یکی دیگر از عیوب به‌کارگیری این هندسه در شرایط احتراق دیزل خالص در نظر گرفته می‌شود. علاوه بر این، با بررسی دقیق نتایج به‌دست‌آمده در شکل ۱۳، مشاهده می‌شود که پاشش سوخت دیزل در ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا به‌همراه به‌کارگیری هندسه محفظه

احتراق کم عمق عریض در شرایط کارکردی دیزل-گاز سنتز ۴۰٪ یک راهبرد مناسب برای کاهش همزمان اکسیدهای ازت و ذرات دوده به ترتیب حدود ۳ درصد و ۳۷ درصد در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص است.

اثرهای همزمان و جداگانه زمان بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل، نوع هندسه کاسه پیستون و نسبت انرژی گاز سنتز به سوخت دیزل بر میزان آلاینده های هیدروکربن های نسوخته و مونوکسیدکربن در شکل ۱۴ آورده شده است. طبق این شکل، مشاهده می شود که جلوگیری از زمان بندی پاشش دیزل و یا افزایش نسبت انرژی گاز سنتز باعث کاهش شدید آلاینده هیدروکربن های نسوخته می شود. برای مثال، در زمان بندی ۱۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، برای هندسه مقعری در شرایط کارکردی احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪، هیدروکربن های نسوخته تقریباً ۸۶٪ در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص کاهش یافته است. دلیل این اتفاق نیز، همان طور که قبلاً به آن اشاره شده است، جایگزین کردن بخش قابل توجهی از سوخت دیزل فسیلی پایه کربنی سنگین با یک سوخت گازی پایه کربنی بسیار سبک (گاز سنتز) است که باعث کاهش نواحی غنی و در نتیجه بهبود فرایند اکسایش ترکیب سوخت-هوا شده است که این روند نیز برای ذرات دوده اتفاق افتاد. علاوه بر این، نزدیک تر شدن زمان بندی احتراق به نقطه مرگ بالا و افزایش دمای شعله نیز یکی دیگر از عوامل بهبود فرایند سوختن و کاهش آلاینده های پایه کربنی همچون ذرات دوده و هیدروکربن های نسوخته است.

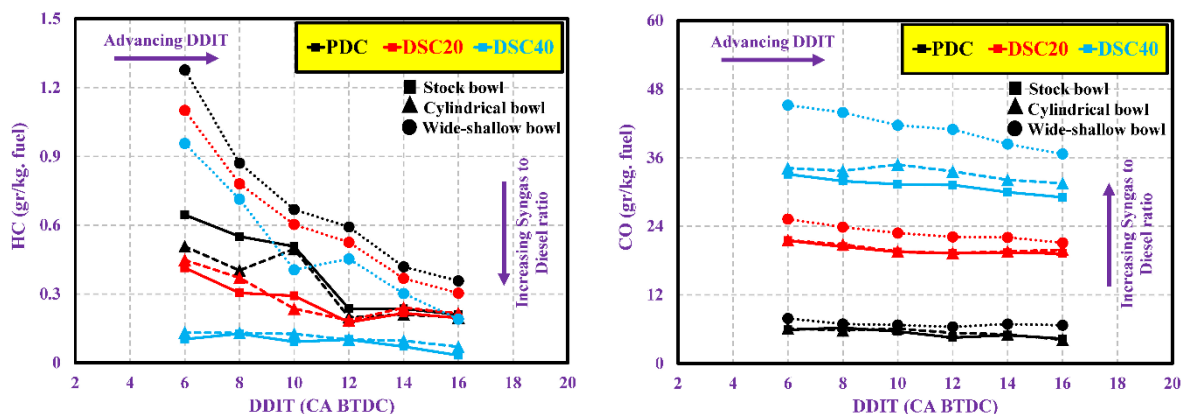


Figure 14- HC and CO emissions versus DDIT, piston bowl geometry, and diesel-syngas energy ratio

شکل ۱۴- آلاینده های هیدروکربن های نسوخته و مونوکسیدکربن برحسب زمان بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل، هندسه کاسه پیستون و نسبت انرژی دیزل-گاز سنتز

