



بررسی تجربی و شبیه‌سازی احتراق موتور گازسوز با شمع پیش محفظه با مخلوط رقیق

جواد خیراللهی^{۱*}، صمد جعفرمدار^۲، شهرام خلیل آریا^۳، سیدمصطفی آقامیرسلیم^۴، رسول قادری^۵

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران، Javadkheyrollahi@gmail.com

^۲ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران، sjafarmadar@urmia.ac.ir

^۳ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران، sh.khalilarya@urmia.ac.ir

^۴ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران، mirsalim1@yahoo.com

^۵ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران، rasoul.ghaderi.z@gmail.com

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۰ اسفند ۱۳۹۶

پذیرش: ۲۲ خرداد ۱۳۹۷

کلیدواژه‌ها:

سوخت جایگزین

رقیق سوز

احتراق پایدار

نسبت هوا به سوخت اضافی

شمع محفظه‌دار

چکیده

گاز طبیعی در موتورهای احتراق داخلی به عنوان سوخت پاک در مقایسه با سوخت‌های دیگر، ظرفیت بالقوه‌ای برای کاهش آلاینده‌ها دارد. استفاده از فناوری‌های جدید در تهیه مخلوط و مدیریت بهینه احتراق باعث شده است آلاینده‌های موتورهای گاز طبیعی کاهش و بازدهی آنها افزایش یابد. با مطالعه کارهای تحقیقاتی موتورهای گاز طبیعی می‌توان دریافت که استفاده از راهبردهای احتراق با مخلوط رقیق، سهم مؤثرتری در کاهش آلاینده‌ها و بهبود بازدهی دارد. در این مطالعه برای احتراق مخلوط رقیق از سامانه جرقه با شمع محفظه‌دار استفاده و عملکرد آن با شمع معمولی مقایسه شده است. بررسی تجربی استفاده از شمع محفظه‌دار نشان داد که در بسیاری از نقاط کارکردی موتور، محدوده پایدار احتراق افزایش و مقدار آلاینده‌ها کاهش یافته است. شمع محفظه‌دار با آشفستگی بیشتری مخلوط را مشتعل می‌کند و قدرت قوی‌تری برای حفظ پایداری احتراق ایجاد می‌کند. در بررسی تجربی، آزمایش‌های کارکردی در نسبت هوا به سوخت درست و رقیق و بارهای مختلف انجام شده است. برای بررسی تحلیلی از روش دو ناحیه‌ای شبه ابعادی نرم‌افزار GT-POWER و شبیه‌سازی سه بعدی از نرم‌افزار Fire استفاده شد. در صحنه‌گذاری شبیه‌سازی تحلیلی و شبیه‌سازی سه بعدی از نتایج فشار احتراق تجربی استفاده شده است.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

پایش آلاینده‌ها در موتورهای احتراق داخلی چالش مهم سازمان‌های جهانی است و معیارهای پذیرش به طور پیوسته در حال محدود شدن اند [۱،۲].

بدترین عناصر آلاینده در گازهای احتراقی موتورهای اکسیدهای ازت، هیدروکربن‌های نسوخته و منوکسید کربن اند. در موتورهای گاز طبیعی سوز، آلاینده اکسید ازت به دلیل مشکلات دمای داغ احتراق، مهمتر از دیگر آلاینده‌ها است [۳].

احتراق رقیق مخلوط گاز طبیعی و هوا روشی مناسب برای کاهش آلاینده‌ها و بهبود مصرف سوخت است [۴].

برای مخلوط رقیق آلاینده اکسید ازت در واکنش‌های انتهایی گازهای سوخته جبهه شعله تشکیل می‌شود و سرعت تشکیل آن به صورت نمایی به دمای گازهای سوخته بستگی دارد. آلاینده اکسیدهای ازت می‌تواند با استفاده از مخلوط رقیق و کاهش دمای جبهه شعله بدون افزایش مصرف سوخت کاهش پیدا کند [۵].

البته باید در نظر داشت که در صورت احتراق مخلوط رقیق، زمان بیشتری برای احتراق مورد نیاز است و احتراق ناقص باعث ناپایداری شرایط کاری موتور می‌شود که ممکن است منجر به کاهش بازدهی ترمزی موتور شود [۶].

افزایش هوای اضافی منجر به کاهش متغیرهای عملکرد موتور می‌شود به عنوان مثال بیشینه فشار داخل استوانه و فشار مؤثر متوسط ترمزی و بیشینه گشتاور کاهش می‌یابد و آلاینده هیدروکربن نسوخته افزایش پیدا می‌کند. برای جلوگیری از اثرات کاهش عملکرد استفاده از شمع پیش محافظه راهکار مناسبی است [۷].

برای دوری از طراحی مجدد بستار و ایجاد پیش محافظه در داخل آن، شمع محافظه‌دار به جای شمع عادی قابل استفاده است، نمایی از شمع محافظه‌دار و اجزای داخلی آن در شکل نشان داده شده اند.

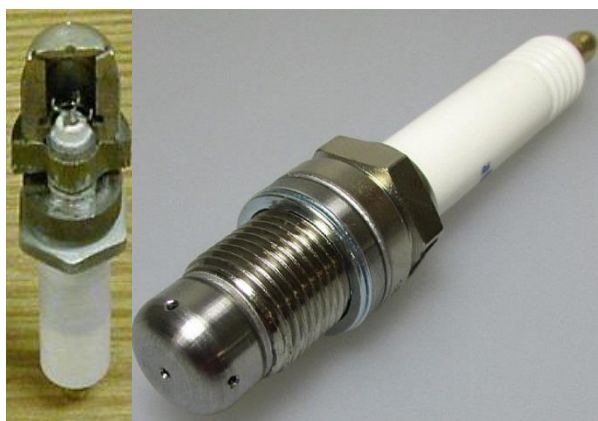
شمع محافظه‌دار در داخل محافظه احتراق اصلی قرار می‌گیرد و الکترودهای شمع در داخل یک محافظه بسته با تعدادی سوراخ برای عبور شعله و گازهای احتراقی قرار می‌گیرد. سوراخ‌های محافظه شمع به گازهای نسوخته اجازه می‌دهند که در زمان تراکم وارد محافظه گردند و بعد از اینکه احتراق اولیه در داخل محافظه رخ داد با افزایش فشار داخل محافظه شمع، گازهای احتراقی و شعله از سوراخ‌های محافظه به داخل محافظه احتراق اصلی کشیده می‌شوند تا مخلوط سوخت و هوای موجود در محافظه اصلی آتش بگیرد [۸].

در زمان احتراق، مقادیر نسبتاً زیاد منوکسید ازت و هیدروکربن و مقدار ناچیزی از اکسید ازت تولید می‌شود. هنگامی که احتراق در پیش محافظه رخ می‌دهد، فشار آن با سرعت بیشتری افزایش می‌یابد که باعث می‌شود گازهای سوخته از طریق سوراخ‌های دیواره پیش محافظه وارد محافظه اصلی شود.

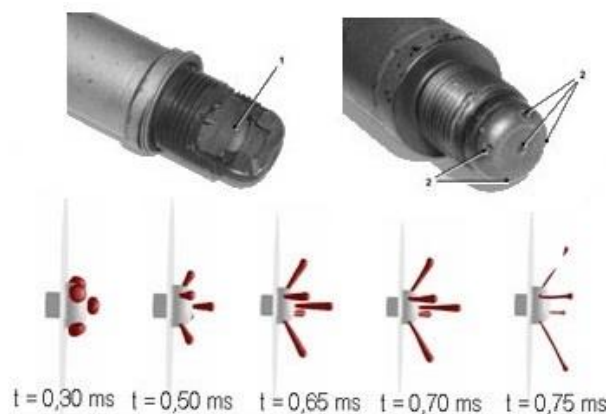
در این صورت گازهای احتراقی و شعله‌های خارج شده از پیش محافظه در حکم منبع آغاز احتراق در مخلوط رقیق عمل می‌کنند و تعداد زیادی هسته شعله در داخل حجم محافظه احتراق ایجاد می‌شوند (شکل ۱ و ۲).

در ادامه فرآیند احتراق، مخلوط رقیق قابل اشتعال موجود در محافظه احتراق از چندین ناحیه شروع به احتراق می‌کند که در حالت عادی باید از یک منبع مثل شمع عادی محترق شود. سرعت احتراق به اندازه‌ای تند است که بتواند ضمن جلوگیری از به وجود آمدن تأخیر احتراق در طی مرحله انبساط جلوگیری کند و بازدهی چرخه مناسبی ایجاد کند. در زمان احتراق اصلی مقدار کمی اکسیدهای ازت و ذرات منوکسید کربن و هیدروکربن نسوخته تولید می‌شوند [۹].

با توجه به کوچکی حجم پیش محافظه در اینگونه شمع‌ها، افزایش فشار در محافظه شمع در مدت زمان کوتاهی به وجود می‌آید (حدود یک میلی ثانیه) و اختلاف فشار به وجود آمده به صورت آبی از طریق سوراخ‌های پیش محافظه تعدیل می‌شود.



شکل ۱: شمع محافظه‌دار و نمای برش خورده



شکل ۲: نمای خروج شعله از شمع پیش محافظه در لحظه‌های اول احتراق

۲- کارهای انجام شده

بررسی اشتعال مخلوط رقیق در سال ۱۹۶۳ توسط گوساک و همکاران در یک موتور با پیش محفظه و سامانه احتراقی اشتعال با اشعه ثبت اختراع شد [۱۰،۱۱]، نتایج نشان داد که این سامانه برای مخلوط رقیق در دمای کارکردی خنک، کارآمدتر است و سرعت اشتعال را دو برابر می‌کند و آلاینده‌گی را به مقدار قابل توجهی کاهش می‌دهد.

جدول ۱: گشتاور نقاط کارکردی موتور در آزمون (نیوتن متر)

توان نسبی (%)	نسبت تراکم شمع عادی یا محفظه‌دار		
	۱۶	۱۳،۵	۱۱،۵
۲۵	۸،۷۵	۸،۷۵	۸،۷۵
۵۰	۱۷،۵	۱۷،۵	۱۷،۵
۷۵	۲۶،۲۵	۲۶،۲۵	۲۶،۲۵
۱۰۰	۳۵	۳۵	۳۵

چارلتون و همکاران [۱۲]، نشان دادند با سامانه احتراق پیش محفظه می‌توان انتشار آلاینده‌گی اکسید ازت و دیگر آلاینده‌ها را کاهش داد.

