

بررسی پارامترهای احتراقی و آلودگی سوخت اتانول در یک موتور احتراق تراکمی دما پایین

محسن تیموری^۱، بهرام بحری^{۲*} و فرید جهاندیده^۳

۱- کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد شهرضا، دانشگاه آزاد اسلامی، شهرضا، ایران، Mohsenteimouri16@gmail.com

۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد شهرضا، دانشگاه آزاد اسلامی، شهرضا، ایران، Bahri@iaush.ac.ir

۳- کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد شهرضا، دانشگاه آزاد اسلامی، شهرضا، ایران، Jahandideh@gmail.com

* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۹۷/۱۱/۲۲ دریافت آخرین اصلاحات: ۹۷/۴/۱۵، پذیرش: ۹۷/۴/۲۵)

چکیده: موتورهای احتراق دما پایین از جمله موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، با سوخت اتانول، با تولید اکسید نیتروژن و ذرات معلق کمتر و دارای بازده بالاست. در این مقاله، یک موتور دیزل تک سیلندر، هواخنک، پاشش مستقیم، چهارزمانه یانمار به موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت اتانول تبدیل شده است و با استفاده از ۳۰ نقطه عملکردی در دور موتور ۱۳۵۰ دور بر دقیقه، در چهار سطح نسبت هم‌ارزی و دمای هوای ورودی مختلف، ارتباط تغییرات پارامترهای احتراقی، آلودگی و صدای احتراق یک موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن مطالعه شده است. نتایج نشان می‌دهد که با توجه به پایین بودن دمای شعله آدیباتیک، دمای اگزوز به‌ندرت از ۲۶۰ درجه سانتی‌گراد بالاتر می‌رود و در صورت استفاده از مبدل کاتالیکی در این موتورها دمای اگزوز از دمای فعال شدن مبدل کاتالیکی کمتر بوده و لذا این مبدل‌ها با بازده کمتری عملیات پالایش دود را انجام می‌دهند. در هر چهار سطح نسبت هم‌ارزی، با افزایش دمای هوای ورودی سطح صدای احتراق افزایش می‌یابد و سطح صدا به محدوده احتراق صدادار ۹۰dB نزدیک می‌شود و باعث تولید صدای احتراق بیشتر می‌شود. در صورت به‌تاخیر افتادن احتراق، میزان دمای شعله آدیباتیک کاهش می‌یابد و هرچه دمای شعله آدیباتیک کمتر باشد هیدروکربن نسوخته‌ای بیشتری تولید می‌شود و موتور به سمت ناحیه احتراق ناقص و خاموش شدن می‌رود.

کلیدواژگان: موتور های احتراقی دما پایین، اتانول، پارامترهای احتراق، سطح صدای احتراق

مقدمه

آلودگی‌های تولید شده توسط موتورهای احتراق داخلی، گرم شدن کره زمین، کم شدن منابع تولید سوخت‌های فسیلی و لزوم جایگزینی و استفاده از سوخت‌های تجدیدپذیر سبب شده است تا محققان موتورهای احتراق داخلی تحقیقات خود را به سمت رفع این معضلات سوق دهند [۱]. دو استراتژی مهم برای انجام این روند وجود دارد: الف) استفاده از سوخت‌های جایگزین و پایدار و ب) تغییر فناوری سنتی موتور احتراق داخلی و تولید جایگزین بهتر که قادر به ارائه کارکرد بهینه با قابلیت آلودگی کمتر است. استراتژی اول منجر به استفاده از سوخت‌هایی نظیر گاز طبیعی فشرده، اتانول و هیدروژن در خودروها شده است. یکی از سوخت‌های جایگزین نویدبخش، به‌عنوان جایگزین بنزین، اتانول است که در سال‌های اخیر، استفاده از اتانول به‌عنوان سوخت مکمل یا اصلی به دلیل بالابودن عدد اکتان بیشتر شده است [۲]. اتانول یا به‌عبارت دقیق‌تر اتانول زیستی، معمولاً از طریق تخمیر زیست‌توده‌های باقی‌مانده تولید می‌شود. با توجه به داشتن اکسیژن، این سوخت قادر به ترکیب و احتراق بهتر همراه با افزایش بازده احتراق است [۳]. اتانول در موتورهای بنزینی و دیزلی، به‌عنوان سوخت و افزایش‌دهنده عدد اکتان، استفاده می‌شود و باعث

کاهش آلودگی اگزوز، از جمله هیدروکربن‌های نسوخته و دوده می‌شود. همچنین، ترکیب‌های مختلف اتانول با بنزین در وسایل نقلیه با موتورهای سوخت انعطاف‌پذیر استفاده شده و موتورهای بنزینی را قادر می‌سازد که حتی با درصد اتانول ۱۰۰ درصد نیز کار کند [۴]. مزایا و معایب استفاده از اتانول در موتورهای احتراق داخلی در شکل ۱ نشان داده شده است.

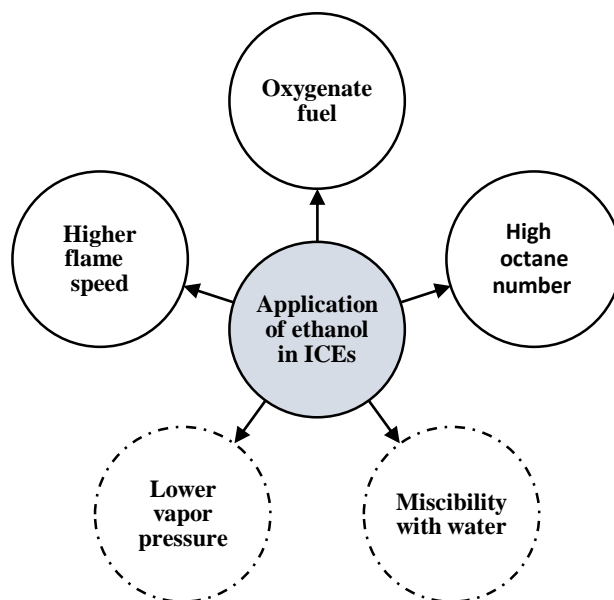


Figure 1- The benefits (solid circles) and drawbacks (dashed circles) of using ethanol in internal combustion engines

شکل ۱- مزایا (دایره‌های توپر) و معایب (دایره‌های خط‌چین) استفاده از اتانول در موتورهای احتراق داخلی

در استراتژی دوم، با توسعه فناوری‌های موتورهای احتراق داخلی، مصرف سوخت و میزان تولید آلاینده‌های آن کاهش می‌یابد. فعالیت‌های فراوانی صورت پذیرفته است که استفاده از موتورهای با احتراق دمایی پایین^۱ یک نمونه از آن است [۵]. موتورهای با احتراق دمایی پایین یک فناوری جدید بوده که با کاهش دمای احتراق، آلودگی‌های ناشی از احتراق دمایی بالا نظیر اکسیدهای نیتروژن و دوده را کاهش می‌دهد. همچنین، بازده حرارتی این موتورها بالاتر بوده و انرژی احتراق در طول مرحله احتراق منتشر می‌شود و انرژی کمتری به اگزوز منتقل می‌شود. موتورهای با احتراق دمایی پایین شامل استراتژی‌های موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن^۲، احتراق تراکمی پیش‌آمیخته^۳ و اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده^۴ [۶].

