

بررسی امکان استفاده از احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده در موتور دیزل سنگین با سوخت های گاز طبیعی و گازوئیل

مهران ستارزاده

دانشجوی کارشناسی ارشد - گروه مهندسی مکانیک
دانشگاه آزاد اسلامی واحد آیت ا... آملی
mehran.sattarzadeh@yahoo.com

مجتبی ابراهیمی

عضو هیات علمی - گروه مهندسی مکانیک
دانشگاه آزاد اسلامی واحد آیت ا... آملی
m.ebrahimi1353@gmail.com

سید علی جزایری

عضو هیات علمی - دانشکده مهندسی مکانیک
دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی
JAZAYERI@kntu.ac.ir

چکیده

هدف اصلی این تحقیق بررسی امکان استفاده از استراتژی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده با سوخت های گاز طبیعی و گازوئیل در یک موتور دیزل سنگین می باشد. برای پیاده سازی این استراتژی احتراقی، موتور دیزل سنگین شانزده سیلندر روستون مدل 16RK215 با کاربری ریلی مورد بهره برداری قرار گرفته و با استفاده از نرم افزار تجاری فایر کوپل شده با حلگر شیمی سوخت کمکین شبیه سازی گردید. در این تحقیق، توان ترمزی موتور معادل ۲۸۴۴ کیلو وات با سرعت ثابت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه به همراه ثابت بودن مقدار جرم سوخت دیزل در هر سیکل و بدون بازگردانی گازهای خروجی به محفظه احتراق در نظر گرفته شده است. نتایج حاصل از کاربرد مدل توسعه یافته نشان دادند که مدل قادر است بخوبی احتراق دیزل مرسوم در موتور را شبیه سازی نماید و کاربرد استراتژی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده در موتور مورد مطالعه بعنوان جایگزین احتراق دیزل مرسوم میسر بوده و دست یابی به قدرت خروجی مطلوب در موتور به همراه کاهش در مصرف سوخت امکانپذیر می باشد.

کلمات کلیدی: موتور دیزل سنگین، احتراق، اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده، مصرف سوخت

مقدمه

موتورهای دیزل یا موتورهای اشتعال تراکمی بواسطه راندمان بالای سوخت در آنها، بطور گسترده برای کاربردهای حمل و نقل و تولید توان بکار می روند. در عین حال، این موتورها می توانند موجب آلودگیهای زیست محیطی نظیر انتشار اکسیدهای نیتروژن و دوده باشند. چون این آلودگیها باعث اثرهای نامتعارف بر سلامتی انسان و محیط می گردند، تلاشهای قابل توجهی در جهت کاهش انتشار آلودگیهای مذکور اختصاص یافته است که می توان به استفاده از تجهیزات پس درمان اشاره نمود. چون استفاده از تجهیزات پس درمان انتشار آلودگی بعضاً موجب افزایش مصرف سوخت در موتورها گردیده و هزینه های نصب و استفاده از آنها نیز معمولاً بالا می باشد، استراتژی های جدید احتراقی در موتورهای دیزل مانند احتراق دما پائین، احتراق اشتعال تراکمی با شارژ همگن^۱ و احتراق اشتعال تراکمی با شارژ پیش آمیخته^۲، بدنبال یافتن منشاء تولید آلاینده ها در داخل محفظه سیلندر موتور می باشند. چالش اصلی این استراتژی ها کنترل فازبندی و طول مدت احتراق می باشد [۲۰۱]. در راستای رفع چالش های استراتژی های مذکور، مفهوم احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده^۳ پیشنهاد گردید [۳]. در این استراتژی، فازبندی احتراق بوسیله کاربرد دو