کویت و همکاران [۱۳]، تأثیر احتراق مخلوط رقیق با پیش محفظه را بررسی کردند و بهبود اشتعال، بهبود عملکرد احتراق و افزایش محدوده عملکرد را نشان دادند.

ردلیزبرگر و همکاران [۱۴،۱۵]، عملکرد موتوری تولید همزمان با پیش محفظه احتراق را بررسی کردند و نشان دادند ورود فواره شعله از پیش محفظه به داخل محفظه احتراق باعث افزایش سرعت احتراق، کاهش مونواکسیدکربن، هیدروکربن نسوخته و اکسید ازت می‌شود.

تولستون و همکاران [۱۷]، موتور تک استوانه جدار شیشه‌ای که با سامانه شعله فواره آشفته^۱ کار می‌کند، را بررسی کردند. اشعه‌های خروجی از پیش محفظه باعث شروع احتراق در محفظه اصلی و در نتیجه تند شدن سرعت سوختن می‌شود. با استفاده از این سامانه، محدوده رقیق‌سوزی می‌تواند از $\lambda = ۱،۸$ تجاوز کند.

دومنیکو چیرا و همکاران [۱۸]، نشان دادند با استفاده از شمع محفظه‌دار شرکت وود وارد [۱۹] در موتور گازسوز تغییرات چرخه به چرخه کاهش پیدا می‌کند و سرعت احتراق افزایش می‌یابد.

آشیش شاه و همکاران شمع محفظه‌دار و وابستگی میان حجم پیش محفظه و سطح مقطع سوراخ‌های آن با اختلاف فشار پیش محفظه و محفظه اصلی را بررسی کردند [۲۰]. نمونه کاربردی استفاده از چنین شمع‌هایی در موتورهای گاز سوز شرکت گازکور [۲۱] است.

کارلوس ادوردو و همکاران عملکرد و قابلیت همه طرح‌های پیش محفظه و شمع‌های محفظه‌دار را بررسی کردند [۲۲].

صالحی و همکاران اثر پیش محفظه احتراق را در بهبود شرایط کاری موتور RCCI بررسی کردند، نتایج نشان داد که در صورت استفاده از پیش محفظه کارکرد موتور، با مخلوطی که دمای آن ۵۰ درجه کمتر از حالت عادی است، امکان پذیر است [۲۳].

اصفهانیان و همکاران، اثر پیش محفظه احتراق را در بهبود شرایط احتراق موتور در حالت‌های HCCI و PCCI بررسی کردند و نشان دادند در صورت استفاده از پیش محفظه، ضمن افزایش گستره کارکردی موتور، آلاینده‌های CO و HC کاهش می‌یابد [۲۴].

۳- آزمون‌های تجربی

۳-۱- مشخصات موتور مورد استفاده

موتور تک استوانه اشتعال تراکمی چهار زمانه به وسیله نویسندگان مقاله برای کارکرد با سوخت گاز طبیعی در حالت اشتعال جرقه‌ای، طراحی و تغییر یافت. سامانه تهیه مخلوط سوخت و هوا و سامانه جرقه‌زنی به موتور اضافه شده است. بستار موتور پایه با دو دریچه دود و هوا و چیدمان سمبۀ عمودی است که بدون تغییر استفاده شد. سامانه تغذیه و پاشش سوخت دیزل از موتور باز و شمع جایگزین افشانه سوخت شد.

در این تحقیق یکی از اهداف بررسی نسبت‌های تراکم مختلف بود که به دلیل افزایش فشار احتراق و تراکم نسبت به موتورهای اشتعال جرقه‌ای متداول، لازم بود از موتوری مستحکم استفاده شود و به همین دلیل موتور پایه دیزل استفاده شد.

همچنین با توجه به شدیدتر بودن آشفستگی که باعث اختلاط و احتراق بهتر می‌شود، نقطه قوت دیگری در انتخاب موتور حاصل شد. در بخش‌های بعدی تغییرات سامانه جرقه و تغذیه در تهیه مخلوط سوخت و هوا با جزئیات بیشتری ارائه می‌شود. در سامانه تغذیه سوخت، مخلوط‌کننده گاز با هوا^۲ و دریچه خفانش^۳ استفاده شد.

همچنین با تغییرات ایجاد شده در نصب بستار، امکان ایجاد نسبت تراکم‌های مختلف از ۱۱،۵ تا ۱۶ فراهم شده است. دو حسگر فشار درون محفظه احتراق برای نشان دادن فشار چرخه کاری استفاده شد که یکی از آنها از گوشه بستار به محفظه احتراق متصل شد و دیگری حسگری است که به صورت شمع جرقه‌زنی دو کاره، عملکرد اندازه‌گیری فشار نیز دارد.

مخلوط گاز طبیعی و هوا به دلیل اثر مکش در چندراهه هوا وارد محفظه احتراق می‌شود و مقدار هوای وارد شده به وسیله دریچه خفانش مدیریت می‌شود. در سامانه جرقه‌زنی عادی، برای احتراق ساده و بازده خوب، غلظت مخلوط مورد نیاز در اطراف شمع حدود درست^۴ است.

در این مقاله برای گسترش محدوده احتراق رقیق سعی شد بیشینه رقیق سازی در مخلوط همگن ایجاد شود و به محفظه احتراق وارد شود. مشخصات اصلی موتور در جدول ۲ ارائه شده اند.

³ Throttle valve

⁴ Stoichiometric

¹ Turbulent Jet Ignition

² Gas mixer

موتور اشتعال تراکمی اصلاح شده در سامانه تغذیه سوخت و سامانه جرقه‌زنی برای تبدیل به حالت اشتعال جرقه‌ای است.

سامانه تغذیه گاز طبیعی شامل مخزن گاز طبیعی فشرده، سامانه سه مرحله‌ای کاهش فشار توسط تنظیم کننده، لوله‌های پر فشار، شیرهای ایمنی و برقی قطع و وصل گاز، شیر تنظیم جریان، مخلوط کننده و لوله‌های کم فشار اند. شارسنج جرمی برای اندازه‌گیری شار جرمی گاز طبیعی در زمان آزمون‌ها استفاده شد.

سامانه جرقه‌زنی از حسگر اثر هال، دنده قابل تنظیم تحریک حسگر هال، آهنربا و سیم‌پیچ جرقه‌زنی و شمع تشکیل شده است. تجهیزات اندازه‌گیری برای داده برداری بدین شرح استفاده شدند:

- دستگاه اندازه‌گیری فشار محفظه احتراق، شامل دو حسگر فشار کیستلر از نوع ۶۶۱۳CA با شماره ۵۰۴۵۷۹۶ و ۶۱۱۸BFD۱۸ با شماره ۴۹۰۱۶۲۹

- دستگاه داده برداری ساخت شرکت دیناموتورز با مشخصات Ehtheragh de4c01 و سرعت داده برداری ۴۰۰ کیلو هرتز با پهنای ۱۶ بیت

- تقویت کننده ۵۰۱۸a۱۰۰۰ با شماره ۵۰۰۴۲۶

- دستگاه اندازه‌گیری زاویه میل لنگ سیک DFS60B-S4PL10000 با دقت ۱۰۰۰ پرتو در دور

- دستگاه اندازه‌گیری شار جرمی گاز طبیعی با دقت ۰,۰۱ در محدوده خوانش

- دستگاه تحلیل گازهای خروجی AVL DICOM 4000

۴-۳- شبیه‌سازی تحلیلی

در این پژوهش برای بدست آوردن روش محاسباتی از شبیه‌سازی تحلیلی و عددی به صورت مکمل استفاده شد تا کل فرآیند احتراق موتور در ۷۲۰ درجه به صورت چرخه باز شبیه‌سازی شود.

نرم‌افزار جی تی پاور^۱ دارای قابلیت شبیه‌سازی شبه ابعادی در کل چرخه است و می‌تواند شرایط اولیه شبیه‌سازی سه بعدی در نرم‌افزار فایر^۲ را ایجاد نماید. نرم‌افزار جی تی پاور در حل روش احتراقی از روش دوناحیه‌ای استفاده می‌کند. در صورتی که در نرم‌افزار فایر احتراق در داخل محفظه احتراق با دینامیک سیالات محاسباتی انجام می‌شود و مشخصات متغیرهای احتراق در همه نقاط فضای محاسباتی در زمان‌های مختلف در اختیار است و اطلاعات بیشتری از فرآیند احتراق داخل محفظه ارائه می‌کند.

در شبیه‌سازی شبه ابعادی، روش انتقال حرارت در داخل استوانه با استفاده از روش وشنی^۳ محاسبه شده است. روش احتراق به صورت احتراق دو ناحیه‌ای است و معادله انرژی برای نواحی سوخته و نسوخته در هر گام زمانی حل می‌شود.

جدول ۲: مشخصات موتور

حجم جابجایی	۶۶۱,۷ (سی سی)
قطر داخلی استوانه	۸۷,۵ (میلی‌متر)
طول پیمایش	۱۱۰ (میلی‌متر)
طول دسته سمبه	۲۳۸ (میلی‌متر)
نسبت تراکم (اشتعال تراکمی)	۱۷,۵
نسبت تراکم (اشتعال جرقه‌ای)	۱۶ - ۱۳,۵ - ۱۱,۵
زمان باز شدن دریچه ورودی	درجه ۳۴۵ ATDC
زمان بسته شدن دریچه ورودی	درجه ۱۲۵ BTDC
زمان باز شدن دریچه دود	درجه ۱۶۳ ATDC
زمان بسته شدن دریچه دود	درجه ۳۳۰ BTDC

۲-۳- روش اندازه‌گیری در آزمون تجربی

آزمون‌های موتور در سرعت دورانی ثابت ۱۵۰۰ د.د.د. انجام شدند و برای هر نقطه کاری آزمون، فرض رسیدن به پایداری ترمودینامیکی و تثبیت دمای سیال‌های کاری موتور لحاظ شده است.

نقاط کاری در نظر گرفته شده برای آزمون‌ها در سه مجموعه نسبت تراکم و در چهار نقطه توانی تعریف شده اند. در آزمون‌ها از دو سامانه جرقه‌زنی با شمع عادی و شمع پیش محفظه استفاده شده است. در هر نقطه کاری سعی شده است موتور در نسبت هوا به سوخت درست (λ برابر با یک) و در بیشینه هوا به سوخت اضافی آزمون شوند.

در آزمون بیشینه λ، شرط کارکرد پایدار موتور بدون ایجاد چرخه عدم احتراق مد نظر بوده است. شرایط نقاط کارکردی در جدول ۱، نشان داده شده اند. زاویه جرقه‌زنی در ۳۵ درجه قبل از نقطه مکث بالا تنظیم شده زیرا در این زاویه جرقه بهترین شرایط کارکردی موتور حاصل می‌شود.

