

بررسی تجربی تأثیر فشار پاشش سوخت و زاویه‌ی شروع پاشش سوخت دیزل در احتراق و آلاینده‌ی موتور با احتراق RCCI با سوخت دیزل - گاز طبیعی

سعید غفارزاده (دانشجوی دکتری)

علی نصیری طوسی* (استادیار)

دانشکده‌ی مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت

مسعود ریحانیان (دانشجوی دکتری)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

ویژگی اصلی موتورهای اشتعال تراکمی کنترل واکنشی کاهش قابل توجه آلاینده‌ی اکسیدهای نیتروژن و دوده هم‌زمان با افزایش بازده و کاهش مصرف سوخت است. هدف این مطالعه بررسی تجربی تأثیرات زاویه‌ی شروع و فشار پاشش سوخت دیزل و پاشش دومرحله‌یی سوخت دیزل بر احتراق RCCI است. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد با افزایش فشار پاشش دیزل، شروع احتراق زودتر اتفاق می‌افتد و بیشینه‌ی فشار داخل محفظه‌ی احتراق افزایش می‌یابد و با به‌تعویق انداختن زاویه‌ی شروع پاشش دیزل بیشینه‌ی فشار داخل سیلندر کاهش می‌یابد و زاویه‌ی شروع احتراق هم به تأخیر می‌افتد. همچنین با افزایش فشار پاشش سوخت دیزل آلاینده‌ی NOx افزایش و UHC و CO کاهش می‌یابد. از طرفی نتایج پاشش دو مرحله‌یی سوخت دیزل نشان می‌دهد با تعویق زاویه‌ی شروع پاشش اول بیشینه‌ی فشار داخل سیلندر، HRR و IMEP افزایش می‌یابند و انتشار آلاینده‌ی NOx افزایش و UHC و CO کاهش می‌یابند.

ghaffarzade@gmail.com
anasiri@ardakan.ac.ir
mreyhanian@mech.sharif.edu

واژگان کلیدی: احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی، فشار پاشش، پاشش دومرحله‌یی، بازده حرارتی، آلاینده‌ی

۱. مقدمه

این روش احتراقی، دو سوخت با خصوصیات واکنش‌پذیری مختلف در محفظه‌ی احتراق مخلوط می‌شوند.^[۶] فاز احتراق و مدت زمان احتراق به‌ترتیب به‌وسیله‌ی نسبت‌های هم‌ارزی این دو سوخت و مطابق‌سازی فضایی^۵ بین دو سوخت کنترل می‌شود.^[۷]

موتورهای با احتراق RCCI مصرف سوخت کمتر، بازده احتراق بالا و انتشار گازهای مضر آگروز کمتری مانند اکسیدهای نیتروژن^۶ و ذرات معلق^۷ را نسبت به سایر راهبردهای احتراق ارائه می‌دهند.^[۹،۸] انواع مختلفی از سوخت‌ها از جمله بنزین،^[۵] متانول،^[۱۰] اتانول،^[۱۱] ایزو بوتانول،^[۱۲] پروپانول و آن‌بوتانول^[۱۳] به‌عنوان سوخت با واکنش‌پذیری پایین در فرایند احتراق موتورهای RCCI استفاده می‌شوند. به همین دلیل، بسیاری از محققان تأثیر استفاده از انواع مختلفی از سوخت‌های با واکنش‌پذیری پایین با نسبت‌های مختلف پیش اختلاط تعیین شده را بر عملکرد و انتشار گازهای خروجی موتور مطالعه و بررسی کرده‌اند.

مجبی و همکارانش تأثیر زاویه‌ی شروع پاشش سوخت و مقدار اضافی هوا بر

احتراق دما پایین^۱ یکی از روش‌های رایج برای کاهش آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دوده است.^[۱] احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن^۲ جزو اولین روش‌های این نوع احتراق است که در آن مخلوط سوخت و هوا به‌صورت همگن خارج از سیلندر آماده و سپس به داخل سیلندر وارد می‌شود. احتراق پیش‌آمیخته‌ی جرئی^۳ که بعدها به‌صورت ترکیبی بین احتراق HCCI و احتراق دیفیوژنی مطرح شد، با پاشش سوخت به داخل محفظه‌ی احتراق میزان مطابق‌سازی داخل سیلندر را افزایش داد و کنترل بهتری بر روی فاز احتراق داشت.^[۲،۴] اما این روش‌های احتراقی به‌دلیل مشکلات مرتبط با کنترل نرخ آزادسازی انرژی و فقدان سازوکار کافی کنترل فاز احتراقی در کاربردهای گسترده‌تر با شکست مواجه شدند.^[۴] اخیراً برای غلبه بر این مشکلات، مفهوم احتراق دوگانه‌سوز اشتعال تراکمی کنترل واکنشی^۴ پیشنهاد شده است.^[۵] در

* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۹/۴/۲۱، اصلاحیه ۱۳۹۹/۸/۱۸، پذیرش ۱۳۹۹/۸/۲۵

DOI:10.24200/J40.2020.56029.1556

احتراق RCCI را بر روی یک موتور تک سیلندر دوسوخته با سوخت دیزل - بنزین مطالعه کردند. نتایج تجربی این مطالعه نشان می دهد با پاشش دیر هنگام سوخت دیزل و کاهش لاتدا (با افزایش مقدار سوخت بنزین)، شروع احتراق زودتر خواهد بود و بیشینه ی فشار افزایش خواهد یافت. همچنین با پاشش دیر هنگام سوخت دیزل و کاهش لاتدا آلایندگی NOx افزایش و آلایندگی کربن مونواکسید^۸ کاهش می یابد. با کاهش زاویه ی پاشش به ۶۰ درجه قبل از نقطه ی مرگ بالا نوسانات چرخه یی شدیداً افزایش می یابد و موتور دچار بدسوزی می شود و در نتیجه توان آن افت می کند. اما مقدار میانگین فشار مؤثر اندیکه^۹ در زمان های پاشش دیرتر از این زاویه تقریباً ثابت است.^[۱۲]

مبشری و همکارانش تأثیرات هم زمان روش های فشار پاشش سوخت و بازخورانی گازهای خروجی بر عملکرد و میزان آلایندگی های تولیدی موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم دور بالا را بررسی کردند. نتایج این تحقیق نشان می دهد با ثابت بودن میزان سوخت پاشیده شده و بدون اعمال بازخورانی گازهای خروجی، افزایش فشار پاشش سوخت سبب افزایش فشار مؤثر متوسط اندیکه و کاهش میزان مصرف سوخت ویژه ی اندیکه می شود. با این حال میزان آلایندگی NOx تا حد زیادی افزایش می یابد و میزان آلایندگی PM با کاهش همراه بود. با اعمال درصد های مختلف از بازخورانی گازهای خروجی امکان کاهش آلایندگی NOx با حفظ شرایط کارکردی موتور (میزان مصرف سوخت ویژه ی اندیکه و فشار مؤثر متوسط اندیکه) فراهم می شود. اگرچه در این حالت روند افزایشی آلایندگی دوده به عنوان عاملی منفی باید مورد توجه قرار گیرد.^[۱۵]

پورقاسمی و همکارانش به صورت عددی تأثیر چندین پارامتر از جمله نسبت پیش اختلاط (r_p)، کسر سوخت دیزل در پاشش مستقیم داخل محفظه احتراق اول و دوم، زاویه ی شروع پاشش اول و دوم ($SOI - 1$ و $SOI - 2$)، فشار تزریق و زاویه ی افشانه سوخت بر عملکرد موتور و ویژگی های انتشار آلایندگی ها را بررسی کردند. نتایج این بررسی نشان می دهد که پارامترهای مذکور تأثیر معنی داری بر عملکرد موتور سبک RCCI و انتشار گازهای خروجی موتور دارند. همچنین با کاهش فشار اولین تزریق از ۴۵۰ به ۳۰۰ bar، کارایی ناخالص ۵ درصد افزایش می یابد و CA_{50} تا ۴ درجه زاویه ی لنگ پس انداخته می شود. علاوه بر این، با کاهش زاویه ی اسپری از ۱۴۴ به ۱۰۰ درجه، بازده اندیکه ی ناخالص ۴٪ کاهش می یابد و CA_{50} نیز ۶ درجه ی زاویه ی لنگ پس انداخته می شود. نتایج نشان داد با استفاده از افزایش کسر NG، پیش انداختن $SOI - 1$ ، افزایش کسر سوخت در پاشش اول همراه با کاهش فشار پاشش و استفاده از زمان پاشش انژکتور گسترده تر می توان شاهد کاهش انتشار NOx هم زمان با کنترل انتشار CO و HC شد.^[۷]

سکستا و همکارانش به بررسی تجربی تأثیر زمان بندی پاشش سوخت با واکنش پذیری بالا بر سرعت افزایش فشار بیشینه^{۱۰} و پایداری احتراق در موتور RCCI پرداخته اند. این مطالعه بر روی یک موتور تک سیلندر با حجم ۶۲۵ cc با دو نوع سوخت بنزین - دیزل و متانول - دیزل انجام گرفته است. نتایج نشان می دهد PPRR با پیش انداختن زاویه ی شروع پاشش سوخت با واکنش پذیری بالا برای هر دو حالت RCCI بنزین و متانول کاهش می یابد. برای زمان های مشابه پاشش سوخت، حالت متانول - دیزل از PPRR کمتری در مقایسه با حالت RCCI بنزین - دیزل برخوردار است. علاوه بر این، پاشش دوزمرحله یی PPRR نسبتاً پایین تری در مقایسه با پاشش تک مرحله یی دارد. همچنین تغییرات چرخه یی،^{۱۱} IMEP و THR با پیش انداختن زمان DI افزایش می یابد. زمان DI سوخت با واکنش بالا نقش مهمی در تعیین محدوده ی بار کارکردی احتراق RCCI دارد. برای حالت RCCI

با بنزین - دیزل، راهبرد پاشش دوزمرحله یی می تواند تغییرات چرخه یی IMEP و انتشار گرما^{۱۲} را زیر ۶٪ نگه دارد.^[۱۶]

با توجه به این که اکثر مطالعات انجام گرفته به صورت عددی است، این تحقیق به بررسی تجربی تأثیر فشار و زاویه ی شروع پاشش سوخت و نیز پاشش دوزمرحله یی سوخت دیزل در احتراق و آلایندگی موتور با احتراق RCCI با سوخت دیزل - گاز طبیعی می پردازد. در همین راستا در یک موتور سبک تک سیلندر با استفاده از ECU توسعه یافته قابلیت پاشش سوخت CNG به صورت راهگای^{۱۳} و پاشش سوخت دیزل به صورت مستقیم^{۱۴} به داخل محفظه ی احتراق ایجاد شد. تأثیر افزایش فشار پاشش سوخت و زاویه ی پاشش سوخت به صورت جداگانه بر مقدار IMEP و بازده حرارتی در این تحقیق بررسی شد. همچنین اثر این دو پارامتر، بر شروع و میانه و انتهای احتراق، انتشار آلایندگی های CO، UHC و NOx از دیگر موارد این بررسی است. در ادامه با ایجاد پاشش دوزمرحله یی سوخت دیزل تأثیر آن در احتراق و آلایندگی موتور با احتراق RCCI مورد بررسی قرار گرفت.

