فصلنامهٔ علمی- پژوهشی تحقیقات موتور

تارنمای فصلنامه: www.engineresearch.ir

گسترش بازهٔ عملکردی در موتوری اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت گاز طبیعی با بهره‌گیری از چینه‌بندی دمایی و مخلوط در محفظهٔ احتراق

محسن پورفلاح[۱*]، مهبد آرمین[۲]

[۱] دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علوم و فنون مازندران، بابل، ایران، m.pourfallah@ustmb.ac.ir

[۲] دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علوم و فنون مازندران، بابل، ایران، mahboud.armin@gmail.com

[*] نویسندهٔ مسئول

چکیده

ناحیهٔ عملکردی در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن با دو مرز مجزا از وقوع کوبش در بارهای قوی و خاموشی شعله یا احتراق ناقص در بارهای ضعیف محدود می‌شوند. مهمتر از همه، هیچ روش مستقیمی برای پایش زمان احتراق در موتور HCCI وجود ندارد. در این تحقیق، مطالعهٔ تجربی به منظور بررسی تأثیر چینه‌بندی دمایی و چینه‌بندی ترکیب و توزیع سوخت برای گسترش بازهٔ عملکردی در یک موتور HCCI با گاز طبیعی انجام شده است. بنابراین، از یک موتور تک استوانه‌ای با سوخت گاز طبیعی برای بررسی عوامل مؤثر بر شرایط عملکردی شامل ترکیب نسبت گازهای بازگردانی شده به نسبت هوا به سوخت، گاز تبدیل و شمع نقطهٔ ملتهب استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهد که افزایش نسبت گازهای بازگردانی شده با توجه به رقیق نمودن مخلوط، بازهٔ عملکردی را به سمت نواحی غنی گسترش می‌دهد. بنابراین امکان دستیابی به توان‌های بیشتر فراهم می‌شود. استفاده از گاز تبدیل بازهٔ عملکردی را به سمت مخلوط رقیق گسترش می‌دهد و امکان دستیابی به نقاط قابل قبول در این نواحی را بیشتر می‌کند. شمع نقطهٔ ملتهب با توجه به بر هم زدن شرایط همگن دمایی در داخل محفظه، در عین حالی‌که موجب پیش افتادن احتراق می‌شود، طول مدت احتراق را می‌افزاید.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

اطلاعات مقاله

تاریخچهٔ مقاله:

دریافت: ۱۱ آذر ۱۳۹۸

پذیرش: ۲۲ دی ۱۳۹۸

کلیدواژه‌ها:

اشتعال تراکمی مخلوط همگن

چینه‌بندی دمایی

چینه‌بندی ترکیب و توزیع سوخت

بازهٔ عملکردی

گازهای بازگردانی شده

گاز تبدیل

شمع نقطهٔ ملتهب

۱- مقدمه

موتورهای احتراق داخلی به طور مداوم به سمت کاهش انتشار آلاینده‌ها و کاهش مصرف سوخت توسعه می‌یابند. موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن (HCCI) یک روش مؤثر برای افزایش بازده و کاهش انتشار آلاینده‌ها است، که از مزایای هر دو روش احتراق اشتعال تراکمی و احتراق اشتعال جرقه ای بهره می‌برد. از آنجایی که مخلوط سوخت و هوا در موتور HCCI به طور خودبه‌خودی مشتعل می‌شود، هیچ روش مستقیمی برای پایش زمان احتراق وجود ندارد و شروع احتراق به خواص شیمیایی مخلوط سوخت و هوا وابسته است.

مقدار فشار و دمای داخل محفظهٔ احتراق نقش مهمی در شروع فرآیند احتراق دارد. به همین دلیل ناحیه عملکردی با دو مرز مجزا کوبش در بارهای قوی و خاموشی شعله و احتراق ناقص در بارهای ضعیف محدود می‌شوند [۱].

ازآنجا که زمان شروع احتراق اصلی‌ترین عامل پایش احتراق در موتورهای HCCI است، کیفیت عملکرد موتور HCCI به کیفیت سامانهٔ مورد استفاده برای پایش زمان شروع احتراق بستگی دارد [۳-۲]. برای جلوگیری از خاموشی شعله، کوبش و افزایش تولید NOx، پایش دقیق دما، فشار و ترکیب مخلوط سوخت و هوا امری بسیار ضروری است [۴].

در حقیقت از نظر عملی، در موتورهای HCCI دستیابی به یک مخلوط کاملاً همگن غیرممکن است. تجربه نشان داده تلاش برای دستیابی به مخلوطی کاملاً همگن علیرغم افزایش بازدهی، شرایط پایش احتراق را با مشکلات جدی مواجه می‌کند. کمی ناهمگنی در دما و ترکیب و توزیع سوخت می‌تواند اثرات قابل توجهی در فرآیند احتراق خود به خودی ایجاد کند. بنابراین تلاش برای حل مشکلات پایش احتراق HCCI منجر به بررسی راهکارهای مختلف مانند ایجاد چینه‌بندی دمایی و چینه‌بندی ترکیب و توزیع سوخت شده است که سبب ایجاد مخلوطی ناهمگن از سوخت و هوا در داخل محفظهٔ احتراق می‌شود [۵].

سوژبرگ و همکاران [۶] تأثیر چینه بندی دمایی برای کاهش نرخ افزایش فشار در یک موتور HCCI را مورد بررسی و مطالعه قرار دادند. آن‌ها دریافتند که با استفاده از این روش امکان به‌کارگیری موتور در بارهای قوی وجود دارد.

رندی و همکاران [۷] با استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی به بررسی اثر توزیع دما در محفظهٔ احتراق با استفاده از زمان‌بندی بستن دریچه ورودی برای پایش شروع احتراق پرداختند. آن‌ها دریافتند که اختلاف دما بین دیوارهٔ استوانه و مخلوط سوخت وهوا در هنگام تراکم بیشتر از چرخهٔ مکش است. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که موتورها در شرایط عملکرد واقعی دارای توزیع حرارت طبیعی هستند و همین امر سبب می‌شود در مقایسه با شبیه‌سازی که دمای داخل محفظهٔ احتراق همگن و یکنواخت است، احتراق طولانی‌تری داشته باشند.

آمانو و همکاران [۸]، در یک کار عددی با تقسیم محفظهٔ احتراق به ۲۵ ناحیه دمایی نتیجه گرفتند که با توزیع مناسب دما و نسبت هوا به سوخت در داخل محفظه می‌توان احتراق را تعدیل نمود و در نتیجه نرخ افزایش فشار را کاهش داد و از کوبش جلوگیری کرد. از آنجاییکه خوداشتعالی اساساً تحت تأثیر دمای مخلوط داخل استوانه است، اطلاع از توزیع دمایی مخلوط برای پایش خوداشتعالی بسیار اهمیت دارد.

روش‌های مختلفی برای پایش نرخ احتراق و اجتناب از سوختن سریع مخلوط و شروع کوبش در بارهای زیاد پیشنهاد شده است. این روش‌ها بر روی معادلهٔ بین دمای مخلوط داخل استوانه و خود اشتعالی متمرکز شده‌اند و با ایجاد توزیع دمایی مناسب در داخل مخلوط، موجب افزایش کیفیت احتراق می‌شوند.

ایکموتو و همکاران [۹] با پایش نرخ گازهای بازگردانی شده گرم و سرد در یک سامانهٔ خروجی دومرحله‌ای و اختلاط آن با هوا و سوخت تازه ورودی، چینه‌بندی دمایی ایجاد نمودند.

جونگ و همکاران [۱۰] و جوالسون و همکاران [۱۱] روش‌های مختلفی برای چینه‌بندی دمایی از جمله؛ گرمایش مخلوط ورودی، نحوه بازگردانی گازهای خروجی، انتقال حرارت از دیواره استوانه، بستار و سنبه و تراکم مخلوط ورودی را در یک کار عددی و تجربی بررسی کردند. نتایج نشان می‌دهد که شروع خوداشتعالی و طول مدت احتراق به‌شدت به میدان دمایی داخل استوانه حساس است.

آزادسازی حرارت در خوداشتعالی گاز طبیعی به نواحی داغ وابستگی شدید دارد و به همین دلیل دستیابی به دماهای زیاد قبل از احتراق، در موتورهای HCCI با گاز طبیعی ضروری است. برای دستیابی به دماهای زیاد، نسبت تراکم زیاد و دمای زیاد مخلوط ورودی مورد نیاز خواهد بود. در شرایط عملی با توجه به اینکه جزء اصلی گاز طبیعی را متان تشکیل می‌دهد، با دمای ورودی زیاد، نسبت تراکم زیاد و استفاده از بازگردانی گازهای خروجی می‌توان به احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن با سوخت گاز طبیعی دست یافت.

چندین نمونه مختلف از موتور با احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن با گاز طبیعی در کارهای تجربی گوناگون ارایه شده است. به‌عنوان نمونه کریستنسن و همکاران [۱۲] با اصلاح موتور دیزل و انتخاب نسبت تراکم ۲۱ و دمای مخلوط ورودی ۱۲۰ درجه سانتیگراد، به احتراق عملی اشتعال تراکمی مخلوط همگن دست پیدا نمود.

راه جایگزین دیگری که در پایش احتراق گاز طبیعی بسیار مؤثر است، استفاده از یک افزودنی در کنار سوخت پایه است. به عنوان مثال اولسن [۱۳] با ترکیب گاز طبیعی با مقدار کمی هیدروژن توانست خواص خوداشتعالی گاز طبیعی را بهبود ببخشد.

اهمیت اضافه نمودن هیدروژن به عنوان افزودنی به احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن گاز طبیعی، مشارکت اتم‌های H در احتراق است. انتظار می‌رود که با ورود H به داخل محفظه، خوداشتعالی متان با افزایش واکنش‌های زنجیره‌ای H_2/O_2 تسهیل شده و سرعت بیشتری به خود بگیرد.

