

بررسی عددی و تجربی تأثیر مشخصات فواره سوخت بر آلاینده‌های یک موتور دیزل

رسول همتیان^۱، جعفر مساح^{۲*}، سیدرضا حسن بیگی^۳ و علیرضا حاجی علی محمدی^۴

چکیده

در این مقاله اثر فشار پاشش سوخت و زاویه مخروطی فواره پاشش بر آلاینده‌های خروجی موتور دیزل ملی به صورت عددی با مدل صحنه‌گذاری شده با داده‌های تجربی مورد بررسی قرار گرفت. در این پژوهش چهار فشار پاشش سوخت شامل ۱۰۰۰، ۱۴۰۰، ۱۶۰۰ و ۱۸۰۰ بار، و سه زاویه مخروطی فواره پاشش سوخت شامل ۱۵، ۲۵ و ۳۵ درجه در فشار پاشش ۱۴۰۰ بار مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل از شبیه‌سازی نشان داد که با افزایش فشار پاشش سوخت، افزایش فشار ماکزیمم داخل محفظه احتراق از ۱۴۴ بار به ۱۶۲ بار، و دمای داخل محفظه احتراق با افزایش ۸/۲ درصدی از دمای ۱۶۰۷ درجه کلوین به ۱۷۴۰ درجه کلوین تغییر می‌کند؛ همچنین مقدار اکسید نیترات تولید شده افزایش می‌یابد، اما مقدار دوده با افزایش فشار پاشش سوخت به دلیل اختلاط بهتر سوخت و هوا کاهش پیدا می‌کند. تغییر زاویه مخروطی فواره پاشش از ۱۵ درجه به ۳۵ درجه، کاهش فشار داخل محفظه احتراق از ۱۵۷ بار به ۱۵۲ بار را به دنبال دارد. یکی از دلایل این کاهش فشار برخورد قطرات سوخت با دیواره‌های محفظه احتراق در زاویه‌های مخروطی بالاتر است که خود باعث عدم بخارشدن کامل سوخت می‌شود. افزایش دمای محفظه احتراق در زاویه مخروطی فواره پاشش ۱۵ درجه نسبت به ۳۵ درجه از ۱۶۵۴ به ۱۷۱۸ درجه کلوین مشاهده شد.

واژه‌های کلیدی: آلاینده‌های خروجی، زاویه مخروطی فواره پاشش، فشار پاشش، موتور دیزل.

ارجاع: همتیان ر.، مساح ج.، حسن بیگی س. ر. و حاجی علی محمدی ع. ۱۳۹۹. بررسی عددی و تجربی تأثیر مشخصات فواره سوخت بر آلاینده‌های یک موتور دیزل. نشریه پژوهش‌های مکانیک ماشین‌های کشاورزی. ۹(۱): ۱-۱۰.

۱- دانشجوی دکتری گروه مهندسی فنی کشاورزی، پردیس ابوریحان، دانشگاه تهران.

۲- دانشیار گروه مهندسی فنی کشاورزی، پردیس ابوریحان، دانشگاه تهران.

۳- استاد گروه مهندسی فنی کشاورزی، پردیس ابوریحان، دانشگاه تهران.

۴- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان.

* نویسنده مسئول: jmassah@ut.ac.ir

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۰۱/۰۲

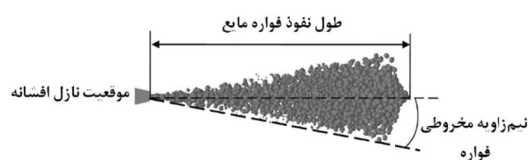
تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۷/۱۵

مقدمه

موتورهای دیزل نسبت به موتورهای بنزینی به دلیل بازده مکانیکی بیشتر، به‌طور گسترده‌ای در صنایع مختلف استفاده می‌شوند. افزایش نسبت توان به وزن و حجم موتور، کاهش مقدار مصرف سوخت مخصوص آن‌ها و رعایت استانداردهای زیست‌محیطی از مهم‌ترین مشخصه‌های موتورهای دیزل پیشرفته است. در دهه‌های اخیر تلاش‌های زیادی جهت افزایش بازده و تا حد امکان کاهش آلاینده‌های تولیدی توسط این موتورها، انجام شده است.

تلاش‌های صورت‌گرفته برای کاهش آلاینده‌های گازهای خروجی موتورهای درونسوز را در دو رویکرد کلی می‌توان نگریست؛ در رویکرد اول اجازه داده می‌شود که احتراق، سطح بالایی از آلاینده‌ها را تولید کند سپس از سامانه‌هایی برای پاکسازی گازهای خروجی قبل از ورود به محیط استفاده می‌شود. این روش توسط بیشتر سازندگان موتورهای احتراقی انتخاب می‌شود. برای نمونه در یک موتور رایج از یک سامانه پیچیده پاکسازی دود خروجی مانند فیلتر ذرات دیزل، مبدل کاتالیستی برای کاهش اکسیدهای نیتروژن، کاتالیست اکسایش برای منواکسیدکربن و هیدروکربن نسوخته استفاده می‌شود. با گذشت زمان این فیلترها، از ذرات اشباع می‌شود و افزایش مقاومت در برابر عبور جریان گاز (فشار برگشتی) را به دنبال دارد. این فشار، مصرف سوخت را افزایش و عملکرد موتور را کاهش می‌دهد. بنابراین ضرورت فرآیند بازتولید یا پاکسازی فیلترها نمایان می‌شود. در مجموع اگرچه آلاینده‌های موتورهای درونسوز را با استفاده از کاتالیزور می‌توان کاهش داد ولی ساخت کاتالیزورها پرهزینه است و بازده کمی دارند (Gege et al., 2003; Weclas, 2010). اما در رویکرد دوم سعی بر آن است که تولید آلاینده‌ها در مبدا یعنی در فرآیند احتراق کاهش یابد. روش‌های گوناگونی که برای کاهش آلاینده‌های موتورهای درونسوز در این رویکرد استفاده می‌شود عبارتند از پاشش الکترونیکی سوخت با فشار بالا، کنترل متغیر سوپاپ، برگرداندن بخشی از گاز خروجی به محفظه احتراق، تغییر هندسه راه‌گاه‌های ورودی هوا و محفظه احتراق و غیره (Cosadia et al., 2006; Mendez & Thirouard, 2008). با وجود این، حتی ترکیبی از این روش‌ها نیز مشکل