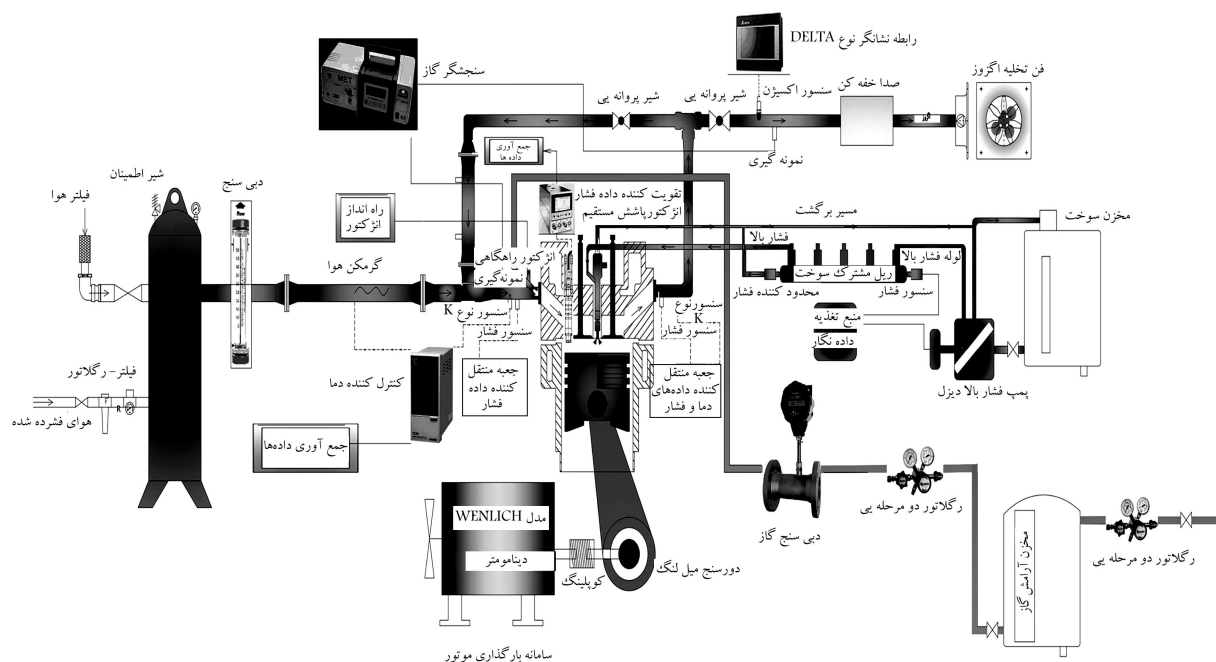
۲. مبانی و روش ها

۲.۱. مشخصات سلول آزمایشی، موتور و سوخت ها

برای انجام آزمون های مربوط به احتراق RCCI دیزل-گاز طبیعی در موتور تک سیلندر فریمان^{۱۵} لازم است که امکان پیش اختلاط گاز طبیعی و هوا در راهگاه ورودی به داخل سیلندر فراهم شود. به منظور پیش اختلاط CNG و هوا، انژکتور گاز در میفولد هوا، در نزدیکی سوپاپ هوا نصب شد. سیستم پاشش سوخت مایع به داخل سیلندر یک سیستم ریل مشترک^{۱۶} شرکت بوش با بیشینه ی فشار پاشش ۱۸۰۰ bar، انژکتور ۸ سوراخه با قطر سوراخ ۱۲۰ μm با شکل پاشش مثلثی است. مشخصات دقیق موتور مورد آزمایش در جدول ۱ و مشخصات انژکتور درگاهی و پاشش مستقیم در جدول ۲ آورده شده است. فشار گاز خط CNG با استفاده از رگلاتور دوزمرحله یی به حدود ۳ bar کاهش می یابد و سپس با عبور از دبی سنج جرمی، به انژکتور گاز هدایت می شود. به دلیل محدودیت لوله ها و اتصالات، فشار سوخت پاشش مستقیم

جدول ۱. مشخصات موتور.

مشخصه	مقدار
نوع موتور	تک سیلندر
آرایش موتور	عمودی
سیستم خنک کاری	آب خنک
بیشینه ی گشتاور (نیوتن متر @ ۲۵۰۰ دور در دقیقه)	۱۵/۳
بیشینه ی توان (کیلووات @ ۳۶۰۰ دور در دقیقه)	۴/۷
بیشینه ی دور (دور در دقیقه)	۳۶۰۰
قطر سیلندر (میلی متر)	۸۲
کورس (میلی متر)	۵۵
طول شاتون (میلی متر)	۹۵/۵۵
حجم جابه جایی (سانتی متر مکعب)	۲۹۰
نسبت تراکم	۱۹ : ۱
سرعت متوسط پیستون (متر بر ثانیه @ ۳۶۰۰ دور در دقیقه)	۶/۶
سیستم احتراق	پاشش مستقیم
زمان بسته شدن سوپاپ هوا (زاویه ی لنگ قبل از TDC)	۱۳۶
زمان باز شدن سوپاپ دود (زاویه ی لنگ بعد از TDC)	۱۶۰



شکل ۱. طرح کلی بستر آزمایش.

جدول ۳. مشخصات سوخت CNG و دیزل. [۱۷]

CNG	دیزل	مشخصه
-	۰/۸۳۵	چگالی در 15°C (گرم بر سانتی متر مکعب)
-	-۲/۷۷	ویسکوزیته سینماتیکی در 40°C (سانتی استوکس)
۴۵	۴۳/۱۵	ارزش حرارتی پایین سوخت (مگاژول بر کیلوگرم)
-	-۴۰	نقطه ی ابری شدن (درجه ی سانتی گراد)
-	۶	نقطه ی اشتعال (درجه ی سانتی گراد)

جدول ۲. مشخصات انژکتور راه گاهی و داخل سیلندر.

مقدار	مشخصه	
۱۵	زاویه ی افشانه (درجه)	انژکتور راه گاهی
۴	تعداد سوراخ	
۳	فشار پاشش (بار)	
۰/۱	قطر سوراخ (میکرومتر)	
۲۷۰	زاویه ی شروع پاشش (زاویه ی لنگ قبل از TDC)	
۱۲۰	زاویه ی افشانه (درجه)	انژکتور داخل سیلندر
۸	تعداد سوراخ	
۶۰۰	فشار پاشش (بار)	
۱۲۰	قطر سوراخ (میکرومتر)	

۳۶۰۰ پالس/دور). برای اجرای احتراق RCCI از دو انژکتور راه گاهی و مستقیم استفاده شده است. مقدار پاشش سوخت CNG و دیزل به ترتیب توسط دبی سنج جرمی (Promass ۸۳A۰۲ endresshauser) (دقت: $\pm 0.5\%$) و SITRANS F C۲۱۰۰ MASS (دقت: $\pm 0.1\%$) اندازه گیری شد. زاویه ی لنگ شروع پاشش، مدت زمان پاشش و فشار پاشش در هر دو انژکتور (یعنی انژکتور سوخت راه گاهی و مستقیم) توسط یک ECU کنترل می شدند. برای تأمین هوا با فشار مورد نظر از یک کمپرسور هوا در ورودی هوای موتور استفاده شد؛ همچنین برای تنظیم فشار ثابت از رگلاتور دو مرحله یی استفاده شده است. از گرم کن با کنترل کننده ی PID برای تنظیم دمای هوای ورودی استفاده شد. از سنسور گاز MET MAHA – ۶/۳ برای اندازه گیری UHC (دقت: 0.1% حجمی)، NO_x (دقت: 1 ppm)، مونو اکسید کربن (دقت: 0.1% حجمی)، CO_2 (دقت: 0.1% حجمی) و O_2 (دقت: 0.1% حجم) برای گازهای آگزوز استفاده شد. در این سنسور گاز از ردیاب Chemiluminescence برای اندازه گیری میزان انتشار NO_x استفاده شد و از ردیاب غیر پراکندگی ^{40}K برای اندازه گیری میزان انتشار UHC ، CO و CO_2 استفاده شده است.

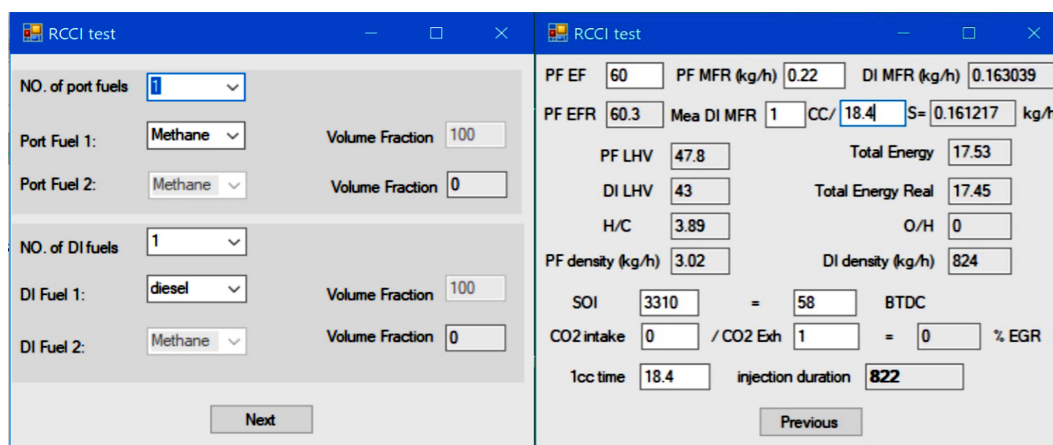
توسط پمپ ریل مشترک تا 600 bar افزایش یافته است. واحد کنترل الکترونیکی^{۱۷} برای کنترل و مدیریت پاشش سوخت گاز طبیعی به صورت درگاهی و پاشش دیزل به صورت مستقیم، طراحی و استفاده شد. در ECU امکان تغییر شروع پاشش،^{۱۸} مدت زمان پاشش،^{۱۹} فشار پاشش و پاشش چند مرحله یی برای هر دو سوخت وجود دارد. مشخصات سوخت های دیزل و گاز طبیعی که در آزمون ها استفاده شده است، در جدول ۳ آورده شده است.