یکی از راه‌های تولید هیدروژن در موتورهای احتراق داخلی، استفاده از فرایند تولید گاز تبدیل است که بخش اصلی آن‌را H_2 و CO تشکیل می‌دهد. در چندین نمونه از کارهایی که در گذشته انجام شده، تأثیر گاز تبدیل بر پایش زمانبندی احتراق HCCI با گاز طبیعی بررسی شد.

به عنوان مثال پوچرت و همکاران [۱۴ و ۱۵] از تولید گاز تبدیل بر روی خود موتور با استفاده از یک واکنشگر، برای پایش احتراق HCCI استفاده نمودند. آنها نشان دادند که با حضور گازهای بازگردانی شده و ۱۰٪ هیدروژن می‌توان احتراق HCCI را بهبود بخشید. در نمونه‌ای از تحقیقی مشابه با کار حاضر، یاپ و همکاران [۱۶ و ۱۷] از گاز تبدیل واقعی تولید شده از گازهای بازگردانی شده در یک سامانهٔ حلقه بسته در یک موتور با احتراق HCCI استفاده نمودند. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که افزودن گاز تبدیل موجب پیش افتادن احتراق HCCI گاز طبیعی خواهد شد. برای مثال در فشار مؤثر متوسط درست ۲,۴ ، افزایش ۱۰٪ هیدروژن، زمان شروع احتراق را به اندازهٔ ۵ درجه زاویهٔ گردش میل لنگ پیش خواهد انداخت. همچنین افزودن ۱۰٪ هیدروژن نیاز به گرمایش مخلوط ورودی را تا ۲۰ درجه سانتیگراد کاهش می‌دهد.

ریحانبان و همکاران [۱۸] به صورت تجربی افزایش بازه عملکردی موتور HCCI با سوخت بنزین را بررسی کردند. آنان نشان دادند که در احتراق HCCI برای مقادیر ثابت نسبت تراکم، دور موتور، دما و فشار هوای ورودی می‌توان با تغییر مقدار گازهای بازگردانی شده و نسبت هوای اضافه به مقدار توان مورد نیاز دست یافت. همچنین نتایج مطالعات آنها نشان داد که با استفاده از EGR می‌توان بازهٔ کاری موتور HCCI را تا بارهای متوسط افزایش داد.

جهانیان و جزایری[۱۹] با استفاده از یک الگوی گرما پویایی تک ناحیه‌ای با در نظر گرفتن جزئیات مفصل شیمیایی به شبیه سازی یک موتور HCCI که از گاز طبیعی به عنوان سوخت استفاده می‌کند پرداختند. ایشان اثبات کردند که وقوع احتراق ناشی از خود اشتعالی در موتورهای HCCI به شرایط فشار و دمای ورودی وابسته است.

کارهای تحقیقاتی متعددی در گذشته با تمرکز بر روی گسترش بازهٔ عملکردی یک موتور با احتراق HCCI انجام گرفته که در هر کدام از آنها از روش‌های مختلفی استفاده شده است.

اوروشیهارا [۲۰] با استفاده از الگوهای مختلف پاشش در یک موتور HCCI پاشش مستقیم بنزینی، محدودهٔ عملکردی را درجهت رقیق‌سوز افزایش داده است. در نتایج اشاره شده است که با پاشش سوخت در زمان هم‌پوشانی منفی دریچه‌ها، می‌توان به طور مؤثری محدودهٔ عملکردی را گسترش داد.

در تحقیق تجربی دیگری که توسط هیونن [۲۱] به انجام رسید، محدودهٔ عملکردی در سمت غنی با استفاده از پرخورانی (مکانیکی و با استفاده از دود خروجی) بطور قابل توجهی افزایش یافت. اوگاوا [۲۲] با انتخاب سوخت‌های گوناگون نظیر: نفتای سبک و الکل، با خواص اکسایش سرد متفاوت، بازهٔ عملکردی را در مقایسه با یک موتور دیزلی تنفس طبیعی گسترش داد. ناحیهٔ عملکردی تعریف شده با نسبت هوا به سوخت و نسبت گازهای بازگردانی شده برای یک موتور با احتراق HCCI در کار تجربی دیگری توسط باو [۲۳] بدست آمد. در تعریف این بازهٔ عملکردی سه مرز کوبش، احتراق ناقص و خاموشی شعله به کار گرفته شد و از نرخ افزایش فشار داخل محفظه برای تعریف شرایط کوبش استفاده گردید.

ژائو [۲۴] خلاصه‌ای از فعالیت‌های گستردهٔ انجام گرفته در دانشگاه بیرمنگام در گسترش بازهٔ عملکردی را ارایه نموده است. در این تلاش‌ها از تبدیل نسبی سوخت برای گسترش بازهٔ عملکردی در سمت رقیق و EGR خارجی و پرخورانی در سمت غنی استفاده شده است.

از این مطالعات به روشنی مشخص است غیر ممکن است بتوان با مخلوط کاملاً همگن به احتراق عملی اشتعال تراکمی مخلوط همگن دست یافت. مقدار کمی ناهمگنی در ترکیب و توزیع سوخت و هوا و دمای مخلوط، تأثیر قابل توجهی بر خوداشتعالی و فرایند احتراق دارد. هرچه توزیع سوخت و دما در مخلوط اولیه همگن‌تر باشد نرخ آزادسازی ناگهانی گرما و در نتیجه نرخ افزایش فشار با شدت بیشتری افزایش می‌یابد. بنابراین برای دستیابی به احتراقی مطلوب ناچار به ایجاد ناهمگنی در مخلوط اولیه خواهیم بود.

در پژوهش حاضر از مفهوم چینه‌بندی برای ایجاد ناهمگنی در ترکیب سوخت و توزیع دمایی داخل محفظه استفاده شده است. هدف از انجام این تغییرات، گسترش بازهٔ عملکردی موتور با احتراق HCCI گاز طبیعی در دو مرز کوبش و خاموشی شعله است. به منظور چینه‌بندی ترکیب سوخت از بازگردانی گازهای خروجی و افزودن گاز تبدیل و برای چینه-بندی دمایی از شمع نقطهٔ ملتهب و اثرات گرمایی بازگردانی گازهای خروجی استفاده شده است. تأثیر متغیرها بر عملکرد احتراق در یک موتور تک استوانه بررسی شده و علاوه بر بازهٔ عملکردی موتور و تغییرات شاخص‌هایی نظیر حداکثر نرخ افزایش فشار داخل محفظه و فشار مؤثر متوسط تحلیل می‌شود.

۲- تجهیزات و شرائط آزمون

بخش تجربی کار، بر روی موتور پایه دیزلی که برای شـــرایط HCCI تغییر داده شد، انجام گرفته است. مشخصات اصلی موتور در جدول ۱ نشان داده شده است. تغییر انجام شده بر روی سامانه‌های موتور برای شرایط احتراقی HCCI شامل:

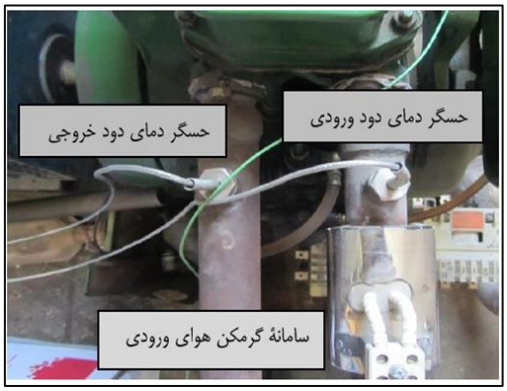
۱. ســـامانهٔ گرمایش هوای ورودی: با نصـــب یک گرمکن برقی با گرمایش متغیر و دو حســـگر دمایی قبل و بعد از این کرمگن، امکان ایجاد دمای متغیر مخلوط ورودی فراهم گردید. در شـــکل ۱ ســـامانهٔ گرمکن هوای ورودی و حسگرهای مورد استفاده نشان داده است.

۲. سامانهٔ بازخورانی گازهای خروجی: همان طور که در شکل ۲ نشان داده شده، یک سامانهٔ بازخورانی گازهای برگ شتی طراحی و بر روی

راهگاه خروجی نصب گردید و با زینه بندی این سامانه، پایش تغییرات کسر جرمی گاز برگشتی انجام شد.

جدول ۱: مشخصات موتور

نام تجاری موتور	Kirloskar – DAF10
نوع موتور	دیزل، هوا خنک، تنفس طبیعی
هندسه کاسه سنبه	کلاه مکزیکی
تعداد استوانه	۱
قطر استوانه × طول مسیر	۱۰۲ × ۱۱۰ (میلی متر)
حجم موتور	۰,۹۴۸ (لیتر)
نسبت تراکم	۱۸:۱
دور موتور	۱۵۰۰ (دور بر دقیقه)



شکل ۱: سامانهٔ گرمکن هوای ورودی و حسگرها

شکل ۲: سامانهٔ بازخورانی گازهای برگشتی

۳. سامانهٔ تأمین سوخت: با توجه به احتراق HCCI با استفاده از سوخت گاز طبیعی، مسیر ورودی شامل محفظهٔ اختلاط گاز و دریچه گاز است که امکان ترکیب گاز طبیعی و گاز تبدیل را به مخلوط سوخت و هوا فراهم می‌کند. همچنین برای کنترل موتور در حالت گاز طبیعی، یک سامانهٔ برقی هوشمند برای تنظیم مقدار سوخت ورودی به موتور طراحی شده است.

۴. وسایل اندازه گیری: حسگرهای مختلفی برای اندازه‌گیری و نمایش فشار داخل اتاق احتراق، فشار راهگاه خروجی، دمای راهگاه ورودی و خروجی، سرعت موتور و جریان جرمی هوا ورودی و همچنین گاز طبیعی بر روی موتور قرار داده شده است.