در ارتباط با آلاینده های مونوکسیدکربن، همچون دو آلاینده پایه کربنی دیگر، جلوگیری از زمان پاشش دیزل باعث افزایش اکسایش این آلاینده و کاهش میزان آن در گازهای خروجی شده است. با این حال، افزایش نسبت انرژی گاز سنتز تا ۴۰٪ باعث افزایش ناگهانی مونوکسیدکربن شده است و طبق نتایج ارائه شده، مشاهده می شود که در زمان بندی ۱۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا برای هندسه کاسه پیستون مقعری این آلاینده در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص حدود ۴۱۹٪ افزایش داشته است. بنابراین، افزایش چشمگیر آلاینده مونوکسیدکربن یکی از معایب بزرگ برای راهبرد احتراق دیزل-گاز سنتز با نسبت انرژی ۴۰٪ است. در ارتباط با هندسه کاسه پیستون استوانه ای، به کارگیری آن تاثیر محسوسی بر میزان هیدروکربن های نسوخته در مقایسه با حالت پایه مقعری در تمام شرایط کارکردی نداشته است. با این حال، افزایش همزمان نسبت انرژی گاز سنتز تا ۴۰ درصد و پاشش دیزل در ۱۶ درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، به همراه بکارگیری هندسه استوانه ای، منتهی به افزایش شدید ۴۶۲ درصدی مونوکسیدکربن در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص شده است. یکی از دلایل اصلی افزایش چشمگیر مونوکسیدکربن با افزایش نسبت انرژی گاز سنتز، همان طور که قبلاً به آن اشاره شده است، بازده احتراق مونوکسیدکربن است که در بهترین حالت در این مطالعه حدود ۷۵٪ به دست آمده که این خود بیانگر احتراق

ناقص این گاز است. همچنین، از آن جهت که نیمی از حجم گاز سنتز خود حاوی گاز مونوکسیدکربن است و با افزایش درصد انرژی این سوخت میزان جرم آن درون محفظه احتراق افزایش چشمگیری می‌یابد، بنابراین، میزان این آلاینده‌گی به شدت افزایش یافته و می‌توان نتیجه گرفت که به‌کارگیری سوخت گاز سنتز خود از عوامل افزایش آلاینده‌گی مونوکسیدکربن درون گازهای خروجی از سیلندر موتور است.

به‌کارگیری هندسه کم‌عمق عریض در همه شرایط کارکردی احتراق منتهی به افزایش هر دو آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسیدکربن شده است. با این حال، جلوگیری از زمان‌بندی پاشش سوخت دیزل از ۶ تا ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا در شرایط کارکردی دیزل-گاز سنتز ۴۰٪ منتهی به کاهش حدود ۶۲ درصدی هیدروکربن‌های نسوخته در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص شده است، ولی همچنان نیز میزان مونوکسیدکربن در این شرایط کارکردی در سطح چشمگیری بیشتر از حالت پایه احتراق دیزل خالص (تقریباً ۵۵۳٪) گزارش شده است.

### اثرهای زمان‌بندی پاشش مستقیم دیزل، نوع کاسه پیستون و افزودن گاز سنتز بر سطح عملکرد

شکل‌های ۱۵-الف، ۱۵-ب و ۱۵-ج به ترتیب اثرهای زمان‌بندی پاشش دیزل، نوع هندسه کاسه پیستون و نسبت انرژی گاز سنتز را بر اتلاف حرارتی گازهای خروجی، احتراق ناقص و بازده ناخالصی اندیکاتوری نشان داده است.