کارکرد موتورهای احتراق تراکمی مخلوط همگن همزمان دارای ترکیبی از ویژگی‌های کارکردی موتورهای اشتعال جرقه‌ای (موتورهای بنزینی) از نظر فرایند اختلاط سوخت و هوا به صورت همگن و موتورهای اشتعال تراکمی (موتورهای دیزلی) از نظر اشتعال تراکمی برای شروع اشتعال است. در این موتورها، به جای تخلیه الکتریکی در شمع، برای شروع اشتعال، دما و فشار گاز درون سیلندر تا حد خوداشتعالی کل مخلوط توسط تراکم گاز پیش می‌رود. در نتیجه، گرمای تولیدشده به قدری بالا می‌رود که بدون نیاز به جرقه، احتراق صورت می‌پذیرد [۷]. یکی از مهم‌ترین مزایای موتورهای احتراق تراکمی مخلوط همگن امکان استفاده از مخلوط بسیار رقیق سوخت و هواست که به این ترتیب مصرف سوخت موتور کاهش پیدا می‌کند. در چرخه احتراق تراکمی مخلوط همگن در مرحله مکش، مخلوط سوخت و هوا وارد سیلندر می‌شود. در این مرحله، نسبت سوخت به هوا بسیار پایین است، اما، به دلیل کارایی بالاتر موتورهای احتراق تراکمی مخلوط همگن نسبت به موتورهای بنزینی معمولی، این مخلوط رقیق

1Low temperature combustion (LTC)

2Homogenous charge compression ignition (HCCI)

3Premixed charge compression ignition (PCCI)

4Reactivity-controlled compression ignition (RCCI)

می توان قدرت برابری تولید کند. اتانول به صورت گسترده‌ای در موتورهای احتراق تراکمی با مخلوط همگن استفاده شده است که در ادامه به تاریخچه استفاده از اتانول در این موتورها پرداخته شده است.

ترینگ، برای نخستین بار، واژه اشتعال تراکمی مخلوط همگن را برای این گونه احتراق ارائه کرد. در آن تحقیق یک موتور چهارزمانه، با مخلوط بنزین و هوا، توسعه داده شد [۱۰].

کریستنسن و همکاران بیان کردند که اتانول جایگزین مناسبی برای بنزین بوده و می‌بایست موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، با مخلوط سوخت و هوای رقیق و درجه هوای ورودی کاملاً باز، کار کند [۱۱]. آن‌ها مطالعه خود را ادامه دادند و از سوپرشارژر در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن برای افزایش فشار ورودی استفاده کردند. نتایج نشان داد که برای دستیابی به فشار متوسط مؤثر داخلی (اندیکاتوری) مناسب در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، سوپرشارژر نقش قابل ملاحظه‌ای ایفا می‌کند و تقویت فشار ورودی میزان آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته را کاهش می‌دهد [۱۲].

یاب و همکاران اثرات استفاده از گاز داخلی باقی‌مانده^۱ را در تنفس طبیعی موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که استفاده از گاز داخلی باقی‌مانده باعث کاهش انرژی حرارتی موردنیاز برای خوداشتعالی مخلوط سوخت و هوا شده است. استفاده از گاز داخلی باقی‌مانده، همچنین، باعث گسترش متوسط محدوده عملکرد موتور با سوخت اتانول زیستی در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن شده است [۱۳].

مک و همکاران نشان دادند که استفاده از دی اتیل اتر در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، با سوخت اتانول خالص، فرایند احتراق را کنترل و هدایت می‌کند و باعث می‌شود که استفاده از مخلوط چندجزئی اشتعال همزمان را انجام نداده و سرعت احتراق و واکنش‌پذیری مخلوط را کمتر خواهد کرد [۱۴].

اثر سوخت اتانول بر روی موتور اشتعال جرقه‌ای با زمان‌بندی سوپاپ متغیر، که به موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن تبدیل شده بود، توسط ژانگ و همکارانش، بررسی شد. آن‌ها نشان دادند که زمان باز و بسته‌شدن سوپاپ‌ها (زمان‌بندی سوپاپ‌ها) اثر زیادی بر زمان اشتعال و مدت زمان احتراق دارد [۱۵].

گنانام و همکاران از موتور دیزل چهارزمانه‌ی سه‌سیلندر برای تبدیل به یک موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت-های ایزواکتان و اتانول برای آزمون عملکرد استفاده کردند. نتایج این تحقیق نشان داد که اضافه کردن ایزواکتان به اتانول سبب تاخیر در اشتعال می‌شود و فشار متوسط مؤثر داخلی و بازده حرارتی کاهش می‌یابند [۱۶].

مخلوط اتانول در آب، به‌عنوان سوخت انعطاف‌پذیری اتانول در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، توسط مارتینز و همکاران، بررسی شد. آن‌ها نشان دادند که مخلوطی از ۴۵ درصد اتانول و ۶۵ درصد آب بالاترین میزان بازده حرارتی را دارد [۱۷]. ورسنر و همکاران احتراق اتانول را در محفظه‌های احتراق با هندسه‌های مختلف در یک موتور اسکانیا دیزل تبدیل‌شده به موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن آزمایش کردند. آن‌ها دریافتند که فرایند احتراق در محفظه احتراق دیزل کاسه‌ای بازده بالاتری دارد [۱۸].

اسجورگ و همکاران اثر گازهای اگزوز دوباره جریان‌یافته به درون سیلندر را در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن مورد بررسی قرار داده و نشان دادند که زمان خوداشتعالی اتانول حساسیت کمتری به گازهای اگزوز دوباره جریان‌یافته به درون سیلندر برای احتراق اتانول دارد [۱۹].