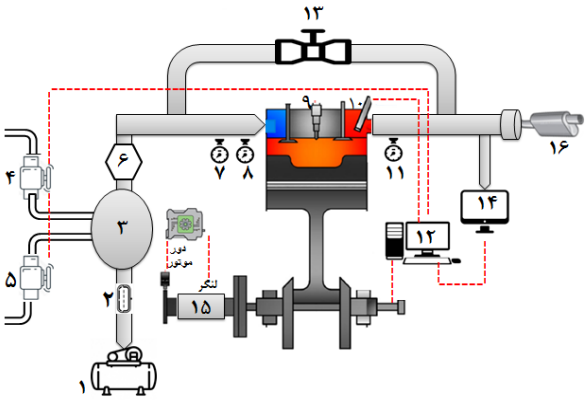
۵. شکل تاج و عمق کاسهٔ سمبه: همان‌گونه که در شکل ۳ نشان داده شده شکل تاج و عمق کاسهٔ سمبه به گونه ای تغییر کرده که امکان استفاده از شمع نقطهٔ ملتهب درون محفظهٔ احتراق فراهم گردد.

شکل ۳: استفاده از شمع نقطهٔ ملتهب درون محفظهٔ احتراق

۶. اندازه گیری مقدار آلاینده‌های خروجی: با استفاده از دستگاه AVL DICOM 4000 که قابلیت اندازه گیری پنج گاز NO ، O_2، HC، CO_2 و CO را دارد، انجام می‌شود.

شکل ۴ تصویر کلی از اجزای تجهیزات آزمون و محل قرارگیری حسگرها را نشان می‌دهد.

۱- تنجار ۲- شیر تنظیم فشار ۳- سوخت آما
۴- شیر گاز طبیعی ۵- شیر گاز تبدیل ۶- پیش گرمایش
۷- فشار سنج ۸- حسگر دما ۹- شمع نقطهٔ ملتهب
۱۰- حسگر فشار ۱۱- حسگر فشار ۱۲- پایش هوشمند
۱۳- شیر EGR ۱۴- آلاینده سنج ۱۵- توان آزما
۱۶- مجرای دود



شکل ۴: شماتیکی از تجهیزات آزمون و محل قرار گیری حسگرها

از آنجایی که در تمامی مراحل آزمون دور موتور در ۱۵۰۰ دور در دقیقه ثابت بوده، برای ایجاد توان مصرفی و اندازه‌گیری مقدار آن از یک مولد قدرت برقی جریان مستقیم به عنوان توان آزما استفاده شده

است. اندازه گیری فشار داخل محفظه به وسیلهٔ حسگر پیزوالکتری با نام Kistler-6052C با حساسیت خطایی ۰٫۵±٪ انجام می‌شود. برای امکان نمایش مقادیر فشـــار از تقویت کننده با نام Kistler-5064 و برای تعیین نقطهٔ مکث بالا از حسـگر موقعیت زاویه لنگ بر روی چرخدنده‌های علامت گذاری شـده در انتهای خروجی میل لنگ، استفاده می‌گردد. نسبت گازهای بازخورانی شده براساس حجم CO_2 اندازه‌گیری شـده در بالادسـت و پایین دسـت خط گازهای بازخورانی، یعنی مقدار گاز در مسیر دود خروجی به مقدار آن در دود وارد شده به مسیر مخلوط ورودی محاسبه می شود. معادلهٔ ۱ نحوهٔ محاسبهٔ مقدار گازهای بازخورانی شده را در این کار نشان می‌دهد.

$$\mathrm{EGR} = \frac{\mathrm{CO_{2,up}}}{\mathrm{CO_{2,down}}} \times 100 \qquad (۱)$$

مقدار کسر اختلاط گاز تبدیل با استفاده از نسبت مقدار جرم گاز تبدیل به مقدار جرم سوخت پایه و گاز تبدیل با استفاده از معادلهٔ (۲) محاسبه می‌شود:

$$\mathrm{RG_{mass,frac}} = \frac{\mathrm{m_{RG}}}{\mathrm{m_{RG}} + \mathrm{m_{fuel}}} \times 100 \qquad (۲)$$

گاز طبیعی مورد اسـتفاده در این پژوهش از خط لولهٔ مورد اسـتفاده در مصـارف خانگی گرفته شـده اسـت. خواص گاز طبیعی بکار رفته، در جدول ۲ آمده اســت [۲۵]. چگالی گاز طبیعی $۰٫۶۵\frac{kg}{m^3}$ در نظر گرفته شده و مقدار کالری آن $۱۰٫۱۱\ \frac{kW.hr}{m^3}$ است. از این مقادیر برای کلیه محاسبات مربوط به آزمایش‌های تجربی مانند λ و RG کسر مخلوط و همچنین برای همه شبیه‌سازی‌های عددی استفاده شده است.

جدول ۲: مشخصات گاز طبیعی مورد استفاده [۲۵]

اجزاء	ترکیب مولکولی	درصد مولی بیشینه	درصد مولی کمینه	درصد مولی متوسط
متان	CH_4	۸۷٫۲	۹۸٫۴۹	۹۰٫۳۰
اتان	C_2H_6	۰٫۶۷	۵٫۱	۴٫۲۸
پروپان	C_3H_8	۰٫۰۶	۲٫۱۸	۰٫۶۳
بوتان	C_4H_{10}	۰٫۰۶	۰٫۲۴	۰٫۰۸
نیتروژن	N_2	۰٫۰۵	۴٫۸	۳٫۶۰

۳- بازهٔ عملکردی

گاز طبیعی در مقایسه با سوخت‌های بنزینی عدد اکتان و دمای خوداشتعالی بیشتری دارد. دمای زیاد خود اشتعالی، ناشی از مقاومت مولکول‌های متان در واکنش با رادیکال‌های آزاد در شروع احتراق است. بنابراین در احتراق HCCI گاز طبیعی دمای مخلوط در انتهای تراکم نقش مهمی در شروع احتراق خواهد داشت. با توجه به اینکه متان بخش اصلی گاز طبیعی را تشکیل می‌دهد، این سوخت دارای اشتعال یک مرحله‌ای است. گاز طبیعی در مقایسه با سایر سوخت‌ها، نرخ آزادسازی گرمای واکنش‌های خنکتر بسیار ناچیزی دارد و در نتیجه شروع احتراق همراه با یک آزادسازی گرمای سریع و زیاد خواهد بود.

برای جلوگیری از کوبش شدید راهکارها و روش‌های مختلفی مورد مطالعه قرار می‌گیرد. همانطور که گفته شد، در این مقاله، پایش مراحل احتراق HCCI گاز طبیعی و گسترش بازهٔ عملکردی با استفاده از چینه بندی دمایی و توزیع مخلوط در محفظهٔ احتراق انجام می‌گیرد. لذا به منظور ایجاد چینه‌بندی از بازخورانی گازهای خروجی، افزودن گاز تبدیل و قرار دادن شمع نقطهٔ ملتهب استفاده شده است و تأثیر این عوامل بر بازه و شاخص‌های عملکردی بصورت تجربی بررسی می‌شود.

بطور کلی در موتور با احتراق HCCI ناحیهٔ عملکردی در نقشهٔ توان و بازده، با ترکیبی از نسبت هوای اضافه(λ) و نسبت گازهای بازگردانی شده(EGR) تعیین می‌شود. در مقدار ثابت نسبت تراکم، دمای ورودی و سرعت موتور، توان خروجی مورد نظر موتور را می‌توان با تغییر ترکیب نسبت هوا به سوخت و نسبت گازهای بازگردانی شده بدست آورد.

بنابراین رسیدن به توان مورد نظر با بازدهٔ بهینه و قرار گرفتن در بازهٔ عملکردی، مبنای تعریف شرایط ورودی (مقادیر نسبت هوای اضافه و نسبت گازهای بازگردانی شده) موتور در زینه بندی سامانه پایش موتور با احتراق HCCI خواهد بود. مرزهای ناحیهٔ عملکردی را می‌توان براساس پایداری احتراق (دوری از کوبش یا خاموشی شعله) و یا براساس مقدار آلاینده‌های خروجی تعریف نمود. در نسبت تراکم و دمای ورودی ثابت، با چندین جفت از نسبت λ و EGR می‌توان به یک توان مشخص در دور ثابت دست پیدا کرد. آنچه در انتخاب یکی از این نسبت‌ها به عنوان نسبت نهایی در زینه‌بندی سامانهٔ پایش اهمیت پیدا می‌کند، دستیابی به حداکثر مقدار بازدهٔ حرارتی خواهد بود.

برای تعریف مرزهای کوبش در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، از تغییرات حداکثر نرخ افزایش فشار یا حداکثر مشتق اوّل فشار داخل محفظه براساس زاویهٔ گردش میل لنگ (بیشینه مقدار $dP/d\theta$) استفاده می‌شود. بنابراین (بیشینه مقدار $dP/d\theta$) شاخصی برای تعیین سطح کوبش و صدا در احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن خواهد بود. معمولاً ۱۰ bar/CAD به عنوان مرز وقوع کوبش و bar/CAD ۲۰ به عنوان مرز وقوع کوبش شدید در نظر گرفته می‌شود[۲۶].

خاموشی شعله و یا احتراق ناقص، عامل بازدارنده دیگری درگسترش بازهٔ عملکردی احتراق در شرایط رقیق سوزی خواهد بود. مخلوط‌های بسیار رقیق توانایی تولید توان برای غلبه بر اصطکاک داخلی موتورها را نخواهد داشت، به همین دلیل در شرایط رقیق سوزی، عدم تامین توان مورد نیاز برای غلبه بر اصطکاک موجب خاموشی شعله خواهد شد. در موتورهای مرسوم، بازهٔ عملکردی دارای نواحی و مرزهای چند بعدی است که با گشتاور، فشار راهگاه خروجی و سرعت تعیین شده و با شاخص‌های مقدار آلاینده‌های خروجی منطبق بر استاندارد، کوبش و مصرف سوخت محدود می‌شود. یک محدودهٔ عملکردی مطلوب با شاخص هایی نظیر حداکثر گشتاور، حداکثر بازدهٔ حرارتی و یا حداقل

تغییرات چرخه‌ای تعریف می‌شود به گونه ای که در همه شرایط، آلاینده‌ها کمتر از مقادیر تعیین شده در استانداردهای آلایندگی باشد. البته شاخص‌های دیگر نظیر دمای کارکردی موتور، ارتعاشات و صدای موتور می‌تواند موجب تغییرات در محدودهٔ عملکردی موتور شود.