دو سوخت با واکنش پذیری های متفاوت، یکی با واکنش پذیری پائین و دیگری با واکنش پذیری بالا و مدت احتراق نیز بوسیله طبقه بندی فضایی بین این دو سوخت کنترل می شود [۴-۶]. سوخت با واکنش پذیری کم، با دارای عدد ستان پائین، در طول کورس مکش از طریق دریچه تزریق سوخت یا از طریق یک انژکتور کم فشار به هوای داخل سیلندر وارد می شود تا یک مخلوط پیش آمیخته هوا و سوخت با اشتعال پذیری کم ایجاد گردد و سپس سوخت با واکنش پذیری بالا، یا دارای عدد ستان بالا، با هدف اشتعال مخلوط پیش آمیخته موجود در داخل محفظه احتراق، در انتهای کورس تراکم بطور مستقیم بداخل محفظه تزریق می گردد. آزمایشات و کارهای محاسباتی بسیاری در زمینه احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده با استفاده از یک طیف گسترده از ترکیبات سوخت ها نظیر بنزین- گازوئیل، اتانول- گازوئیل، بنزین- بیو دیزل، گاز طبیعی- گازوئیل و بنزین- بنزین به همراه مقدار کمی افزوده بهبود دهنده عدد ستان انجام پذیرفته است [۷-۱۱]. اخیراً، استفاده از گاز طبیعی بعنوان سوخت پاک و با واکنش پذیری پائین در احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده مورد مطالعه قرار گرفته است [۱۲-۱۵]. گاز طبیعی مخلوطی از متان، اتان، پروپان، بوتان، پنتان، گوگرد، دی اکسید کربن، نیتروژن و ... می باشد. بواسطه آنکه در گاز طبیعی، متان دارای درصد بیشتری نسبت به دیگر اجزای اشاره شده می باشد، در اکثر مطالعات از متان بجای گاز طبیعی استفاده می شود. در بسیاری از مطالعات تجربی و شبیه سازی در زمینه احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده، اثرات پارامترهای مهم ورودی موتور بر عملکرد آن مورد ارزیابی قرار گرفته است. از میان آنها می توان به دمای ورودی، فشار ورودی، زمان بندی پاشش سوخت دیزل، استراتژی های تزریق تک مرحله ای یا دو مرحله ای، نوع سوخت، نسبت جرمی سوختها، سرعت موتور، نوع هندسه کاسه پیستون، نسبت هم ارزی و میزان بازگردانی گاز خروجی به محفظه احتراق اشاره نمود. همچنین از میان پارامترهای خروجی موتور که مورد ارزیابی قرار گرفته اند می توان به قدرت خروجی موتور، میزان مصرف سوخت، میزان آلاینده ها و میزان سر و صدای ناشی از احتراق اشاره کرد.

در کار حاضر، در ابتدا عملکرد موتور دیزل سنگین مدل 16RK215 با بهره گیری از احتراق دیزل مرسوم توسط یک نرم افزار تجاری شبیه سازی می گردد. سپس با توجه به هدف اصلی این تحقیق، امکان استفاده از استراتژی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده با سوخت های گاز طبیعی و گازوئیل در این موتور مورد بررسی قرار گرفته و مزایای استفاده از این استراتژی جدید احتراقی در مقایسه با احتراق دیزل مرسوم ارزیابی می شود.

¹ Homogenous charge compression ignition (HCCI)

² Premixed charge compression ignition (PCCI)

³ Reactivity controlled compression ignition (RCCI)

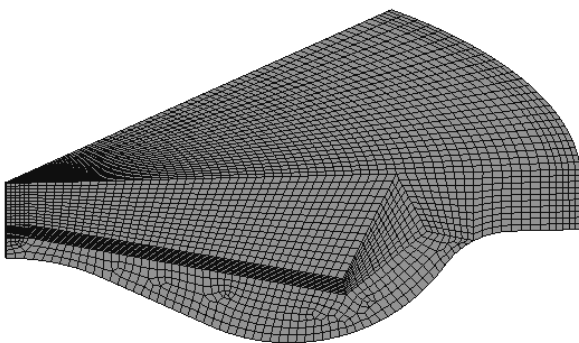
مشخصات و شرایط عملکردی موتور

جدول ۲: شرایط عملکردی موتور تحت احتراق دیزل مرسوم [۱۷]

۲۸۴۴	توان ترمزی موتور (کیلو وات)
۱۰۰۰	سرعت موتور (دور بر دقیقه)
۰	درصد بازگردانی گاز خروجی به موتور (%)
۱۲۲۶	جرم سوخت دیزل در هر سیکل (میلی گرم)
۳/۵	فشار هوای ورودی (بار)
۴۰	دمای هوای ورودی (درجه سانتیگراد)
-۲۰	زاویه شروع پاشش سوخت دیزل (ATDC °)