ساکسنا و همکاران، با بازیابی گرمای گازهای خروجی اگزوز در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن، گرمای مورد نیاز برای هوای ورودی به موتور را کاهش دادند [۲۰].

یک موتور دیزل تک‌سیلندر چهارزمانه تزریق‌مستقیم توسط بحری و همکاران به موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با استفاده از سوخت اتانول تبدیل کردند. احتراق ناقص مصنوعی برای موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سیستم تزریق سوخت

1 Indicated mean effective pressure (IMEP)

2 Residual gas trapping

در ورود هوا ایجاد شد. نتایج نشان داد که در محدوده کاری احتراق ناقص اتانول، برخی از پارامترهای موتور، مانند فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری و حرارت آزاد، به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌دهد [۵].

بحری و همکاران مطالعات خود را گسترش دادند و با استفاده از داده‌های آزمایشگاهی از موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن، مدل تشخیص احتراق صدا دار^۱ را توسعه دادند. این مدل قادر بود که سطح صدای احتراق را با استفاده از فشار داخل سیلندر محاسبه کند. این مدل برای تشخیص احتراق صدا دار و همچنین کنترل در جهت عدم ورود کارکرد موتور به محدوده احتراق صدا دار بود [۳]. جدول ۱ تاریخچه استفاده از اتانول در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن را به طور کامل نشان می‌دهد.

در این تحقیق، با استفاده از داده‌های آزمایشگاهی در ۳۰ نقطه عملکردی در دور موتور ۱۳۵۰ دور در دقیقه، پارامترهای آلودگی، احتراقی و صدای احتراق با دمای شعله آدیاباتیک مقایسه شده است و با توجه به دما پایین بودن احتراق این موتورها ارتباط دمای پایین احتراق و همچنین پارامترهای نامبرده شده بیان شده است.

جدول ۱- تاریخچه استفاده از اتانول در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن

Table 1- Literature of using ethanol in homogenous charge compression ignition engines

	Topics of importance	Reference
1	First use of ethanol fuel in HCCI engine	Christensen et al. (1997)
2	Supercharging effect	Christensen et al. (1999)
3	Trapping of internal residual gas	Yap et al. (2004)
4	Ethanol fuel flexibility	Mack et al. (2005)
5	Varying valve timing approach	Zhang et al. (2006)
6	Combustion chamber geometry of HCCI engine	Vressner et al. (2008)
7	Exhaust heat recovery	Saxena et al. (2012)
8	Investigation of misfiring combustion in HCCI engine	Bahri et al. (2013)
9	Developing model for detecting ringing combustion	Bahri et al. (2017)

روش کار

در این تحقیق، یک موتور دیزل تک سیلندر هواخنک پاشش مستقیم چهارزمانه به موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت اتانول تبدیل شده است. شکل ۲ طرحواره‌ای از تمام اجزای آزمون و راه اندازی موتور نشان داده شده است. سرعت موتور و بار توسط یک دینامومتر مجهز به ترمز جریان گردابی Magtrol ۳۰ کیلووات تنظیم می‌شد. در گذرگاه ورودی هوای موتور، یک انژکتور سوخت اتانول به صورت درگاهی استفاده شده بود. یک گرم کننده الکتریکی سه کیلوواتی برای تسهیل گرم کردن هوای ورودی استفاده شده بود، به نحوی که برای هر آزمایش، دمای هوای ورودی ثابت نگه داشته می‌شد. ثبت داده‌ها با یک سیستم جمع‌آوری داده به نام DEWE-5000 و نرم‌افزار آنالیز احتراق DEWECa انجام می‌شد. در سر سیلندر موتور دیزل، یک حسگر فشار با فرکانس بالا (601A Kistler) تعبیه شده بود تا فشار درون سیلندر را با زاویه میل لنگ ۰/۲ درجه اندازه‌گیری و ثبت کند. مقدار زاویه میل لنگ به وسیله حسگر زاویه میل لنگ (Kistler 2613B) که به میل لنگ متصل شده بود، اندازه‌گیری می‌شد. ترموکوپل‌های نوع K با دقت $\pm 1/5$ درجه سانتی‌گراد برای اندازه‌گیری دمای هوای ورودی و اگزوز موتور استفاده شده بود. دمای بدنه سیلندر موتور با استفاده از یک فن خنک کننده کنترل می‌شد. مصرف هوای موتور توسط یک مخزن هوای نسبتاً بزرگ، یک روزنه^۲ و فشارسنج دیجیتال اندازه‌گیری می‌شد. اندازه‌گیری میزان آلودگی گازهای خارج شده از اگزوز با یک آلودگی سنج پنج‌گازی قابل حمل انجام شده بود که هیدروکربن نسوخته و کربن مونوکسید را با دقت ۴ و ۰/۰۶ درصد، به ترتیب، اندازه‌گیری می‌کرد. در مجموع، داده‌های موتور برای ۱۲۰ چرخه متوالی جمع‌آوری شده بود و در هر نقطه از عملکرد ثابت،

¹Ringing combustion
^۲Orifice

تحلیل می‌شد. زمان سوپاپ‌ها در این مطالعه ثابت نگه داشته می‌شد. بنابراین، تفاوت‌های کوچکی در کسری از گاز باقی مانده در کورس‌های متوالی مورد انتظار بود.

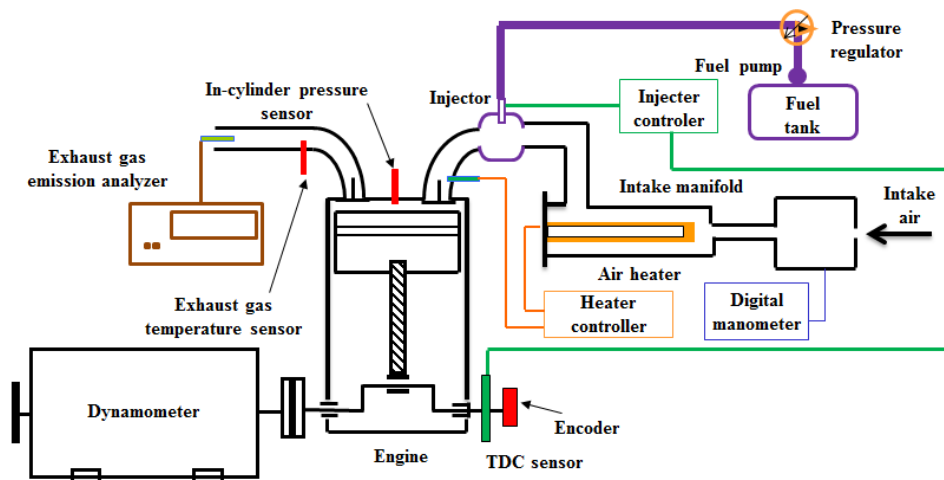


Figure 2- The schematic of experimental equipment for gathering data in engine
 شکل ۲- تجهیزات آزمایشگاهی مورد استفاده برای جمع‌آوری داده‌ها در موتور