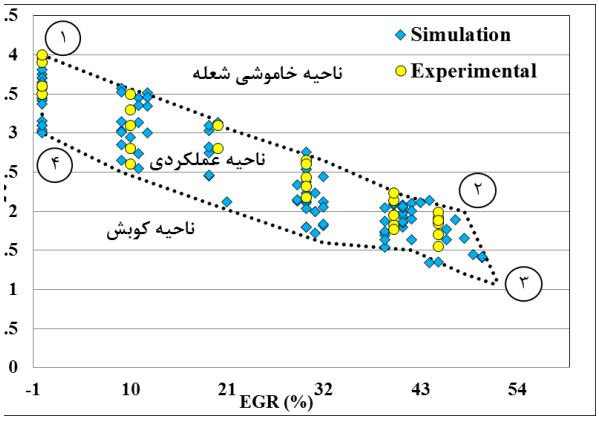
در این پژوهش محدودهٔ عملکردی بسیار ساده‌تر از یک موتور تولیدی تعریف می‌شود، چراکه هدف در این پژوهش، مطالعه بر روی احتراق HCCI در گستره بسیار وسیعی از متغیرها است در حالیکه در یک موتور تولیدی، هدف از انجام این کار بهینه سازی عملکرد موتور و زینه بندی سامانهٔ پایش موتور است. لذا در مخلوط‌های غنی مقادیر کمتر از ۱۰ bar/CAD برای حداکثر نرخ افزایش فشار به‌عنوان نقاط قابل قبول در داخل ناحیه عملکردی قرار گرفته‌اند. در مخلوط‌های رقیق عدم شکل‌گیری احتراق معیار پذیرش نقاط قابل قبول بوده است. برای این نقاط بدلیل فقدان شعله یا احتراق ناقص، نه در آزمون‌های تجربی و نه در شبیه‌سازی داده‌ای ثبت نشده است.

٤- بحث و بررسی نتایج

٤-١- بازگردانی گازهای خروجی و نسبت هوای اضافی

مسیر بازگردانی دود خروجی، راهگاه خروجی را به راهگاه ورودی متصل می‌کند. مقدار جریان گازهای بازگردانی شده به موقعیت شیر تنظیم، فشار راهگاه خروجی، فشار راهگاه ورودی، سرعت موتور و زمان‌بندی دریچه بستگی دارد. در سرعت‌های کم موتور فشار راهگاه خروجی کاهش می‌یابد و حتی در موقعیت تمام باز شیر تنظیم، افزایش مقدار گازهای بازگردانی شده با محدودیت مواجه می‌شود.

در کار حاضر تمامی اجراها در سرعت ثابت ۱۵۰۰ دور در دقیقه انجام گرفت و به همین دلیل برای حداکثر مقدار بازگردانی دود خروجی محدودیتی وجود نداشت. در شکل ۵ نمونه‌ای از ناحیهٔ عملکردی مورد استفاده در این پژوهش نشان داده شده است.



شکل ۵: بازهٔ عملکردی EGR-λ برای احتراق HCCI گاز طبیعی با دمای اولیه و نسبت تراکم

ناحیهٔ عملکردی در این شکل، با سه منطقه و چهار مرز تعریف شده که ناحیهٔ عملکردی واقعی با خط چین از بقیه نقاط جدا شده است. با توجه به اینکه تعداد نقاط قابل قبول اندازه گیری شده در آزمون‌های تجربی محدود بوده، لذا برای تدوین یک بازهٔ عملکردی مناسب از نقاط بدست آمده در شبیه‌سازی نیز استفاده شده است.

شبیه‌سازی احتراق در شرایط مشابه با آزمون تجربی در کار مشابه [۲۷ و ۲۸] توسط نویسندگان همین مقاله انجام شده است و از نتایج آن در کار حاضر استفاده گردیده است.

ناحیهٔ خاموشی شعله، در شکل ۵ با مرز ۲-۱ جدا شده است. در این ناحیه مخلوط بسیار رقیق و توان‌های قابل حصول در شرایط طبیعی احتراق بسیار کم است. احتراق HCCI، احتراقی بدون شعله و چندناحیه-ای است، بنابراین امکان رقیق نمودن مخلوط بسیار بیشتر از احتراق‌های مرسوم (اشتعال تراکمی و اشتعال جرقه‌ای) وجود خواهد داشت.

اگر رقیق‌سازی مخلوط با افزایش شار هوای ورودی انجام شود، افزایش دما در نقاط مرکزی مخلوط داخل استوانه کمتر خواهد بود، که این کاهش دما به‌دلیل کاهش مقدار انرژی ورودی است. امّا باید خاطر نشان کرد که در نرخ EGR ثابت، رقیق‌سازی مخلوط معمولاً با کاهش شار سوخت و ثابت نگه داشتن جریان هوای ورودی انجام می‌شود.

بنابراین با رقیق نمودن مخلوط، دریک نقطهٔ مشخص در داخل محفظه، همهٔ سوخت مشتعل نمی‌شود؛ که این عامل موجب افزایش تغییرات چرخه به چرخه احتراق و افزایش بیش از اندازهٔ مقدار آلاینده‌های CO و HC و همچنین کاهش نرخ افزایش فشار داخل محفظه خواهد شد. رقیق‌سازی بیش از حد مخلوط موجب خاموشی کامل شعله خواهد شد و هیچ یک از مولکول‌های سوخت مشتعل نخواهند شد.

همچنین این امکان وجود دارد که به جای احتراق و یا حتی احتراق ناقص، مولکول‌های سوخت در معرض تبدیل سوخت (Fuel Reforming) قرار گیرند.

مرز ۲-۱ عامل اصلی مشکلات کاربردی نمودن موتور با احتراق HCCI در شرایط بی‌باری است. در شرایط بی‌باری نیاز به تولید توان بسیار کم است تا حدی که توان تولید شده بتواند بر اصطکاک داخلی موتور غلبه کند و کمترین مقدار تغییرات چرخه‌ای را داشته باشد.

در یک موتور با احتراق HCCI، پایش توان موتور اغلب با تغییرات نسبت هوای اضافی (λ) انجام می‌شود، بنابراین برای دستیابی به توان‌های کم، نیاز به هوای اضافی زیادی خواهد بود و ناحیهٔ عملکردی احتراق به سمت مرزهای ۲-۱ نزدیک خواهد شد.

در موتور با احتراق HCCI در شرایط بی‌باری، معمولاً تغییرات چرخه‌ای زیاد، سوختن ناقص، خاموشی شعله و مقادیر زیاد آلاینده‌های CO و HC از مشخصه‌های احتراق خواهد بود که موجب کاهش بازدهٔ احتراق و بازدهٔ حرارتی می‌شود.

خط ۳-۲ در شکل ۵ حداکثر مقدار EGR قابل استفاده در موتورهایی با احتراق HCCI را نشان می‌دهد. این خط براساس حداکثر مقدار ممکن EGR برای دستیابی به احتراقی با مقدار قابل قبول تغییرات چرخه‌ای و یا شرایط عملکردی مطمئن موتور تعریف می‌شود.

در نسبت‌های EGR زیاد، تأثیرات ترمودینامیکی (ظرفیت گرمایی بیشتر و نسبت گرمای ویژه کمتر نسبت به هوا) موجب کاهش دمای پس از تراکم و در نتیجه کاهش شدت احتراق می‌شود. علاوه بر این، تأثیر رقیق‌سازی بازگردانی گازهای خروجی موجب کاهش احتمال برخورد مولکول‌های سوخت با اکسید کننده خواهد شد.

مجموع این تأثیرات موجب جلوگیری از احتراق حتی در احتراق بدون شعلهٔ HCCI خواهد شد. افزایش نسبت گازهای بازگردانی شده به حداکثر مقدار ممکن (یعنی بیش از مقدار مطمئن)، محدودهٔ عملکردی را به یک نقطه منفرد محدود خواهد نمود که این نقطه نیز در نوسان بین کوبش و خاموشی قرار خواهد گرفت. در حقیقت، مقدار مطمئن EGR موجب برخورد دو خط ۲-۱ و ۴-۳ خواهد شد.

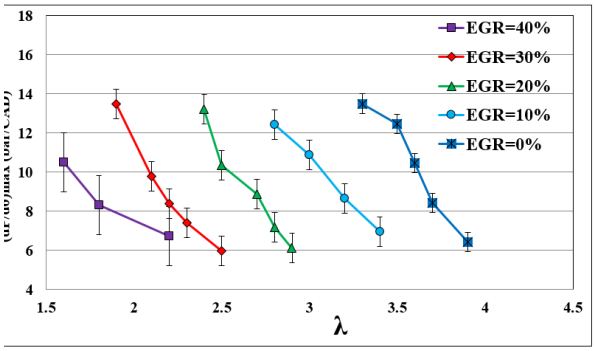
در این شرایط تغییرات نسبت هوای اضافی تأثیر زیادی بر عملکرد موتور نخواهد داشت. برای تغییر شرایط عملکردی موتور تغییر دمای ورودی و یا نسبت تراکم مناسب‌تر است. در شکل ۵، خط ۳-۲ مرز کوبش را برای ناحیهٔ عملکردی موتور با احتراق HCCI نشان می‌دهد.

مشخصهٔ اصلی این نوع احتراق، افزایش ناگهانی و سریع فشار داخل محفظهٔ احتراق است. در حالیکه نرخ افزایش فشار در موتور با احتراق مرسوم از ۴ bar/CAD تا ۵ bar/CAD تجاوز نمی‌کند، احتراق HCCI براحتی به نرخ افزایش فشار بیش از ۱۰ bar/CAD خواهد رسید. بنابراین جابجایی نقاط به سمت مرز کوبش، موجب افزایش نرخ افزایش فشار در احتراق خواهد شد.