آلاینده‌های موتور را در تمام شرایط کارکرد آن نمی‌تواند حل کند (Stiesch, 2003; Baumgarten, 2006). کاهش آلاینده‌هایی مانند NOx و دوده در موتورهای دیزل بدون از دست دادن بازده موتور کار آسانی نیست. رفتار افشانه و جهت آن، با ثابت نگهداشتن بازده موتور نقش مهمی در کاهش آلاینده‌ها دارد (Gege et al., 2003; Weclas, 2010). بسیاری از محققان متوجه شدند که افزایش فشار پاشش سوخت باعث افزایش متمیزه‌شدن افشانه، کاهش اندازه قطرات و افزایش طول نفوذ افشانه می‌شود. پاشش سوخت با فشار زیاد همچنین توزیع بهتر قطرات سوخت را در پی دارد. افزایش طول نفوذ افشانه ممکن است سبب خیس‌شدن دیواره شود که این خود باعث ایجاد مشکلاتی می‌شود. به‌طور کلی و بدون در نظر گرفتن اندازه موتور و سیستم احتراقی آن، فشار پاشش سوخت در یک موتور دیزل استاندارد در محدوده ۲۰۰ تا ۲۰۰۰ بار است. سامانه پاشش سوخت ریل مشترک پاشش مستقیم^۱ (CRDI) در موتورهای دیزل به دلیل رسیدن به درجه بالاتری از متمیزه‌شدن و نفوذ بهتر به داخل محفظه احتراق مورد استفاده قرار گرفت. فشار بالاتر پاشش سوخت باعث متمیزه‌شدن و بخارشیدن سوخت در زمان کمتر می‌شود. فشار پاشش سوخت و زاویه مخروطی افشانه از مهمترین پارامترهای تأثیرگذار بر پدیده احتراق هستند (Cosadia et al., 2006; Gege et al., 2003; Baumgarten, 2006; Mendez & Thirouard, 2008). زاویه بین دو خطی که از نازل افشانه شروع شده و تا دو نقطه‌ای که بیشینه فاصله شعاعی بسته‌های مایع (شامل قطرات مایع سوخت) را دارند، به عنوان زاویه مخروطی فواره در نظر گرفته می‌شود (Stiesch, 2003). طول نفوذ فواره مایع و نیم‌زاویه مخروطی فواره در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱- طرح‌واره نیم‌زاویه مخروطی و طول نفوذ فواره

در پژوهشی دیگر اثر زمان پاشش سوخت و فشار پاشش سوخت روی یک موتور تک سیلندر تحقیقاتی مورد آزمایش قرار گرفت. آزمایشها با سرعت دورانی ثابت (۲۵۰۰ دور در دقیقه) با دو فشار پاشش (به ترتیب ۵۰۰ و ۱۰۰۰ بار) و زمان شروع تزریق^۱ متفاوت انجام شد. در فشار پاشش سوخت کمتر، مقدار فشار داخل محفظه احتراق و میزان آزادسازی گرما^۲ (ROHR) بیشتر بود. زمان تزریق اصلی ROHR بالاتری را در مراحل اولیه احتراق نتیجه داد. با افزایش فشار پاشش سوخت، انتشار دی‌اکسیدکربن، هیدروکربن نسوخته و اکسید نیتروژن افزایش یافت. در زمان تزریق اصلی میزان انتشار دی‌اکسیدکربن و هیدروکربن نسوخته کاهش و انتشار اکسید نیتروژن به میزان قابل توجهی افزایش پیدا کرد (Agarwal et al., 2013).

در تحقیقی، مخلوط نسبت‌های مختلف بیودیزل و دیزل بر عملکرد و آلایندگی موتور دیزل پاشش مستقیم در فشارهای مختلف پاشش مورد بررسی قرار گرفت. آزمایشها در بار ثابت موتور و در فشارهای تزریق (۱۹۰، ۲۰۰، ۲۱۰، ۲۲۰، ۲۳۰) بار انجام گرفت. ویژگی‌های عملکردی مانند بازده حرارتی ترمزی، مصرف سوخت ویژه، دمای گاز خروجی و میزان آلاینده‌های خروجی مانند اکسید نیتروژن، مونواکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته مورد بررسی قرار گرفت. از نتایج بدست آمده مشاهده شد که فشار تزریق ۲۱۰ بار باعث عملکرد بهتر و آلاینده‌های خروجی بهتر برای کلیه مخلوط‌های سوخت است (Mutyalu et al., 2018).

Lamas et al. (2019) تأثیر استراتژی‌های تزریق چندگانه بر آلاینده‌ها و عملکرد در یک موتور دیزل چهار زمانه دریایی را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها، یک مدل CFD برای تجزیه و تحلیل چرخه عملیات و ترکیب گاز خروجی موتور مورد مطالعه ارائه دادند. پس از اعتبارسنجی، تأثیر چهار پارامتر میزان تزریق، مدت زمان تزریق، لحظه شروع تزریق و تعداد پیش پاشش‌ها مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. نتایج نشان داد که تزریق سوخت یک عامل حیاتی است که بر احتراق و انتشار آلاینده‌ها اثر می‌گذارد. همچنین نتایج نشان داد که با افزایش ۲۰٪ تزریق اولیه،

همچون تمامی پدیده‌های مهندسی، در زمینه موتورهای درونسوز نیز، تحقیقات با استفاده از دو روش اصلی آزمایشگاهی و عددی صورت می‌گیرند. به سبب هزینه زیاد تجهیزات و امکانات لازم در روش آزمایشگاهی، جهت مطالعه در زمینه موتورهای درونسوز معمولاً از روش‌های عددی استفاده می‌شود. علاوه بر هزینه اندک، روش‌های عددی دارای مزایای دیگری نیز هستند که از آن جمله می‌توان به ارائه اطلاعاتی در زمینه روند انجام واکنش‌های شیمیایی و روند تولید آلاینده‌ها اشاره نمود.

Celikten (2003) در مطالعه‌ای آزمایشگاهی اثر فشار پاشش سوخت بر عملکرد و آلایندگی یک موتور دیزل پاشش غیرمستقیم با سوخت دیزل را بررسی نمود. در این تحقیق دور موتور در محدوده ۱۵۰۰-۴۵۰۰ دور بر دقیقه با فواصل ۵۰۰، و فشار پاشش در چهار سطح ۱۰۰، ۱۵۰، ۲۰۰ و ۲۵۰ بار مطالعه شد؛ نتایج این تحقیق نشان داد که عملکرد موتور در فشار ۱۵۰ بار بهینه است.