۲.۲. تجهیزات اتاق آزمون

شکل ۱ نمایشی کلی از موتور و تجهیزات مرتبط را نشان می دهد. سیستم ورودی از یک دبی سنج هوا، مخزن آرامش و گرم کن هوا تشکیل شده است. یک حسگر پیزوالکتریک مدل KISTLER ۴۳۰۴۳ حساسیت 2 pC/bar برای اندازه گیری فشار داخل سیلندر استفاده شده است. این حسگر میزان فشار داخل سیلندر را با کمک محور انکودر ۵ – L – ۳۶۰۰ – AUTONICS E۵۰ S۸ گزارش می دهد (دقت:

۳.۲. شرایط آزمایش

آزمایش موتور در دور ثابت 1800 دور در دقیقه انجام شد. پاشش راه گاهی سوخت CNG با فشار 3 bar و پاشش مستقیم داخل سیلندر (سوخت دیزل) با فشارهای



شکل ۲. برنامه‌ی تعیین میزان پاشش و طول پاشش سوخت.

انرژی کل سوخت تزریقی در هر چرخه، با استفاده از معادله‌ی ۲ میزان پاشش بقیه سوخت‌ها تعیین می‌شود.

یک فرایند ساده برای محاسبه‌ی HRR استفاده از انرژی مؤثر انتقال یافته به گازها، ناشی از فشار سیلندر است. بدین صورت که با استفاده از نمودار فشار داخل سیلندر مقدار انرژی انتشار یافته محاسبه می‌شود. در این روش تلفات سطح (تقریباً ۲۰٪) نادیده گرفته می‌شود؛ بنابراین انتشار انرژی نمایش داده شده کمتر از انتشار انرژی واقعی است. انرژی مؤثر مطابق رابطه‌ی زیر بر اساس قانون اول ترمودینامیک محاسبه می‌شود.

$$Q_i = \frac{c}{k-1} [k \cdot p_i \cdot (V_{i+n} - V_{i-n}) + V_i \cdot (p_{i+n} - p_{i-n})] \quad (3)$$

که در آن n فاصله‌ی مرحله‌ی محاسباتی است (۱ درجه)، k ضریب پلی‌تروپیک $\frac{c_p}{c_v}$ ، p فشار لحظه‌ی داخل سیلندر، V حجم لحظه‌ی سیلندر و c عدد ثابت است.^[۱۸] با توجه به تأثیرات تبخیر، منحنی انتشار انرژی معمولاً مقادیر منفی را قبل از احتراق برای موتورهای با تزریق مستقیم سوخت به داخل محفظه نشان می‌دهد. شروع احتراق (SOC) از زاویه‌ی لنگی که مقدار dQ دوباره مثبت می‌شود، در نظر گرفته می‌شود.

۴.۲. مراحل آزمون‌ها

برای بررسی راهبردهای مختلف پاشش سوخت دیزل، پاشش تک‌مرحله‌ی و دومرحله‌ی بررسی شد. در پاشش تک‌مرحله‌ی سوخت دیزل، فشار پاشش سوخت از ۳۰۰ bar تا ۶۰۰ bar تغییر پیدا کرد و در هر فشار پاشش محدوده‌ی احتراق موتور از نظر زاویه‌ی لنگ پاشش سوخت دیزل مشخص شد و در محدوده‌ی مشخص شده پارامترهای احتراقی مانند فشار داخل سیلندر، HRR، بیشینه‌ی تغییر فشار داخل سیلندر (R_{max}) و IMEP و پارامترهای آلایندگی مانند HC، CO و NOx اندازه‌گیری و گزارش شد. در پاشش دو مرحله‌ی با تقسیم جرم سوخت پاشیده شده به دو قسمت، در دو مرحله سوخت به داخل محفظه‌ی احتراق پاشیده شد. مرحله‌ی اول (SOI۱) پس از بسته شدن سوپاپ هوا و در آغاز مرحله‌ی تراکم و مرحله‌ی دوم (SOI۲) در نزدیکی نقطه‌ی TDC پاشش انجام گرفت. با توجه به زاویه‌ی لنگ پاشش سوخت مرحله‌ی اول، محدوده‌ی احتراق موتور از نظر زاویه‌ی لنگ پاشش سوخت دیزل مشخص شد و در محدوده‌ی مشخص شده پارامترهای احتراقی مانند فشار داخل سیلندر، HRR، R_{max} و IMEP و پارامترهای آلایندگی مانند HC، CO و NOx اندازه‌گیری و گزارش شد.

۳۰۰، ۴۰۰، ۵۰۰ و ۶۰۰ bar با استفاده از کنترل‌گر فشار توسعه یافته در راستای آماده‌سازی شرایط انجام آزمون انجام شد. دمای هوای ورودی و دمای آب خنک‌کاری به ترتیب در دمای 1 ± 37 و 1 ± 60 درجه‌ی سانتی‌گراد نگهداری شدند. فشار هوای ورودی در ۴ Mpa تنظیم شد. نسبت پیش اختلاط به شرح زیر تعریف می‌شود:

$$r_p = \frac{m_{gaseousfuel} \times LHV_{gaseousfuel}}{m_{gaseousfuel} \times LHV_{gaseousfuel} + m_{liquidfuel} \times LHV_{liquidfuel}} \quad (1)$$

که در آن $m_{liquidfuel}$ و $m_{gaseousfuel}$ به ترتیب دبی جرمی سوخت CNG و دیزل $LHV_{liquidfuel}$ و $LHV_{gaseousfuel}$ به ترتیب ارزش حرارتی پایین سوخت CNG و دیزل هستند. آزمون موتور در نسبت پیش اختلاط $r_p = 60\%$ که در آن موتور از پایداری خوبی برخوردار بود، انجام شد.

برای هر حالت، داده‌های فشار برای ۳۰۰ دوره‌ی متوالی ضبط و با میانگین‌گیری محاسبه شدند. پارامترهای CA_{10} ، CA_{50} و CA_{90} متناظر با زاویه‌ی لنگ به ترتیب ۱۰٪، ۵۰٪ و ۹۰٪ از انباشت انرژی حرارتی تعریف می‌شود. علاوه بر این زاویه‌ی لنگ بین CA_{10} و CA_{90} به عنوان طول احتراق شناخته می‌شوند. مقدار ارزش حرارتی پایین^{۲۱} حالت احتراق دوسوخته‌ی $LHVD_{DF}$ هر چرخه از معادله‌ی زیر به دست می‌آید:

$$LHVD_{DF} \left[\frac{MJ}{kg} \right] = \frac{\dot{m}_{CNG} LHVC_{NG} + \dot{m}_{Diesel} LHVD_{Diesel}}{\dot{m}_{CNG} + \dot{m}_{Diesel}} \quad (2)$$

که در آن \dot{m}_{CNG} مقدار پاشش CNG در هر چرخه، \dot{m}_{Diesel} مقدار پاشش سوخت دیزل، $LHVC_{NG}$ مقدار ارزش حرارتی پایین سوخت CNG و $LHVD_{Diesel}$ مقدار ارزش حرارتی پایین سوخت دیزل است.

برای جلوگیری از اثر بار در شرایط آزمون در هنگام تغییر r_p ، انرژی کل سوخت برای هر چرخه ثابت نگه داشته شد؛ بدین منظور برنامه‌ی مطابق شکل ۲ در نرم‌افزار متلب برای تعیین میزان پاشش و طول پاشش هر سوخت نوشته شد. در این برنامه می‌توان دو نوع سوخت را به عنوان سوخت درگاهی و دو نوع سوخت را برای پاشش مستقیم داخل سیلندر در نظر گرفت. با تعیین ارزش حرارتی پایین و چگالی هر سوخت، و میزان پاشش یک سوخت و نسبت پیش اختلاط، با فرض ثابت بودن

جدول ۴. محدوده‌ی اندازه‌گیری پارامترها و عدم قطعیت هر پارامتر.

مشخصه	محدوده‌ی اندازه‌گیری	عدم قطعیت (%)
آلاینده‌ی CO	۰ تا ۱۰٪ حجم	۲٫۸۵
آلاینده‌ی HC	۰ تا ۲۰۰۰۰ ppm حجم	۲٫۷۴
آلاینده‌ی NOx	۰ تا ۵۰۰۰ ppm حجم	۲٫۷۷
دبی سوخت CNG	۰ تا ۱۰ kg/h	۱٫۳
دبی سوخت دیزل	۰ تا ۳۰۰ g/h	۰٫۶
بازده حرارتی	۰ تا ۱۰٪ حجم	۰٫۵۳
نرخ انتشار انرژی HRR	۰ تا ۲۰۰۰۰ ppm حجم	۲٫۳۴
درصد EGR	۰ تا ۵۰۰ ppm حجم	۲٫۸۹

۵.۲. تجزیه و تحلیل خطا

همه‌ی اندازه‌گیری‌ها دارای درجه‌ی عدم قطعیت هستند که ممکن است از منابع گوناگونی حاصل شود. فرایند ارزیابی عدم قطعیت در رابطه با نتیجه‌ی اندازه‌گیری‌ها، اغلب به عنوان تحلیل عدم قطعیت یا تحلیل خطا تعریف می‌شود.^[۲۰،۹] عدم قطعیت پارامترهای اندازه‌گیری شده و پارامترهای محاسباتی با استفاده از رابطه‌ی زیر تعیین می‌شوند.

$$R = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \Delta w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \Delta w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \Delta x_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\%W = \frac{W_R}{R} \times 100$$

(۴)

که در آن R پارامتر اندازه‌گیری شده، x پارامتر مستقل، W_R عدم قطعیت نهایی و w_n عدم قطعیت‌های متغیرهای مستقل است.^[۲۱] در جدول ۴ محدوده‌ی اندازه‌گیری پارامترها و عدم قطعیت هر پارامتر آورده شده است.