ثابت فشار درون محفظه احتراق برای ۵۰ چرخه موفق با دقت ۰,۱ درجه ثبت شده است. متغیرهای دیگر مثل گشتاور موتور، سرعت دورانی موتور، مصرف سوخت گازی، فشار و دمای محیط، دمای سیال‌های کاری موتور در زمان آزمون با دقت یک داده در هر ثانیه ثبت شده است. با استفاده از دستگاه تحلیل پنج گاز، تغییرات آلاینده‌های احتراقی موتور شامل منوکسید کربن، هیدروکربن‌های نسوخته و اکسید ازت اندازه‌گیری شده اند.

۳-۳- تجهیزات آزمون

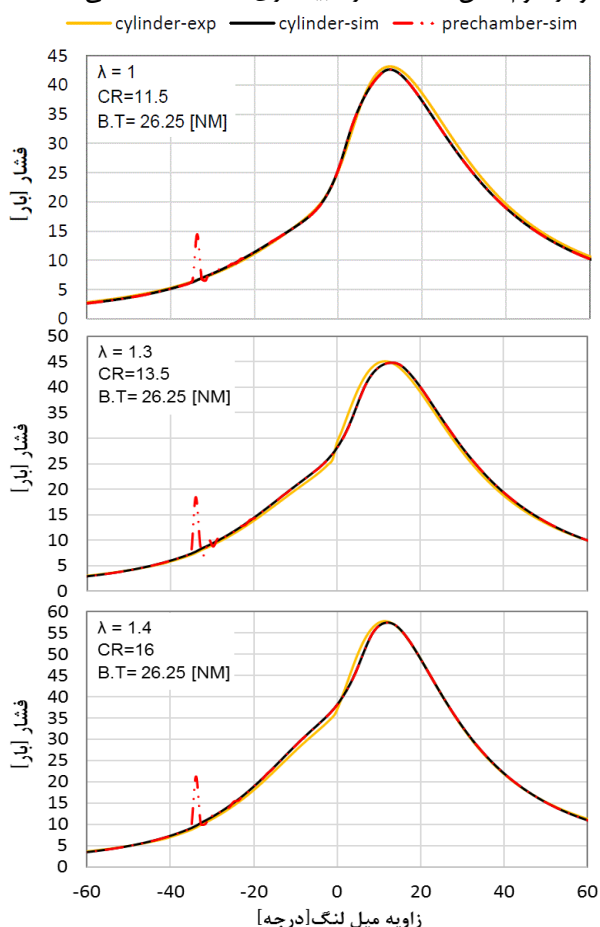
بررسی تجربی در اتاق آزمون موتور که تصویر تجهیزات آن در شکل ۴ نشان داده شده انجام شده است. موتور پایه مورد استفاده در آزمون،

³ woschni

¹ GT-Power

² AVL-Fire

نمودار دوم نشان دهنده فشار شبیه‌سازی شده از داخل پیش محفظه و نمودار سوم نشان دهنده فشار شبیه‌سازی شده محفظه اصلی است.



شکل ۳: مقایسه فشار تحلیلی و تجربی با شمع پیش محفظه

نمودار فشار شبیه‌سازی در پیش محفظه احتراق در زمان شروع احتراق دارای اختلاف جزئی با نمودار فشار محفظه اصلی است؛ بدین ترتیب که در زمان شروع احتراق ابتدا فشار پیش محفظه افزایش می‌یابد و پس از وارد شدن گازها به محفظه اصلی، افزایش فشار در محفظه اصلی آغاز می‌شود که مدت زمان تقریبی احتراق در داخل پیش محفظه کمتر از یک میلی ثانیه طول می‌کشد و این روند به صورت یک نمودار زینی روی نمودار فشار اصلی مشاهده می‌شود.

در شکل ۵ فضای شبیه‌سازی چرخه باز در نرم‌افزار جی تی پاور نشان داده شده است. در شکل ۶ دمای محصولات احتراق و مخلوط سوخت و هوای داخل محفظه در نمای برش خورده نرم‌افزار فایر مشخص است. در شکل ۷ سرعت محصولات احتراق و مخلوط سوخت و هوای داخل محفظه در نمای برش خورده نرم‌افزار فایر نشان داده شده است.

در پژوهش حاضر برای شبیه‌سازی احتراق از دو روش احتراقی استفاده شده است، در حالت احتراق با شمع عادی از روش احتراقی شعله آشفته^۱ و در حالت احتراق با شمع محفظه‌دار در داخل استوانه اصلی از روش احتراقی وایب^۲ استفاده شده است. روش احتراقی شعله آشفته، نرخ سوختن را برای مخلوط‌های همگن بر اساس هندسه استوانه، مکان و زمان جرقه‌زنی، ورود هوا به داخل استوانه و خواص سوخت، پیش بینی می‌کند. در این روش فرض می‌شود که مخلوط نسوخته سوخت و هوا در پیشانی شعله قرار دارد و در نرخ متناسب با مجموع سرعت شعله آرام و آشفته وارد منطقه شعله می‌شود.

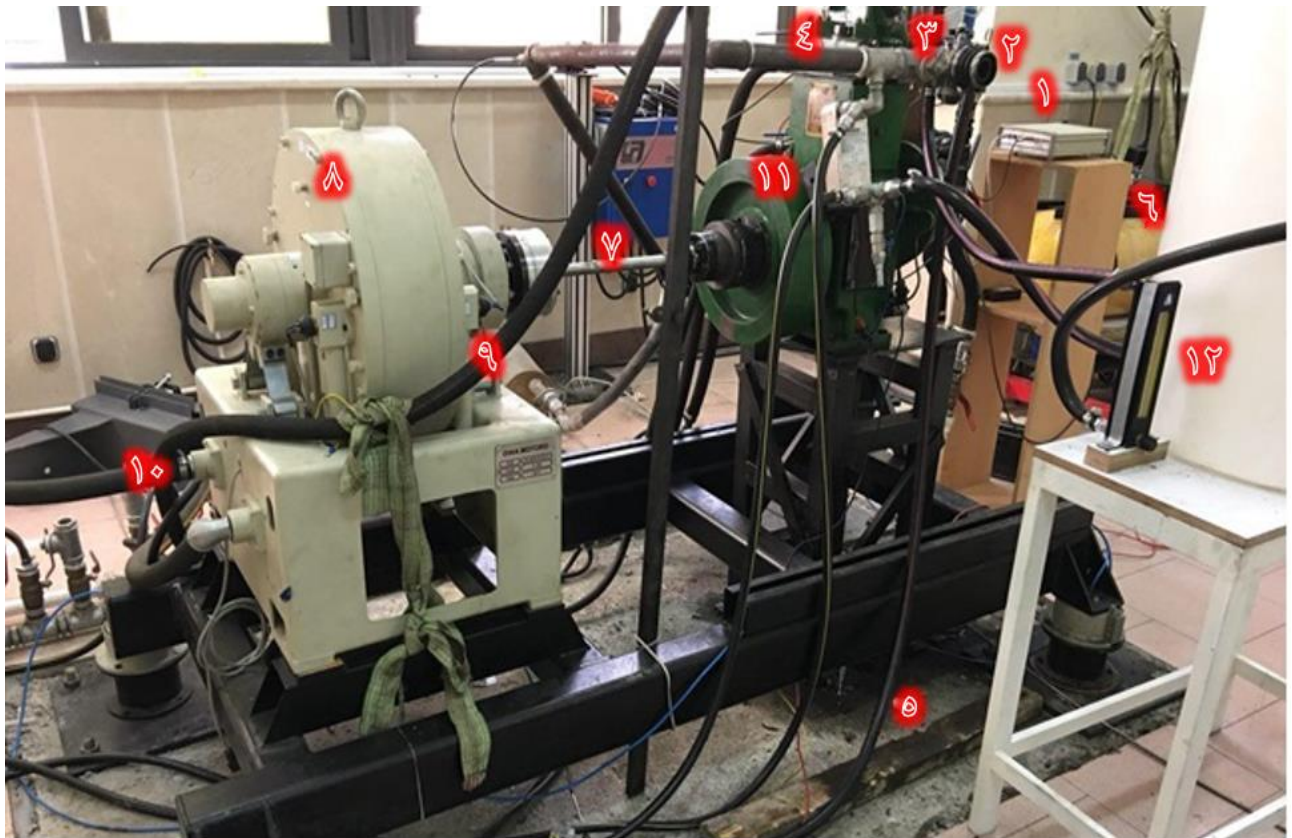
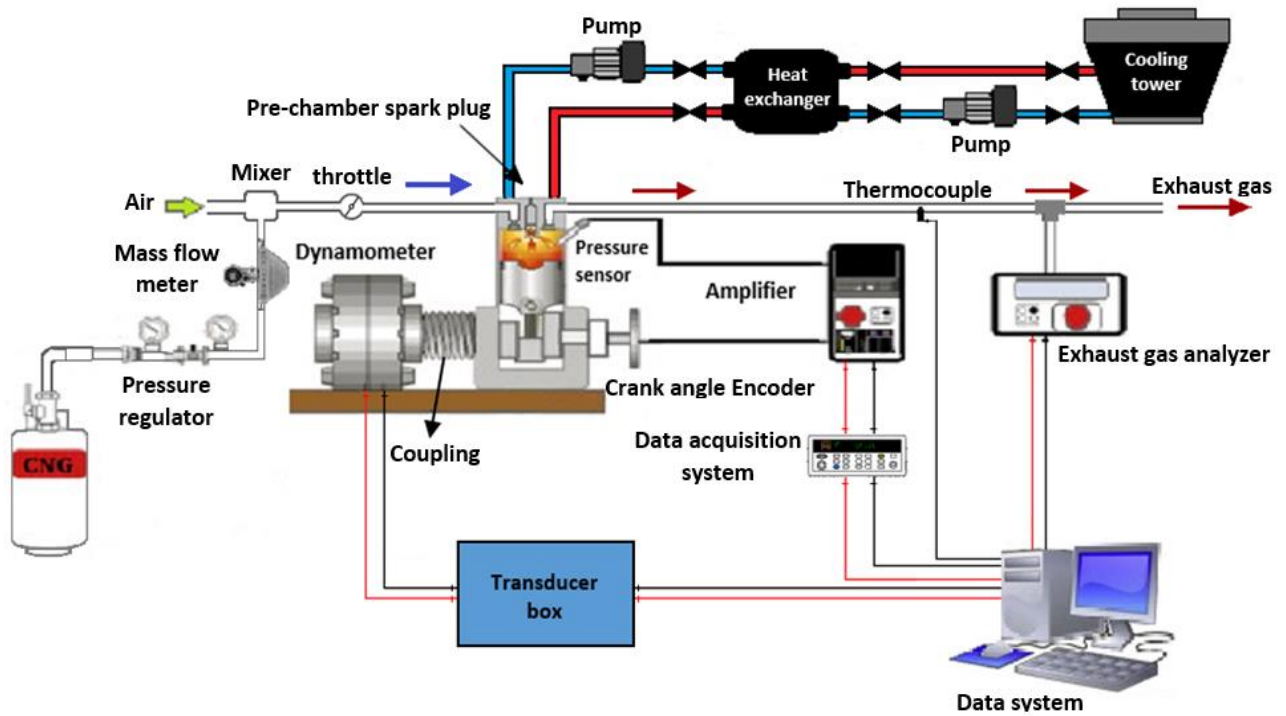
روش احتراق وایب، نرخ سوختن را با استفاده از تابع وایب اعمال می‌کند، که روشی ساده برای به دست آوردن نرخ سوختن معقول است. در نرم‌افزار فایر برنامه محاسباتی احتراق می‌تواند اختلاط و جابجایی گونه‌های شیمیایی را شبیه‌سازی کند و حالت‌های مخلوط پیش‌آمیخته همگن، پیش‌آمیخته نسبی و غیر پیش‌آمیخته را در نظر بگیرد. رفتار شیمیایی برای روش‌های مختلف احتراق در دمای شعله اعمال می‌شود. به منظور شبیه‌سازی چرخه باز احتراق موتور گاز طبیعی سوز از نرم‌افزارهای جی تی پاور و فایر استفاده شده است. بدین صورت که در شبیه‌سازی تنفس هوای ورودی به موتور و تخلیه دود از چندراهه دود به بیرون از روش یک بعدی نرم‌افزار جی تی پاور و برای قسمت چرخه بسته از نرم‌افزار فایر استفاده شده است.