مدل محاسباتی در شبیه سازی احتراق

در این مطالعه، جهت اجرای فرآیند شبیه سازی احتراق دیزل مرسوم و همچنین استراتژی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده با سوخت های گاز طبیعی و گازوئیل از نرم افزار تجاری فایر کوپل شده با حلگر شیمی سوخت کمکین استفاده شده است. مکانیزم شیمیایی کاهش یافته سوخت های پایه که برای پیش بینی واکنش های شیمیایی سوخت های هپتان نرمال و متان استفاده شده است، شامل ۷۶ گونه شیمیایی و ۴۶۴ واکنش می باشد [۱۸]. در کار حاضر، از زیر مدل های مورد استفاده در فرآیند شبیه سازی احتراق نیز می توان به پراکندگی توربولانس [۱۹]، بهم پیوستگی / تصادم ذرات [۲۰]، تبخیر قطره [۲۱]، تجزیه یا فروپاشی قطره [۲۲] و جریان سوخت از نازل انژکتور [۲۳] اشاره نمود. با توجه به اینکه تعداد سوراخ های انژکتور سوخت مورد استفاده در این موتور هشت عدد می باشد، مطابق شکل ۲، یک قطاع سه بعدی از محفظه احتراق با زاویه مرکزی ۴۵ درجه (با فرض وجود یکی از سوراخ های انژکتور در داخل هر قطاع) در شبیه سازی استفاده می شود.



شکل ۲: شبکه محاسباتی سه بعدی مورد استفاده در شبیه سازی

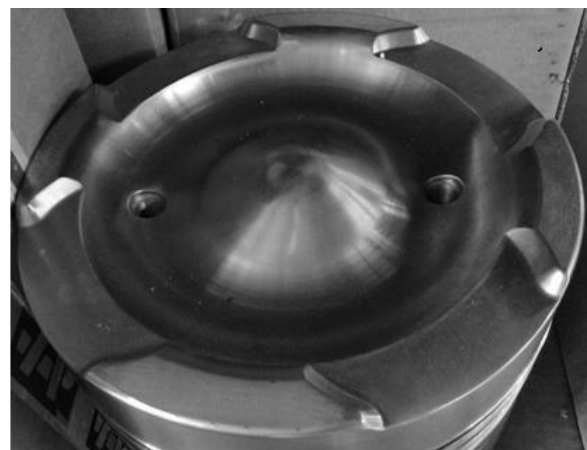
جهت اطمینان از صحت انتخاب تعداد مناسب سلول محاسباتی و بررسی استقلال از شبکه بودن شبیه سازی، مطابق جدول ۳، اندازه های مختلفی از سلول در شبیه سازی مورد استفاده قرار گرفته است. همانطور که در شکل ۳ دیده می شود، متوسط اندازه سلول محاسباتی معادل ۱/۶ میلیمتر در شبکه بندی محفظه احتراق با تعداد ۶۵۶۸۸ عدد سلول در وضعیت نقطه مرگ پائین، دارای دقت محاسباتی خوبی نسبت به نتیجه تجربی می باشد و انتخاب متوسط سائز سلول کوچکتر و در نتیجه تعداد سلول بیشتر در شبکه،

مشخصات موتور دیزل سنگین مورد استفاده در کار حاضر، که دارای کاربری ریلی در راه آهن جمهوری اسلامی ایران بوده و در شرکت دیزل سنگین ایران (دسا) مورد تست قرار گرفته است، در جدول ۱ ارائه شده است. تصویری از هندسه کاسه پیستون موتور نیز در شکل ۱ نشان داده شده است [۱۶]. همچنین، شرایط عملکردی این موتور براساس کار کشاورز و همکاران [۱۷] در جدول ۲ بیان گردیده است.

برای بررسی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده در موتور مورد مطالعه، از دو سوخت با واکنش پذیری های متفاوت بهره گیری شده است. گاز طبیعی (متان) با ارزش حرارتی پائین $50 \times 10^6 \text{ J/kg}$ بعنوان سوخت با واکنش پذیری پائین و هپتان نرمال با ارزش حرارتی پائین 44.6 MJ/kg بعنوان سوخت با واکنش پذیری بالا (یا سوخت دیزل) می باشد. به منظور تهیه یک مخلوط شارژ پیش آمیخته^۱، متان از طریق تزریق در درجه ورودی^۲ با هوا مخلوط می شود. سپس، با هدف ایجاد اشتعال مخلوط شارژ پیش آمیخته موجود در محفظه احتراق، هپتان نرمال بطور مستقیم از طریق یک انژکتور پرفشار به داخل محفظه تزریق خواهد شد.