در مطالعه‌ای تجربی، تأثیر سه فشار بالای ۱۰۰۰، ۲۰۰۰ و ۳۰۰۰ بار بر روی مشخصه‌های فواره سوخت دیزل بررسی شد. در این مطالعه، مشخصه‌هایی مانند قطر میانگین قطرات، طول نفوذ فواره و آشفتنگی محیط تزریق مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج نشان‌دهنده ترکیب بهتر سوخت و هوا، و فرآیند ریزسازی در فشارهای تزریق قوی‌تر با افزایش آشفتنگی در محیط تزریق بود (Nishida et al., 2007).

در تحقیقی، عملکرد یک موتور دیزل پاشش مستقیم با مخلوط‌های مختلف سوخت دیزل-بیودیزل در سرعت‌های دورانی مختلف موتور به صورت تجربی بررسی شد. در طی آزمایش‌ها، فشار پاشش سوخت ۱۸۵، ۲۰۰ و ۲۱۵ بار بود. مقادیر گشتاور و مصرف سوخت ویژه ترمزی برای سوخت‌هایی با ۲۰، ۴۰ و ۱۰۰ درصد سوخت بیودیزل در شرایط مختلف دور موتور و فشار پاشش اندازه‌گیری و ثبت شدند. نتایج نشان داد که افزایش فشار پاشش سوخت برای سوخت‌هایی با ۲۰، ۴۰ و ۱۰۰ درصد سوخت بیودیزل به ترتیب باعث افزایش گشتاوری معادل ۶/۵، ۴/۹ و ۸/۱ و همچنین کاهش بیشینه مصرف ویژه سوخت ترمزی به میزان ۱۲، ۱۲/۶ و ۹/۲ شد. همچنین، با افزایش فشار پاشش، دمای گازهای خروجی از مجرای دود و بیشینه فشار درون استوانه موتور افزایش یافت (Rostami et al., 2010).

1- Start of injection
2- Rate of heat release

Yesilyurt (2019) در تحقیقی تأثیر فشار پاشش سوخت را بر روی عملکرد و مشخصات آلاینده‌گی یک موتور دیزل با مخلوط سوخت دیزل با بیودیزل تولید شده از روغن پسماند آشپزخانه در مخلوط‌های ۵ تا ۳۰ درصد بررسی نمود و با سوخت دیزل مقایسه کرد. آزمایش‌ها در شش فشار پاشش سوخت (۱۷۰-۲۲۰ با گام ۱۰ بار) و یازده دور موتور (۱۰۰۰-۳۰۰۰ با گام ۲۰۰ دور بر دقیقه) در حالت تمام بار جهت یافتن بهترین فشار پاشش و بهترین مخلوط سوخت انجام شد. افزایش فشار پاشش سوخت تا ۲۱۰ بار باعث افزایش گشتاور موتور، قدرت ترمزی و بازده حرارتی ترمزی شد. علاوه بر این، افزایش فشار تزریق، کاهش در تولید هیدروکربن‌های نسوخته و دود و همچنین افزایش انتشار اکسید نیتروژن و دی‌اکسیدکربن را به دنبال داشت.

مرور منابع نشان داد که مطالعه عددی تأثیر پارامترهای افشانه از قبیل زاویه مخروطی فواره پاشش بر احتراق و آلاینده‌گی موتور دیزل پاشش مستقیم تاکنون انجام نشده است. به همین دلیل، در این مقاله، با استفاده از روش عددی و اعتبارسنجی با داده‌های تجربی اثر چهار فشار پاشش و سه زاویه مخروطی فواره پاشش بر احتراق و آلاینده‌های خروجی یک موتور دیزل پاشش مستقیم با سامانه تزریق ریل مشترک مورد بررسی قرار گرفت.

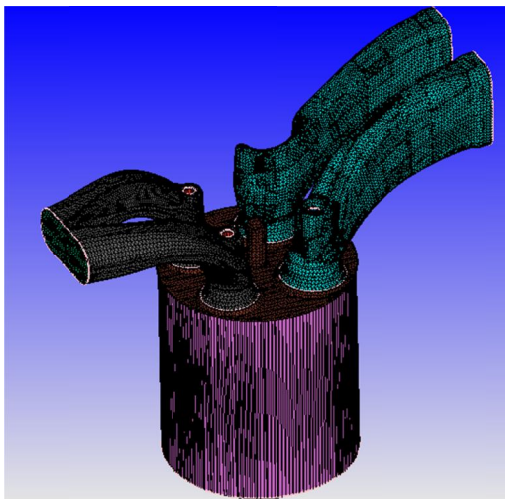
مواد و روش‌ها

در این پژوهش از مدل موتور دیزل چهار زمانه پاشش مستقیم ملی (با مشخصات ذکر شده در جدول ۱) که توسط مرکز تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو طراحی شده است، استفاده شد. افشانه این موتور از نوع ۸ سوراخه با قطر ۱۲۸ میکرومتر و فشار پاشش ۱۴۰۰ بار در دور موتور ۲۰۰۰ دور بر دقیقه بود. زمان‌بندی مربوط به باز و بسته‌شدن سوپاپ‌های ورودی هوا و خروجی دود مطابق با تصویر نشان داده‌شده در شکل ۲ است. همان‌گونه که در این شکل دیده می‌شود هر دو سوپاپ ورودی و خروجی از صفر تا ۲۰ درجه میل‌لنگ و همچنین از ۷۰۰ تا ۷۲۰ درجه میل‌لنگ باز هستند و در این زوایا همپوشانی دارند.

اکسید نیتروژن ۳۱/۹٪ کاهش یافت. ۴ درجه پیشرفت زاویه شروع تزریق پایلوت کاهش ۶۵/۷٪ اکسید نیتروژن را به دنبال داشت و با کوتاه شدن مدت پاشش پایلوت به اندازه ۴ درجه، اکسید نیتروژن ۲۰/۱٪ کاهش پیدا کرد و با استفاده از ۴ مرتبه پاشش پایلوت اکسید نیتروژن ۳۶.۷٪ کاهش یافت. افزایش جزئی هیدروکربن‌ها، مونوکسیدکربن و مصرف سوخت به مقدار کمتر از ۵٪ تقریباً برای تمام موارد مورد بررسی رخ داد و افزایش ناچیز انتشار دی‌اکسیدکربن مشاهده شد.