در تحلیل یک بعدی در چندین حل متوالی داده‌های احتراقی در چرخه باز تحلیل شدند تا همگرایی مطمئن پاسخ‌ها حاصل شود. روش احتراقی نرم‌افزار جی تی پاور برای شبیه‌سازی شعله‌های احتراقی خروجی از پیش محفظه دقیق نیست. به همین دلیل برای شبیه‌سازی دقیق عملکرد پیش محفظه از نرم‌افزار فایر که قابلیت شبیه‌سازی سه بعدی دارد استفاده می‌شود.

نرم‌افزار فایر ضمن برخورداری از قابلیت‌های مناسب در شبیه‌سازی، در زمینه حل چرخه باز به اندازه جی تی پاور مناسب نیست. لذا در شبیه‌سازی چرخه باز با شمع پیش محفظه، ابتدا کل فرآیند احتراق در جی تی پاور حل شد و شرایط اولیه شروع چرخه بسته (از زمان بسته شدن دریچه هوا در فرآیند مکش) به نرم‌افزار فایر منتقل شد. سپس در نرم‌افزار فایر بقیه شبیه‌سازی در فرآیند چرخه بسته انجام شد تا دوباره در زمان باز شدن دریچه دود، شرایط گازهای احتراقی با آنچه که در نرم‌افزار جی تی پاور به دست آمده است، مقایسه شود. این فرآیند چند بار ادامه یافت تا نمودار فشار بدست آمده از هر دو نرم‌افزار بر هم منطبق شود. در شکل ۳ نمودارهای فشار بدست آمده از شبیه‌سازی با استفاده از شمع عادی و محفظه‌دار نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که نتایج فشار بر نتایج آزمایشگاهی منطبق اند. در شکل ۳ سه نمودار نشان داده شده است، نمودار اول همان داده‌های بدست آمده از آزمون تجربی،

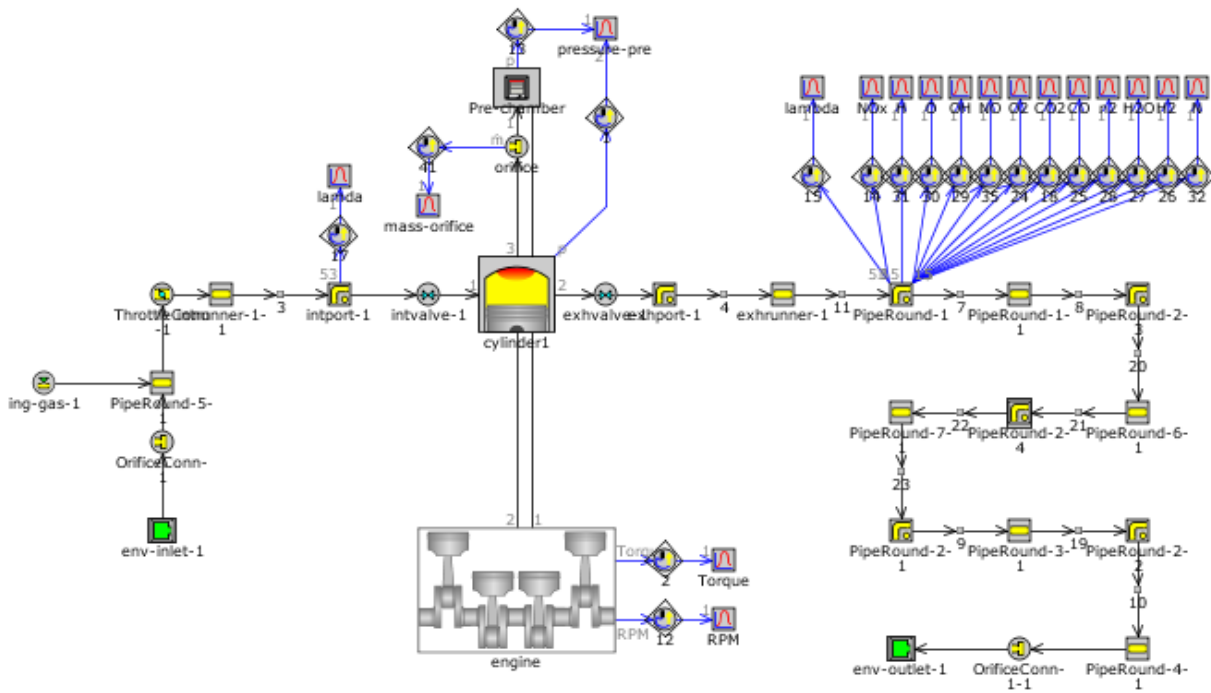
² Wiebe Model

¹ Turbulent Flame Model

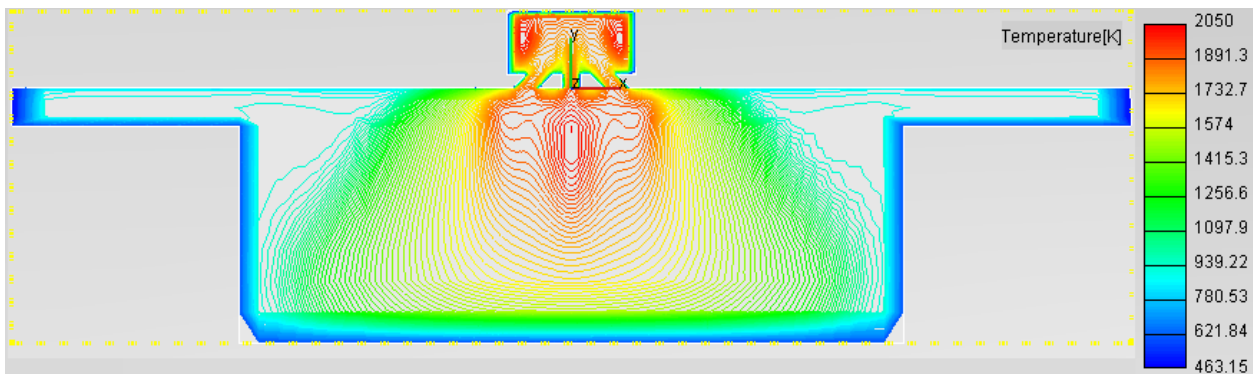


شکل ۴: جانمایی تجهیزات اتاق آزمون

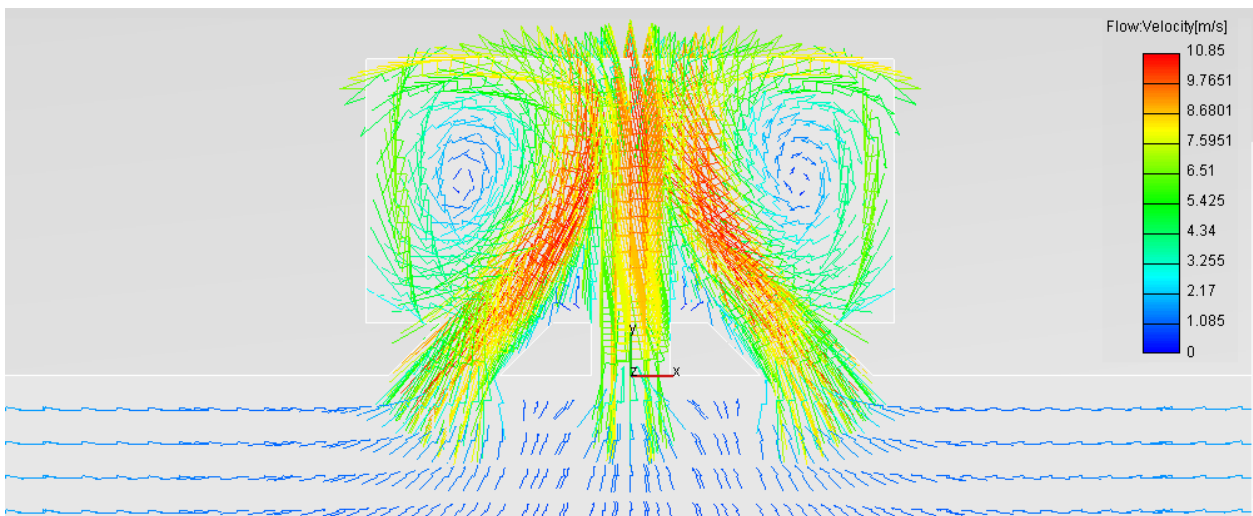
۱- دستگاه داده پردازی فشار محفظه احتراق، ۲- مخلوط کننده یکسرگاز طبیعی، ۳- دریچه گاز، ۴- لوله دود، ۵- لوله کم فشار تغذیه گاز، ۶- مخزن گاز طبیعی فشرده، ۷- اتصال، ۸- لگام ترمز، ۹- لوله آب خنک کاری موتور، ۱۰- لوله آب خنک کاری لگام ترمز، ۱۱- چرخ طیار موتور ۱۲- سامانه بازخورانی گازهای احتراقی