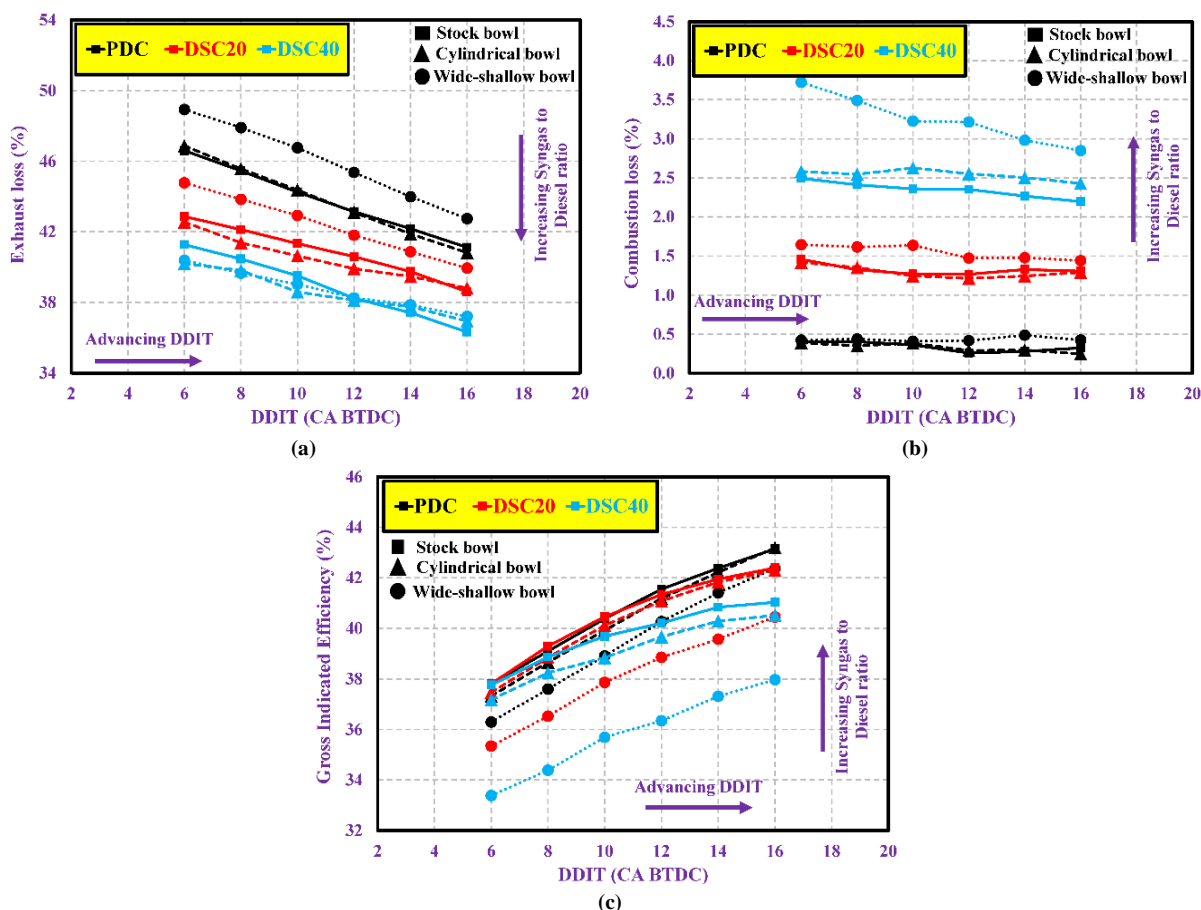


Figure 15- Effects of DDIT, piston bowl geometry, and diesel-syngas energy ratio on (a) exhaust loss, (b) combustion loss, and (c) gross indicated efficiency

شکل ۱۵- اثرهای زمان‌بندی پاشش مستقیم دیزل، هندسه کاسه پیستون و نسبت انرژی گاز سنتز بر (الف) اتلاف حرارتی گازهای خروجی، (ب) احتراق ناقص و (ج) بازده ناخالصی اندیکاتوری

طبق شکل ۱۵-الف، مشاهده می‌شود که جلوانداختن زمان‌بندی پاشش دیزل از ۶ تا ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و همچنین افزایش نسبت انرژی گاز سنتز به دیزل باعث کاهش میزان اتلاف حرارتی از طریق گازهای خروجی شده است. دلیل این اتفاق بهبود فرایند تشکیل و اکسایش ترکیب سوخت-هوا، کاهش آلاینده‌های ذرات دوده و هیدروکربن‌های نسوخته و در نتیجه کاهش دمای گازهای خروجی است. بنابراین، مشاهده می‌شود که در شرایط کارکردی احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪ برای هندسه مقعری در زمان‌بندی ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، اتلاف حرارتی گازهای خروجی به کمترین میزان خود، یعنی حدود ۳۶/۳ درصد، رسیده است و در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص، تقریباً ۸٪ کاهش یافته است.

به‌کارگیری هندسه کاسه پیستون استوانه‌ای در مقایسه با حالت پایه در تمام شرایط کارکردی اثر بسزایی بر میزان اتلاف حرارتی گازهای خروجی نداشته است. با این حال، به‌کارگیری هندسه کم‌عمق عریض در حالت احتراق دیزل خالص و دیزل-گاز سنتز ۲۰٪ در زمان‌بندی ۱۰ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا به ترتیب باعث افزایش ۲/۵٪ و ۱/۶٪ در مقایسه با هندسه مقعری (حالت پایه) شده است. برخلاف این، در شرایط کارکردی دیزل-گاز سنتز ۴۰٪ استفاده از هندسه کم‌عمق عریض تغییر چندانی بر اتلاف حرارتی گازهای محصول احتراق در مقایسه با نوع مقعری نداشته و در زمان‌بندی ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، حدوداً ۴/۵٪ در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص کاهش یافته است.