در پژوهشی دیگر، از ترکیب CFD با مدل سینتیکی شیمیایی کاهش‌یافته برای مطالعه فرآیند احتراق و ویژگی‌های آلاینده‌های موتور دوگانه‌سوز گاز طبیعی-دیزل در زاویه‌های مختلف اسپری انژکتور استفاده کردند. نتایج نشان داد که با افزایش زاویه بین فواره پاشش از ۶۰ تا ۱۴۰ درجه، حداکثر فشار سیلندر بیشتر می‌شود، در حالی که اگر این زاویه به ۱۶۰ درجه افزایش یابد، فشار داخل سیلندر کمی کاهش می‌یافت. وقتی که زاویه بین فواره پاشش از ۶۰ تا ۱۴۰ درجه افزایش پیدا می‌کرد، دمای میانگین در داخل سیلندر افزایش می‌یافت و مدت زمان دمای بالای ۱۸۰۰ کلوین طولانی‌تر می‌شد. در نتیجه، خروجی‌های NOx با افزایش زاویه بین فواره پاشش بیشتر می‌شد. هنگامی که زاویه از ۱۲۰ درجه به ۱۶۰ درجه افزایش پیدا می‌کرد، متان نسوخته تقریباً غیر قابل تغییر بود. انتشار CO با افزایش زاویه از ۶۰ تا ۱۲۰ درجه کاهش می‌یافت؛ اما در صورتی که زاویه بین ۱۲۰ تا ۱۶۰ درجه قرار گیرد، در سطح پایین‌تر باقی می‌ماند. بنابراین، به منظور تعادل انتشار گازهای NOx، متان نسوخته و CO، زاویه بهینه اسپری باید بین ۱۲۰ تا ۱۶۰ درجه باشد (Shu et al., 2019).

Juric et al. (2019) برای بررسی تجربی و عددی تأثیر زمان‌بندی پاشش و فشار ریل بر روی ویژگی‌های احتراق یک موتور دیزل، شبیه‌سازی CFD انجام دادند و نتایج شبیه‌سازی را با داده‌های آزمایشی اندازه‌گیری شده در فشارهای ریل و زمان‌های تزریق مختلف اعتبارسنجی کردند. نتایج شبیه‌سازی برای هر دو مورد تزریق تک و چند مرحله‌ای تطابق خوبی با داده‌های تجربی داشتند. نتایج همچنین بیانگر این بود که فشار ریل تأثیر کمتری بر فرایند احتراق برای زمان پاشش پس از نقطه مرگ بالا دارد.



شکل ۳- نمایی از حجم منفی موتور در نرم افزار کانورج.

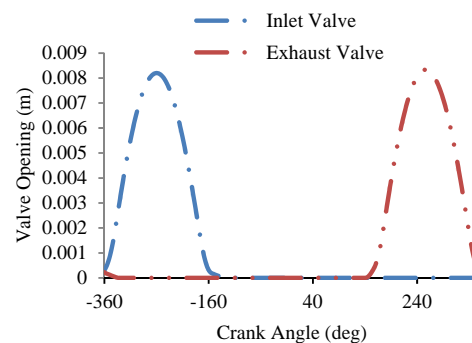
جدول ۱- مشخصات هندسی و عملکردی موتور دیزل ملی		
مقدار	واحد	شرح
۱۴۹۶	cm ³	حجم جابجایی موتور
۴	-	تعداد سیلندرها
۷۶	mm	قطر سیلندر
۸۲/۵	mm	طول پیمایش (کورس) پیستون
۱۶/۵	-	نسبت تراکم
۹۰	kW	حداکثر قدرت
۴۰۰۰	rpm	حداکثر قدرت در سرعت
۲۵۶	N.m	حداکثر گشتاور
۱۷۵۰-۲۶۰۰	rpm	حداکثر گشتاور در سرعت
۴	-	تعداد سوپاپ در یک سیلندر
انژکتوری	-	سیستم سوخت‌رسانی
گازوئیل	-	نوع سوخت
۳۳	Deg. BTDC	زاویه شروع پاشش آزمایشی
۱/۵	Deg.	مدت زمان پاشش سوخت آزمایشی
۳	Deg. BTDC	زاویه شروع پاشش اصلی
۱۲/۲	Deg.	مدت زمان پاشش سوخت اصلی

در این مدل برای مدل‌سازی آشفستگی از مدل RANS (Speziale, 1998) برای مدل‌سازی احتراق از مدل KH-RT و برای مدل‌سازی پاشش سوخت، از مدل RT و KH استفاده شد که ترکیبی از دو مدل KH و RT است، استفاده شد (Beale, 1999; Senecal *et al.*, 2003; Senecal *et al.*, 2007). همچنین در این مدل برای شبیه‌سازی برخورد و انعقاد قطرات از مدل ارورک^۲، برای تخیخ قطرات از مدل فروسلینگ^۳ و برای برخورد قطرات به دیواره از مدل ریوند^۴ استفاده شد (Amsden *et al.*, 1986; Naber & Reitz, 1988; Chiang *et al.*, 1992).

در شکل ۴ نمودار فشار درون سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ در سه حالت با تعداد سلول‌های ۲۷۰۰۰۰، ۳۰۹۰۰۰ و ۳۴۰۰۰۰ برای تعیین استقلال از شبکه مقایسه شد. همان‌طور که در شکل مشخص است، با تغییر تعداد سلول‌ها از ۳۰۹۰۰۰ به ۳۴۰۰۰۰ نمودار فشار درون سیلندر تغییر چندانی نکرد. در نتیجه در این مدل از تعداد سلول کمتر یعنی ۳۰۹۰۰۰ استفاده شد.

برای بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد و آلاینده‌های خروجی موتور لازم بود که ابتدا مدل با داده‌های آزمایشگاهی اعتبارسنجی شود.

جهت اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی، موتور به‌طور تجربی در اتاق آزمون، مورد آزمایش قرار گرفت. این آزمایش در اتاق آزمون آزمایشگاه مرکز تحقیق، طراحی و تولید موتور



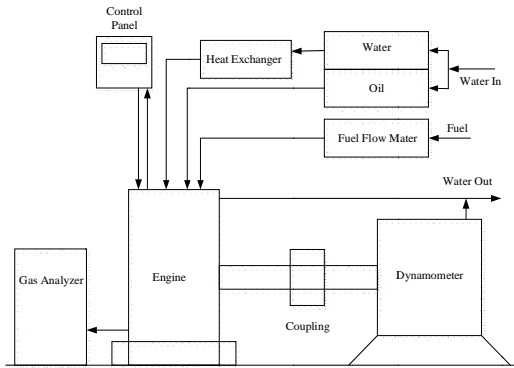
شکل ۲- نمودار بازشدگی سوپاپ‌های ورودی و خروجی بر حسب زاویه میل‌لنگ

به منظور تحلیل احتراق و همچنین نظارت کامل بر موتور، حسگرهای دما و فشار در قسمت‌های مختلف موتور نصب شدند. حسگر فشار داخل سیلندر در قسمت شمع گرم‌کن موتور نصب شد و نمودار تجربی فشار محفظه احتراق بر حسب زاویه لنگ به‌صورت تجربی به‌وسیله این حسگر استخراج شده‌است.