جدول ۱: مشخصات موتور دیزل سنگین [۱۷]

MAN B&W, model: 16RK215- 16 cylinders	
نسبت تراکم	۱: ۱۳/۵
کورس x قطر سیلندر (میلی متر)	۲۱۵ X ۲۷۵
طول شاتون (میلی متر)	۵۰۲
تعداد سوپاپ هوا و دود	هر کدام ۲ عدد
زاویه بسته شدن سوپاپ هوا (ATDC °)	-۱۴۶/۵
زاویه باز شدن سوپاپ دود (ATDC °)	۱۲۱/۵
تعداد سوراخ های انژکتور سوخت	۸
قطر سوراخ انژکتور (میکرومتر)	۳۶۰
زاویه پاشش سوخت (درجه)	۱۵۰
مدت پاشش سوخت دیزل (درجه لنگ)	۳۰



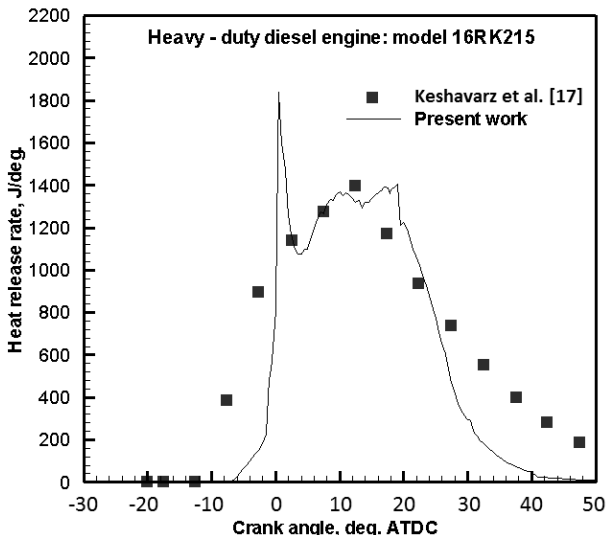
شکل ۱: تصویر هندسه کاسه پیستون موتور [۱۶]

¹ Premixed charge
² Port injection

نه تنها موجب افزایش دقت محاسبات نگردیده بلکه زمان محاسبات را نیز افزایش خواهد داد.

جدول ۳: اندازه های مختلف سلول محاسباتی و نتایج شبیه سازی

حداکثر فشار محفظه احتراق (bar)		تعداد سلول شبکه	متوسط اندازه سلول محاسباتی (mm)
شبه سازی	تجربی [۱۷]		
۱۵۴/۶۸	۱۵۵/۰۲	۱۱۹۳۴۸	۱/۲
۱۵۴/۵۴		۸۶۹۰۸	۱/۴
۱۵۵/۱۶		۶۵۶۸۸	۱/۶
۱۵۴/۰۵		۵۵۱۰۸	۱/۸
۱۵۴/۸۴		۵۲۵۲۸	۲/۰



شکل ۵: نرخ آزاد سازی حرارتی برحسب زاویه میل لنگ در دیزل مرسوم

همانطور که از شکل های ۴ و ۵ مشاهده می شود مدل استفاده شده در شبیه سازی بخوبی توانسته است رفتار موتور مورد مطالعه از نظر حداکثر فشار محفظه، زمان وقوع احتراق اصلی و همچنین نرخ آزاد سازی حرارتی ناشی از سوختن سوخت دیزل را شبیه سازی نماید.

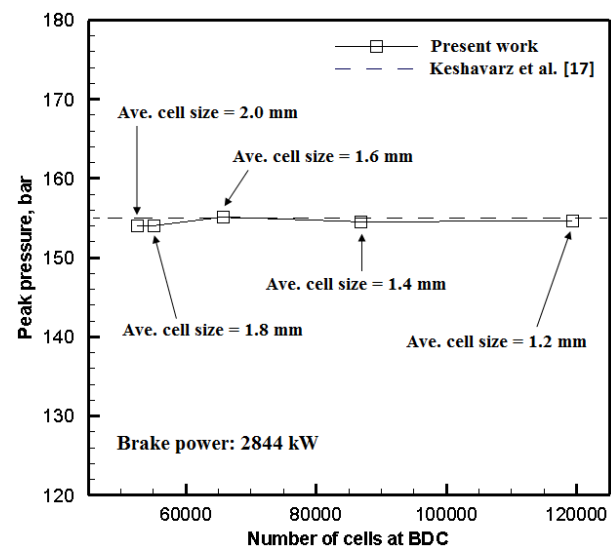
استراتژی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده

به منظور پیاده سازی استراتژی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده با سوخته های گاز طبیعی و دیزل، جهت ایجاد مخلوط پیش آمیخته ورودی به محفظه احتراق، گاز طبیعی (یا متان) در درجه ورودی هوا تزریق گردیده و هپتان نرمال بعنوان سوخت دیزل نیز بصورت تک مرحله ای و از طریق یک انژکتور پرفشار مستقیماً بداخل محفظه احتراق پاشیده می شود. علاوه بر شرایط عملکردی ذکر شده در جدول ۲، برخی از شرایط دیگر عملکردی موتور که در زمان اجرای شبیه سازی استراتژی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده ضروری است، در جدول ۴ ارائه شده است.

جدول ۴: شرایط عملکردی موتور تحت استراتژی احتراق جدید

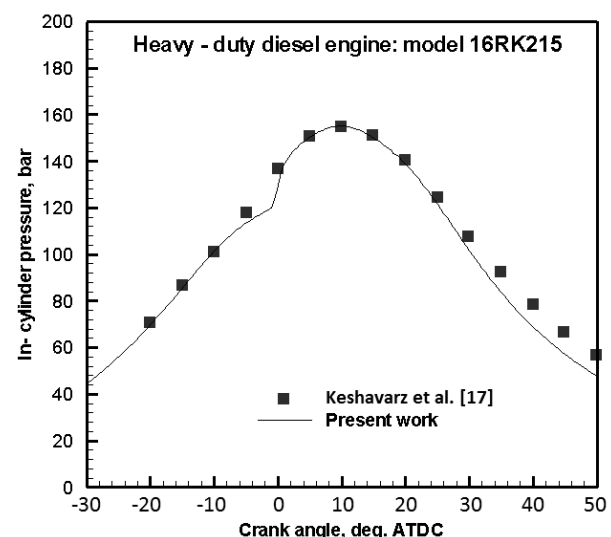
نسبت هم ارزی	۰/۳
مدت پاشش سوخت دیزل (درجه لنگ)	۳۰
زاویه شروع پاشش سوخت دیزل (ATDC °)	-۵
درصد بازگردانی گاز خروجی به موتور (%)	۰
جرم سوخت دیزل در هر سیکل (میلی گرم)	۳۳۶
فشار مخلوط شارژ ورودی (بار)	۳/۵
دمای مخلوط شارژ ورودی (درجه سانتیگراد)	۴۰
جرم گاز طبیعی (متان) در هر سیکل (میلی گرم)	۴۰۰/۴

با تغییر استراتژی احتراق دیزل مرسوم به استراتژی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده، شرایط عملکردی موتور زمانی مناسب ارزیابی می شود که به قدرت خروجی مطلوب، مفهوم احتراق دما پایین و نرخ مناسب آزادسازی حرارتی در مقایسه با عملکرد موتور تحت احتراق دیزل مرسوم دست یابیم.



شکل ۳: مقادیر حداکثر فشار محفظه احتراق

بمنظور اعتبار سنجی نتایج حاصل از شبیه سازی احتراق دیزل مرسوم در موتور تحت مطالعه، با توجه به شرایط عملکردی بیان شده در جدول ۲، نمودارهای مربوط به فشار محفظه احتراق و نرخ آزادسازی حرارتی برحسب زاویه میل لنگ در شکل های ۴ و ۵ ارائه شده اند.