طبق شکل ۱۵-ب، مشاهده می‌شود که زمان‌بندی پاشش دیزل اثر چندانی بر میزان احتراق ناقص نداشته است. با این حال، افزایش نسبت انرژی گاز سنتز و یا استفاده از هندسه کم‌عمق عریض باعث افزایش میزان احتراق ناقص شده است و همان‌طور که در این شکل مشهود است، در حالت احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪، برای هندسه کم‌عمق عریض در زمان‌بندی ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، احتراق ناقص در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص حدود ۲/۵٪ افزایش یافته است. با توجه به اینکه جلوانداختن زمان پاشش دیزل و یا افزایش نسبت انرژی گاز سنتز باعث کاهش آلاینده‌هایی همچون ذرات دوده و هیدروکربن‌های نسوخته می‌شود که حاصل اکسایش ضعیف ترکیب سوخت-هوا بوده است. با وجود این، با افزایش سهم گاز سنتز شرکت‌کننده در احتراق، میزان سوختن ناقص افزایش یافته است. بنابراین، با توجه به دستاوردهای مرتبط با بحث آلاینده‌ها می‌توان نتیجه گرفت که دلیل اصلی افزایش سطح احتراق ناقص به دنبال افزایش نسبت انرژی گاز سنتز، افزایش مونوکسیدکربن درون گازهای خروجی از سیلندر است. زیرا، در بهترین شرایط در این مطالعه، بازده احتراق مونوکسیدکربن موجود در سوخت گازی سنتز حدود ۷۵٪ به دست آمده است و با افزایش جرم گاز سنتز این آلاینده‌ها نیز به شدت افزایش یافته است.

براساس دستاوردهای عددی آورده شده در شکل ۱۵-ج، مشهود است که جلوانداختن زمان‌بندی پاشش دیزل باعث افزایش بازده ناخالصی اندیکاتوری شده و در حالت احتراق دیزل خالص برای هندسه مقعری این مشخصه عملکردی موتور به بیشینه مقدار خود یعنی حدود ۴۱٪ رسیده است. همچنین، افزایش نسبت انرژی گاز سنتز تا ۴۰٪، به دلیل کاهش بازده حجمی موتور به میزان تقریبی ۵٪ (شکل ۴)، منتهی به تضعیف عملکرد موتور و کاهش بازده ناخالصی اندیکاتوری شده است. در ارتباط با هندسه کاسه پیستون نیز، نوع استوانه‌ای اثر قابل چشم‌پوشی داشته است، ولی به‌کارگیری هندسه کم‌عمق عریض، به دلیل افزایش طول دوره احتراق و کاهش دمای شعله، باعث تضعیف عملکرد موتور شده است.

طبق شکل ۱۵-ج، مشاهده می‌شود که در زمان‌بندی پاشش دیزل ۱۶ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا در شرایط کارکردی احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪، بازده ناخالصی اندیکاتوری در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص حدود ۴/۷٪ کاهش یافته است.

## نتیجه گیری

هدف این مطالعه عددی بررسی اثرهای همزمان و جداگانه زمان بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل (۶ تا ۱۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا با گام ۲ درجه)، هندسه کاسه پیستون (مقعر، استوانه‌ای و کم عمق عریض) و نسبت انرژی گاز سنتز (۲۰ و ۴۰ درصد) بر مشخصه‌های احتراق، میزان تشکیل آلاینده‌ها (اکسیدهای ازت، ذرات دوده، هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسیدکربن) و سطح عملکرد یک موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترل شده کار سنگین غیرجاده‌ای است. به طور کلی، تمام شبیه‌سازی‌ها در دور موتور ۱۳۰۰ دور در دقیقه و در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل گاز سنتز ۲۰٪ و ۴۰٪ در میانگین فشار موثر داخلی ۹ بار انجام شده است. دستاوردهای مهم این مطالعه بدین شرح‌اند:

- به کارگیری هندسه مقعر و افزایش نسبت انرژی گاز سنتز تا ۴۰٪ در زمان بندی پاشش دیزل ۱۰ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص باعث کاهش طول دوره تاخیر در اشتعال، نزدیک تر شدن زمان بندی احتراق به نقطه مرگ بالا و کوتاه تر شدن دوره احتراق می‌شود. همچنین، نواحی غنی درون سیلندر موتور کاهش یافته و باعث افزایش بیشینه دمای احتراق می‌شود. در ارتباط با بحث آلاینده‌ها، اکسیدهای ازت، ذرات دوده و هیدروکربن‌های نسوخته به ترتیب تقریباً ۱۲٪، ۸۸٪ و ۸۲٪ همزمان کاهش می‌یابند. با این حال، سطح تشکیل مونوکسیدکربن حدود ۴۶٪ افزایش می‌یابد. علاوه بر این، از میزان اتلاف حرارتی گازهای خروجی تقریباً ۴/۷٪ کاسته شده و انتقال حرارت اتلافی به همراه احتراق ناقص نیز به ترتیب حدوداً ۳/۴٪ و ۲٪ افزایش می‌یابد.
- تغییر در زمان بندی پاشش دیزل اثر چندانی بر طول دوره تاخیر در اشتعال نداشته است. با این حال، جلوگیری از زمان بندی پاشش مستقیم سوخت دیزل از ۶ تا ۱۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا باعث نزدیک تر شدن زمان بندی احتراق به نقطه مرگ بالا، کاهش نواحی با نسبت هم‌ارزی سنگین در نزدیکی دیواره سیلندر و کوتاه تر شدن دوره احتراق می‌شود. پاشش سوخت دیزل در زمان بندی ۱۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا در شرایط کارکردی احتراق دیزل-گاز سنتز ۴۰٪ باعث افزایش سطح ناپایداری فرایند احتراق می‌شود. همچنین، بیشینه دما و فشار درون سیلندر در تمام شرایط کارکردی را برای هر سه کاسه پیستون افزایش می‌دهد و در نتیجه بازده احتراق گاز سنتز را بهبود می‌بخشد. در ارتباط با آلاینده‌ها، پاشش زودهنگام دیزل در ۱۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا باعث کاهش همزمان ذرات دوده، هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسیدکربن می‌شود. با این حال، اکسیدهای ازت به مقدار قابل توجهی افزایش می‌یابند. از مزیت‌های دیگر جلوگیری از زمان پاشش دیزل کاهش اتلاف حرارتی گازهای خروجی همزمان با افزایش بازده ناخالصی اندیکاتوری است.
- پاشش سوخت دیزل در زمان بندی ۱۶ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا به همراه استفاده از هندسه کم عمق عریض در شرایط کارکردی دیزل-گاز سنتز ۴۰٪ در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص (پاشش سوخت در ۱۰ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و به کارگیری هندسه کاسه پیستون مقعر) باعث کاهش همزمان اکسیدهای ازت (۳٪)، ذرات دوده (۳۷٪)، هیدروکربن‌های نسوخته (۶۲٪) و اتلاف حرارتی گازهای خروجی (۴/۵٪) می‌شود. با این حال، از معایب به کارگیری این راهبرد در این مطالعه می‌توان به افزایش میزان احتراق ناقص (۲/۵٪)، انتقال حرارت اتلافی (۷٪)، مونوکسیدکربن (۵۵۳٪) و همچنین کاهش بازده ناخالصی اندیکاتوری (۴/۷٪) اشاره کرد.
- به کارگیری هندسه کاسه پیستون استوانه‌ای باعث افزایش نواحی غنی در نزدیکی لبه کاسه پیستون می‌شود. همچنین، در زمان بندی ۱۰ درجه میل لنگ قبل از نقطه مرگ بالا در شرایط کارکردی احتراق دیزل خالص، دیزل-گاز سنتز ۲۰ درصد و ۴۰ درصد باعث افزایش چشمگیر میزان ذرات دوده به ترتیب حدود ۹۰٪، ۶۲/۵٪ و ۱۴۰٪ در مقایسه با حالت پایه احتراق دیزل خالص می‌شود. در مقایسه با هندسه پیستون کم عمق عریض، اثرهای مثبت و مخرب این هندسه به مراتب کمتر است که دلیل اصلی آن نسبت قطر کاسه به سیلندر نسبتاً برابر آن با هندسه مقعر است. به طور کلی،

کاهش نسبت قطر کاسه پیستون به قطر سیلندر موتور می‌تواند باعث تضعیف فرایند احتراق، افزایش سطح تشکیل آلاینده‌های پایه‌کربنی و تخریب عملکرد موتور می‌شود.

## تشکر و قدردانی

نویسندگان این مقاله علمی از دانشگاه تخصصی فناوری‌های نوین آمل بابت حمایت مالی از این پژوهش عددی کمال تشکر و قدردانی را دارند.