به جهت شبیه‌سازی دقیق و بررسی تمام اثرات از جمله اثر جریان‌های هوای ورودی بر احتراق موتور دیزل از مدل کامل یک سیلندر موتور استفاده شد که شکل ۳ نمایی از مدل مورد استفاده در نرم‌افزار کانورج^۱ را نشان می‌دهد.

2- O'Rourke
3- Frossling
4- Rebound/slide

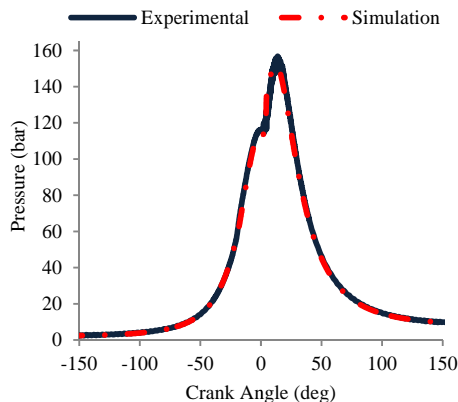
1- CONVERGE



شکل ۵- طرح‌واره اتاق آزمون موتور مورد استفاده



شکل ۶- نمایی از موتور دیزل ملی در اتاق آزمون



شکل ۷- مقایسه داده‌های تجربی و شبیه‌سازی تغییرات فشار درون سیلندر بر حسب زاویه لنگ در سرعت دورانی ۲۰۰۰ دور بر دقیقه

نتایج و بحث

بررسی تأثیر فشار پاشش

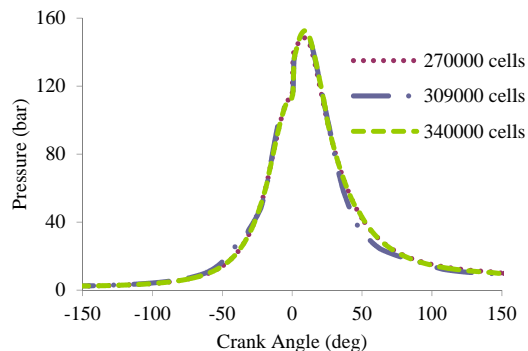
در این بخش تأثیر افزایش فشار پاشش سوخت بر فشار و دمای داخل محفظه احتراق و آلاینده‌های خروجی بررسی شده است. همان‌طور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، با افزایش فشار پاشش از مقدار ۱۰۰۰ بار تا ۱۸۰۰ بار، فشار

ایران‌خودرو (ایپکو) انجام شد. شماتیک اتاق آزمون موتور مورد استفاده در این پژوهش در شکل ۵ نشان داده شده‌است. اتاق آزمون مجهز به انواع مختلف حسگرها (مبدل‌ها)، عملگرها و سامانه‌های جمع‌کننده‌ی اطلاعات است. تجهیزاتی که در اتاق آزمون مورد استفاده قرار گرفتند عبارتند از:

- دینامومتر؛
- اندازه‌گیری مصرف سوخت و هوای ورودی به موتور؛
- حسگر اکسیژن؛
- تحلیل‌گر گازهای خروجی؛
- حسگرهای دما، فشار و رطوبت.

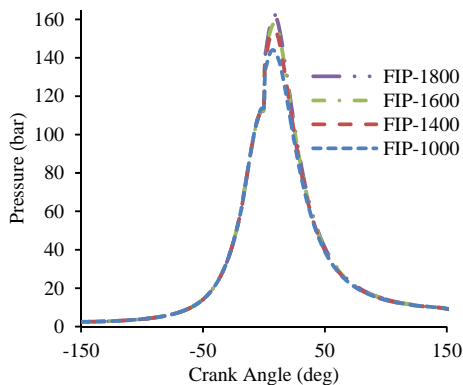
این آزمون در شرایط مرزی با فشار سطح دریا ۱/۰۱۳۲۵ اتمسفر و با کنترل دمای هوای ورودی بین ۲۵ تا ۳۵ درجه سلسیوس انجام شد. در این مطالعه اندازه‌گیری‌ها در حالت تمام بار^۱ در فشار پاشش ۱۴۰۰ بار صورت گرفت. فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ اندازه‌گیری شد. در شکل ۶ نمایی از موتور در اتاق آزمون نمایش داده شده‌است.

شکل ۷ تغییرات نمودار فشار درون سیلندر، در مقایسه با داده‌های تجربی برای حالت تمام بار، سرعت دورانی ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و فشار سوخت ۱۴۰۰ بار را نشان می‌دهد. همانگونه که در شکل نیز دیده می‌شود، تطابق خوب نمودار فشار درون سیلندر موتور با داده‌های تجربی اعتبار بالای مدل ساخته‌شده را در شبیه‌سازی فشار پاشش سوخت و زاویه مخروطی اسپری نشان می‌دهد.

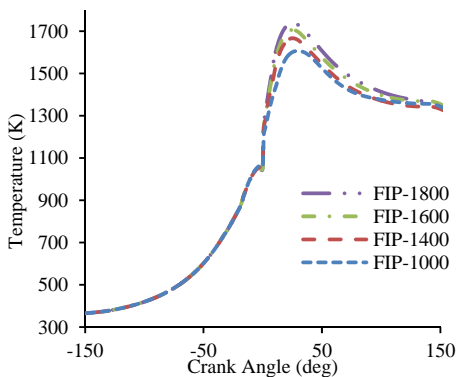


شکل ۴- تغییرات فشار درون سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای تعداد سلول‌های مختلف جهت تعیین استقلال از شبکه

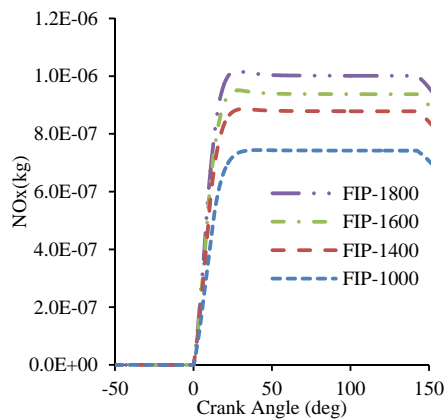
نیترژن تولید شده افزایش و مقدار دوده کاهش می‌یابد. Agarwal *et al.*, (2013) اعلام کردند که دستیابی به مقدار کمتر آلاینده‌های اکسید نیترژن و دی‌اکسیدکربن در فشار پاشش سوخت کمتر قابل دستیابی است.