۳. نتایج

۳.۱. اثر فشار و زاویه‌ی شروع پاشش سوخت دیزل بر احتراق

فشار و زاویه‌ی شروع پاشش سوخت به عنوان عواملی مهم در کیفیت احتلاط سوخت دیزل هستند و بر مطبّق‌سازی مخلوط درون سیلندر تأثیر دارند. فشار پاشش سوخت دو اثر دارد: ۱. با افزایش فشار پاشش، میزان مومنت قطرات افزایش می‌یابد که منجر به تضعیف دیواره‌ی اسپری و افزایش سرعت شکست آن می‌شود.^[۲۲] ۲. با افزایش فشار پاشش، به دلیل کوچک‌تر شدن قطرات سوخت، نرخ تبخیر افزایش می‌یابد و دسته‌های سوخت مایع کمتری در ناحیه‌ی فشرده‌گی (squish) باقی خواهند ماند.^[۲۳] این دو عامل بر مطبّق‌سازی و واکنش‌پذیری موضعی مخلوط در محفظه‌ی احتراق تأثیر می‌گذارند. همان‌طور که در شکل ۳ نشان داده شده است، افزایش فشار پاشش سوخت دیزل از ۳۰۰ bar به ۶۰۰ bar باعث می‌شود بیشینه‌ی فشار داخل سیلندر (P_{max}) افزایش یابد. فشار پاشش بالا باعث می‌شود قطرات با قطر کوچک‌تر در نزدیکی ناحیه‌ی توده‌ی (bulk) تبخیر شوند و تعداد کمتری از قطرات به سمت نزدیک دیواره‌ی سیلندر نفوذ کنند. در نتیجه، واکنش محلی افزایش می‌یابد و هم‌زمان نرخ آزادسازی انرژی (HRR) بیشینه افزایش می‌یابد. برای مثال مطابق شکل ۴ در زمان پاشش ۵۵°C BTDC، با افزایش فشار پاشش سوخت دیزل

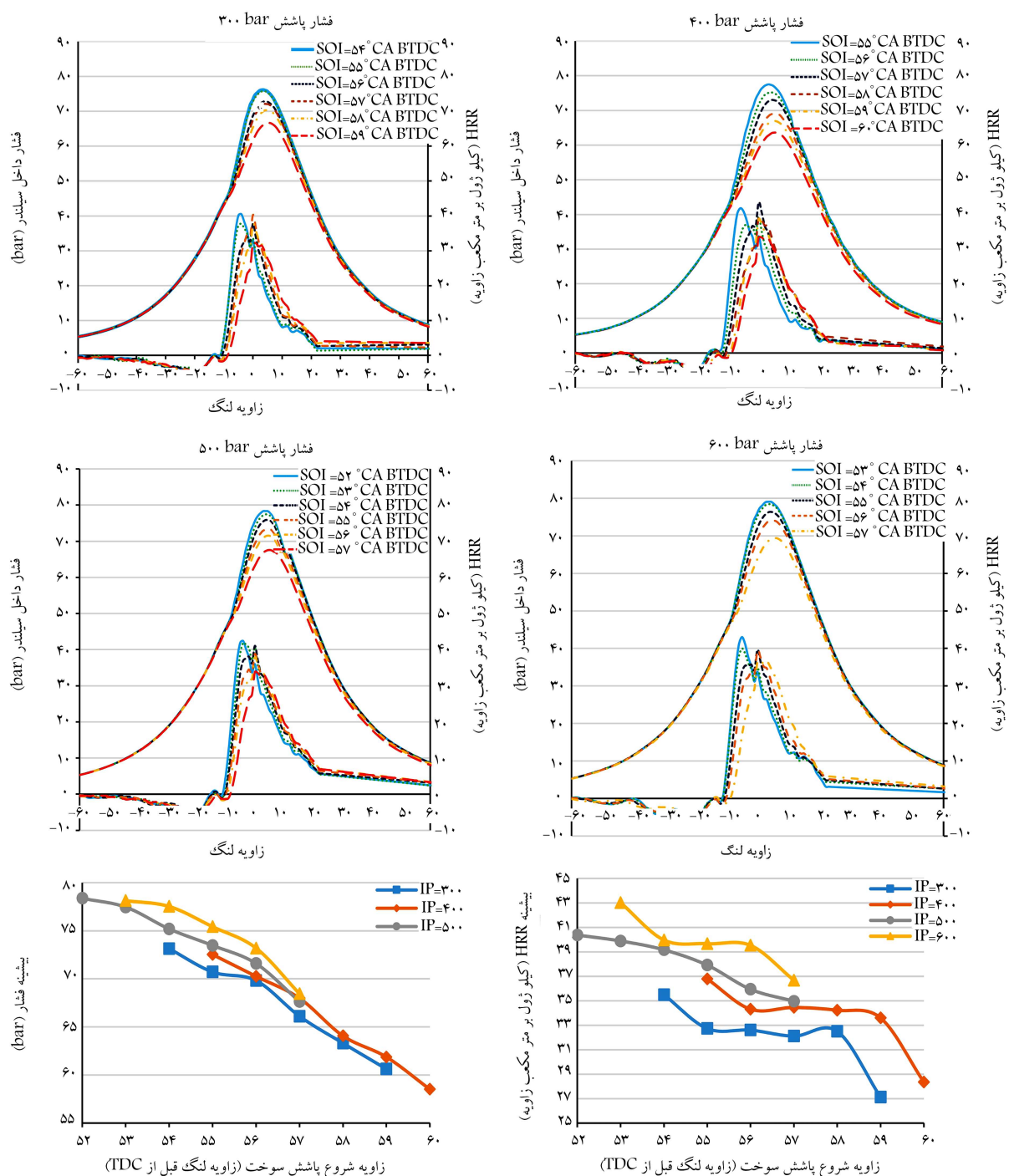
از ۳۰۰ تا ۶۰۰ bar، شروع احتراق ۲٫۵ درجه زودتر خواهد بود و بیشینه‌ی فشار داخل محفظه‌ی احتراق ۰٫۶۶ درصد و HRR ۲٫۶۸ درصد افزایش می‌یابد. با افزایش تأخیر در زاویه‌ی شروع پاشش به حدود ۵۲ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا شاهد احتراق همراه با کوبش هستیم و برعکس با پیش انداختن زاویه‌ی پاشش به ۶۰ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا نوسانات چرخه‌ی شتابی شدیداً افزایش می‌یابد و موتور دچار بدسوزی می‌شود و در نتیجه توان آن افت می‌کند. مطابق شکل ۳ با کاهش میزان پیش انداختن زاویه‌ی پاشش سوخت دیزل هم‌زمان با افزایش تأخیر در اشتعال مخلوط سوخت و هوا بیشینه‌ی HRR و P_{max} کاهش می‌یابد؛ همچنین بیشینه‌ی HRR و P_{max} با پیش انداختن زاویه‌ی پاشش سوخت دیزل زودتر رخ داده است.^[۲۴] برای مثال با به‌تعویق انداختن زاویه‌ی شروع پاشش سوخت دیزل به اندازه‌ی ۶ درجه‌ی لنگ شاهد کاهش ۱۲٫۳۷ درصد بیشینه‌ی فشار داخل سیلندر هستیم و زاویه‌ی شروع احتراق هم تا ۵ درجه‌ی لنگ به تأخیر می‌افتد.

چنان‌که در شکل ۵ دیده می‌شود با افزایش فشار پاشش، R_{max} افزایش می‌یابد؛ زیرا افزایش فشار پاشش باعث تشکیل مخلوط بیشتری از سوخت و هوا در مرحله‌ی تأخیر اشتعال می‌شود. به تبع آن، مخلوط سوخت و هوای بیشتری برای مرحله‌ی احتراق پیش‌آمیخته فراهم می‌شود. در این حالت با شروع اشتعال، انرژی بیشتری در جریان فرایند احتراق آزاد می‌شود و فشار درون سیلندر را افزایش می‌دهد و در نتیجه عملکرد موتور را بهبود می‌بخشد. همچنین با افزایش فشار پاشش سوخت دیزل فشار مؤثر متوسط اندیکه کاهش می‌یابد. داشتن زمان تأخیر در اشتعال پایین‌تر با افزایش فشار پاشش، باعث کاهش زمان اختلاط و شعله‌ی واکنشی بیشتر می‌شود؛ از طرفی باعث تولید کار کمتر در مرحله‌ی انبساط می‌شود. ضمناً با پیش انداختن زاویه‌ی پاشش سوخت دیزل میزان تأخیر در اشتعال افزایش می‌یابد و هم‌زمان میزان R_{max} و IMEP کاهش می‌یابد. در شکل ۶ اثر فشار پاشش سوخت بر شروع (A_{10})، میانه (A_{50}) و انتهای احتراق (A_{90}) نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با کاهش فشار پاشش سوخت و همچنین افزایش ریتارد زاویه‌ی شروع پاشش سوخت دیزل، به علت افزایش تأخیر در اشتعال مخلوط سوخت و هوا زاویه‌ی لنگ A_{10} ، A_{50} و A_{90} افزایش می‌یابد. برای مثال در شکل ۷ در زمان پاشش ۵۵°C BTDC با افزایش فشار پاشش سوخت دیزل از ۳۰۰ تا ۶۰۰ bar، طول احتراق (اختلاف زاویه‌ی لنگ A_{10} و A_{90})، ۷٫۶ درصد کاهش می‌یابد.