جدول ۲- مشخصات موتور استفاده شده در آزمایش‌ها

Table 2- Engine specifications for experiments

Parameter (units)	Value
Bore (mm)	78
Stroke (mm)	62
Compression ratio	19.5
Displacement (l)	0.296
Number of valves	2
Intake valve opening (CAD, aBDC)	155
Intake valve closing (CAD, aBDC)	59
Exhaust valve opening (CAD, aBDC)	-59
Exhaust valve closing (CAD, aBDC)	-155

داده‌های آزمایشگاهی و نقاط عملکردی استفاده شده در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن

در این مقاله، سعی شده است، با استفاده از ۳۰ نقطه عملکردی در دور موتور ۱۳۵۰rpm بین دو منطقه احتراق ناقص و احتراق صدادار، ارتباط پارامترهای عملکردی، احتراقی و آلودگی یک موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با دمای شعله آدیباتیک مطالعه شود. داده‌های آزمایشگاهی و نقاط عملکردی استفاده شده در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت اتانول در شکل ۳ نمایش داده شده است. در چهار سطح نسبت هم‌ارزی^۱ و با افزایش دمای هوای ورودی به موتور، این داده‌ها جمع‌آوری شده است. برای به دست آوردن مناطق مرزی برای احتراق صدادار، شدت صدا^۲ (RI) 5 MW/m^2 و برای مناطق مرزی برای احتراق ناقص، COV_{IMEP} کمتر از ۵ درصد در نظر گرفته شده است.

1Equivalence ratio

2Ringing intensity

3Covariance of indicated mean effective pressure (COVIMEP)

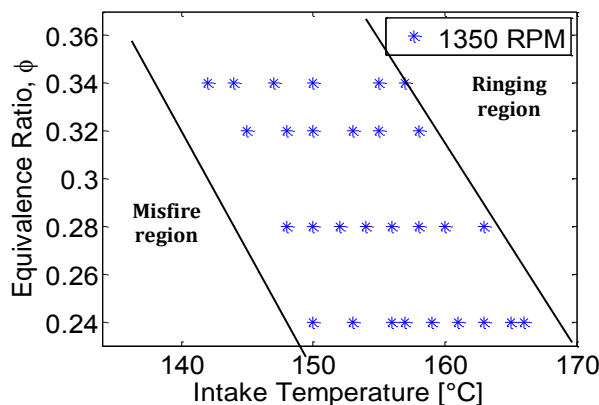


Figure 3- The experimental data used in this study
 شکل ۳- داده‌های آزمایشگاهی استفاده شده در این تحقیق

محاسبه دمای شعله آدیاباتیک برای سوخت اتانول

یکی از مهم‌ترین مزایای موتورهای احتراق تراکمی مخلوط همگن امکان استفاده از مخلوط بسیار رقیق سوخت و هواست که به این ترتیب مصرف سوخت موتور کاهش پیدا می‌کند. در چرخه احتراق تراکمی مخلوط همگن در مرحله مکش، مخلوط سوخت و هوا وارد سیلندر می‌شود. در این مرحله، نسبت سوخت به هوا بسیار پایین است. اما، به دلیل کارایی بالاتر موتورهای احتراق تراکمی مخلوط همگن نسبت به موتورهای بنزینی معمولی، این مخلوط رقیق می‌تواند قدرت برابری تولید کند.

به واسطه ورود مخلوط رقیق ورودی به درون موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن، دمای احتراق این موتورها نسبت به موتورهای اشتعال تراکمی و اشتعال جرقه ای کمتر است. در نتیجه، احتراق موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن در مقایسه با احتراق فشار ثابت بیشتر به احتراق حجم ثابت نزدیک تر است. در این مقاله، به وسیله نرم افزار متلب، برنامه‌ای برای محاسبه دمای شعله آدیاباتیک به صورت حجم ثابت توسعه داده شده است و فرض شده که فرایند احتراق به طور آدیاباتیک انجام شده است. دمای شعله آدیاباتیک بیشترین دمایی است که بر اثر احتراق تولید می‌شود و فرض بر آن است که در طی فرایند احتراق کار یا تغییر انرژی جنبشی و پتانسیل و انتقال حرارت به دیواره‌ها صورت نمی‌پذیرد. دمای شعله آدیاباتیک، براساس قوانین گاز کامل، ظرفیت گرمایی ویژه مخلوط هوا و اتانول و آنتالپی محصولات احتراق، برای هر نقطه کارکردی موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با نسبت هم‌ارزی مشخص و دمای هوای ورودی^۱ معین محاسبه می‌شود. فرایند محاسبه دمای شعله آدیاباتیک در شکل ۴ نشان داده شده است.

بحث روی نتایج

بررسی پارامترهای آلودگی و صدای احتراق سوخت اتانول

موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن به طور کلی موتوری با احتراق دمای پایین است. لذا، مقدار هیدروکربن نسوخته تولیدی آن، در مقایسه با سایر موتورهای دیزلی و جرقه‌ای، بیشتر است. مقایسه مقادیر هیدروکربن نسوخته در مقابل دمای شعله آدیاباتیک در شکل ۵ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، هرچه دمای شعله آدیاباتیک کمتر باشد، بدین معنی است که سوخت به طور ناقص می‌سوزد و هیدروکربن نسوخته بیشتری تولید می‌شود. برای کاهش هیدروکربن نسوخته، بایستی دمای شعله آدیاباتیک بیشتر شود. در هر چهار سطح نسبت هم‌ارزی، با افزایش دمای هوای ورودی (مطابق جهت علامت)، دمای شعله

1 Adiabatic flame temperature

2 Intake air temperature

آدیاباتیک تغییر اندکی یافته، ولی میزان هیدروکربن نسوخته کاهش چشمگیری می‌یابد. با افزایش نسبت هم‌ارزی، میزان هیدروکربن نسوخته تولیدی افزایش می‌یابد.