شکل ۵: فضای شبیه‌سازی چرخه باز در نرم‌افزار جی تی پاور



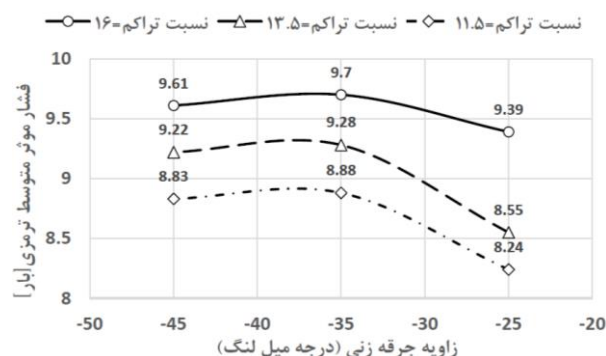
شکل ۶: نمای برش خورده پیش محفظه و محفظه اصلی نرم‌افزار فایر و دمای محصولات احتراق و مخلوط سوخت و هوای داخل محفظه



شکل ۷: نمای برش خورده پیش محفظه و محفظه اصلی نرم‌افزار فایر و سرعت محصولات احتراق و مخلوط سوخت و هوای داخل محفظه

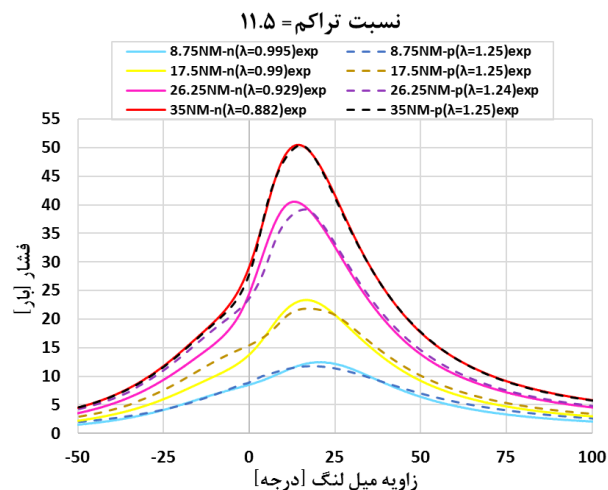
۴- بحث روی نتایج تجربی

برای بررسی اثر زمان جرقه در کارکرد موتور، سه زمان جرقه در زوایای ۲۵، ۳۵ و ۴۵ درجه قبل از نقطه مکث بالا در آزمایش تجربی بررسی شد. فشار مؤثر متوسط ترمزی در زمان کارکرد با شمع عادی در نسبت تراکم‌های ۱۱،۵، ۱۳،۵ و ۱۶ در حالت بار کامل در شکل ۸ نشان داده شده است.



شکل ۸: فشار مؤثر متوسط ترمزی در بار کامل نسبت به تغییر زمان جرقه زنی با استفاده از شمع عادی

همانطور که نمودارها نشان می‌دهند برای همه نقاط کاری بهترین زمان جرقه زنی زاویه ۳۵ درجه قبل از نقطه مکث بالا است. در این مقاله زاویه جرقه ۳۵ درجه قبل از نقطه مکث بالا به عنوان زمان مناسب جرقه زنی در نظر گرفته شده است. در شکل ۹ نمودار فشار داخل محفظه احتراق در بارهای مختلف شمع عادی و شمع محفظه دار در نسبت تراکم ۱۱،۵ نشان داده شده است.



شکل ۹: فشار داخل محفظه احتراق برای بارهای مختلف شمع عادی و محفظه دار در نسبت تراکم ۱۱،۵- تغییر نسبت هوا به سوخت از شرایط غنی به رقیق

به طور کلی هدف این بود که کارکرد موتور با استفاده از دو سامانه احتراقی با هم مقایسه شود، به همین خاطر سعی شد رقیق ترین مخلوط در همه نقاط کاری آزمایش شود. همانطور که در بخش های آتی توضیح

داده می‌شود در برخی نقاط با شمع عادی به دلیل محدودیت فیزیکی احتراق حتی در مخلوط درست موتور قابلیت کارکرد نداشته است. در تلاش برای داده برداری با رقیق ترین مخلوط، با عبور از محدوده داده برداری شده موتور ناپایدار می‌شود. در استفاده از شمع پیش محفظه بهبود نسبی در این خصوص حاصل شد و در همه نقاط کاری متناظر، موتور با شمع پیش محفظه با مخلوط رقیق تر کار می‌کند. برای بررسی تغییر عملکرد در استفاده از شمع محفظه دار برای مخلوط مشابه آزمایش تکرار و در نتایج ارائه شده است.

چهار نقطه آزمایشی در توان های ۲۵، ۵۰، ۷۵ و ۱۰۰ درصد در آزمایش ها مد نظر بوده اند که در جدول ۱ نشان داده شده اند. در زمان داده برداری برای افزایش دقت داده ها مدت زمان مناسبی برای پایدار شدن شرایط دمایی موتور در نظر گرفته شده است.

در بار ۲۵٪ با استفاده از شمع عادی در رقیق ترین مخلوط در کارکرد پایدار با غلظت $\lambda = 0.995$ داده برداری شد و در رقیق ترین مخلوط با شمع محفظه دار، مخلوط سوخت و هوای مورد استفاده دارای غلظت $\lambda = 1.25$ برای کارکرد پایدار داده برداری شد.

در نقطه کاری ۵۰٪ برای شمع عادی غلظت مخلوط $\lambda = 0.99$ و برای شمع محفظه دار $\lambda = 1.4$ بدست آمد. در نقطه کاری ۷۵٪ برای شمع عادی غلظت مخلوط $\lambda = 0.929$ و برای شمع محفظه دار $\lambda = 0.985$ بدست آمد. در نقاطی که مخلوط غنی استفاده شده، به دلیل محدودیت موتور در کارکرد با مخلوط رقیق بوده است. به طور مثال در نسبت تراکم ۱۱،۵ در توان ۷۵٪ در کارکرد با شمع عادی حتی کارکرد با نسبت هوا به سوخت درست امکان پذیر نبوده است.

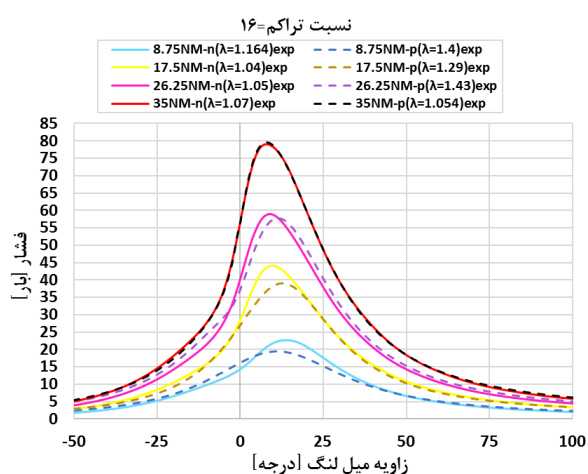
در نقطه کاری ۱۰۰٪ برای شمع عادی غلظت مخلوط $\lambda = 0.9$ برای شمع محفظه دار $\lambda = 1.200$ به عنوان نقاط کاری پایدار داده برداری شد. در این نسبت تراکم به دلیل محدودیت کارکرد موتور امکان رقیق سوز کردن محدود تر از نسبت های تراکم دیگر است.

در یک نقطه توانی ثابت، هنگامی که موتور با نسبت سوخت به هوای رقیق به کار گرفته می‌شود، هوای وارد شده به داخل محفظه احتراق افزایش می‌یابد در صورتی که مقدار سوخت به طور تقریبی مساوی با حالت درست است لذا در مرحله تراکم برای مخلوط رقیق فشار تراکم بیشتری حاصل می‌شود.

از جرقه به بعد در انتهای مرحله تراکم و در طی فرآیند انبساط، تغییرات فشار نسبت به حالت درست با تأخیر جزئی زمانی همراه است. بررسی نمودارهای فشار در نسبت تراکم ۱۱،۵ نشان می‌دهد که بیشینه فشار ایجاد شده در استفاده از جرقه با شمع محفظه دار کمتر از فشار شمع عادی است.

بنابراین افزایش فشار در مراحل اولیه با سرعت کمتری نسبت به احتراق شمع عادی است زیرا در احتراق شمع عادی افزایش فشار به صورت ناگهانی در مراحل اولیه به وقوع می‌پیوندد.

در نقطه کاری ۵۰٪ برای شمع عادی غلظت مخلوط $\lambda = 1,04$ و برای شمع محفظه‌دار $\lambda = 1,29$ استفاده شد. در نقطه کاری ۷۵٪ برای شمع عادی غلظت مخلوط $\lambda = 1,05$ و برای شمع محفظه‌دار $\lambda = 1,43$ استفاده شد. در نقطه کاری ۱۰۰٪ برای شمع عادی غلظت مخلوط $\lambda = 1,07$ و برای شمع محفظه‌دار $\lambda = 1,054$ استفاده شد. مشابه با شرایط نقاط کاری دیگر، بیشینه فشار در کاربرد شمع محفظه‌دار کمتر از بیشینه فشار شمع عادی است. در نقاط کاری ۲۵٪، ۵۰٪ و ۷۵٪ به دلیل امکان رقیق سوزی در حالت شمع محفظه‌دار نسبت به حالت درست شمع عادی، فشار تراکم شمع محفظه‌دار بالاتر از شمع عادی است و نقطه بیشینه فشار در مقدار کمتر زاویه میل لنگ بدست آمده است.