شکل ۸- تغییرات فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه لنگ در فشارهای پاشش سوخت متفاوت



شکل ۹- تغییرات دمای داخل سیلندر بر حسب زاویه لنگ در فشارهای پاشش سوخت متفاوت



شکل ۱۰- تغییرات اکسیدهای نیترژن بر حسب زاویه لنگ در فشارهای پاشش سوخت متفاوت

ماکزیمم داخل محفظه احتراق از ۱۴۴ به ۱۶۲ بار افزایش می‌یابد. با توجه به شکل ۹، دمای داخل محفظه احتراق نیز با افزایش فشار سوخت از ۱۰۰۰ به ۱۸۰۰ بار با افزایش ۸/۲ درصدی از دمای ۱۶۰۷ به ۱۷۴۰ درجه کلون افزایش می‌یابد. این افزایش دما و فشار به این دلیل است که فشار بالاتر سوخت باعث کاهش اندازه قطرات سوخت و افزایش طول پاشش می‌شود. همچنین سطح تماس بین ذرات سوخت و هوای داخل محفظه احتراق را افزایش می‌دهد. همه این دلایل باعث اختلاط بهتر سوخت و هوا شده و احتراق بهتری را نتیجه می‌دهد. Rostami *et al.*, (2010) نشان دادند که با افزایش فشار پاشش، دمای گازهای خروجی از مجرای دود و بیشینه فشار درون استوانه موتور افزایش می‌یابد. در تحقیقی دیگر، محققین نشان دادند که با افزایش فشار پاشش دمای گازهای خروجی افزایش یافت (Mutyalu *et al.*, 2018).

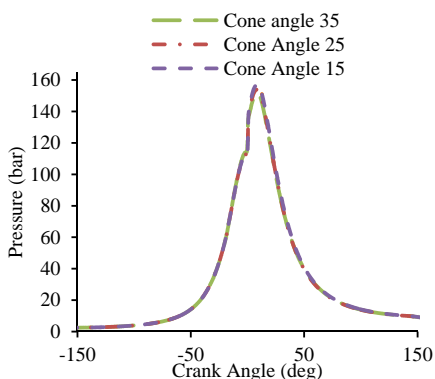
در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ تغییرات اکسیدهای نیترژن و دوده بر حسب زاویه لنگ در فشارهای پاشش سوخت متفاوت نشان داده شده‌اند. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش فشار پاشش سوخت، بیشینه دما در محفظه احتراق بیشتر شده و به دنبال آن مقدار اکسیدهای نیترژن تولید شده نیز افزایش می‌یابد. اما مقدار دوده با افزایش فشار پاشش سوخت به دلیل اختلاط بهتر سوخت و هوا کاهش می‌یابد. Celikten (2003) در پژوهشی اعلام کرد که اکسید نیترژن تولید شده با کاهش فشار پاشش کمتر می‌شود. همچنین Mutyalu *et al.*, (2018) اعلام کردند که با افزایش فشار پاشش سوخت مقدار اکسید نیترژن نیز افزایش می‌یابد.

تغییرات منواکسیدکربن و دی‌اکسیدکربن بر حسب زاویه لنگ برای فشارهای مختلف پاشش سوخت در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ نشان داده شده‌اند. با افزایش فشار پاشش سوخت در لحظات اولیه احتراق موناکسیدکربن تولید شده در فشار سوخت ۱۸۰۰ بار نسبت به بقیه فشارهای پاشش سوخت بیشتر است؛ اما بعد از گذشت زمان و توسعه احتراق مقدار منواکسیدکربن تولیدی در فشار پاشش ۱۸۰۰ بار نسبت به بقیه فشارهای پاشش به کمترین مقدار می‌رسد. با افزایش فشار مقدار دی‌اکسیدکربن تولید شده نیز افزایش می‌یابد.

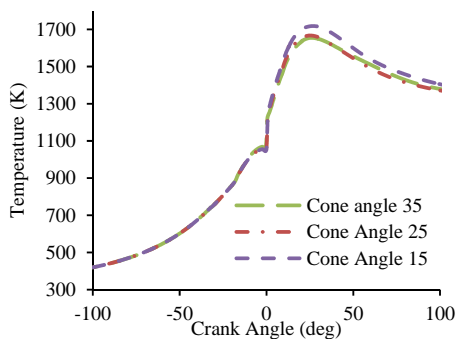
Yesilyurt (2019) در پژوهشی گزارش کرد که با افزایش فشار پاشش سوخت مقدار دی‌اکسیدکربن و اکسید

فشار درون سیلندر، دمای درون سیلندر و آلاینده‌های خروجی موتور موردنظر در شکل‌های ۱۴ تا ۱۸ نشان داده شده‌است.

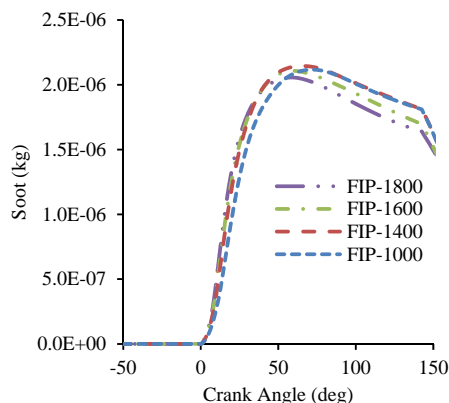
همان‌طور که در شکل ۱۴ مشاهده می‌شود، افزایش زاویه مخروطی پاشش از ۱۵ درجه به ۳۵ درجه باعث کاهش ماکزیمم فشار داخل سیلندر در زاویه ۸ درجه میل‌لنگ از ۱۵۷ بار به ۱۵۲ بار می‌شود. یکی از دلایل این کاهش فشار، برخورد قطرات سوخت با دیواره‌های محفظه احتراق در زاویه‌های مخروطی بالاتر است که خود باعث بخارنشدن کامل سوخت می‌شود. همان‌طور که در شکل ۱۵ دیده می‌شود، در زاویه مخروطی پاشش ۱۵ درجه ماکزیمم دمای محفظه احتراق ۱۷۱۸ درجه کلوین و در زاویه مخروطی پاشش ۳۵ درجه ماکزیمم دمای محفظه احتراق به مقدار ۱۶۵۴ درجه کلوین کاهش یافته است. این ماکزیمم دما در زاویه ۲۶ درجه میل‌لنگ اتفاق افتاده است. در این مورد نیز برخورد قطرات سوخت با دیواره‌های محفظه احتراق در زاویه‌های مخروطی بالاتر می‌تواند دلیل کاهش دمای محفظه احتراق باشد.