۳.۲. اثر فشار و زاویه‌ی شروع پاشش سوخت دیزل بر آلاینده‌ی

مطابق شکل ۸ با افزایش فشار پاشش سوخت دیزل میزان انتشار NOx افزایش می‌یابد و میزان انتشار UHC و CO کاهش می‌یابد. افزایش فشار پاشش سوخت باعث افزایش مطبّق‌سازی مخلوط سوخت و هوا در داخل سیلندر می‌شود و با افزایش سرعت نفوذ اسپری سوخت در داخل مخلوط پیش‌آمیخته‌ی گاز CNG و هوا، زمان تأخیر در اشتعال کاهش می‌یابد. با افزایش فشار پاشش سوخت و در نتیجه افزایش HRR دمای محفظه‌ی احتراق افزایش می‌یابد؛ بنابراین میزان انتشار NOx افزایش و UHC کاهش می‌یابد. با توجه به این‌که میزان هیدروکربن نسوخته و دمای مخلوط در محفظه‌ی احتراق، میزان تجزیه‌ی واکسیداسیون سوخت را کنترل می‌کند، مشخص‌کننده‌ی نرخ تشکیل CO است و با افزایش فشار پاشش سوخت دیزل این عوامل باعث کاهش CO می‌شوند.

برای مثال در زمان پاشش ۵۵°C BTDC، با افزایش فشار پاشش سوخت دیزل از ۳۰۰ تا ۶۰۰ bar، میزان انتشار NOx تا ۱۵۴ درصد افزایش و UHC و CO به ترتیب تا ۳۲ و ۵۷ درصد کاهش می‌یابد.



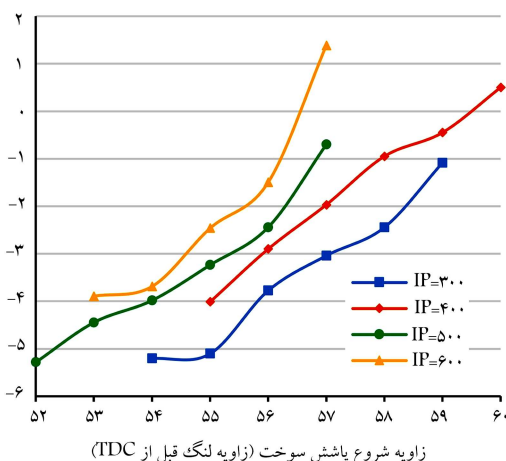
شکل ۳. اثر فشار و زاویه‌ی شروع پاشش سوخت دیزل بر فشار و HRR داخل سیلندر.

۳.۳. اثر زمان پاشش دومرحله‌یی سوخت بر احتراق و آلاینده‌گی

در این مطالعه برای بررسی تأثیر پاشش دومرحله‌یی سوخت دیزل بر احتراق RCCI، سوخت دیزل در فشار ثابت ۴۰۰ bar به صورت دومرحله‌یی به داخل محفظه‌ی احتراق پاشیده شد، در مرحله‌ی اول در زاویه‌ی لنگ ۱-SOI و در مرحله‌ی دوم در زاویه‌ی لنگ ۲-SOI با توجه به مصرف پایین سوخت دیزل موتور، فقط امکان تقسیم سوخت ۱-SOI و ۲-SOI به صورت مساوی ایجاد شد؛ بنابراین ۵۰٪ سوخت دیزل در ۱-SOI و ۵۰٪ باقیمانده‌ی سوخت

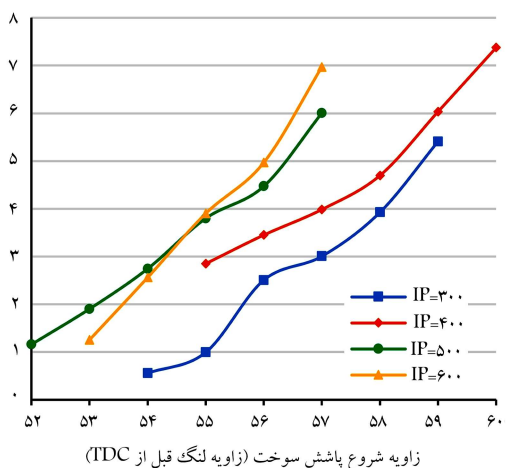
از طرفی مطابق شکل ۸ با پیش انداختن زاویه‌ی پاشش سوخت دیزل میزان انتشار NOx افزایش و میزان انتشار UHC و CO کاهش می‌یابد. تشکیل NOx به شدت وابسته به شرایط منطقه‌یی درون سیلندر است. با عقب انداختن زاویه‌ی پاشش، اسپری سوخت دیزل در شرایط دمایی و فشاری بالاتری وارد مخلوط CNG و هوا می‌شود. بنابراین با تأخیر در اشتعال کمتری احتراق شروع می‌شود و نرخ HRR افزایش می‌یابد؛ در نتیجه با افزایش یکباره‌ی دما و فشار داخل سیلندر میزان انتشار NOx افزایش و به علت افزایش بازده احتراق UHC و CO کاهش می‌یابد.

زاویه لنگ ۱۰٪ از انباشت انرژی حرارتی
(زاویه لنگ قبل از TDC)



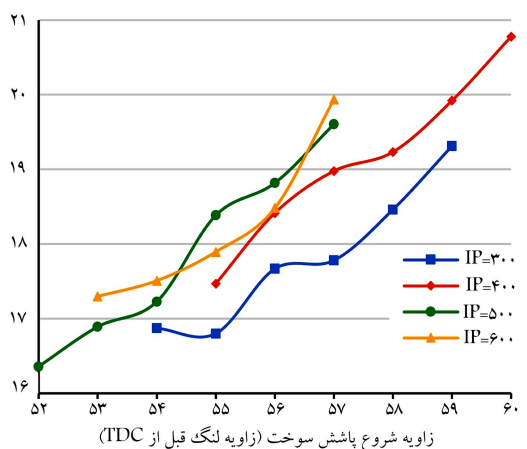
زاویه شروع پاشش سوخت (زاویه لنگ قبل از TDC)

زاویه لنگ ۵۰٪ از انباشت انرژی حرارتی
(زاویه لنگ قبل از TDC)



زاویه شروع پاشش سوخت (زاویه لنگ قبل از TDC)

زاویه لنگ ۹۰٪ از انباشت انرژی حرارتی
(زاویه لنگ قبل از TDC)



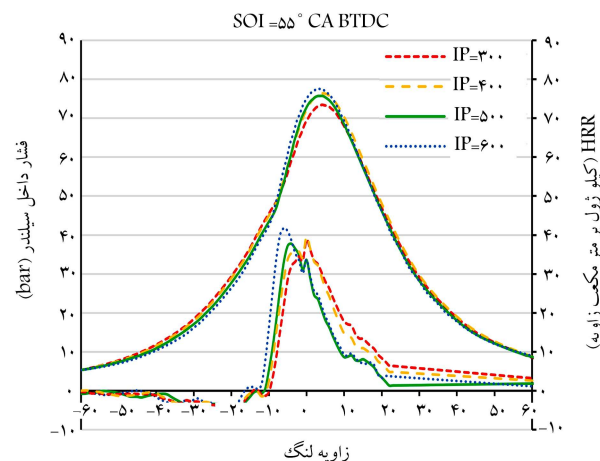
زاویه شروع پاشش سوخت (زاویه لنگ قبل از TDC)

شکل ۶. اثر فشار و زاویه‌ی شروع پاشش سوخت دیزل بر شروع، میانه و انتهای احتراق.

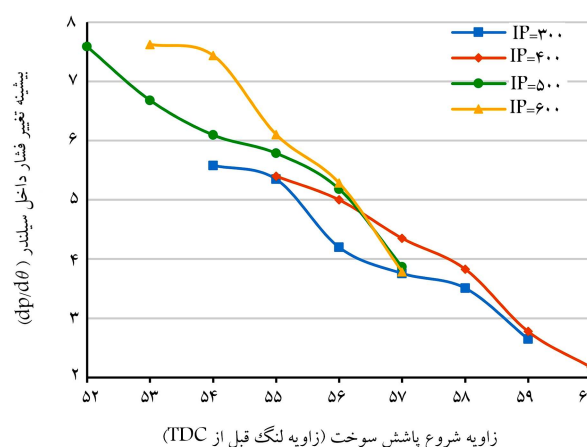
(SOI - ۱) و تغییر زاویه‌ی لنگ SOI۲ مطابق آن چه در نتایج آمده است، صورت گرفت.

۱.۳.۳. اثر زاویه‌ی شروع پاشش سوخت ۱ - SOI بر احتراق

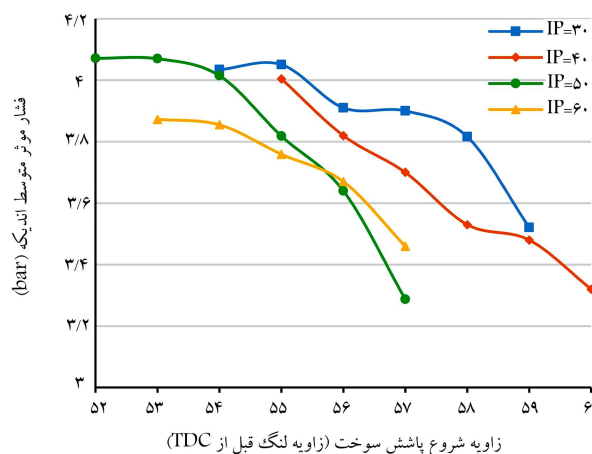
بررسی اثرات زمان پاشش اول ۱ - SOI با تغییر زمان پاشش ۱ - SOI از ۱۱۴ به ۸۴ و ۷۲ BTDC انجام گرفت. مطابق شکل ۹ با ریتارد کردن زمان ۱ - SOI از ۱۱۴ به ۸۴ و ۷۲ BTDC، بیشینه‌ی مقدار فشار داخل سیلندر و HRR افزایش می‌یابد، از طرفی مطابق شکل ۱۰ مقدار R_{max} به ازای زاویه شروع پاشش سوخت



شکل ۴. اثر فشار پاشش سوخت دیزل بر فشار و HRR داخل سیلندر برای زاویه‌ی شروع پاشش سوخت ۵۵° CA BTDC.