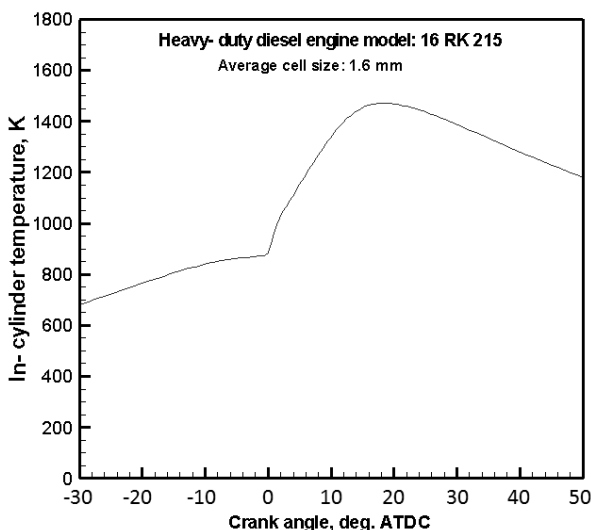


شکل ۴: فشار محفظه احتراق برحسب زاویه میل لنگ در دیزل مرسوم

بحث بر روی نتایج

دیزل سنگین تحت استراتژی های احتراق دما پائین، 5 MW/m^2 می باشد تا موتور در معرض ضربات دیزل^۳ (کوبش) ناشی از بروز نرخ های سریع افزایش حداکثر فشار در محفظه احتراق نباشد [۲۴]. براساس نتایج بدست آمده، در شبیه سازی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده، مقدار نرخ افزایش حداکثر فشار یا $(dP/dt)_{\max}$ معادل 9.86 bar/° و میزان شدت صوت احتراق نیز معادل 2.742 MW/m^2 می باشد که بیانگر وقوع احتراق با شدت صوت در حد مجاز و عدم وقوع کوبش در موتور تحت عملکرد با استراتژی جدید احتراقی می باشد.

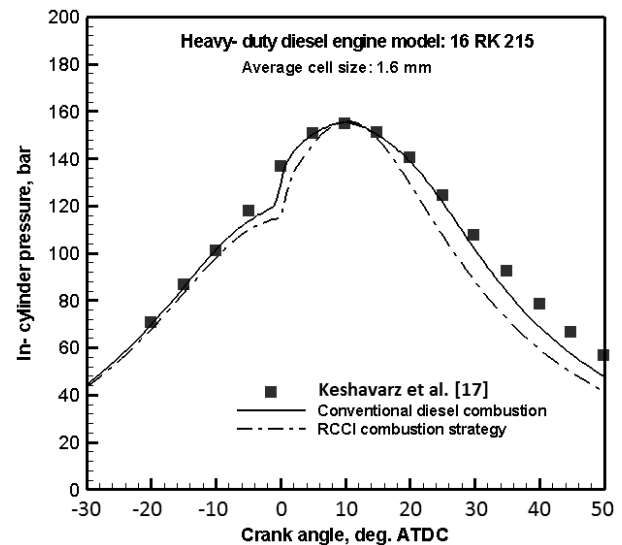
معیار دیگری که در صحت عملکرد احتراقی موتور تحت استراتژی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده بعنوان احتراق دما پائین می بایستی بررسی گردد، حداکثر دمای محفظه احتراق می باشد. محدوده دمای حداکثر در احتراق دما پائین، 1900 کلوین می باشد زیرا در دماهای بالاتر از 1900 کلوین، پتانسیل بالایی برای ترکیب نیتروژن با اکسیژن وجود داشته و شکل گیری NO_x حرارتی سرعت خواهد گرفت. لذا در شکل ۷، نمودار دمای محفظه احتراق بر حسب زاویه میل لنگ نشان داده شده است. همانطور که دیده می شود، میزان حداکثر دما در محفظه احتراق حدود 1500 کلوین می باشد که بیانگر وقوع احتراق دما پائین در موتور مورد مطالعه می باشد.



شکل ۷: نمودار دمای محفظه احتراق بر حسب زاویه میل لنگ

دیگر پارامترهای مهم مورد بررسی در احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده، طول مدت احتراق و نرخ آزاد سازی حرارتی ناشی از سوختن سوخت های دیزل و گاز طبیعی می باشد. زیرا آزاد سازی ناگهانی و در مدت کوتاه موجب بروز نرخ سریع بالا رفتن فشار در محفظه احتراق و وقوع پدیده کوبش در موتور خواهد شد. نمودار نرخ آزاد سازی حرارت بر حسب زاویه میل لنگ در شکل ۸ نشان داده شده است. همانطور که در این نمودار دیده می شود طول مدت احتراق دیزل حاصل از تست موتور، طول مدت احتراق در حالت شبیه سازی احتراق دیزل مرسوم و همچنین طول مدت احتراق در حالت شبیه سازی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده با سوخت های گاز طبیعی و دیزل تقریباً یکسان بوده و

با توجه به شبیه سازی انجام شده، مطابق شرایط عملکردی مندرج در جداول ۲ و ۴، فشار محفظه احتراق حاصل از شبیه سازی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده در شکل ۶ نشان داده شده است. همچنان که در این شکل دیده می شود، رفتار احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده از نظر میزان حداکثر فشار در محفظه و زمان وقوع احتراق با نتایج تجربی و شبیه سازی احتراق دیزل مرسوم مطابقت خوبی دارد. لذا، در عملکرد موتور تحت استراتژی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده، دست یابی به توان خروجی مطلوب امکانپذیر می باشد.