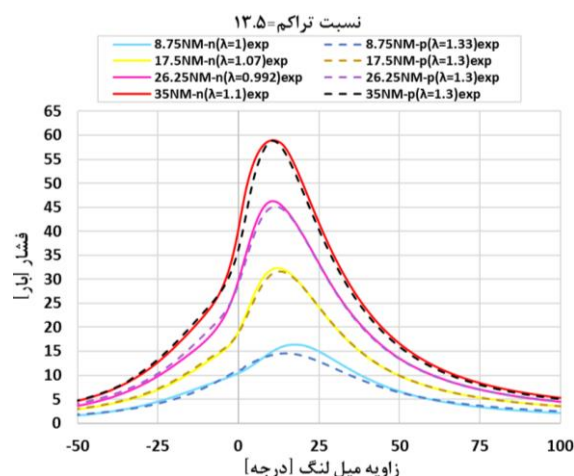
شکل ۱۱: فشار داخل محفظه احتراق برای بارهای مختلف شمع عادی و محفظه‌دار در نسبت تراکم ۱۶- تغییر نسبت هوا به سوخت از شرایط غنی به رقیق

آلایندگی منوکسیدکربن برای همه نقاط کاری آزمون تجربی در سه نمودار برای نسبت تراکم‌های ۱۱,۵، ۱۳,۵ و ۱۶ به ترتیب در شکل ۱۲ نشان داده شده است. در نمودارهای این شکل تأثیر نسبت تراکم، روش جرقه‌زنی و نسبت هوا به سوخت روی آلایندگی منوکسیدکربن قابل مشاهده است. همانطور که مشخص است، مقادیر کمینه این آلایندگی برای نقاط کاری رقیق است که رقیق ترین آن در نسبت تراکم ۱۶ با نسبت هوا به سوخت $\lambda = 1,4$ است. در نسبت هوا به سوخت درست مقدار آلایندگی منوکسید کربن در محدوده میانی قرار دارد. با افزایش جزئی نسبت هوا به سوخت از محدوده درست، کاهش آبی منوکسید کربن قابل مشاهده است به طوری که برای محدوده رقیقتر از $\lambda = 1,1$ مقادیر این آلایندگی به شدت کاهش می‌یابد و با اختلاف کمی به محدوده آلایندگی مخلوط بسیار رقیق نزدیک می‌شوند.

در شکل ۱۰ نمودار فشار محفظه احتراق در بارهای مختلف شمع عادی و شمع محفظه‌دار در نسبت تراکم ۱۳,۵ نشان داده شده است. در بار ۲۵٪ با شمع عادی در مخلوط با غلظت $\lambda = 1$ داده برداری شد و در رقیقترین مخلوط با شمع محفظه‌دار، مخلوط سوخت و هوای مورد استفاده با غلظت $\lambda = 1,33$ کارکرد پایدار ایجاد کرد.

در نقطه کاری ۵۰٪ برای شمع عادی غلظت مخلوط $\lambda = 1,07$ و برای شمع محفظه‌دار $\lambda = 1,3$ استفاده شد. در نقطه کاری ۷۵٪ برای شمع عادی غلظت مخلوط $\lambda = 0,992$ برای شمع محفظه‌دار $\lambda = 1,3$ استفاده شد.

در نقطه کاری ۱۰۰٪ برای شمع عادی رقیق ترین مخلوط $\lambda = 1,1$ و برای شمع محفظه‌دار $\lambda = 1,3$ داده برداری شد. مشابه با شرایط نقاط کاری دیگر، بیشینه فشار شمع محفظه‌دار کمتر از فشار بیشینه شمع عادی است. بررسی نمودارهای فشار در نسبت تراکم ۱۳,۵ نشان می‌دهد که در یک نقطه توانی ثابت، بیشینه فشار در استفاده از شمع محفظه‌دار کمتر از فشار ایجاد شده با شمع عادی است.



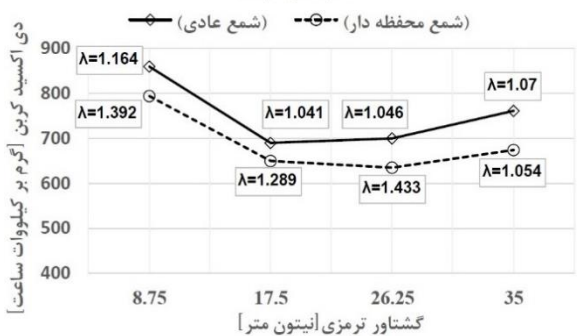
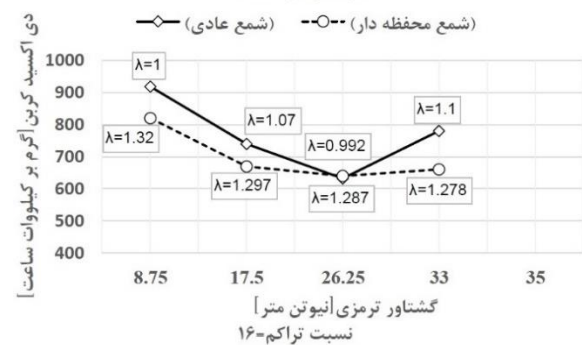
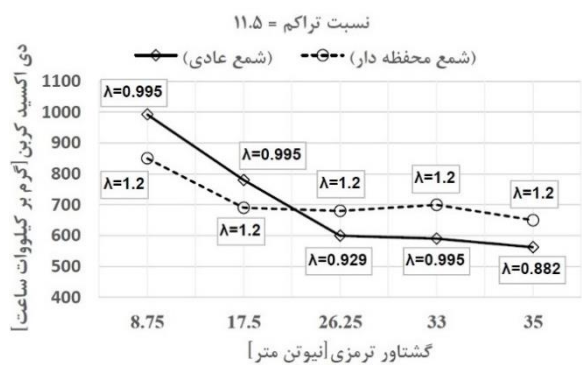
شکل ۱۰: فشار داخل محفظه احتراق برای بارهای مختلف شمع عادی و محفظه‌دار در نسبت تراکم ۱۳,۵ - تغییر نسبت هوا به سوخت از شرایط غنی به رقیق

همچنین مشابه با نسبت تراکم‌های دیگر می‌توان نتیجه‌گیری کرد که قله فشار در شمع عادی بیشتر از شمع محفظه‌دار است. در یک نقطه توانی ثابت، مشابه با حالت‌های دیگر در مرحله تراکم برای مخلوط رقیق فشار تراکم بیشتری حاصل می‌شود.

در شکل ۱۱ فشار داخل محفظه احتراق در بارهای مختلف شمع عادی و شمع محفظه‌دار در نسبت تراکم ۱۶ نشان داده شده است. نقاط کاری مشابه با حالت قبلی تعریف شده اند. در بار ۲۵٪ با شمع عادی در مخلوط با غلظت $\lambda = 1,164$ داده برداری شد و در این توان در رقیقترین مخلوط با شمع محفظه‌دار، مخلوط سوخت و هوای مورد استفاده با غلظت $\lambda = 1,4$ کارکرد عاری از عدم احتراق ایجاد کرد.

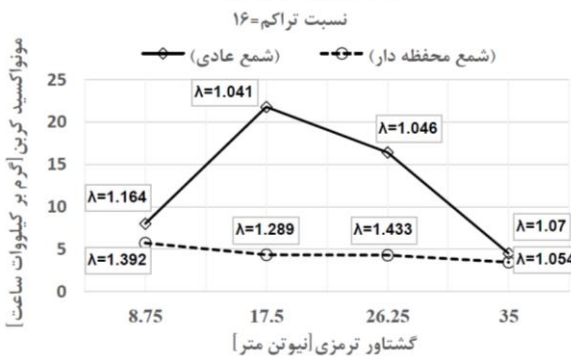
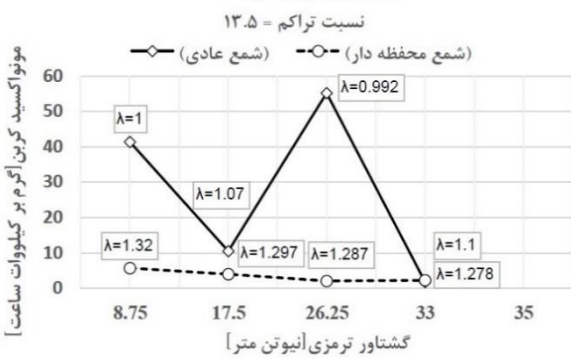
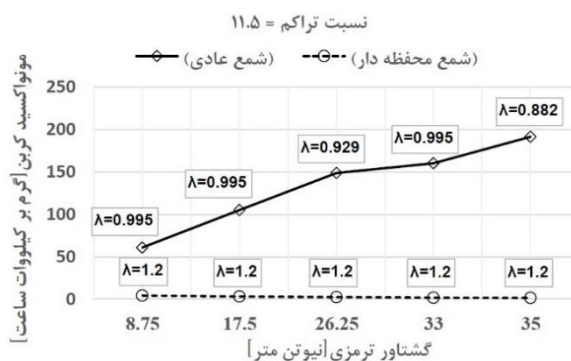
جرقه‌زنی و نسبت هوا به سوخت روی تولید دی اکسید کربن قابل مشاهده است.

همان طور که نشان داده شده است، بهترین شرایط این گونه شیمیایی برای نقاط کاری با بهترین بازده است. مهمترین عامل در تعیین مقدار دی اکسید کربن مصرف سوخت است.



شکل ۱۳: انتشار دی اکسید کربن در بارهای مختلف و نسبت هوا به سوخت‌های مختلف با استفاده از دو سامانه احتراقی

در واقع هر چه موتور بتواند با بازدهی بهتری سوخت را محترق کند مقدار دی اکسید کربن کاهش پیدا می‌کند و به مقدار حداقلی موازنه شیمیایی سوختن نزدیک می‌شود. البته در شرایط بدسوزی و غنی سوزی نیز مقدار دی اکسید کربن می‌تواند کاهش پیدا کند. زیرا در این شرایط قسمت زیادی از عناصر کربن که در حالت سوختن آرمانی باید تبدیل به دی اکسید کربن می‌شدند، تبدیل به مونوکسید کربن می‌شوند و آلایندگی مونوکسید کربن با کاهش دی اکسید کربن افزایش پیدا می‌کند.