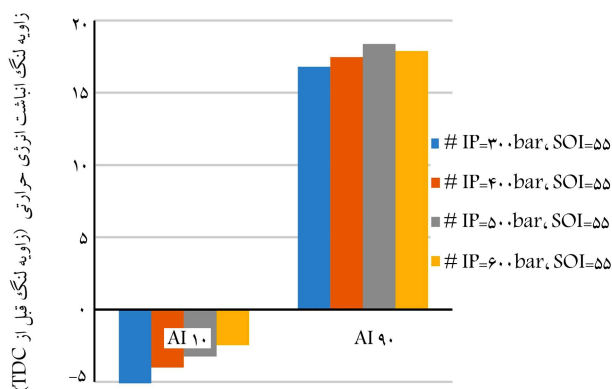
زاویه شروع پاشش سوخت (زاویه لنگ قبل از TDC)



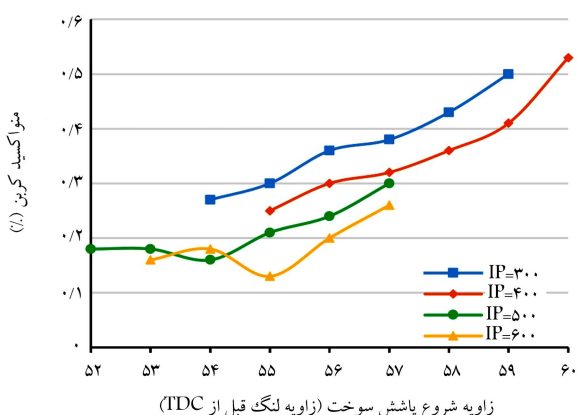
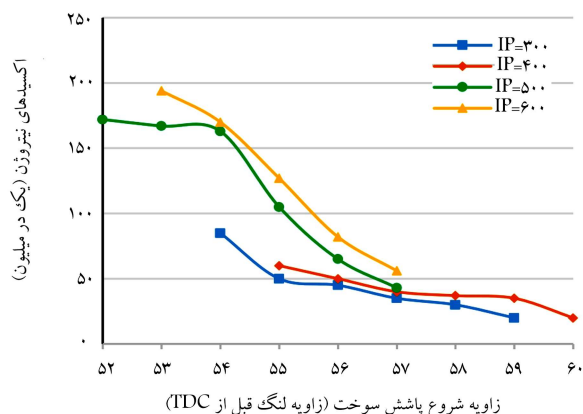
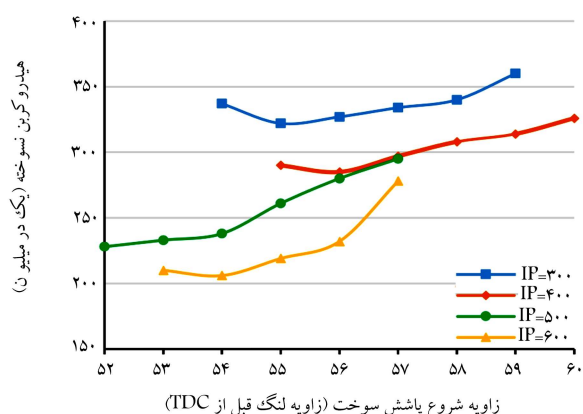
زاویه شروع پاشش سوخت (زاویه لنگ قبل از TDC)

شکل ۵. اثر فشار و زاویه‌ی شروع پاشش سوخت دیزل بر نرخ تغییر فشار بیشینه و IMEP.

دیزل در ۲ - SOI به داخل محفظه‌ی احتراق پاشیده شد. طول زمان پاشش در هر دومرحله ۷ درجه‌ی زاویه‌ی لنگ است. برای مطالعه‌ی تأثیر زمان این دو مرحله بر عملکرد موتور، پاشش اول (۱ - SOI) در سه زاویه‌ی لنگ ۱۱۴، ۸۴ و ۷۲ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا تغییر داده شد. تأثیر زمان پاشش مرحله‌ی دوم (۲ - SOI)، با ثابت نگاه داشتن زمان پاشش مرحله‌ی اول



شکل ۷. اثر فشار پاشش سوخت دیزل بر شروع و انتهای احتراق در ۵۵°C CA BTDC.



شکل ۸. اثر فشار و زاویه‌ی شروع پاشش سوخت دیزل بر آلاینده‌ی.

۱- SOI مختلف تقریباً یکسان است. اما میزان IMEP افزایش می‌یابد. ریتارد کردن زمان پاشش ۱- SOI از ۱۱۴ به ۸۴ و ۷۲ BTDC مطابق شکل ۱۱ منجر به کاهش تأخیر در اشتعال و افزایش بیشینه‌ی فشار داخل سیلندر و HRR می‌شود و ضمناً شروع، میانه، و انتهای احتراق جلوتر اتفاق می‌افتد.

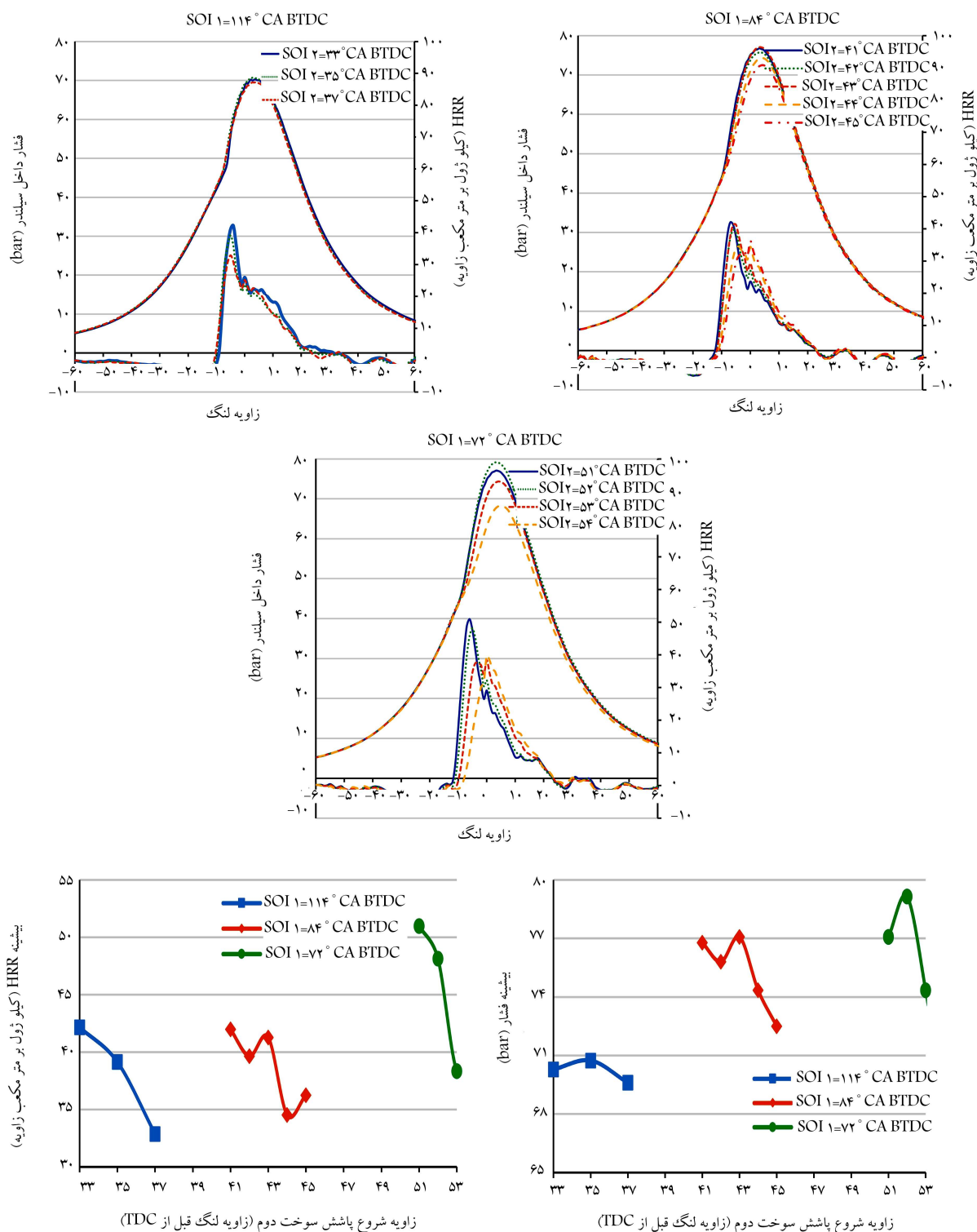
۲.۳.۳. اثر زاویه‌ی شروع پاشش سوخت ۲- SOI بر احتراق پیش انداختن زمان ۲- SOI، زمان اختلاط را افزایش می‌دهد که منجر به مخلوط پیش اختلاط همگن‌تری می‌شود؛ از طرفی مخلوط واکنشی کمتری به دلیل زمان طولانی‌تر اختلاط تهیه می‌شود و در نتیجه با پیش انداختن زاویه‌ی پاشش سوخت دیزل میزان تأخیر در اشتعال افزایش می‌یابد. [۲۶ و ۲۵] مطابق شکل‌های ۹، ۱۰ و ۱۱ در سه حالت زاویه‌ی پاشش اول (۱- SOI)، ۱۱۴، ۸۴ و ۷۲ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا، زاویه‌ی شروع پاشش دوم (۲- SOI) تغییر داده شد. نتایج مطابق شکل ۹ نشان می‌دهند که با پیش انداختن ۲- SOI میزان بیشینه‌ی فشار داخل محفظه‌ی احتراق و HRR به علت افزایش تأخیر در اشتعال افزایش می‌یابد و همچنین مطابق شکل ۱۰ مقدار IMEP کاهش می‌یابد. ضمناً مطابق شکل ۱۱ شروع ۱۰، ۵۰ و ۹۰ A به تأخیر می‌افتد.

۳.۳.۳. اثر زاویه‌ی شروع پاشش سوخت ۱- SOI بر آلاینده‌ی با تغییر زمان پاشش ۱- SOI از ۱۱۴ تا ۷۲ BTDC نتایج انتشار آلاینده‌ی مطابق شکل ۱۲ نشان می‌دهد با ریتارد کردن زمان ۱- SOI از زاویه‌ی لنگ ۱۱۴ به ۷۲ BTDC مقدار انتشار NOx افزایش و UHC کاهش می‌یابد، از طرفی مقدار CO نسبتاً تغییر چندانی ندارد. با ریتارد زمان پاشش ۱- SOI از ۱۱۴ تا ۷۲ BTDC مطابق نتایج شکل ۷ فشار داخل محفظه‌ی احتراق و HRR افزایش می‌یابد و به تبع آن بیشینه‌ی دمای محفظه‌ی احتراق افزایش خواهد یافت. با افزایش بیشینه‌ی دمای محفظه‌ی احتراق، میزان تولید NOx افزایش می‌یابد و همچنین به علت این که احتراق کامل‌تری انجام می‌شود، میزان UHC کاهش می‌یابد.