## فهرست علائم و اختصارها

چگالی	Density	$\rho$
دو بعدی	The-dimensional	2D
سه بعدی	Three-dimensional	3D
نسبت هوا به سوخت	Air-Fuel Ratio	AFR
قبل از نقطه مکث بالا	Before Top Dead Center	BTDC
زاویه میل‌لنگ	Crank Angle	CA
دینامیک سیالات محاسباتی	Computational Fluid Dynamic	CFD
مونوکسید کربن	Carbon Monoxide	CO
درجه	degree	deg
زمان بندی پاشش مستقیم دیزل	Diesel Direct Injection Timing	DDIT
احتراق دیزل-گاز سنتز	Diesel-Syngas Combustion	DSC
انرژی	Energy	E
بازگردانی دود	Exhaust Gas Recirculation	EGR
زمان باز شدن سوپاپ خروجی گاز	Exhaust Valve Opening	EVO
گرم	Gram	g
گاز هیدروژن	Hydrogen gas	H <sub>2</sub>
آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته	Hydro-Carbons	HC
فشار هوای چندراهه ورودی	Intake Manifold Air Pressure	IMAP
دمای هوای چندراهه ورودی	Intake Manifold Air Temperature	IMAT
میانگین فشار موثر اندیکاتوری	Indicated Mean Effective Pressure	IMEP
زمان بسته شدن سوپاپ ورودی هوا	Intake Valve Closing	IVC
ژول	Jules	J
کیلوگرم	Kilogram	kg
لیتر	Liter	L
ارزش حرارتی کمینه	Lower Heating Value	LHV
جرم	Mass	m
میلی‌متر	Millimeter	mm
میلیون پاسکال	Million Pascal	MPa



گاز نیتروژن	Nitrogen gas	N <sub>2</sub>
اکسیدهای ازت	Nitrogen Oxides	NO <sub>x</sub>
گاز اکسیژن	Oxygen gas	O <sub>2</sub>
احتراق دیزل خالص	Pure Diesel Combustion	PDC
ذرات دوده	Particulate Matter	PM
شدت کوبش	Ring Intensity	RI
نرمال سازی مجدد گروهی	Re-Normalization Group	RNG
دور در دقیقه	Revolution Per Minute	RPM
حجم	Volume	V
بازده حجمی	Volumetric Efficiency	V <sub>E</sub>

## منابع

1. F. Jurić and et al., "Experimental and numerical investigation of injection timing and rail pressure impact on combustion characteristics of a diesel engine," *Energy Conversion and Management*, 185, 2019, pp. 730–739.
2. S. M. Shareef and D. K. Mohanty, "Experimental investigations of dairy scum biodiesel in a diesel engine with variable injection timing for performance, emission and combustion," *Fuel*, 280, 118647, 2020, pp.1-15.
3. Motionlab Marketing Ltd, "Diesel in Europe in 2017: annus horribilis-JATO," *JATO*, <https://www.jato.com/diesel-in-europe-in-2017-annus-horribilis>, Accessed Jan. 12, 2021.
4. L. Ning, Q. Duan, H. Kou and K. Zeng, "Parametric study on effects of methanol injection timing and methanol substitution percentage on combustion and emissions of methanol/diesel dual-fuel direct injection engine at full load," *Fuel*, 279, 118424, 2020, pp.1-11.
5. M. J. Noroozi, M. Seddiq and H. Habibi, "Numerical Study of the Effects of Injection Timing and Using Group-Hole Nozzle for Fuel Injection in a Compression Ignition Engine," *Fuel and Combustion*, 12, No. 1, 2019, pp. 51–76. (in Persian)
6. R. Mobasheri and M. Seddiq, "Applying the Homogeneity Factor to Evaluate the Effects of Pilot Injection Characteristics on Air-Fuel Mixing Quality and Engine Performance in a Turbo-Charged High Speed Direct Injection (HSDI) Diesel Engine," *Fuel and Combustion*, 20, No. 2, 2017, pp. 53–71. (in Persian)
7. S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. A. Splitter and R. D. Reitz, "Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion," *International Journal of Engine Research*, 12, No. 3, 2011, pp. 209–226.
8. A. Yousefi, H. Guo and M. Birouk, "Effect of diesel injection timing on the combustion of natural gas/diesel dual-fuel engine at low-high load and low-high speed conditions," *Fuel*, 235, 2019, pp. 838–846.
9. A. Mohammadian, H. Chehrmonavari, A. Kakaee and A. Paykani, "Effect of injection strategies on a single-fuel RCCI combustion fueled with isobutanol/isobutanol + DTBP blends," *Fuel*, 278, 2020, 118219, pp.1-13.
10. J. S. Rosa, M. E. S. Martins, G. D. Telli, C. R. Altafini, P. R. Wander and L. A. O. Rocha, "Exploring the effects of diesel start of injection and water-in-ethanol concentration on a reactivity controlled compression ignition engine," *Fuel*, 281, 2020, 118751 pp.1-14.
11. J. Benajes, J. V. Pastor, A. García and J. Monsalve-Serrano, "An experimental investigation on the influence of piston bowl geometry on RCCI performance and emissions in a heavy-duty engine," *Energy Conversion and Management*, 103, 2015, pp. 1019–1030.
12. V. Karthickeyan, "Effect of Combustion Chamber Bowl Geometry Modification on Engine Performance, Combustion and Emission characteristics of Biodiesel Fuelled Diesel Engine with its Energy and Exergy Analysis," *Energy*, 176, 2019, pp. 830-852.
13. B. Jafari, M. Seddiq and S. M. Mirsalim, "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*, 146808742096121, 2020, pp. 1-17.
14. R. Sener, M. U. Yangaz and M. Z. Gul, "Effects of injection strategy and combustion chamber modification on a single-cylinder diesel engine," *Fuel*, 266, 2020, pp. 117-122.
15. S. Khan, R. Panua and P. K. Bose, "The impact of combustion chamber configuration on combustion and emissions of a single cylinder diesel engine fuelled with soybean methyl ester blends with diesel," *Renewable Energy*, 143, 2019, pp. 335–351.