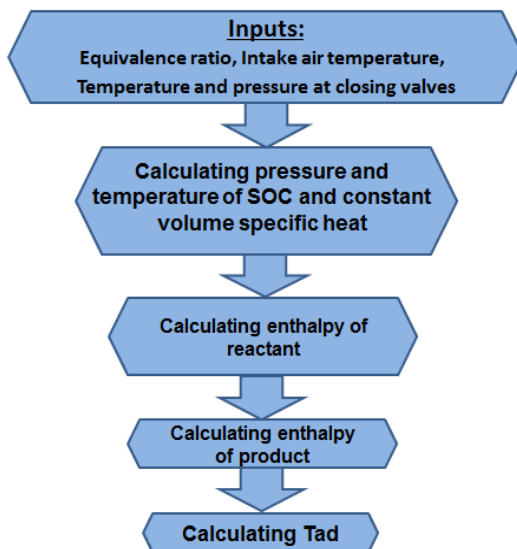


Figure 4- The schematic for calculating adiabatic flame temperature
شکل ۴- طرحواره محاسبه دمای شعله آدیاباتیک

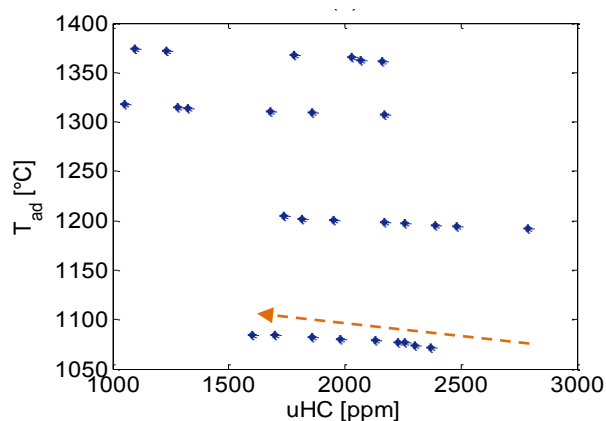


Figure 5- Hydrocarbon (uHC) versus adiabatic flame temperature for 30 engine operating points
شکل ۵- مقایسه هیدروکربن نسوخته در مقابل دمای شعله آدیاباتیک برای ۳۰ نقطه عملکردی در دور موتور ۱۳۵۰

در دمای شعله آدیاباتیک بین ۱۳۰۰ تا ۱۴۰۰ درجه سانتی‌گراد، میزان تولید هیدروکربن نسوخته بین ۱۰۰۰ تا ۱۵۰۰ ppm تغییر پیدا می‌کند و با پایین رفتن دمای شعله آدیاباتیک میزان تولیدی هیدروکربن نسوخته زیاد می‌شود. در این حالت، با توجه

به کم شدن دمای احتراق، موتور تمایل به ورود به منطقه احتراق ناقص دارد. در نتیجه، مقادیر تولیدشده هیدروکربن نسوخته به سرعت افزایش می یابد.

نمودار تغییرات مونوکسید کربن در برابر دمای شعله آدیباتیک در شکل ۶ نشان می دهد که میزان آلودگی مونوکسید کربن بین ۰/۲۵ تا ۰/۴۵ ppm است. همان طور که در شکل ملاحظه می شود در دمای پایین شعله آدیباتیک باعث احتراق ناقص می شود و احتراق ناقص باعث تولید مونوکسید کربن می شود، ولی در دماهای بالاتر مونوکسید کربن کمتری تولید می شود.

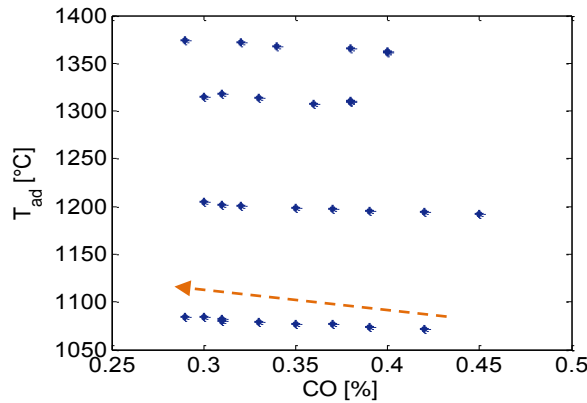


Figure 6- Carbon monoxide (CO) versus adiabatic flame temperature for 30 engine operating points
 شکل ۶- مقایسه مونوکسید کربن در مقابل دمای شعله آدیباتیک برای ۳۰ نقطه عملکردی در دور موتور ۱۳۵۰

یکی از مشکلات موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن تولید صدای احتراق در بارهای بالای موتور است. نمودار تغییرات سطح صدای احتراق در برابر دمای شعله آدیباتیک در شکل ۷ نشان می دهد که میزان تغییرات سطح صدای احتراق بین ۷۳ تا ۹۰ dB است. همان طور که در شکل ملاحظه می شود، در دمای پایین شعله آدیباتیک نزدیک شدن به محدوده احتراق ناقص باعث کاهش سطح صدای احتراق می شود. در هر چهار سطح نسبت هم آری، با افزایش دمای هوای ورودی (مطابق جهت علامت)، سطح صدای احتراق افزایش می یابد و با افزایش دمای هوای ورودی سطح صدا به محدوده احتراق صدا دار ۹۰ dB نزدیک می شود و باعث تولید صدای احتراق بیشتر می شود.

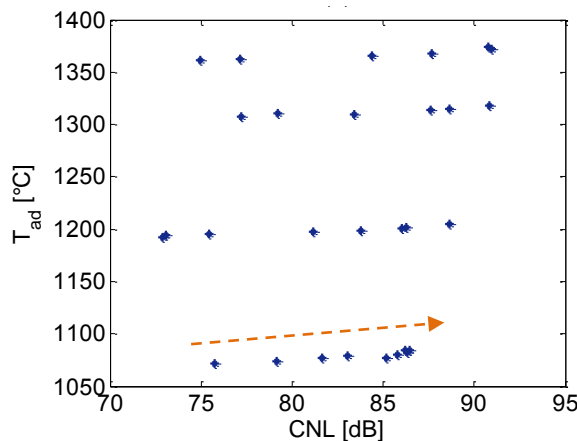


Figure 7- Combustion noise level (CNL) versus adiabatic flame temperature for 30 engine operating points
 شکل ۷- مقایسه سطح صدای احتراق در مقابل دمای شعله آدیباتیک برای ۳۰ نقطه عملکردی در دور موتور ۱۳۵۰

1Combustion noise level

در شکل ۸، مقایسه دمای گاز خروجی آگزوز^۱ در مقابل دمای شعله آدیاباتیک برای ۳۰ نقطه عملکردی در دور موتور ۱۳۵۰ نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود، هرچه دمای شعله آدیاباتیک کمتر شود، دمای خروجی آگزوز هم به همان نسبت کم می شود. زیرا، مخلوط سوخت و هوا با دمای کمتری محترق می شود و در نتیجه دمای شعله آدیاباتیک کاهش می یابد. با توجه به اینکه موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن جزء موتورهای احتراق دماپایین است و پایین بودن دمای احتراق باعث کم شدن دمای آگزوز شده، که به ندرت از ۲۶۰ درجه سانتی گراد بالاتر می رود، در صورت استفاده از مبدل کاتالیکی در این موتورها، دمای آگزوز از دمای فعال شدن مبدل کاتالیکی کمتر بوده و لذا این مبدل ها با بازده کمتری عملیات پالایش دود را انجام می دهند.