حداکثر فشار داخل محفظه و حداکثر نرخ افزایش فشار همانطور که ا شاره شد از شاخص‌های مهم در تعیین مقدار ا ستحکام بدنه و دیگر اجزای یک موتور احتراق داخلی ا ست. حداکثر ف شار داخل محفظه در موتور با احتراق HCCI معمولاً بیشتر از احتراق‌های مرسوم است، چراکه در احتراق HCCI نرخ افزایش فشار بسیار زیاد است و منجر به حداکثر فشار زیاد در این نوع از موتورها خواهد شد.

احتراق ناگهانی از چند نقطه در داخل محفظهٔ احتراق در یک مخلوط ن سبتاً همگن از سوخت و هوا، در شرایطی که ن سبت تراکم و دمای اولیه مخلوط زیاد است، موجب افزایش بیش از اندازهٔ حداکثر فشار داخل محفظه خواهد شد. حداکثر فشار داخل محفظه یک عامل م حدود کن نده در طراحی موتور های احتراق داخلی است، چرا که مقاومت سازه‌ای بدنه، بستار، سنبه، دسته سنبه و میل لنگ بطور مستقیم به حداکثر فشار داخل محفظه ارتباط پیدا می‌کند.

همانطور که در شکل ۶ نشان داده شده است، افزایش نسبت گازهای بازگردانی شده در نسبت هوای اضافه ثابت، موجب کاهش حداکثر نرخ افزایش فشار داخل محفظه می‌شود. در نسبت تراکم ثابت، افزایش نسبت هوای اضافه و نسبت گازهای بازگردانی شده مقدار این شاخص را کاهش خواهد داد. در نسبت گازهای بازگردانی شدهٔ ثابت، افزودن یک واحد به نسبت هوای اضافه، حداکثر نرخ افزایش فشار را تقریبا ۴ bar/CAD کاهش می‌دهد.

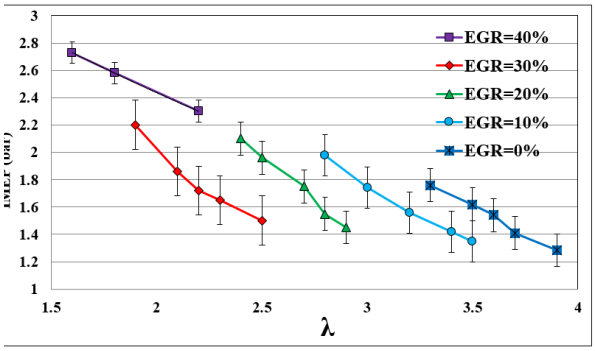


شکل ۶: تأثیر نسبت گازهای بازگردانی شده و نسبت هوای اضافه بر حداکثر نرخ افزایش فشار داخل محفظه در نتایج تجربی

در آزمون تجربی امکان ثابت نگه داشتن مقدار هوای اضافه در اجراهای مختلف وجود نداشت بنابراین در انجام این آزمونها با ثابت نگه داشتن مقدار نسبت گازهای بازگردانی شده با تغییر موقعیت شیر پایش سوخت ورودی، مقدار نسبت هوا به سوخت اضافی تغییر داده شد.

ترکیب نسبت هوای اضافه و نسبت گازهای بازگردانی شده، مقدار توان خروجی در یک موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن را تعیین می‌کند. شکل ۷ تغییرات فشار مؤثر متوسط درست را به ازای تغییرات نسبت هوای اضافه و نسبت گازهای بازگردانی شده در نتایج بدست آمده از آزمون تجربی نشان می‌دهد. بر اساس این نتایج، جایگزینی هوای ورودی با گازهای بازگردانی شده سبب کاهش چشمگیر فشار مؤثر متوسط خواهد شد. بیشترین مقدار فشار مؤثر متوسط در حداکثر مقدار نسبت گازهای بازگردانی و حداقل مقدار نسبت هوای اضافه بدست می‌آید. این نتیجه مشابه با نتایج اوکلی[۲۹] بوده است.

افزایش نسبت گازهای بازگردانی شده بازهٔ عملکردی را به سمت نواحی غنی‌تر در مخلوط ورودی جابه‌جا می‌کند. در هر نسبت ثابت گازهای بازگردانی شده، افزایش نسبت هوای اضافه، مقدار فشار مؤثر متوسط را به واسطهٔ کاهش مقدار انرژی ورودی به داخل محفظه، می‌کاهد. افزایش یک واحد نسبت هوای اضافه، مقدار فشار مؤثر متوسط را بطور متوسط ۱٫۸ bar کاهش می‌دهد. از طرف دیگر، با ثابت نگه داشتن نسبت هوای اضافه و افزایش نسبت گازهای بازگردانی شده مقدار فشار مؤثر متوسط و در نتیجه توان خروجی کاهش خواهد یافت.



شکل ۷: تأثیر نسبت گازهای بازگردانی شده و نسبت هوای اضافه بر IMEP در نتایج تجربی

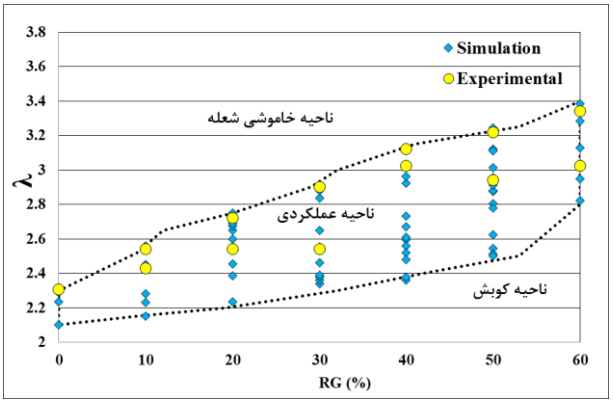
٤-۲- تأثیر افزودن گاز تبدیل بر احتراق HCCI

استفاده از احتراق HCCI دوسوخته، یک راه‌حل عملی برای بهبود شرایط احتراق است که در احتراق HCCI با سوخت گاز طبیعی بخوبی می‌توان از آن بهره برد. اما استفاده از یک سوخت پایه و تبدیل قسمتی از آن به یک سوخت کمکی گازی با خاصیت خوداشتعالی متفاوت با سوخت پایه، پیشنهاد جذاب‌تری برای پایش احتراق در موتورهای HCCI و بطور کلی، موتورهای احتراق داخلی خواهد بود. این فرایند، تبدیل سوخت و محصولات حاصل از آن، گاز تبدیل (RG) و یا گاز سنتز نامیده می‌شوند.

شرایط کارکردی موتور برای تمامی آزمون‌های تجربی این بخش نیز همانند بخش قبل، در شرایط استفاده از گاز تبدیل و باز بودن کامل دریچه خفانش، در سرعت ۱۵۰۰ دور در دقیقه و دمای مخلوط ورودی ۱۴۰ درجه سانتیگراد است. با توجه به سرعت موتور و همچنین فشار راهگاه خروجی، دستیابی به حداکثر مقدار گازهای بازگردانی شده محدودیت نخواهد داشت.

همانطوری که در بخش‌های قبلی اشاره شد، حداکثر مقدار گازهای بازگردانی شده به واسطهٔ شکل جریان سیال و زمانبندی دریچه‌ها تعیین می‌شود. برای همهٔ آزمون‌ها، گاز تبدیل شبیه سازی شده با مخلوطی از ۷۵٪ H_2 و ۲۵٪ CO، به عنوان نمونه‌ای از گاز تبدیل تولید شده به کمک بخار آب با سوخت پایه گاز طبیعی مورد استفاده قرار گرفت.

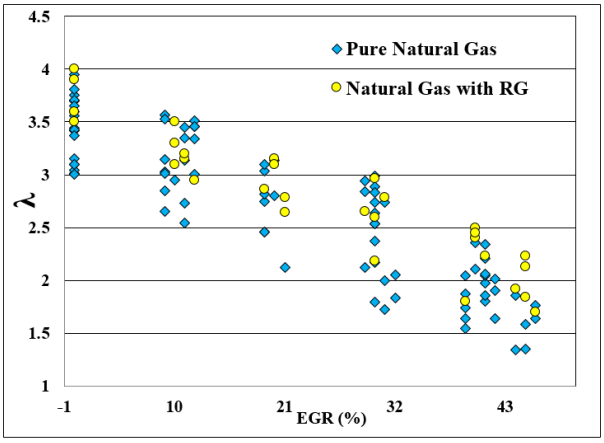
در شکل ۸ تأثیر افزودن گاز تبدیل بر بازهٔ عملکردی یک موتور HCCI با سوخت گاز طبیعی نشان داده شده است. با توجه به اینکه در همهٔ اجراها سرعت موتور و دمای مخلوط ورودی ثابت نگه داشته شده است، نتایج نشان می‌دهد که در شرایط دمای ورودی ۱۴۰ درجه سانتیگراد و نسبت تراکم ۱۸ بیشتر نقاط عملکردی به سمت کوبش شدید و توان‌های کم قابل قبول جابجا می‌شوند.



شکل ۸: تأثیر گاز تبدیل بر گسترش بازه عملکردی موتور با احتراق HCCI گاز طبیعی

آنچه که از نقاط ارایه شده در شکل می‌توان نتیجه گرفت، این است که با استفاده از گاز تبدیل بازهٔ عملکردی به سمت نواحی با مخلوط رقیق گسترش می‌یابد و امکان دستیابی به نقاط قابل قبول را در این نواحی بیشتر می‌کند. همچنین شکل ۸ گسترش و جابجایی بازهٔ عملکردی را به ازای استفاده از گاز تبدیل در مقایسه با استفاده از فقط سوخت پایه نشان می‌دهد. افزایش نسبت گاز تبدیل از ۰٪ تا ۶۰٪ بازهٔ عملکردی را از حداقل مقدار هوای اضافی ۲,۱ در نسبت ۰٪ گاز تبدیل به مقدار هوای اضافی ۲,۸ در نسبت ۶۰٪ گاز تبدیل جابجا می‌کند. عرض ناحیهٔ عملکردی قابل قبول بین کوبش شدید و حداقل توان قابل دستیابی در بازهٔ هوای اضافی ۰,۲ در نسبت گاز تبدیل ۰٪ به بازهٔ هوای اضافی ۰,۶ در نسبت گاز تبدیل ۶۰٪ افزایش می‌یابد.