16. R. D. Reitz and G. Duraisamy, "Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines," *Progress in Energy and Combustion Science*, 46, 2015, pp. 12–71.
17. H. Wang, D. DelVescovo, M. Yao and R. D. Reitz, "Numerical Study of RCCI and HCCI Combustion Processes Using Gasoline, Diesel, iso-Butanol and DTBP Cetane Improver," *SAE International Journal of Engines*, 8, No. 2, 2015, pp. 831–845.
18. D. E. Nieman, A. B. Dempsey and R. D. Reitz, "Heavy-Duty RCCI Operation Using Natural Gas and Diesel," *SAE International Journal of Engines*, 5, No. 2, 2012, pp. 270–285.
19. Z. Xu and et al., "Computational optimization of fuel supply, syngas composition, and intake conditions for a syngas/diesel RCCI engine," *Fuel*, 234, 2018, pp. 120–134.
20. F. D. F. Chuahy and S. L. Kokjohn, "Effects of reformed fuel composition in 'single' fuel reactivity controlled compression ignition combustion," *Applied Energy*, 208, 2017, pp. 1–11.
21. M. Krishnamoorthi, S. Sreedhara and P. Prakash Duvvuri, "Experimental, numerical and exergy analyses of a dual fuel combustion engine fuelled with syngas and biodiesel/diesel blends," *Applied Energy*, 263, 114643, 2020, pp.1-24.
22. M. Yari, N. Kousheshi and A. Saberimehr, "Effect of the composition of syngas derived from biomass gasification on performance and emission characteristic of a diesel-syngas RCCI engine," *Fuel and Combustion*, 12, No. 4, 2019, pp. 77–95. (in Persian)
23. K. J. Richards, P. K. Senecal and E. Pomraning, "CONVERGE (v2.3)," *Convergent Science, Inc.*, Madison, WI, 2016.
24. K. J. Richards, P. K. Senecal and E. Pomraning, "CONVERGE v2.3 Manual," *Convergent Science, Inc.*, Madison, WI, 2016.
25. P. K. Senecal and et al., "Multi-Dimensional Modeling of Direct-Injection Diesel Spray Liquid Length and Flame Lift-off Length using CFD and Parallel Detailed Chemistry," *SAE Technical Paper* 2003-01-1043, 2003.
26. H. Wang, Y. Ra, M. Jia and R. D. Reitz, "Development of a reduced n-dodecane-PAH mechanism and its application for n-dodecane soot predictions," *Fuel*, 136, 2014, pp. 25–36.
27. A. Babajimopoulos, D. N. Assanis, D. L. Flowers, S. M. Aceves and R. P. Hessel, "A fully coupled computational fluid dynamics and multi-zone model with detailed chemical kinetics for the simulation of premixed charge compression ignition engines," *International Journal of Engine Research*, 6, No. 5, 2005, pp. 497–512.
28. R. D. Reitz and F. V. Bracco, "Mechanisms of Breakup of Round Liquid Jets," *The Encyclopedia of Fluid Mechanics*, Gulf, Houston: Gulf Publishing Company, 3, 1986, pp. 223-249.
29. S. P. Lin and Z. W. Lian, "Mechanisms of the breakup of liquid jets," *AIAA Journal*, 28, No. 1, 1990, pp. 120–126.
30. D. P. Schmidt and C. J. Rutland, "A New Droplet Collision Algorithm," *Journal of Computational Physics*, 164, No. 1, 2000, pp. 62–80.
31. A. A. Amsden, P. J. O'Rourke and T. D. Butler, *KIVA- II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays*, Los Alamos National Laboratory Technical Report LA-11560-MS, 1989.
32. J. Naber and R. D. Reitz, "Modeling Engine Spray/Wall Impingement," *SAE Technical Paper* 880107, 1988.
33. Z. Han and R. D. Reitz, "A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40, No. 3, 1997, pp. 613–625.
34. V. Yakhot, S. A. Orszag, S. Thangam, T. B. Gatski and C. G. Speziale, "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique," *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, 4, No. 7, 1992, pp. 1510–1520.
35. 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.
36. A. H. Kakaee, A. Nasiri-Toosi, B. Partovi and A. Paykani, "Effects of piston bowl geometry on combustion and emissions characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine," *Applied Thermal Engineering*, 102, 2016, pp. 1462–1472.
37. D. Tenenbaum, "Best-ever efficiency points to clean, green gas-diesel engine," news.wisc.edu, Jul. 15, 2014. <https://news.wisc.edu/best-ever-efficiency-points-to-clean-green-gas-diesel-engine/>, Accessed Dec. 24, 2020.
38. L. Wei, C. Yao, G. Han and W. Pan, "Effects of methanol to diesel ratio and diesel injection timing on combustion, performance and emissions of a methanol port premixed diesel engine," *Energy*, 95, 2016, pp. 223–232.
39. C. P. Abdul Gafoor and R. Gupta, "Numerical investigation of piston bowl geometry and swirl ratio on emission from diesel engines," *Energy Conversion and Management*, 101, 2015, pp. 541–551.