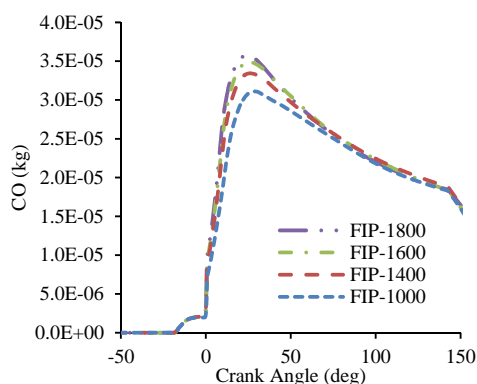
شکل ۱۴- تغییرات فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه لنگ در زاویای مختلف مخروطی اسپری



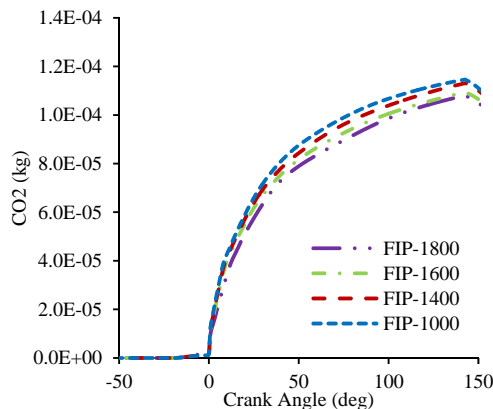
شکل ۱۵- تغییرات دمای داخل سیلندر بر حسب زاویه لنگ در زاویای مختلف مخروطی پاشش



شکل ۱۱- تغییرات دوده بر حسب زاویه لنگ در فشارهای پاشش سوخت متفاوت



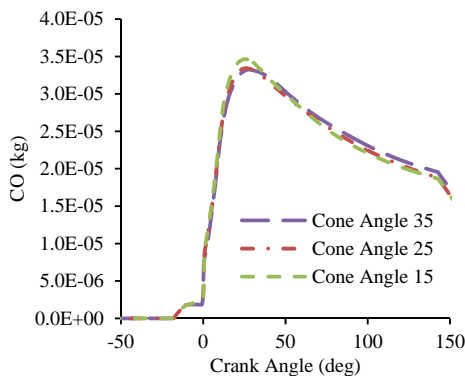
شکل ۱۲- تغییرات منواکسیدکربن بر حسب زاویه لنگ در فشارهای پاشش سوخت متفاوت



شکل ۱۳- تغییرات دی‌اکسیدکربن بر حسب زاویه لنگ در فشارهای پاشش سوخت متفاوت

بررسی تغییر زاویه مخروطی اسپری

زاویه مخروطی فواره پاشش سوخت عدد ثابتی نیست و در طی زمان پاشش با توجه به فشار پاشش سوخت و همچنین فشار محفظه احتراق تغییر می‌کند. اثر سه زاویه مخروطی ۱۵، ۲۵ و ۳۵ در فشار پاشش ۱۴۰۰ بار بر روی



شکل ۱۸- تغییرات منواکسیدکربن بر حسب زاویه لنگ در زاویای مختلف مخروطی پاشش

نتیجه‌گیری

☐ با افزایش فشار پاشش از مقدار ۱۰۰۰ بار تا ۱۸۰۰ بار، فشار ماکزیمم داخل محفظه احتراق از ۱۴۴ به ۱۶۲ بار افزایش می‌یابد.

☐ با افزایش فشار سوخت از ۱۰۰۰ به ۱۸۰۰ بار ماکزیمم دمای احتراق با افزایش ۸/۲ درصدی از دمای ۱۶۰۷ به ۱۷۴۰ درجه کلین افزایش می‌یابد.

☐ با افزایش فشار سوخت مقدار اکسید نیتروژن و دی‌اکسیدکربن افزایش و مقدار دوده کاهش می‌یابد.

☐ افزایش زاویه مخروطی پاشش از ۱۵ درجه به ۳۵ درجه باعث کاهش فشار داخل سیلندر از ۱۵۷ بار به ۱۵۲ بار می‌شود.

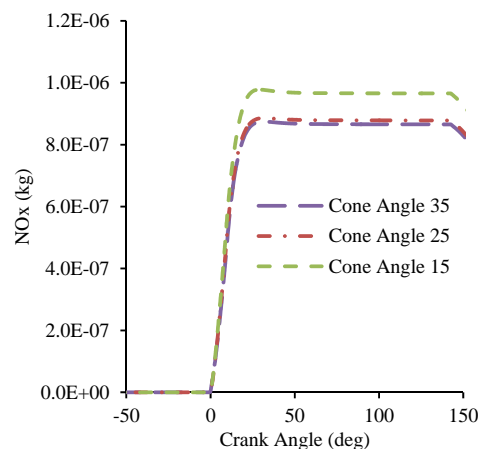
☐ در زاویه مخروطی پاشش ۱۵ درجه دمای محفظه احتراق ۱۷۱۸ درجه کلین و در زاویه مخروطی پاشش ۳۵ درجه دمای محفظه احتراق به مقدار ۱۶۵۴ درجه کلین کاهش می‌یابد.

☐ افزایش زاویه مخروطی باعث کاهش فشار محفظه احتراق، کاهش اکسیدنیترات و افزایش دوده تولیدی از موتور می‌شود.