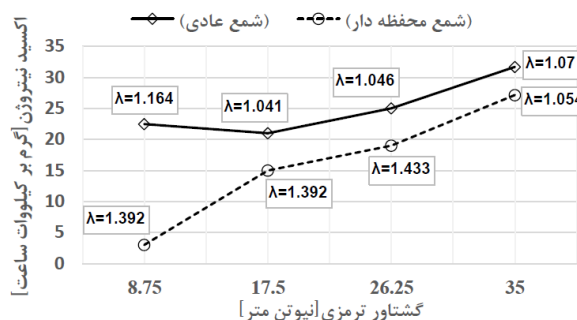
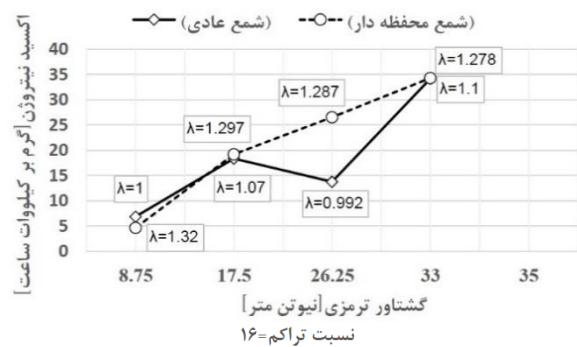
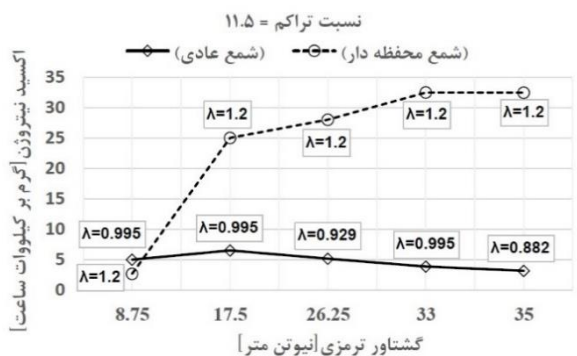


شکل ۱۲: آلایندگی مونوکسید کربن در بارهای مختلف و نسبت هوا به سوخت‌های مختلف با استفاده از دو سامانه احتراقی

در محدوده نسبت هوا به سوخت غنی تر از حالت درست مقدار تولید آلایندگی مونوکسید کربن در موتور با سرعت زیادی افزایش می‌یابد و قله آن در $\lambda = 0.882$ نسبت تراکم ۱۱.۵ مشاهده می‌شود.

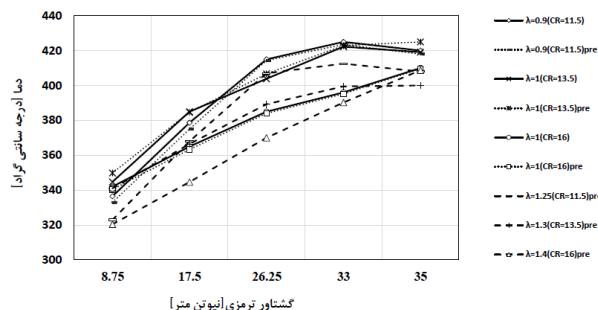
با تغییر نسبت تراکم مقدار این آلایندگی تغییر چندانی ندارد و آلایندگی یکسان در نسبت هوا به سوخت مشابه قابل مشاهده است. بنابراین می‌توان گفت مقدار این آلایندگی به طور عمده به غلظت مخلوط وابسته است. همچنین آلایندگی تولید شده با شمع پیش محفظه به مقدار قابل توجهی از شمع عادی کمتر است. در نسبت تراکم ۱۳.۵ و گشتاور ۲۶.۲۵ نیوتن متر برای شمع معمولی امکان رقیق سوزی فراهم نشد و با توجه به غلظت شدید مخلوط، بیشینه تولید آلایندگی در نمودار قابل مشاهده است.

انتشار دی اکسید کربن برای همه نقاط کاری آزمون تجربی در سه نمودار برای نسبت تراکم‌های ۱۱.۵، ۱۳.۵ و ۱۶ به ترتیب در شکل ۱۳ نشان داده شده است. در نمودارهای این شکل تأثیر نسبت تراکم، روش



شکل ۱۴: آلاینده‌ی اکسید ازت در بارهای مختلف و نسبت هوا به سوخت‌های مختلف با استفاده از دو سامانه احتراقی

دمای گازهای خروجی از چندراهه دود برای همه نقاط کاری آزمون تجربی در سه نمودار برای نسبت تراکم‌های ۱۱.۵، ۱۳.۵ و ۱۶ به ترتیب در شکل ۱۵ نشان داده شده است.



شکل ۱۵: دمای گازهای احتراقی در بارهای مختلف و نسبت هوا به سوخت‌های مختلف با استفاده از دو سامانه احتراقی

در نسبت تراکم ۱۱.۵ با افزایش توان موتور برای شمع عادی مقدار دی‌اکسید کربن (در روند معکوس) کاهش یافته است زیرا به دلیل عدم امکان کارکرد موتور در محدوده رقیقتر با شمع عادی، سوخت وارد شده غنی تر از درست بوده و دی‌اکسید کربن کاهش زیادی داشته است. در استفاده از شمع محفظه‌دار، مقدار رقیق سوزی بیشینه در $\lambda = ۱.۲$ قرار گرفته است. در این شرایط مقدار دی‌اکسید کربن در بازه ۶۵۰ تا ۷۰۰ گرم بر کیلووات ساعت است. در نسبت تراکم ۱۳.۵ بازدهی موتور نسبت به نسبت تراکم ۱۱.۵ افزایش یافته است و به صورت کلی می‌توان انتظار داشت دی‌اکسید کربن کمتری تولید شود.

کارکرد موتور با شمع عادی، در نسبت هوا به سوخت نزدیک درست انجام شده و مقدار دی‌اکسید کربن بیشتر از زمانی است که از شمع محفظه‌دار استفاده شده است. در نسبت تراکم ۱۶ مقدار دی‌اکسید کربن به دلیل بهبود بازدهی نسبت به همه حالت‌های دیگر در شرایط کمینه قرار دارد و در استفاده از شمع محفظه‌دار با توجه به امکان پذیر شدن کارکرد با مخلوط رقیق تر و به وجود آمدن بازدهی بهتر، دی‌اکسید کربن کمتری تولید شده است.

آلاینده‌ی اکسید ازت برای همه نقاط کاری آزمون تجربی در سه نمودار برای نسبت تراکم‌های ۱۱.۵، ۱۳.۵ و ۱۶ به ترتیب در شکل ۱۴ نشان داده شده است. در نمودارهای این شکل تأثیر نسبت تراکم، روش جرقه‌زنی و نسبت هوا به سوخت روی آلاینده‌ی اکسید ازت قابل مشاهده است.

همانطور که نشان داده شده است، روند کلی افزایش اکسید ازت به افزایش دما در داخل محفظه احتراق بستگی دارد و در نسبت‌هایی از هوا به سوخت که احتراق با دمای داغ رخ می‌دهد، قله اکسید ازت مشاهده می‌شود. در نسبت تراکم ۱۱.۵ به دلیل کارکرد موتور با شمع عادی در حالت غنی و خنک بودن دمای احتراق در این حالت نسبت به دیگر نقاط کاری، آلاینده اکسید ازت در محدوده بسیار پایین قرار گرفته است. با استفاده از شمع محفظه‌دار نسبت هوا به سوخت در کارکرد موتور در محدوده $\lambda = ۱.۲$ قرار گرفته است که بیشترین مقدار آلاینده اکسید ازت را تولید می‌کند.

در نسبت تراکم ۱۳.۵ مقدار آلاینده اکسید ازت با شمع محفظه‌دار مقادیر بیشتری را نشان داده است. افزایش نسبت هوا به سوخت در محدوده بالاتری از رقیق سوزی (از $\lambda = ۱.۳$ به بالا) اثر کاهشی به وجود می‌آورد یعنی در محدوده‌های نسبت هوا به سوخت در حدود $\lambda = ۱.۲$ بیشینه اکسید ازت تولید می‌شود و در محدوده‌های غلظت شدید مخلوط و کمتر از آن مقدار اکسید ازت روند کاهشی دارد.

در نسبت تراکم ۱۶ کاهش آلاینده اکسید ازت چشمگیر است زیرا با استفاده از شمع محفظه‌دار با توجه به افزایش رقیق سوزی تا محدوده $\lambda = ۱.۴$ کاهش آلاینده اکسید ازت مشاهده شده است. برای کاهش اکسید ازت با استفاده از شمع محفظه‌دار مقدار رقیق سوزی باید افزایش بیشتری داشته باشد تا کاهش بیشتری در این آلاینده مشاهده شود.

بازدهی احتراق مصرف سوخت بیشتر از نقاط میانی توان به دست می‌آید. بهترین نمودار مصرف سوخت مربوط به رقیق ترین مخلوط در بیشترین نسبت تراکم است بدین ترتیب که در نسبت هوا به سوخت $\lambda=1.4$ و نسبت تراکم ۱۶ نمودار کمینه مصرف سوخت قابل مشاهده است. بیشترین مصرف سوخت نیز به غنی ترین مخلوط در کمترین نسبت تراکم مربوط است و در نسبت هوا به سوخت $\lambda=0.9$ و نسبت تراکم ۱۱.۵ نمودار بیشینه مصرف سوخت قابل مشاهده است.

۶- نتیجه گیری

در این مقاله داده‌های تجربی کارکردی موتور گازسوز در شرایط مختلف احتراقی و غلظت مخلوط با داده‌های شبیه‌سازی چرخه باز مقایسه شده و به صورت کلی در همه نقاط مورد آزمایش تطابق خوبی مشاهده شد. با توجه به داده‌ها می‌توان نتیجه گرفت استفاده از شمع محفظه‌دار هنگام کارکرد با مخلوط رقیق باعث افزایش پایداری احتراق، بهبود بازدهی و افزایش گستره رقیق سوزی مخلوط می‌شود و در حالت کارکرد با مخلوط درست باعث بهبود متغیرهای عملکردی احتراق مثل کاهش مصرف سوخت و کاهش آلاینده‌ها می‌شود.

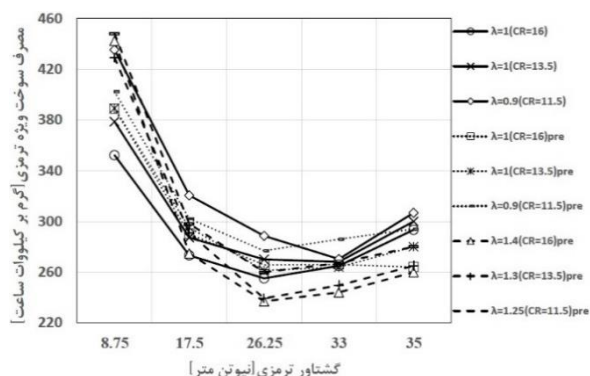
آلاینده منوکسید کربن در همه شرایط کاری با سامانه جدید احتراقی کاهش پیدا می‌کند، آلاینده اکسیدهای ازت در افزایش نرخ رقیق سوزی از بازه λ بیشتر از ۱.۳ کاهش چشمگیر دارد. با توجه به کاهش بیشینه فشار که به دلیل افزایش زمان آزاد شدن انرژی مخلوط رخ می‌دهد، فشار وارد شده به قطعات داخلی موتور کاهش پیدا می‌کند و عمر موتور افزایش دهد.