برای بررسی تأثیر همزمان افزودن گازهای بازگردانی شده و گاز تبدیل بر احتراق HCCI گاز طبیعی، در شکل ۹ نقاط عملکردی با در نظر گرفتن مقادیر گازهای بازگردانی شده در شرایط استفاده و عدم استفاده از گاز تبدیل نشان داده شده است. در این نتایج به وضوح مشخص است که با افزودن گاز تبدیل به مخلوط ورودی، نقاط عملکردی به سمت نواحی رقیق سوز جابجا می‌شوند.



شکل ۹: تأثیر استفاده از گاز تبدیل و گازهای بازگردانی شده بر گسترش بازه عملکردی احتراق HCCI گاز طبیعی

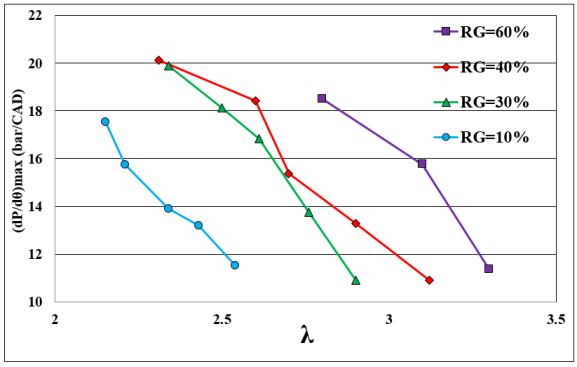
افزایش نسبت گازهای بازگردانی شده امکان استفاده از درصد بیشتری از گاز تبدیل را فراهم می‌کند. چون استفاده از گاز تبدیل در نسبت هوای اضافی ثابت بدلیل نزدیک شدن به مرزهای کوبش، محدود می‌شود، افزایش مقدار گازهای بازگردانی شده تمایل به کوبش را کاهش می‌دهد و با گسترش مرزهای ناحیهٔ عملکردی در سمت کوبش، امکان بکارگیری درصدهای بیشتری از گاز تبدیل را فراهم می‌کند.

از دیدگاه بررسی شاخص‌های عملکردی، همانطور که در شکل ۱۰ نشان داده شده است، افزایش نسبت گاز تبدیل موجب افزایش چشمگیر حداکثر نرخ افزایش فشار داخل محفظه خواهد شد. افزایش تقریباً ۱۰٪ به گاز تبدیل در آزمون‌های تجربی مقدار حداکثر نرخ افزایش فشار را به اندازهٔ ۱,۶ bar/CAD می‌افزاید.

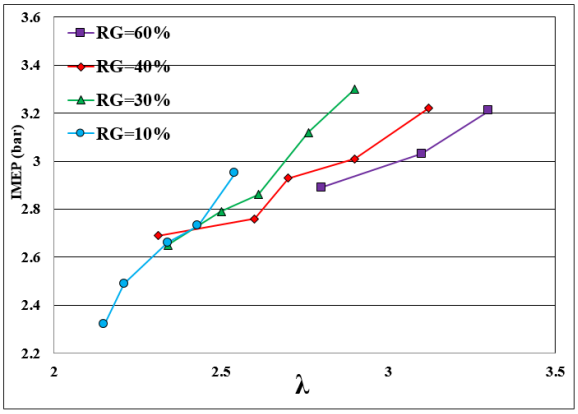
از طرف دیگر همانطور که در نتایج نشان داده شده است، در نسبت گاز تبدیل ثابت، افزایش نسبت هوای اضافه طبق انتظار موجب کاهش حداکثر نرخ افزایش فشار خواهد شد. افزایش یک واحد به نسبت هوای اضافه در نسبت گاز تبدیل ثابت مقدار حداکثر نرخ افزایش فشار را ۱۰ bar/CAD

کاهش می‌دهد.

بنابراین گسترش بازهٔ عملکردی به سمت نواحی رقیق، مقدار حداکثر نرخ افزایش فشار را کاهش می‌دهد. در حالیکه در یک نسبت هوای اضافه ثابت، افزایش نسبت گاز تبدیل موجب افزایش حداکثر نرخ افزایش فشار خواهد شد. شکل ۱۱ تأثیر افزایش نسبت گاز تبدیل را بر کاهش فشار مؤثر متوسط نشان می‌دهد. با ثابت نگه داشتن نسبی نسبت هوای اضافه و افزایش نسبت گاز تبدیل مقدار فشار مؤثر متوسط کاهش می‌یابد.



شکل ۱۰: تأثیر نسبت گاز تبدیل بر حداکثر نرخ افزایش فشار داخل محفظه در نتایج تجربی



شکل ۱۱: تأثیر نسبت گاز تبدیل بر IMEP در نتایج تجربی

در این شرایط (ثابت نگه داشتن نسبت هوای اضافه)، مقدار جریان انرژی وارد شده به موتور ثابت باقی خواهند ماند بنابراین کاهش مقدار فشار مؤثر متوسط به دلیل پیش افتادن احتراق و کاهش بازهٔ احتراق به ازای افزایش نسبت گاز تبدیل است. نکتهٔ قابل تامل دیگر در آزمون‌های تجربی، افزایش تغییرات چرخه به چرخه با افزایش نسبت گاز تبدیل است که نشان دهندهٔ کاهش کیفیت احتراق خواهد بود. با افزایش مقدار گاز تبدیل، بازهٔ عملکردی احتراق در مرز بین کوبش و خاموشی شعله قرار می‌گیرد. در نسبت‌های زیاد گاز تبدیل تمامی نقاط عملکردی، نرخ سریع و زیاد افزایش فشار را نشان می‌دهند. با توجه به پیش افتادن زمان احتراق با افزایش نسبت گاز تبدیل، تمایل به وقوع کوبش در احتراق بشدت افزایش می‌یابد. همانطور که در نتایج نشان داده شده است، در نسبت گاز تبدیل ثابت افزایش نسبت هوای اضافه باعث افزایش فشار مؤثر متوسط می‌شود. افزایش فشار مؤثر متوسط در این شرایط به دلیل کاهش تمایل به کوبش و تاخیر در شروع احتراق خواهد بود. از طرف دیگر ثابت نگه داشتن نسبت هوای اضافه و جایگزینی گاز طبیعی با گاز تبدیل مقدار انرژی ورودی به داخل محفظه را تغییر نمی‌دهد؛ چراکه هر دو سوخت گازی هستند و مقدار جریان هوا به داخل موتور تغییرات زیادی ندارد. کاهش فشار مؤثر متوسط و افزایش تغییرات چرخه‌ای به دلیل کاهش بازهٔ تهیه مخلوط ورودی در شرایط استفاده از گاز تبدیل خواهد بود.

بازهٔ حرارتی نیز به ازای افزایش نسبت گاز تبدیل کاهش می‌یابد. کاهش بازهٔ حرارتی به علّت کاهش بازهٔ احتراق با افزایش مقدار آلاینده‌ها نیست. در این شرایط (یعنی افزایش نسبت گاز تبدیل)، موتور سوخت بیشتری را به محصولات احتراق تبدیل می‌کند و در این حالت بازهٔ احتراق به ازای افزایش نسبت گاز تبدیل افزوده خواهد شد، امّا به دلیل بهینه نبودن زمان شروع احتراق و طول مدّت احتراق، تهیه مناسب مخلوط انجام نمی‌گیرد.

۳-٤- تأثیر دمای شمع نقطهٔ ملتهب

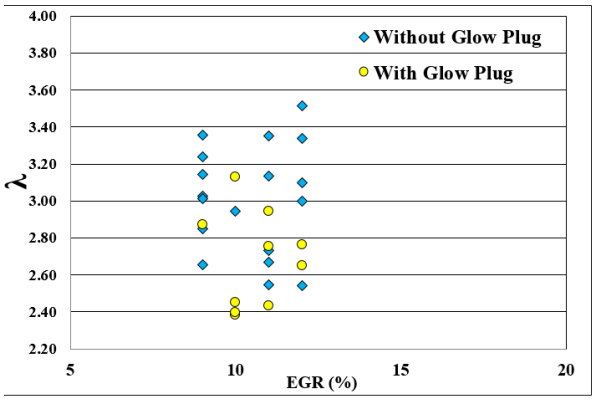
چینه‌بندی دمایی در داخل محفظهٔ احتراق یکی از راه‌های پایش و مهار نرخ احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن است. علاقه‌مندی به چینه‌بندی دمایی در داخل محفظهٔ احتراق بر این اصل استوار است که ایجاد میدان‌های دمایی در داخل محفظهٔ احتراق در فاصله زمانی بین شروع اشتعال و طول مدّت احتراق بر واکنش‌های شیمیایی تأثیر گذاشته و ابزار جدیدی را برای اداره کردن اشتعال و همچنین نرخ افزایش فشار در احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن ایجاد می‌کند.

در مقایسه با یک مخلوط کاملاً همگن از نظر دمایی، طول مدّت احتراق مخلوط چینه‌بندی شده دمایی، گسترش می‌یابد و بنابراین حداکثر نرخ افزایش فشار و تمایل به کوبش کاهش خواهد یافت. بنابراین همانطور که در شکل ۱۲ نشان داده شده است، با استفاده از شمع نقطهٔ ملتهب در دماهای ۹۰۰، ۱۰۰۰ و ۱۱۰۰ درجه سانتیگراد، نقاط قابل قبول در بازهٔ عملکردی به سمت نقاط غنی گسترش می‌یابد، بنابراین استفاده از چینه‌بندی دمایی امکان دستیابی به توان‌های قویتر در شرایط دور از کوبش را فراهم می‌کند. تمامی اجراها در این بخش در سرعت ۱۵۰۰ دور در دقیقه و دمای مخلوط ورودی ثابت ۱۳۰ درجه سانتیگراد انجام شده است.