۴.۳.۳. اثر زاویه‌ی شروع پاشش سوخت ۲- SOI بر آلاینده‌ی با ریتارد زاویه‌ی شروع پاشش سوخت ۲- SOI در سه حالت ۱- SOI، ۱۱۴، ۸۴ و ۷۲ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا مطابق شکل ۱۲ میزان انتشار NOx افزایش می‌یابد و برعکس میزان CO و UHC کاهش می‌یابد. همان‌طور که در بخش ۲.۳ توضیح داده شد، تشکیل NOx به شدت وابسته به شرایط منطقه‌ی درون سیلندر است. با ریتارد زاویه‌ی پاشش، اسپری سوخت دیزل در شرایط دمایی و فشاری بالاتری وارد مخلوط CNG و هوا می‌شود؛ بنابراین با تأخیر در اشتعال کمتری احتراق شروع می‌شود و نرخ HRR افزایش می‌یابد و در نتیجه با افزایش یکبارگی دما و فشار داخل سیلندر میزان انتشار NOx افزایش و به علت افزایش بازده احتراق، UHC و CO کاهش می‌یابد.

۴. نتیجه‌گیری

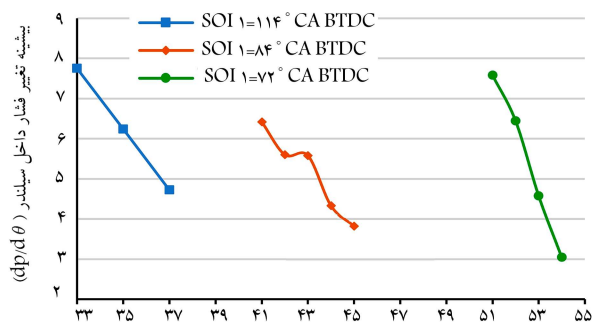
در این تحقیق تأثیر مشخصه‌های پاشش سوخت دیزل بر احتراق و آلاینده‌ی موتور تک سیلندر دوسوخته با سوخت دیزل و گاز طبیعی با احتراق دمای پایین RCCI بررسی شد. مشخصه‌های پاشش سوخت دیزل شامل فشار پاشش سوخت، زاویه‌ی شروع پاشش سوخت، و پاشش دوم مرحله‌ی است. در همین راستا موتور مذکور مجهز به سامانه‌ی ECU توسعه‌یافته با قابلیت پاشش سوخت CNG به صورت راهگامی و پاشش سوخت دیزل به صورت مستقیم به داخل محفظه‌ی احتراق گردید. با توجه



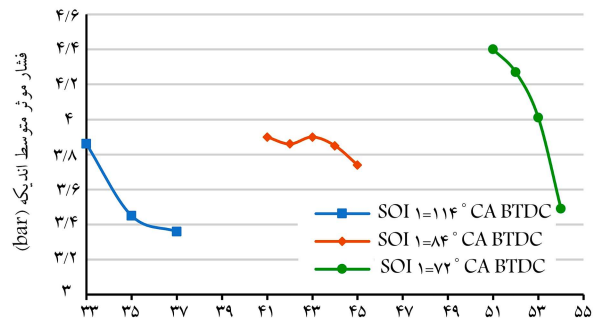
شکل ۹. اثر زاویه‌ی شروع پاشش سوخت دوم مرحله‌ی بر فشار و HRR داخل سیلندر.

از نقطه‌ی مرگ بالا تغییر داده شد. همچنین برای امکان پاشش دوم مرحله‌ی، سوخت دیزل در دو زاویه‌ی لنگ متفاوت به داخل محفظه‌ی احتراق پاشیده شد. مقدار پاشش اول و پاشش دوم از نظر جرمی به صورت مساوی در نظر گرفته شد و تأثیر زمان پاشش هر کدام بررسی شد. نتایج حاصل از این بررسی به صورت خلاصه به صورت زیر قابل بیان است:

به این که سیستم پاشش سوخت دیزل سیستم ریل مشترک مجهز به انژکتورهای الکترونیکی است، امکان کنترل مشخصه‌های پاشش ECU توسعه یافته وجود دارد. آزمایش موتور در دور ثابت ۱۸۰۰ دور در دقیقه و با نسبت پیش اختلاط $\phi_p = 0.6$ ، که در آن موتور از پایداری خوبی برخوردار بود، انجام شد. در این راستا مقدار فشار پاشش از ۳۰ تا ۶۰ bar و زاویه‌ی شروع پاشش از ۵۲ درجه تا ۶۰ درجه قبل

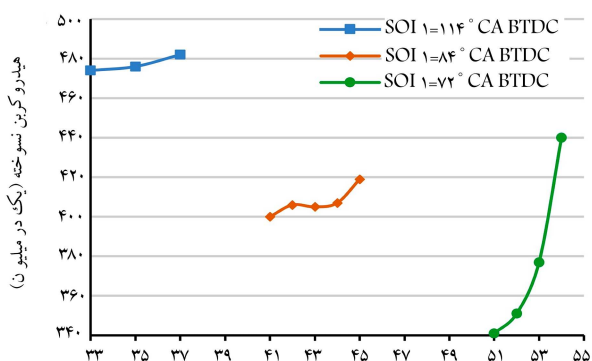


زاویه شروع پاشش سوخت دوم (زاویه لنگ قبل از TDC)

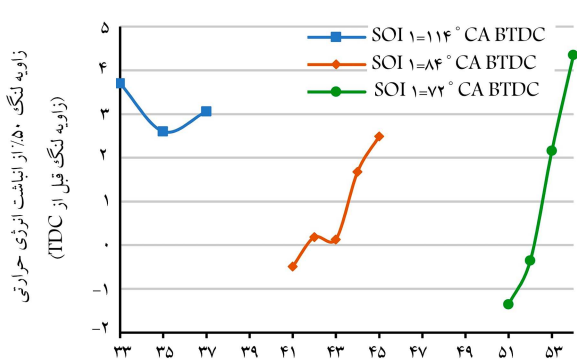


زاویه شروع پاشش سوخت دوم (زاویه لنگ قبل از TDC)

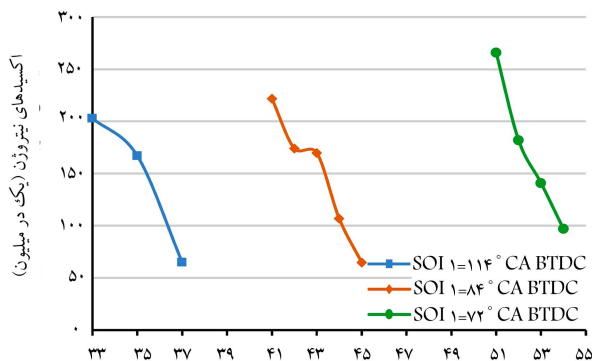
شکل ۱۰. اثر زاویه‌ی شروع پاشش سوخت دوم بر نرخ تغییر فشار بیشینه و IMEP.



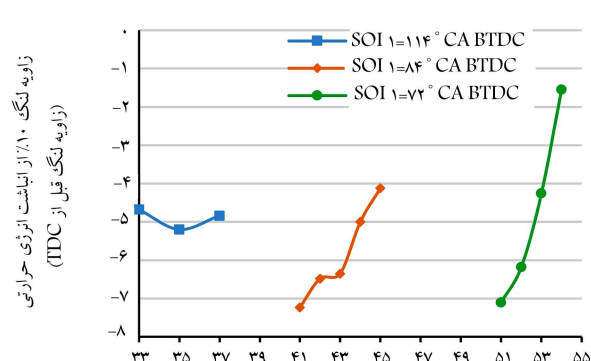
زاویه شروع پاشش سوخت دوم (زاویه لنگ قبل از TDC)



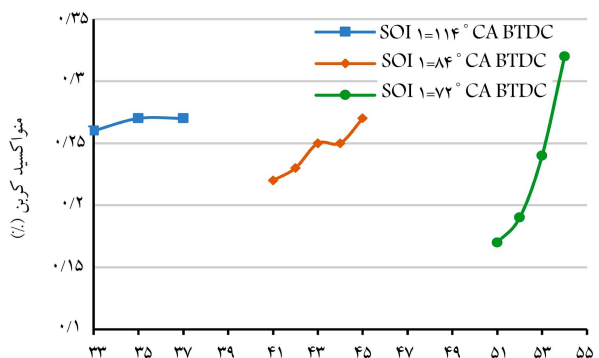
زاویه شروع پاشش سوخت دوم (زاویه لنگ قبل از TDC)



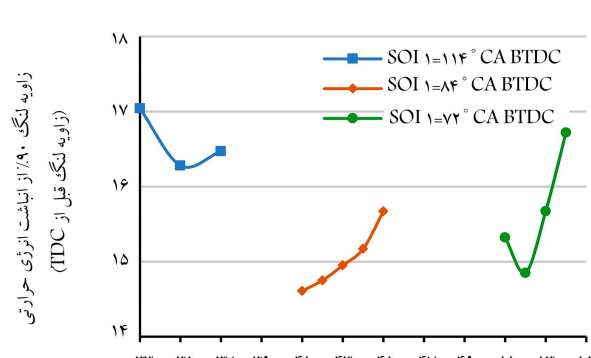
زاویه شروع پاشش سوخت دوم (زاویه لنگ قبل از TDC)



زاویه شروع پاشش سوخت دوم (زاویه لنگ قبل از TDC)



زاویه شروع پاشش سوخت دوم (زاویه لنگ قبل از TDC)



زاویه شروع پاشش سوخت دوم (زاویه لنگ قبل از TDC)

شکل ۱۲. اثر پاشش دوم مرحله‌ی سوخت بر آلایندگی.

شکل ۱۱. اثر پاشش دوم مرحله‌ی سوخت بر شروع، میانه و انتهای احتراق.