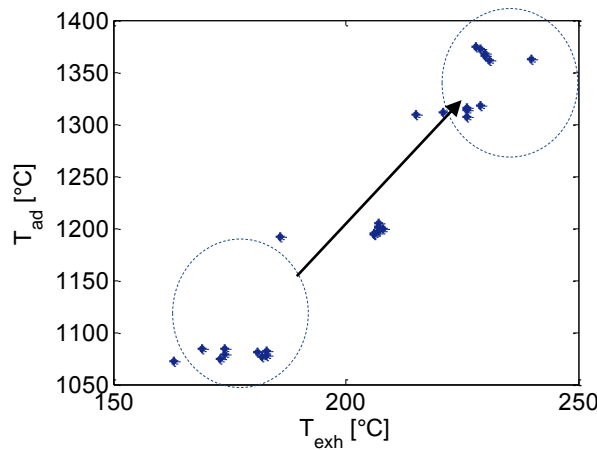


Figure 8- Exhaust gas temperature (T_{exh}) versus adiabatic flame temperature for 30 engine operating points
 شکل ۸- مقایسه دمای گاز خروجی آگزوز در مقابل دمای شعله آدیاباتیک برای ۳۰ نقطه عملکردی در دور موتور ۱۳۵۰

بررسی پارامترهای احتراقی سوخت اتانول

زاویه میل لنگ در مقدار ۵ تا ۱۰ درصد از انرژی آزاد شده سوخت را شروع احتراق می نامند. در شکل ۹، شروع احتراق در مقابل دمای شعله آدیاباتیک نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود، با توجه به علامت نشان داده شده با زودتر انجام شدن احتراق به وسیله افزایش دمای هوای ورودی در هر چهار سطح نسبت هم ارزی (کم شدن شروع احتراق) احتراق کامل تری صورت می پذیرد و در نتیجه دمای شعله آدیاباتیک افزایش مناسب خواهد داشت. همچنین، نشان داده شده است که زودتر انجام شدن احتراق باعث می شود که کارکرد موتور به سمت منطقه احتراق صدا دار رفته، زیرا شدت صدا (RI) به مقدار 5 MW/m^2 نزدیک می شود و در صورت به تاخیر افتادن احتراق کارکرد موتور به سمت منطقه احتراق ناقص نزدیک می شود.

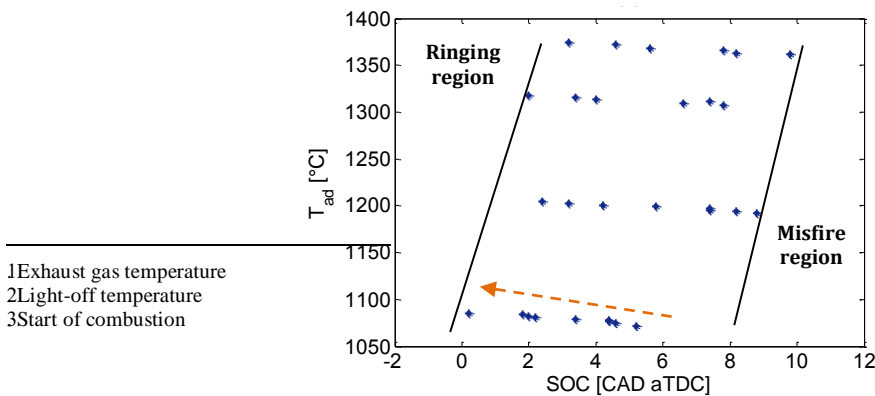


Figure 9- Start of combustion (SOC) versus adiabatic flame temperature for 30 engine operating points

شکل ۹- مقایسه شروع احتراق در مقابل دمای شعله آدیاباتیک برای ۳۰ نقطه عملکردی در دور موتور ۱۳۵۰

شروع زودتر احتراق باعث افزایش بیشینه فشار سیلندر شده و در نتیجه، علاوه بر بالا بردن بازده حرارتی، باعث افزایش دمای احتراق و تولید آلودگی کمتر می‌شود. در صورت به تاخیر افتادن احتراق، میزان دمای شعله آدیاباتیک کاهش می‌یابد (نزدیکی به منطقه احتراق ناقص).

زاویه میل‌لنگ در ۵۰ درصد احتراق معیاری برای کنترل موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن است. در این موتورها، براساس تغییرات زاویه میل‌لنگ در ۵۰ درصد احتراق، می‌توان احتراق را تسریع کرد و یا به تاخیر انداخت. مقایسه زاویه میل‌لنگ در ۵۰ درصد احتراق در مقابل دمای شعله آدیاباتیک در شکل ۱۰ نشان داده شده است. همان‌طور که به وسیله علامت نشان داده شده است (افزایش دمای هوای ورودی)، زاویه میل‌لنگ در ۵۰ درصد احتراق نیز، مانند شروع احتراق، در هر چهار سطح نسبت هم‌ارزی، با کاهش مواجه شده و دمای شعله آدیاباتیک بیشتر خواهد شد (نزدیکی به منطقه احتراق صدادار).

مدت احتراق در مقایسه با دمای شعله آدیاباتیک در شکل ۱۱ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در مدت زمان‌های احتراق کم، احتراق سریع‌تری رخ داده و کارکرد موتور به سمت تولید احتراق صدادار می‌رود. در چنین شرایطی، دمای شعله آدیاباتیک نیز افزایش یافته و احتراق سریع‌تر خواهد بود. بدیهی است در ناحیه احتراق صدادار، در مدت احتراق‌های بسیار سریع، احتمال صدمه به موتور وجود دارد.