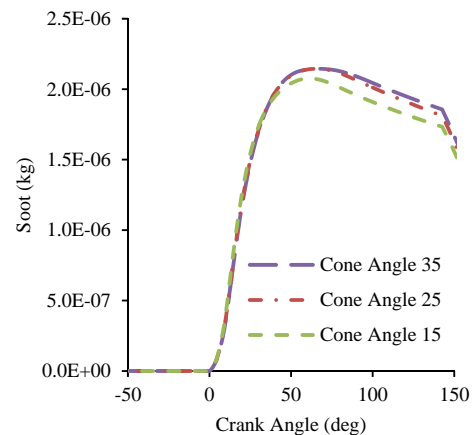
سپاس‌گزاری

نویسندگان این مقاله، مراتب تشکر و قدردانی خود را از معاونت محترم پژوهشی دانشگاه تهران و شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران‌خودرو (ایپکو) اعلام می‌دارند.

شکل‌های ۱۶ و ۱۷ تغییرات اکسیدهای نیتروژن و دوده را بر حسب زاویه لنگ در زاویه‌های مخروطی متفاوت پاشش نشان می‌دهند. همان‌طور که در شکل‌ها دیده می‌شود، با افزایش زاویه مخروطی از ۱۵ به ۳۵ درجه مقدار دوده خروجی از موتور افزایش و مقدار اکسیدهای نیتروژن خروجی کاهش می‌یابد.



شکل ۱۶- تغییرات اکسیدهای نیتروژن بر حسب زاویه لنگ در زاویای مختلف مخروطی پاشش



شکل ۱۷- تغییرات دوده بر حسب زاویه لنگ در زاویای مختلف مخروطی پاشش

با توجه به شکل ۱۸ منواکسیدکربن تولید شده در زاویه مخروطی پاشش ۱۵ درجه در زمان اولیه احتراق بیشترین مقدار را داراست؛ اما بعد از گسترش احتراق و در پایان این مرحله به علت احتراق بهتر به کمترین مقدار نسبت به دو زاویه مخروطی پاشش دیگر می‌رسد.

- Characteristics of DI- CI Engine with Shea Olein Biodiesel. *Materials Today: Proceedings*, 5: 494-500.
13. Naber, J. and Reitz, R. 1988. Modeling Engine Spray/Wall Impingement. *SAE Transactions*, 97: 118-140.
 14. Nishida, K. Zhang, W. and Manabe, T. 2007. Effects of micro-hole and ultra-high injection pressure on mixture properties of D.I. diesel spray. *SAE Technical*, 2007-01-1890.
 15. Rostami, S. Ghobadian, B. Svadkouhi, L. and Ebrahimi, R. 2010. Experimental Investigation of Effect of Injection Pressure on Performance of a Diesel Engine Using Blends of Biodiesel and Diesel. *The Journal of Engine Research*, 21: 73-82. (In Farsi)
 16. Senecal, P. Pomraning, E. Richards, K. Briggs, T. Choi, C. McDavid, R. and Patterson, M. 2003. 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.
 17. Senecal, P. Richards, K. Pomraning, E. Yang, T. Dai, M. Mcdavid, R. Patterson, M. Hou, S. and Shethaji, T. 2007. A New Parallel Cut-Cell Cartesian CFD Code for Rapid Grid Generation Applied to In-Cylinder Diesel Engine Simulations. 10.4271/2007-01-0159.
 18. Shu, J. Fu J. Liu, J. Ma, Y. Wang, S. Deng, B. and Zeng, D. 2019. Effects of injector spray angle on combustion and emissions characteristics of a natural gas (NG)-diesel dual fuel engine based on CFD coupled with reduced chemical kinetic model. *Applied Energy*, 233-234: 182-195.
 19. Speziale, C. 1998. Turbulence modeling for time dependent RANS and VLES: A review. *AIAA Journal*, 36(2): 173-184.
 20. Stiesch, G. 2003. *Modeling Engine Spray and Combustion Process*. Springer, New York, NY, USA, 119-192.
 21. Weclas, M. 2010. Potential of porous-media combustion technology as applied to internal combustion engines. *Journal of Thermodynamics*, Volume 2010, Article ID 789262, 39 p.
 22. Yesilyurt, M. K. 2019. The effects of the fuel injection pressure on the performance and emission characteristics of a diesel engine fuelled with waste cooking oil biodiesel-diesel blends. *Renewable Energy*, 132: 649-666.
- منابع**
1. Agarwal, A. K. Srivastava, D. K. Dhar, A. Maurya, R. K. and Shukla, P. Ch. and Singh, A. P. 2013. Effect of fuel injection timing and pressure on combustion, emissions and performance characteristics of a single cylinder diesel engine. *Fuel*, 111: 374-383.
 2. Amsden A. A. O'rourke P. J. and Butler T. D. 1989. KIVA-II: A computer program for chemically reactive flows with sprays, 107-112.
 3. Baumgarten, C. 2006. *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg Germany.
 4. Beale, J. and Reitz, R. 1999. Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model. *Atomization and Sprays*, 9: 623-650.
 5. Celikten, I. 2003. An Experimental Investigation of the Effect of the Injection Pressure on Engine Performance and Exhaust Emission in Indirect Injection Diesel Engines. *Applied Thermal Engineering*, 23: 2051-2060.
 6. Chiang, C. Raju, M. and Sirignano, W. 1992. Numerical analysis of convecting, vaporizing fuel droplet with variable properties. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35(5): 1307-1324.
 7. Cosadia, I. Bor'ee, J. Charnay, G. and Dumont, P. 2006. Cyclic variations of the swirling flow in a diesel transparent engine. *Experiments in Fluids*, 41(1): 115-134.
 8. Gege, I. Ohno, K. Hong, S. and Sato, H. 2003. Diesel particulate filter: filter material, innovation and design. In *Proceedings of the FAD Conference, Dresden, Germany*, 698-706.
 9. Jurić, F. Petranović, Z. Vujanović, M. Kutrašnik, T. Vihar, R. Wang, X. and Duić, N. 2019. Experimental and numerical investigation of injection timing and rail pressure impact on combustion characteristics of a diesel engine. *Energy Conversion and Management*, 185: 730-739.
 10. Lamas, M. Rodriguez, J. Castro-Santos, L. and Manuel Carral, L. 2019. Effect of multiple injection strategies on emissions and performance in the Wartsila 6L 46 marine engine. A numerical approach. *Journal of Cleaner Production*, 206: 1-10.
 11. Mendez, S. and Thirouard, B. 2008. Using multiple injection strategies in diesel combustion: potential to improve emissions, noise and fuel economy tradeoff in low CR engines. *SAE Trans J. Fuels Lubr*, 1(1): 662-74.
 12. Mutyalu, K. D. Das, V. C. and Srinivasa, Raoc K. 2018. Effect of Fuel Injection Pressure on Performance and Emission