نسبت گازهای بازگردانی شده در تمامی اجراها در مقدار ۱۰٪ ثابت است. بنابراین تقریباً در تمامی نقاط از اثر گرمایشی مخلوط ورودی و همچنین اثر گرمایشی بازگردانی دود خروجی صرف نظر شده است و تغییرات در شاخص‌های عملکردی احتراق تنها ناشی از قرارگیری شمع نقطهٔ ملتهب به عنوان ابزاری برای چینه‌بندی، است. قرار دادن شمع نقطهٔ ملتهب در داخل محفظه با برهم زدن یکنواختی یا همگنی دمایی مخلوط داخل محفظه قبل از احتراق موجب کاهش حداکثر مقدار آزادسازی گرما و همچنین حداکثر نرخ افزایش فشار خواهد شد.

بنابراین چینه‌بندی دمایی مخلوط در واقع یک راه حل عملی برای اجتناب از آزاد سازی ناگهانی گرما، نرخ زیاد افزایش فشار و در نهایت کوبش در احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن گاز طبیعی است.

از طرف دیگر چون تغییرات دمایی شمع نقطهٔ ملتهب با استفاده از ابزار پایشی خارجی انجام می شود، از این ابزار می‌توان در طراحی سامانه هوشمند موتور با احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن به عنوان یک پایشگر غیرمستقیم احتراق در کنار سایر ابزار پایشی نظیر دمای ورودی، فشار ورودی، نسبت گازهای بازگردانی شده، نسبت گاز تبدیل و ... استفاده نمود.



شکل ۱۲: تأثیر استفاده از شمع نقطهٔ ملتهب بر گسترش بازه عملکردی موتور با احتراق HCCI گاز طبیعی

تأثیر چینه‌بندی دمایی بر احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن را می‌توان با در نظر گرفتن شرایط ذاتی این نوع از احتراق درک نمود. در احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن، نرخ احتراق از مجموع نرخ واکنش‌های شیمیایی متوالی و همزمان در داخل محفظهٔ احتراق حاصل می‌شود. یک نرخ احتراق مناسب را می‌توان با استفاده از کاهش دمای متوسط داخل محفظه یا با استفاده از افزایش اختلاف دمایی در داخل محفظه (چینه‌بندی دمایی) و یا استفاده از هر دو روش بدست آورد[۳۰]. در آزمون‌های تجربی دمای مخلوط ورودی نسبت به آزمون‌های قبلی ۱۰ درجه سانتیگراد کاهش داده شد امّا بدلیل دمای خوداشتعالی زیاد گاز طبیعی امکان کاهش بیش از اندازهٔ دمای مخلوط ورودی و کاهش دمای متوسط داخل محفظه امکان پذیر نیست.

بنابراین در اجراهای مختلف با افزایش اختلاف دمایی در نقاط مختلف محفظه، تلاش شد تا نرخ احتراق کاسته شود. البته با مقایسه نتایج بدست آمده از استفاده از شمع نقطهٔ ملتهب با نتایج حاصل شده از بکارگیری گازهای بازگردانی شده و گاز تبدیل نتیجه می‌شود که تغییرات در شاخص‌های عملکردی و جابجایی مرزهای ناحیهٔ عملکردی در زمان استفاده از شمع نقطهٔ ملتهب کمتر از سایر شاخص‌هاست.

همان طور که در شکل ۱۳ نشان داده شده است، تغییرات دمای شمع نقطهٔ ملتهب بر زمان شروع احتراق تأثیر خواهد گذاشت. با توجه به ثابت بودن دمای مخلوط ورودی، متوسط دمای داخل محفظه با افزایش دمای شمع نقطهٔ ملتهب، افزایش خواهد یافت. بنابراین افزایش دمای شمع نقطهٔ ملتهب با افزایش متوسط دمای داخل محفظه موجب پیش افتادن زمان شروع احتراق خواهد شد.

هرچند که با توجه به تغییرات ۱۰۰ درجه‌ای دمای شمع نقطهٔ ملتهب، مقدار پیش افتادن زمان شروع احتراق چشمگیر نیست. از طرف دیگر، افزایش دمای شمع نقطهٔ ملتهب و ایجاد چینه‌بندی دمایی، طول مدّت احتراق را خواهد افزود که در نتایج شبیه سازی نیز این موضوع نشان داده شده است.

همانطور که جدول ۳ نشان می‌دهد، با افزایش دمای شمع نقطهٔ ملتهب و در نتیجه افزایش طول مدّت احتراق، حداکثر نرخ افزایش فشار کاهش خواهد یافت. حداکثر نرخ افزایش فشار در حالت بدون شمع از ۱۴٫۵ bar/CAD به مقدار ۱۰٫۵ bar/CAD در حداکثر دمای شمع، کاهش می‌یابد.

دستیابی به توان‌های زیاد یکی از اهدافی است که محققان در بررسی احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن به دنبال آن می‌گردند. نرخ آزادسازی گرمای زیاد که برای رسیدن به توان‌های زیاد الزامی است، منجر به افزایش حداکثر نرخ افزایش فشار و در نهایت تمایل به کوبش خواهد شد. همانطور که در جدول ۳ نشان داده شده است، با افزایش دمای شمع نقطهٔ ملتهب و افزایش بازهٔ تغییرات دمایی در داخل محفظه، حداکثر نرخ افزایش فشار کاهش یافته و در بدترین حالت می‌توان گفت که بدون تغییر می‌ماند.

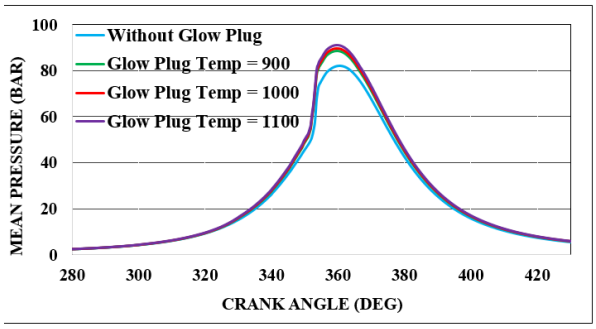
جدول ۳: تغییرات حداکثر نرخ افزایش فشار، فشار مؤثر متوسط و بازده حرارتی با تغییرات دمای شمع نقطهٔ ملتهب در آزمون تجربی

دمای شمع نقطهٔ ملتهب	حداکثر نرخ افزایش فشار (bar/CAD)	فشار مؤثر متوسط درست (IMEP)
بدون شمع	۱۴٫۵	۲٫۵۸
۹۰۰°C	۱۱	۲٫۶۶
۱۰۰۰°C	۱۱	۲٫۷۹
۱۱۰۰°C	۱۰٫۵	۲٫۸۳

امّا باید به این نکته توجه داشت که مطابق شکل ۱۳ با افزایش دمای شمع نقطهٔ ملتهب حداکثر فشار داخل محفظه افزوده خواهد شد. همانطور که در نتایج نشان داده شده است، افزایش دمای شمع نقطهٔ ملتهب و ایجاد چینه‌بندی دمایی در داخل محفظهٔ احتراق با توجه به افزایش طول مدّت احتراق و کاهش نرخ افزایش فشار موجب افزایش فشار مؤثر متوسط خواهد شد.

با توجه به اینکه در آزمون‌های انجام گرفته در این بخش دمای مخلوط ورودی ثابت نگه داشته شده است، با افزایش دمای شمع نقطهٔ ملتهب متوسط دمای داخل محفظه افزایش یافته و احتراق پیش خواهد افتاد. حال اگر همزمان با افزایش دمای شمع از مقدار دمای مخلوط ورودی

کاسته شود با ثابت نگه داشتن دمای متوسط داخل محفظه می‌توان احتراق را با کمی تاخیر شروع کرد و همچنین طول مدت احتراق را افزایش داد. در این شرایط همانطور که در بخش بازهٔ عملکردی نیز توضیح داده شد، امکان دستیابی به توان‌های قویتر فراهم شده و بازهٔ عملکردی به سمت نواحی غنی جابجا خواهد شد.



شکل ۱۳: تغییرات فشار متوسط داخل محفظه در شرایط استفاده از نقطهٔ ملتهب در آزمون تجربی

۵- نتیجه گیری

بازهٔ عملکردی موتور با احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن بدلیل عدم ابزار پایشی مستقیم بر شروع احتراق همواره با دو مرز کوبش و خاموشی شعله یا احتراق ناقص با محدودیت‌های جدی مواجه است. ایجاد ناهمگنی پایش شده در توزیع دمایی و ترکیب و توزیع سوخت در داخل محفظهٔ احتراق یک روش مؤثر برای تعیین زمان شروع احتراق و در نتیجه گسترش محدودهٔ عملکردی این نوع از احتراق خواهد بود.

در تحقیق حاضر، ناهمگنی دمایی و ترکیب و توزیع سوخت با استفاده از بازخورانی دود خروجی، افزودن گاز تبدیل و مستقر نمودن شمع نقطهٔ ملتهب در داخل محفظهٔ احتراق انجام شده است. نتایج بدست آمده در این مطالعه تجربی را بدین شرح می‌توان خلاصه نمود:

۱- از ترکیب نسبت هوای اضافی (λ) و نسبت گازهای بازگردانی شده (EGR) برای تعریف بازهٔ عملکردی احتراق در این مطالعه استفاده شده است. بکارگیری گازهای بازگردانی شده به منظور رقیق‌سازی مخلوط و کاهش حداکثر نرخ آزادسازی حرارت موجب کاهش تمایل به کوبش و کاهش حداکثر فشار داخل محفظه شده است. بنابراین افزایش نسبت گازهای بازگردانی شده، بازهٔ عملکردی را به سمت نواحی غنی‌تر جابجا می‌کند. در نسبت گازهای بازگردانی شدهٔ ثابت، افزایش یک واحد به نسبت هوای اضافی، حداکثر نرخ افزایش فشار را ۴ bar/CAD کاهش می‌دهد.