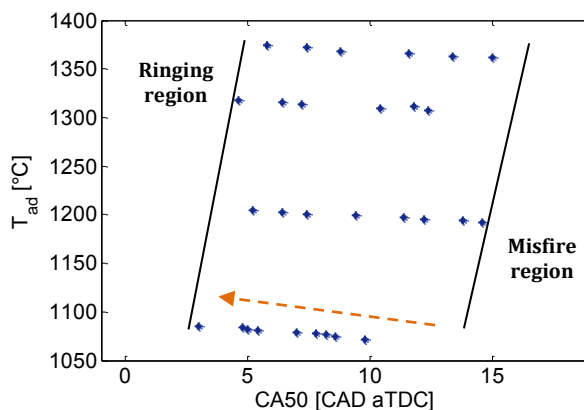


Figure 10- CA50 versus adiabatic flame temperature for 30 engine operating points

شکل ۱۰- مقایسه زاویه میل‌لنگ در ۵۰ درصد احتراق در مقابل دمای شعله آدیاباتیک برای ۳۰ نقطه عملکردی در دور موتور ۱۳۵۰

1 Burn duration

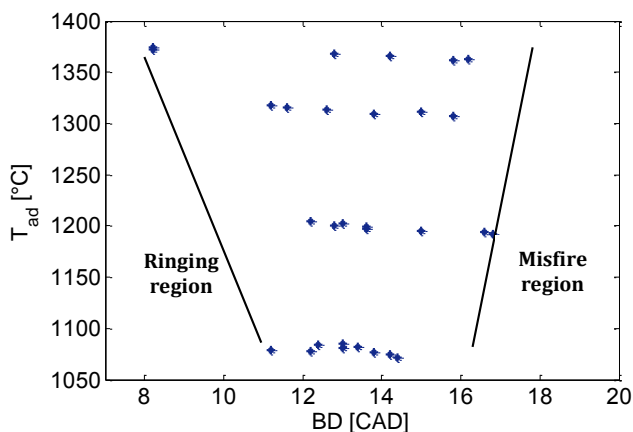


Figure 11- Burn duration (BD) versus adiabatic flame temperature for 30 engine operating points

شکل ۱۱- مقایسه مدت احتراق در مقابل دمای شعله آدیاباتیک برای ۳۰ نقطه عملکردی در دور موتور ۱۳۵۰

در شکل ۱۲، نرخ فشار بیشینه سیلندر در مقابل دمای شعله آدیاباتیک نشان داده شده است. بیشینه فشار سیلندر به بیشترین فشاری گفته می‌شود که در چرخه احتراق در موتور رخ می‌دهد. همان‌طور که در شکل نشان داده شده است، با افزایش بیشینه فشار سیلندر، دمای احتراق آدیاباتیک تمایل به افزایش دارد (مطابق جهت علامت) و در بیشینه فشار بیشتر (سطوح بالاتر نسبت هم‌ارزی) این تمایل به افزایش روند بیشتری به خود می‌گیرد.

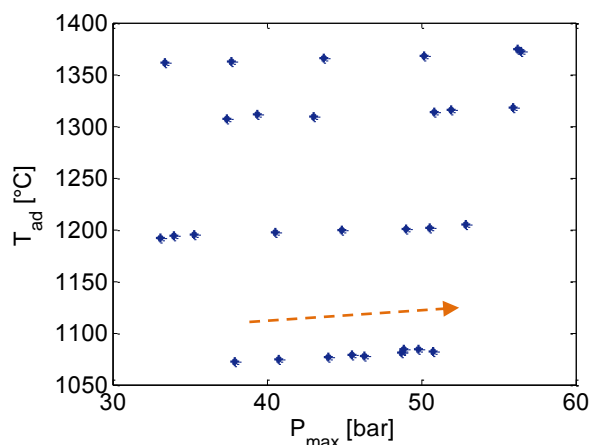


Figure 12- Maximum in-cylinder pressure (P_{max}) versus adiabatic flame temperature for 30 engine operating points

شکل ۱۲- مقایسه فشار بیشینه سیلندر در مقابل دمای شعله آدیاباتیک برای ۳۰ نقطه عملکردی در دور موتور ۱۳۵۰

نتیجه‌گیری

در این تحقیق، یک موتور دیزل تک‌سیلندر، هواخنک، پاشش‌مستقیم، چهارزمانه یانمار به موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت اتانول تبدیل شده است و با استفاده از ۳۰ نقطه عملکردی در دور موتور ۱۳۵۰ دور بر دقیقه و در چهار سطح نسبت هم‌ارزی و دمای هوای ورودی مختلف ارتباط پارامترهای احتراقی، آلودگی و صدای احتراق یک موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با دمای احتراق آدیاباتیک مطالعه شده است. نتایج به صورت خلاصه در ادامه بیان شده است:

- در هر چهار سطح نسبت هم‌ارزی، با افزایش دمای هوای ورودی، سطح صدای احتراق افزایش می‌یابد. با افزایش دمای هوای ورودی سطح صدا به محدوده احتراق صدادار ۹۰dB نزدیک می‌شود و باعث تولید صدای احتراق بیشتر می‌شود.

- هر چه دمای شعله آدیباتیک کمتر شود، دمای خروجی اگزوز هم به همان نسبت کم می‌شود، زیرا مخلوط سوخت و هوا با دمای کمتری محترق می‌شود و در نتیجه دمای شعله آدیباتیک کاهش می‌یابد. دمای اگزوز به‌ندرت از ۲۶۰ درجه سانتی‌گراد بالاتر می‌رود و در صورت استفاده از مبدل کاتالیک در این موتورها دمای اگزوز از دمای فعال شدن مبدل کاتالیک کمتر بوده و لذا این مبدل‌ها با بازده کمتری عملیات پالایش دود را انجام می‌دهند.
- در صورت به‌تاخیرافتادن احتراق، میزان دمای شعله آدیباتیک کاهش می‌یابد و هرچه دمای شعله آدیباتیک کمتر باشد، هیدروکربن نسوخته بیشتری تولید می‌شود و موتور به‌سمت ناحیه احتراق ناقص می‌رود.
- زمانی که مدت زمان احتراق کم باشد، احتراق سریع‌تری رخ داده و سطح صدای احتراق افزایش می‌یابد و کارکرد موتور به‌سمت تولید احتراق صدادار می‌رود. در چنین شرایطی، دمای شعله آدیباتیک نیز افزایش یافته و احتراق سریعتر خواهد بود.

تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله نهایت تشکر را از مرکز تحقیقات خودرو، سوخت و آلودگی دانشگاه آزاد اسلامی واحد شهرضا و مرکز توسعه خودرو دانشگاه صنعتی مالزی داشته که با همکاری آن‌ها نگارش این مقاله میسر شد.