فهرست علائم

RC	نسبت تراکم
ATDC	بعد از نقطه مکث بالا
BTDC	قبل از نقطه مکث بالا
NO _x	اکسید ازت
CO	مونواکسید کربن
CO ₂	دی اکسید کربن
HCCI	احتراق تراکمی پیش آمیخته همگن
PCCI	احتراق تراکمی پیش آمیخته نسبی
RCCI	احتراق تراکمی پیش آمیخته واکنشی
B.T	گشتاور ترمزی
Exp	تجربی
Sim	شبیه‌سازی
P	فشار
BSFC	مصرف سوخت ویژه ترمزی
λ	نسبت هوا به سوخت اضافی

برای همه نقاط کاری موتور مشخص است که گازهای احتراقی با افزایش توان موتور داغتر می‌شوند. در موتورهای تنفس طبیعی زمانی که درجه گاز به صورت کامل باز می‌شود و بیشینه هوای قابل ورود به موتور وارد می‌شود، امکان افزایش بیشتر هوای وارد شده به موتور فراهم نیست، لذا امکان کارکرد موتور در حالت رقیق تر از نسبت درست فراهم نمی‌شود. می‌توان نتیجه گرفت که در بار ۷۵٪ امکان رقیق سازی بیشتری فراهم است و در آزمون‌های تجربی نیز در بار ۷۵٪ بیشترین نسبت هوا به سوخت تجربه شده است.

با توجه به بیشینه دمای گازهای احتراقی در نسبت هوا به سوخت حدود $\lambda=1.2$ از محدوده توانی بار ۷۵٪ به طرف بیشینه بار، دمای چندراهه دود افزایش زیادی ندارد و در این نقاط نمودار دما تغییر شیب دارد. با توضیحات داده شده می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش بیشتر نسبت هوا به سوخت به سمت $\lambda=1.4$ روند کاهش دما بیشتر نمایان است. تأثیر نسبت تراکم برای دمای گازهای خروجی از چندراهه دود روند معکوس دارد یعنی با کاهش نسبت تراکم دمای گازهای خروجی از چندراهه دود افزایش می‌یابد. بیشینه دما در نسبت تراکم ۱۱.۵ و حداقل دما در نسبت تراکم ۱۶ مشاهده می‌شود.



شکل ۱۶: مصرف سوخت ویژه در بارهای مختلف و نسبت هوا به سوخت‌های مختلف با استفاده از دو سامانه احتراقی

نمودارهای مصرف سوخت ویژه ترمزی برای نقاط کاری مختلف آزمون تجربی در شکل ۱۶ نشان داده شده است. کاهش مصرف سوخت از بارهای ابتدایی به بارهای میانی و سپس افزایش در بار کامل روند مشابهی است که برای همه شرایط کاری مشاهده می‌شود. دلیل این موضوع برای همه نسبت‌های هوا به سوخت و نسبت‌های تراکم این است که در بارهای اولیه به دلیل پر نشدن همه فضای استوانه از مخلوط سوخت و هوا، بازدهی احتراق کمتر است و کم بودن توان تولیدی نسبت به توان اصطلاحی، مصرف سوخت بیشتری به ازاء هر کیلووات تولید توان به دست می‌دهد. در بارهای میانی تا ۷۵٪ بهترین بازدهی احتراق و بیشترین نسبت هوا به سوخت بدست می‌آید لذا کمترین مقدار مصرف در این نقاط قابل مشاهده است. در افزایش توان به توان اسمی، به دلیل امکان پذیر نشدن احتراق رقیق و کاهش

مراجع

- between direct and indirect (prechamber) spark ignition in the case of a cogeneration natural gas engine, part I: engine geometrical parameters', *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, no. 11, pp. 1217-1229, 2002
- [15] R. Roethlisberger and D. Favrat, 'Comparison between direct and indirect (prechamber) spark ignition in the case of a cogeneration natural gas engine: Part II: Engine operating parameters and turbocharger characteristics', *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, no. 11, pp. 1231-1243, 2002.
- [16] E. Toulson et al., 'Visualization of propane and natural gas spark ignition and turbulent jet ignition combustion', *SAE International Journal of Engines*, vol. 5, no. 2012-32-0002, pp. 1821-1835, 2012.
- [17] W. P. Attard, E. Toulson, A. Huisjen, X. Chen, G. Zhu, and H. Schock, 'Spark ignition and pre-chamber turbulent jet ignition combustion visualization', *SAE Technical Paper*, 0148-7191, 2012.
- [18] D. Chiera, M. Riley, and G. J. Hampson, 'Mechanism for High Velocity Turbulent Jet Combustion From Passive Prechamber Spark Plug', presented at the ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 2012, pp. 11-21.
- [19] 'prechamber spark plugs available for Guasco HGM560 and SFGM560 gas engines [online] Available at: <<http://www.woodward.com>> [Revision:2018.03]'
- [20] A. Shah, P. Tunestal, and B. Johansson, 'Investigation of performance and emission characteristics of a heavy duty natural gas engine operated with pre-chamber spark plug and dilution with excess air and EGR', *SAE International Journal of Engines*, vol. 5, no. 2012-01-1980, pp. 1790-1801, 2012.
- [21] 'prechamber spark plugs available for Guasco HGM560 gas engines [online] Available at: <<https://www.birkasco.com>> [Revision:2018.03]'
- [22] C. E. C. Alvarez, G. E. Couto, V. R. Roso, A. B. Thiriet, and R. M. Valle, 'A review of Prechamber Ignition Systems as Lean Combustion Technology for SI Engines', *Applied Thermal Engineering*, 2017.
- [23] M. M. Salahi, V. Esfahanian, A. Gharehghani, and M. Mirsalim, 'Investigating the reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion strategy in a natural gas/diesel fueled engine with a pre-chamber', *Energy Conversion and Management*, vol. 132, pp. 40-53, 2017
- [24] V. Esfahanian, M. M. Salahi, A. Gharehghani, and M. Mirsalim, 'Extending the lean operating range of a premixed charged compression ignition natural gas engine using a pre-chamber', *Energy*, vol. 119, pp. 1181-1194, 2017
- [1] J. Merkisz, J. Pielecha, and S. Radzimirski, 'Structure and Applicability of Regulations', in *New Trends in Emission Control in the European Union*, Springer, 2014, pp. 9-17.
- [2] D.-S. Kim, Y.-J. Park, S.-W. Lee, and Y.-S. Cho, 'A study on characteristics and control strategies of cold start operation for improvement of harmful exhaust emissions in SI engines', *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 22, no. 1, pp. 141-147, 2008.
- [3] D. B. Olsen and J. M. Lisowski, 'Prechamber NOx formation in low BMEP 2-stroke cycle natural gas engines', *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, no. 4, pp. 687-694, 2009.
- [4] K. TANAKA, 'Development of Mitsubishi Lean Burn Miller Cycle Gas Engine', presented at the CIMAC Congress 2004, Kyoto, 2004, vol. 199, pp. 1-7.
- [5] M. Noguchi, S. Sanda, and N. Nakamura, 'Development of Toyota lean burn engine', *SAE Technical Paper*, 0148-7191, 1976.
- [6] W. Tutak and A. Jamrozik, 'Characteristics of the flow field in the combustion chamber of the internal combustion test engine', *Chemical and Process Engineering*, vol. 32, no. 3, pp. 203-214, 2011.
- [7] P. Danaiah, R. Kumar, and V. Kumar, 'Lean combustion technology for internal combustion engines: a review', *Science and Technology*, vol. 2, no. 1, pp. 47-50, 2012.
- [8] R. Ghaderi, J. Kheyrollahi, S. Jafarmadar, S. Khalilarya, and K. Niknam, 'Analytical and experimental investigation of lean burn combustion in a SI natural gas engine', *Proceedings of The 10th International Conference on Internal Combustion Engines & Oil*, Feb. 2018.
- [9] M. D. Ruter, D. B. Olsen, M. V. Scotto, and M. A. Perna, 'NOx reduction from a large bore natural gas engine via reformed natural gas prechamber fueling optimization', *Fuel*, vol. 91, no. 1, pp. 298-306, 2012.
- [10] L. Gussak, G. Evart, and D. Ribiński, 'Carburetor type internal combustion engine with prechamber', *US Patent*, vol. 3, no. 092, p. 088, 1963.
- [11] G. L. Abramovich, 'Method of prechamber-torch ignition in internal combustion engines', 1966.
- [12] S. Charlton, D. Jager, M. Wilson, and A. Shooshtarian, 'Computer modelling and experimental investigation of a lean burn natural gas engine', *SAE Technical Paper*, 0148-7191, 1990.
- [13] S. Couet, P. Higelin, and B. Moreau, 'APIR: A New Firing Concept for the Internal Combustion Engines- sensitivity to knock and in-cylinder aerodynamics', *SAE Technical Paper*, 0148-7191, 2001.
- [14] R. Roethlisberger and D. Favrat, 'Comparison



Experimental investigation and simulation of lean burn combustion in a SI natural gas engine using pre-chambered spark plug

J. Kheyrollahi^{1*}, S. Jafarmadar², S. Khalilarya³, S. M. Agha Mirsalim⁴, R. Ghaderi⁵

¹Mechanical Engineering Department, Urmia University, Urmia, Iran, Javadkheyrollahi@gmail.com

²Mechanical Engineering Department, Urmia University, Urmia, Iran, s.jafarmadar@urmia.ac.ir

³Mechanical Engineering Department, Urmia University, Urmia, Iran, sh.khalilarya@urmia.ac.ir

⁴Mechanical Engineering Department, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran, mirsalim1@yahoo.com

⁵Mechanical Engineering Department, Urmia University, Urmia, Iran, rasoul.ghaderi.z@gmail.com

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 11 March 2017

Accepted: 12 June 2018

Keywords:

Alternative fuel

Lean burn

Stable combustion

Relative air to fuel ratio

Pre-chambered spark plug

ABSTRACT

Utilization of natural gas as a clean fuel in internal combustion engines has potential to reduce pollutants compared to other fuels. New mixture preparation technologies and optimal combustion management has led to a reduction in the pollutants of natural gas engines and efficiency increase. Study of the research works on natural gas engines shows that use of lean combustion strategies has important role in reducing pollutants and improving efficiency. In this study, lean combustion of natural gas with pre-chambered spark plug is reviewed. Experimental study showed that in many engine operating conditions, the combustion stability range was increased and emissions were reduced. Pre-chambered plug ignites the mixture with more speed and turbulence and has more energy to maintain combustion stability. In the experimental study, performance tests were performed on stoichiometric and lean mixture at different loads. For numerical simulation quasi-dimensional model of GT-POWER software and 3D simulation of Fire software are used. For validation of analytical and simulation modeling, results of empirical combustion pressure are used.