LTC: احتراق دما پایین؛
 NOx: اکسیدهای نیتروژن؛
 PCCI: احتراق اشتعال تراکمی پیش آمیخته؛
 PM: ذرات معلق؛
 PPC: احتراق پیش آمیخته جزئی؛
 PPRR: سرعت افزایش فشار بیشینه؛
 PRR: سرعت افزایش فشار؛
 RCC: اشتعال تراکمی کنترل واکنشی؛
 R_{max}: بیشینه تغییر فشار داخل سیلندر؛
 RPM: دور بر دقیقه؛
 SOC: شروع احتراق؛
 ۱ - SOI: شروع پاشش اول؛
 ۲ - SOI: شروع پاشش دوم؛
 TDC: نقطه ی مرگ بالا؛
 UHC: هیدروکربن های نسوخته؛
 BTDC: قبل از نقطه ی مرگ بالا؛
 CA: زاویه ی لنگ؛
 CFD: دینامیک سیالات محاسباتی؛
 ۱° CA: زاویه ی لنگ ۱° از انباشت انرژی حرارتی؛
 ۵° CA: زاویه ی لنگ ۵° از انباشت انرژی حرارتی؛
 ۹° CA: زاویه ی لنگ ۹° از انباشت انرژی حرارتی؛
 CNG: گاز طبیعی فشرده؛
 CO: مونواکسیدکربن؛
 COV: تغییرات چرخه یی؛
 ECU: مرکز کنترل الکترونیکی موتور؛
 EGR: بازخورانی گازهای خروجی؛
 EVC: بسته شدن سوپاپ دود؛
 EVO: باز شدن سوپاپ دود؛
 HCCI: احتراق اشتعال تراکمی سوخت همگن؛
 HRR: نرخ آزادسازی گرما؛
 IMEP: فشار مؤثر متوسط اندیکه؛
 IVC: بسته شدن سوپاپ هوا.

تقدیر و تشکر

این کار تجربی در اتاق آزمون «هسته ی پژوهشی سوخت، احتراق و آلاینده ی» دانشگاه صنعتی شریف انجام شده است. جا دارد کمال تشکر و سپاسگزاری را از عوامل اجرایی اتاق آزمون داشته باشیم.

پانویست ها

1. low temperature combustion
2. homogenous charge compression ignition
3. partial premixed compression ignition
4. reactivity controlled compression ignition (RCCI)

۱. افزایش فشار پاشش سوخت دیزل از ۳۰۰ به ۶۰۰ bar، باعث می شود بیشینه ی فشار داخل سیلندر P_{max} و بیشینه ی مقدار HRR افزایش یابد.
۲. با افزایش فشار پاشش، مقدار بیشینه ی تغییر فشار داخل سیلندر (R_{max}) افزایش و فشار مؤثر متوسط اندیکه (IMEP) کاهش می یابد. ضمناً با پیش انداختن زاویه ی پاشش سوخت دیزل میزان تأخیر در اشتعال افزایش می یابد و همچنین HRR و P_{max} با پیش انداختن زمان زاویه ی پاشش سوخت دیزل زودتر رخ داده است؛
۳. با افزایش فشار پاشش و همچنین پیش انداختن زاویه ی پاشش سوخت دیزل، میزان انتشار NOx افزایش می یابد و میزان انتشار UHC و CO کاهش می یابد؛
۴. با ریتارد کردن زمان ۱ - SOI از ۱۱۴ به ۷۲ BTDC بیشینه ی مقدار فشار داخل سیلندر و HRR افزایش می یابد؛ از طرفی مقدار R_{max} تفاوت معناداری ندارد. اما میزان IMEP افزایش می یابد. با ریتارد زمان پاشش ۱ - SOI از ۱۱۴ تا ۷۲ BTDC منجر به کاهش تأخیر در اشتعال و افزایش بیشینه ی فشار داخل سیلندر و HRR می شود و ضمناً شروع، میانه و انتهای احتراق جلوتر اتفاق می افتد؛
۵. با پیش انداختن ۲ - SOI میزان بیشینه ی فشار داخل محفظه ی احتراق و HRR به علت افزایش تأخیر در اشتعال افزایش می یابد و همچنین مقدار IMEP کاهش می یابد. ضمناً شروع ۱ - SOI، ۵° A و ۹° A به تأخیر می افتد؛
۶. با ریتارد کردن زمان ۱ - SOI از زاویه ی لنگ ۱۱۴ به ۷۲ BTDC مقدار انتشار NOx افزایش و UHC کاهش می یابد، از طرفی مقدار CO تغییر چندانی ندارد؛
۷. با پیش انداختن زاویه ی شروع پاشش سوخت ۲ - SOI در سه حالت ۱ - SOI، ۱۱۴، ۸۴ و ۷۲ درجه قبل از نقطه ی مرگ بالا میزان انتشار NOx کاهش می یابد و برعکس میزان CO و UHC افزایش می یابد.

علائم اختصاری

IVO: باز شدن سوپاپ هوا؛
 LHV: ارزش حرارتی پایین؛

5. spatial stratification
6. NOx
7. PM
8. CO
9. IMEP
10. peak pressure rise rate
11. cyclic of variation

12. heat release
13. port fuel injection
14. direct injection
15. faryamann
16. common-rail
17. electronic control unit
18. start of injection
19. injection duration
20. non-dispersive
21. LHV

منابع (References)

1. Reitz, R.D. and Duraisamy, G. "Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines", *Progress in Energy Combustion Science*, **46** pp. 12-71 (2015).
2. Carlucci, A., Ficarella, A., Laforgia, D. and et al., *Design and Calibration Strategies for Improving HCCI Combustion In Dual-Fuel Diesel-Methane Engines*, in: *Natural Gas Engines*, Springer, pp. 267-296 (2019).
3. Coskun, G., Demir, U., Soyhan, H.S. and et al. "An experimental and modeling study to investigate effects of different injection parameters on a direct injection HCCI combustion fueled with ethanol-gasoline fuel blends", *Fuel*, **215**, pp. 879-891 (2018).
4. Ansari, E., Shahbakhti, M. and Naber, J. "Optimization of performance and operational cost for a dual mode diesel-natural gas RCCI and diesel combustion engine", *Applied Energy*, **231**, pp. 549-561 (2018).
5. Li, J., Yang, W., An, H. and et al. "Numerical investigation on the effect of reactivity gradient in an RCCI engine fueled with gasoline and diesel", *Energy Conversion Management*, **92**, pp. 342-352 (2015).
6. Li, J., Ling, X., Liu, D. and et al. "Numerical study on double injection techniques in a gasoline and biodiesel fueled RCCI (reactivity controlled compression ignition) engine", *Applied Energy*, **211**, pp. 382-392 (2018).
7. Poorghasemi, K., Saray, R.K., Ansari, E. and et al. "Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine", *Applied Energy*, **199**, pp. 430-446 (2017).
8. Nieman, D.E., Dempsey, A.B. and Reitz, R.D. "Heavy-duty RCCI operation using natural gas and diesel", *SAE International Journal of Engines*, **5**(2), pp. 270-285 (2012).
9. Dempsey, A.B., Reitz, R.D. "Computational optimization of reactivity controlled compression ignition in a heavy-duty engine with ultra low compression ratio", *SAE International Journal of Engines*, **4**(2), pp. 2222-2239 (2011).
10. Dong, Y. "Reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion using methanol and diesel in a single cylinder research engine", *MSC. Thesis*, Aalto University (2018).
11. Qian, Y., Ouyang, L., Wang, X. and et al. "Experimental studies on combustion and emissions of RCCI fueled with n-heptane/alcohols fuels", *Fuel*, **162**, pp. 239-250 (2015).
12. Wang, H., DelVescovo, D., Yao, M. and et al. "Numerical study of RCCI and HCCI combustion processes using gasoline, diesel, iso-butanol and DTBP cetane improver", *SAE International Journal of Engines*, **8**(2), pp. 831-845 (2015).
13. Mohebbi, M., Reyhanian, M., Hosseini, V. and et al. "Performance and emissions of a reactivity controlled light-duty diesel engine fueled with n-butanol-diesel and gasoline", *Applied Thermal Engineering*, **134**, pp. 214-228 (2018).
14. Mohebbi, M. and Reyhanian, M., *Experimental Investigation of the Effect of Fuel Injection Timing and Air Exceeding on RCCI Engine Combustion*, in: *t.I.C.o.I.C. Engines* (Ed.) (1394).
15. Mobasheri, R. and Akbari, R. "Analysis the simultaneous effects of injection pressure and EGR on the engine performance and the amount of pollutant emissions in an HSDI diesel engine", *Journal of Solid and Fluid Mechanics*, **7**(3), pp. 213-226 (1396).
16. Saxena, M.R. and Maurya, R.K. "Effect of diesel injection timing on peak pressure rise rate and combustion stability in RCCI engine", 0148-7191, SAE Technical Paper (2018).
17. Alborz Tadbirkaran Co, Fuel Analysis [Report], Tehran (2018).
18. Mauro, S., Şener, R., Gül, M. and et al. "Internal combustion engine heat release calculation using single-zone and CFD 3D numerical models", *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, **9**(2), pp. 215-226 (2018).
19. Jun, Y., Yang, I., Nam, S.S. and et al. "Uncertainty analysis and improvement of an altitude test facility for small engines", in: *22nd AIAA Aerodynamic Measurement Technology and Ground Testing Conference*, pp. 2791 (2004).
20. de Melo, T.C.C., de Brito, M.F.M., Machado, G.B. and et al. "Procedure for uncertainty of measurement determination of spark ignition engine emission tests", 0148-7191, SAE Technical Paper, (2012).
21. Kavathia, k. "Uncertainty Analysis of an Engine Test Cell", (2018).
22. Poorghasemi, K., Ommi, F., Yaghmaei, H. and et al. "An investigation on effect of high pressure post injection on soot and NO emissions in a DI diesel engine", *Journal of Mechanical Science and Technology*, **26**(1), pp. 269-281 (2012).
23. Hariprad, T. "Effect of injection pressure on performance of dual fuel diesel engine", SAE Technical Paper, ISSN:0148-7191 (2013).
24. Sayin, C. and Canakci, M. "Effects of injection timing on the engine performance and exhaust emissions of a dual-fuel diesel engine", *Energy Conversion and Management*, **50**(1), pp. 203-213 (2009).
25. Ma, S., Zheng, Z., Liu, H. and et al. "Experimental investigation of the effects of diesel injection strategy on gasoline/diesel dual-fuel combustion", *Applied Energy*, **109** pp. 202-212 (2013).
26. Curran, S.J., Hanson, R.M. and Wagner, R.M. "Reactivity controlled compression ignition combustion on a multi-cylinder light-duty diesel engine", *International Journal of Engine Research*, **13**(3) pp. 216-225 (2012)