۲- ایجاد ناهمگنی در ترکیب و توزیع سوخت ورودی با افزودن گاز تبدیل به مخلوط ورودی، امکان جابجایی بازهٔ عملکردی به سمت نواحی با مخلوط رقیق‌تر را فراهم می‌کند. با افزایش نسبت گاز تبدیل به ۶۰٪، ناحیهٔ عملکردی از بازهٔ ۰٫۲ هوای اضافی به بازهٔ ۰٫۶ هوای اضافی افزایش می‌یابد. افزایش ۱۰٪ نسبت گاز تبدیل، مقدار حداکثر نرخ افزایش فشار را ۱٫۶ bar/CAD کاهش می‌دهد. افزایش نسبت گازهای بازگردانی شده در مقادیر زیاد نسبت گاز تبدیل تمایل به کوبش را کاهش می‌دهد.

۳- استفاده از شمع نقطهٔ ملتهب به عنوان یک عامل برهم زنندهٔ همگنی دمایی در داخل محفظهٔ احتراق، موجب افزایش طول مدت احتراق و در نتیجه کاهش تمایل به کوبش خواهد شد. افزایش دمای شمع نقطهٔ ملتهب تا ۱۱۰۰ درجه سانتیگراد، نرخ افزایش فشار را ۴ bar/CAD کاهش می‌دهد. بنابراین با افزایش دمای شمع نقطهٔ ملتهب، نقاط قابل قبول در بازهٔ عملکردی به سمت نقاط غنی گسترش می‌یابد.

بطور کلی، نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که ایجاد ناهمگنی دمایی و ترکیب و توزیع سوخت در داخل محفظهٔ احتراق امکان استفاده از این گونه موتورها را در بازهٔ گسترده‌تری از نگاشت عملکردی فراهم می‌کند.

فهرست علائم

کربن مونوکسید	CO
گازهای بازگردانی شده	EGR
هیدروژن	H_2
هیدروکربن	HC
اشتعال تراکمی مخلوط همگن	$HCCI$
اکسیژن	O_2
جرم سوخت	m_{fuel}
اکسیدهای ازت	NO_X
گاز تبدیل	RG

علائم یونانی

نسبت هوای اضافه	λ

مراجع و منابع

[1]RH. Stanglmaier and CE. Roberts, “Homogeneous charge compression ignition (HCCI): benefits, compromise, and future engine applications”, SAE paper 1999; 01-3682; 1999.

[2]Z. Serinyel, L. Le Moyne, P. Guibert, "Homogeneous Charge Compression Ignition as an Alternative Combustion Mode for the Future of Internal Combustion Engines", International Journal of Vehicle Design, 44(1-2):20-40, 2007.

[3]B. Johansson, "Homogeneous Charge Compression Ignition: The Future of IC Engines", International Journal of Vehicle Design, 44(1-2):1 - 19, 2007.

[4]M. Shahbakhti and C. R. Koch, "Characterizing the Cyclic Variability of Ignition Timing in an HCCI Engine Fueled with n-Heptane/iso-Octane Blend Fuels", International Journal of Engine Research, 9:361-397, 2008.

[5]M. Yao, Z. Zheng, H. Liu, "Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines", Progress in Energy and Combustion Science, 35 (2009) 398–437.

[6]M. Sjöberg, J. E. Dec, N. P. Cernansky, "Potential of Thermal Stratification and Combustion Retard for Reducing Pressure-Rise Rates in HCCI Engines, Based on Multi-Zone Modeling and Experiments", SAE paper 2005-01-0113, 2005.
[7]R.P. Hessel, S.M. Aceves, L.D. Flowers, "A Comparison of the Effect of Combustion Surface Area and In-Cylinder Turbulence on the Evolution of Gas Temperature Distribution from IVC to SOC: A Numerical and Fundamental Study", SAE Technical Paper 2006-01-0869.
[8]T. Amano, S. Morimoto, Y. Kawabata, "Modeling of the Effect of Air/Fuel Ratio and Temperature Distribution on HCCI Engines", SAE paper 2001-01-1024, 2001.
[9]M. Ikemoto, Y. Kojima, N. Iida, "Development of the Control System Using EGR Gas for the HCCI Engine Running on DME", SETC 2005, SAE Paper 2005-32-0062 / JSAE-20056505, 2005.
[10]D. W. Jeong ,O. S. Kwon and O. T. Lim, "The Research about Thermal Stratification Effect on Pressure Rise Rate in Supercharged HCCI Engine based on Numerical Analysis", SEA Paper 2009-32-0141, 2009.
[11]T. Joelsson , R. Yu , X. S. Bai , N. Takada , I. Sakata et al., "Flow and Temperature Distribution in an Experimental Engine: LES Studies and Thermographic Imaging", SAE Paper 2010-01-2237, 2010.
[12]M. Christensen, B. Johansson, P. Einewall, "Homogeneous charge compression ignition (HCCI) using isooctane, ethanol and natural gas a comparison with spark-ignition operation", SAE Paper 972874, 1997.
[13]J.O. Olsson, P. Tunestal and B. Johansson, "Closed-loop control of an HCCI engine", SAE Technical Paper Series No. 2001-01-1031, 2001.
[14]S. Peucheret and M. L. Wyszynski, "Exhuast gas reforming of methane to aid natural gas HCCI combustion: Experimental results of open loop hydrogen production and basic thermodynamic analysis", 7th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Manchester, UK, pp. 453- 460, 2004.
[15]S. Peucheret, M. L. Wyszynski, R. S. Lehrle, S. Golunski and H. Xuc, "Use of catalytic reforming to aid natural gas HCCI combustion in engines: experimental and modelling results of open-loop fuel reforming", International Journal of Hydrogen Energy 30-1583-1594, 2005.
[16]D. Yap, A. Megaritis, S. Peucheret, M. L. Wyszynski and H. Xu, "Effect of hydrogen addition on natural gas HCCI combustion", SAE Paper 2004- 01-1972, 2004.
[17]D. Yap, S. M. Peucheret, A. Megaritis, M. L. Wyszynski and H. Xu, "Natural gas HCCI engine operation with exhaust gas fuel reforming", International Journal of Hydrogen Energy 31-587-595, 2006.
[18]M. Reyhanian, M. Mohebbi, V. Hoseini, "Experimental investigation of gasoline fueled HCCI engine load expansion", JER. 2015; 39 (39):3-10
[19]O. Jahanian and S. Jazayeri," A Comprehensive Study on the Leading Factors Affecting on the Start of Combustion in a Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine Fueled with Methane", JER. 2010; 20 (20) :69-79
[20]T. Urushihara, K. Hiraya, A. Kakuhou and T. Itoh, "Expansion of HCCI operating region by the combination of direct fuel injection, negative valve overlap and internal fuel reformation", SAE Paper 2003-01-0749, 2003.
[21]J. Hyvnen, G. Haraldsson and B. Johansson, "Supercharging HCCI to extend the operating range in a multi-cylinder VCR-HCCI engine", SAE Paper 2003-01-3214, 2003
[22]H. Ogawa, N. Miyamoto, N. Kaneko and H. Ando, "Combustion control and operating range expansion in an HCCI engine with selective use of fuels with different low temperature", SAE Paper 2003-01-1827, 2003.
[23]Bhave, M. Kraft, F. Mauss, A. Oakley and H. Zhao, "Evaluating the EGRAFR operating range of a HCCI engine", SAE Paper 2005-01-0161, 2005
[24]H. Xu, M. L. Wyszynski, A. Megaritis, D. Yap, T. Wilson, S. Richardson, S. Golunski and S. Peucheret, "Research on expansion of operating windows of controlled homogeneous auto-ignition engines", International Journal of Engine Research 8 (1) 29-40, 2007.
[25]J. Shams and B. Karami, "Natural Gas and Iran's Gas Refineries", National Iranian Gas Company, 2015.
[26]L. D. Thede, "Practical analog and digital filter design", Artech House, Incorporated, 2005.
[27]M. Pourfallah, M. Armin, A.A Ranjbar, "A numerical study on the effect of thermal and charge stratification on the HCCI natural gas engine", International Journal of Ambient Energy, 0143-0750, 2019.
[28]M. Pourfallah and M. Armin, " An experimental and numerical study of the effects of reformer gas (H2 and CO) enrichment on the natural gas homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine ", Heat and Mass Transfer, 2018.
[29] Oakley, H. Zhao, N. Ladommatos and T. Ma, "Experimental studies on controlled auto-ignition (CAI) combustion of gasoline in a 4-stroke engine", SAE Paper 2001-01-1030, 2001.
[30] N.P. Komninos, "The effect of thermal stratification on HCCI combustion: A numerical Investigation", Applied Energy 139, 291–302, 2015.

The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineresearch.ir

Operating Range Expansion in a HCCI Natural Gas Engine Using Charge and Thermal Stratification in Combustion Chamber

M. Pourfallah[1*], M. Armin[2]

[1] *Mechanical Engineering Department, Mazandaran University of Science and Technology, Babol, Iran, m.pourfallah@ustmb.ac.ir*
[2] *Mechanical Engineering Department, Mazandaran University of Science and Technology, Babol, Iran, mahboud.armin@gmail.com*
[*] *Corresponding Author*

ARTICLE INFO

Article history:
Received: 2 December 2019
Accepted: 12 January 2020

Keywords:
HCCI
Thermal and Charge Stratification
Operating Range
EGR
Reformer Gas
Glow Plug

ABSTRACT

The HCCI operating window has two distinct boundaries of knock at higher load region and misfiring/partial burning at lower load region. Moreover, there is no conventional direct way of controlling combustion timing in an HCCI engine. In this research, experimental study was carried out to investigate the effect of a thermal and charge stratification on expansion of the operating range of a natural gas HCCI engine. To achieve this aim, a single-cylinder natural gas HCCI engine was used to characterize the effect of key operating conditions, including λ/EGR combination, reformer gas and glow plug tip temperature. The results reveal that increasing EGR ratio because of diluent effect on mixture; move the operation region towards the rich boundary. So, it allows for more power. Reformer gas expands operating range toward lean mixtures and increases acceptable points in this region. The glow plug due to the disruption of homogeneous temperature inside the combustion chamber advances the start of combustion and increases the ignition duration.

© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.