منابع

1. J. Rezaei, M. Shahbakhti, B. Bahri and A. A. Aziz, "Performance Prediction Of HCCI Engines with Oxygenated Fuels using Artificial Neural Networks," *Applied Energy*, 138, 2015, pp. 460-473.
2. M. Bidarvatan, V. Thakkar, M. Shahbakhti, B. Bahri and A. Abdul Aziz, "Grey-Box Modeling of HCCI Engines," *Applied Thermal Engineering*, 70, 2014, pp. 397-409.
3. B. Bahri, A. A. Aziz, M. Shahbakhti and M. F. Muhamad Said, "Ethanol Fuelled HCCI Engine: a Review," *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, 7, 2013, pp. 437-43.
4. B. Bahri, A. A. Aziz, M. Shahbakhti and M. F. Muhamad Said, "Misfire Detection Based on Statistical Analysis for an Ethanol Fuelled HCCI Engine," *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, 6, 2012, pp. 1276-1282.
5. B. Bahri, A. A. Aziz, M. Shahbakhti and M. F. Muhamad Said, "Understanding and Detecting Misfire in an HCCI Engine Fuelled with Ethanol," *Applied Energy*, 2013, 108, pp. 24-33.
6. B. Bahri, A. Aziz, M. Shahbakhti, M. Said, "Analysis and Modeling of Exhaust Gas Temperature in an Ethanol Fuelled HCCI Engine," *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27, 2013, pp. 3531-3539.
7. B. Bahri, M. Shahbakhti, A. A. Aziz, "Real Time Modeling of Ringing in HCCI Engines Using Artificial Neural Network," *Energy*, 125, 2017, pp. 509-518.
8. B. Bahri, M. Shahbakhti, k. Kanna, A. A. Aziz, "Identification of Ringing Operation for Low Temperature Combustion Engines," *Applied Energy*, 171, 2016, pp. 142-152.
9. A. Shahlari, E. Kurtz, C. H. Hocking, S. Antonov, "Correlation of Cylinder Pressure-Based Engine Noise Metrics to Measured Microphone Data," *International Journal of Engine Research*, 1, 2014, pp. 1-22.
10. R. H. Thring, "Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines," *SAE Paper No. 892068*, 1989.
11. M. Christensen, B. Johansson, and P. Einewall, "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) using Isooctane, Ethanol and Natural Gas - A Comparison with Spark Ignition Operation," *SAE Paper No. 972874*, 1997.
12. M. Christensen, B. Johansson, "Homogeneous Charge Compression Ignition with Water Injection," *SAE Paper No. 1999-01-0182*, 1999.
13. D. Yap, A. Megaritis, and M. L. Wyszynski, "An Investigation into Bioethanol Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine Operation with Residual Gas Trapping," *Energy & Fuels*, 18, 2004, pp. 1315-1323.
14. J. H. Mack, D. L. Flowers, B. A. Buchholz, R. W. Dibble, "Investigation of HCCI Combustion of Diethyl Ether and Ethanol Mixtures using Carbon 14 Tracing and Numerical Simulations," *Progress Combustion Institute*, 30, 2005, pp. 2693-2700.
15. Y. Zhang, B. Q. He, H. Xie, and H. Zhao, "The combustion and emission characteristics of ethanol on a port fuel injection HCCI engine," *SAE Paper No. 2006-01-0631*, 2006.
16. G. Gnanam, A. Sobiesiak, G. Reader and C. Zhang, "An HCCI Engine Fuelled with Iso-octane and Ethanol," *SAE Paper No. 2006-01-3246*, 2006.
17. J. Martinez-Frias, SM. Aceves, & DL. Flowers, "Improving Ethanol Life Cycle Energy Efficiency by Direct Utilization of Wet Ethanol in HCCI Engines," *Journal of Energy Resources Technology*, 129, 2007, pp. 332-337.
18. A. Vressner, R. Egnell, B. Johansson, "Combustion Chamber Geometry Effects on the Performance of an Ethanol Fueled HCCI Engine," *SAE Paper No. 2008-01-1656*, 2008.

19. M. Sjoberg, J. E. Dec, "Ethanol Autoignition Characteristics and HCCI Performance for Wide Ranges of Engine Speed, Load and Boost," *Journal of Engine*, 33, 2010, pp. 84-106.
20. S. Saxena, I. Dario Bedoya, N. Shah and A. Phadke, "Understanding Loss Mechanisms and Identifying Areas of Improvement for HCCI Engines using Detailed Exergy Analysis," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135, 2013, pp. 505-515.

English Abstract

Investigating combustion and emissions parameters in an ethanol fuelled low temperature combustion engine

Mohsen Teimouri¹, Bahram Bahri^{2*} and Farbod Jahandideh³

1- Department of Mechanical Engineering, Shahreza Branch, Islamic Azad University, Shahreza, Iran, Mohsenteimouri16@gmail.com

2- Department of Mechanical Engineering, Shahreza Branch, Islamic Azad University, Shahreza, Iran, Bahri@iaush.ac.ir

3- Department of Mechanical Engineering, Shahreza Branch, Islamic Azad University, Shahreza, Iran, Jahandideh@gmail.com

*Correspondent author

(Received: 2018.04.11, Received in revised form: 2018.07.06, Accepted: 2018.07.16)

Low temperature combustion (LTC) engines such as homogeneous charge compression ignition engine (HCCI) have lower nitrogen oxide (NO_x) and particle matter (PM) with higher efficiency. In this paper, one single cylinder, air cooled, direct injection Yanmar diesel engine is converted to HCCI engine fuelled with ethanol. Variation of combustion parameters, emissions and combustion noise level were studied by using 30 steady state HCCI operating points at 1350 RPM for four levels of equivalence ration at different intake air temperature (T_{in}). The results indicate that due to with lower amount of adiabatic flame temperature for HCCI engine, exhaust temperature (T_{exh}) is lower than typical catalyst light-off temperatures (260°C) so, with using catalyst converter for this kind of engine the efficiency of catalyst converter may decrease. With increasing the T_{in} for all equivalence ratios the combustion noise level (CNL) increase and reach to the higher amounts near 90 dB (ringing region). With retarding the combustion timing, the adiabatic flame temperature decreases so higher amount of air pollution (unburned hydrocarbon (uHC)) is produced and engine operates near misfire region.

Keywords: LTC, Ethanol, Combustion parameters, Combustion noise levels