English Abstract

## Computational evaluation of the combustion chamber geometry and applying syngas in a heavy-duty off-road Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) engine

**Bahram Jafari<sup>1\*</sup>, Mahdi Seddiq<sup>2</sup> and Seyyed Mostafa Mirsalim<sup>3</sup>**

1- Faculty of Engineering Modern Technologies, Amol University of Special Modern Technologies (AUSMT), Amol, Iran, B.jafari@ausmt.ac.ir

2- Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ayatollah Boroujerdi University, Borujerd, Iran, Mahdi.Seddiq@abru.ac.ir

3- Department of Mechanical Engineering, Amirkabir University, Tehran, Iran, mo\_mirsalim@aut.ac.ir

\*Corresponding author

(Received: 2021.03.02, Received in revised form: 2021.04.27., Accepted: 2021.05.01)

This numerical research conducted using CONVERGE Computational Fluid Dynamic (CFD) code and devoted to assessing the simultaneous and separate impacts of Diesel Direct Injection Timing (DDIT) (16 to 6 Crank Angle (CA) Before Top Dead Center (BTDC) with 2 CA steps), combustion chamber geometry (re-entrant (baseline), cylindrical, and wide-shallow chamber), and applying syngas (20 and 40% of total energy per cycle) in a heavy-duty off-road RCCI engine. In the case of combustion simulation, the SAGE combustion model was used coupled with a detailed chemical kinetic mechanism consist of 72 species and 360 reactions. Results showed that under baseline operating conditions (DDIT of 10 CA BTDC and using re-entrant piston bowl) increasing the syngas to diesel ratio up to 40% caused a 3.4% rise in heat transfer loss and simultaneous reduction in Nitrogen Oxides (NOx) about 12%, Particulate Matter (PM) up to 88%, and Hydro-Carbons (HCs) nearly 82% compared to Pure Diesel Combustion (PDC) conditions. Besides, utilizing the wide-shallow combustion chamber along with diesel injection at 16 CA BTDC at diesel- 40% syngas combustion operating conditions led to the increment of heat transfer loss (7%), combustion loss (2.5%), and also, simultaneous reduction of NOx (3%), PM (37%), HC (62%), and gross indicated efficiency (4.7%) compared to baseline PDC case.

**Keywords:** RCCI combustion, Syngas, Combustion chamber, Diesel injection timing, Emission, Gross indicated efficiency