شکل ۶: نمودار فشار محفظه احتراق بر حسب زاویه میل لنگ

یکی از پارامترهای مهمی که در استراتژی احتراق دما پائین نظیر احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده می بایستی مدنظر قرار گیرد، شدت صوت احتراق^۱ می باشد. عامل اصلی ایجاد سر و صدای ناشی از احتراق در موتورهای دیزل سنگین، نرخ افزایش حداکثر فشار^۲ در زمان احتراق در آنهاست. این پارامتر که از نرخ آزاد سازی بسیار سریع انرژی نشأت می گیرد، منشاء سر و صدا در احتراق محسوب می گردد. در این تحقیق، شدت صوت احتراق بر اساس رابطه ذیل که توسط انگ [۲۴] پیشنهاد شده است، محاسبه می شود.

$$RI = \frac{1}{2\gamma} \frac{(0.05(dP/dt)_{\max})^2}{P_{\max}} \sqrt{\gamma RT_{\max}} \quad (1)$$

که در آن $(dP/dt)_{\max}$ ، P_{\max} ، T_{\max} ، γ و R به ترتیب نرخ افزایش حداکثر فشار، حداکثر فشار محفظه، حداکثر دمای محفظه، نسبت ظرفیت های گرمایی ویژه (C_p / C_v) و ثابت گازها می باشند. برای اجتناب از سر و صدا در احتراق و کاهش صدمات وارده به قطعات موتور در طول دوره عملکرد آن، نرخ افزایش حداکثر فشار دارای محدودیت تا مقدار 15 bar/° بوده و حد مجاز برای شدت صوت احتراق در موتورهای

¹ Ringing intensity

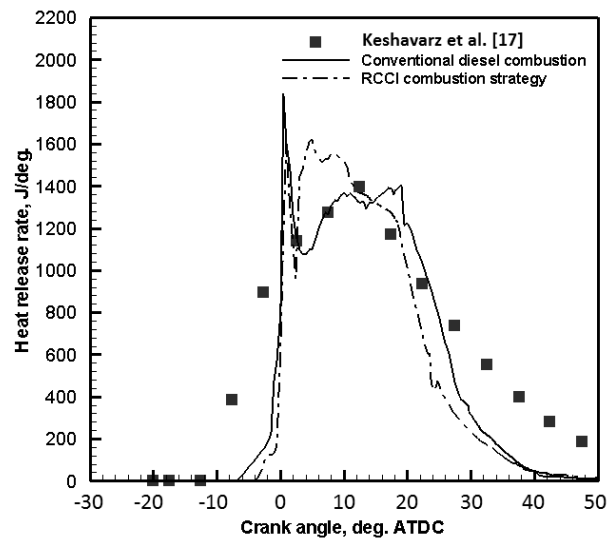
² Peak pressure rise rate (PPRR)

³ Diesel knock

مراجع

- 1- Reitz R. D., Duraisamy G., 2015, "Review of High Efficiency and Clean Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in Internal Combustion Engines", *Progress in Energy and Combustion Science*, **46**, 12-71.
- 2- Paykani A., Kakaee A. H., Rahnama P., Reitz R. D., 2015, "Progress and Recent Trends in Reactivity-Controlled Compression Ignition Engines", *International Journal of Engine Research*, **17(5)**, 481-524.
- 3- Kokjohn S. L., Hanson R. M., Splitter D. A., Reitz R. D., 2011, "Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI): A Pathway to Controlled High-Efficiency Clean Combustion", *International journal of engine research*, **12 (3)**, 209-226.
- 4- Dempsey A. B., Walker N. R., Gingrich E., Reitz R. D., 2014, "Comparison of Low Temperature Combustion Strategies for Advanced Compression Ignition Engines with a Focus on Controllability", *Combustion Science and Technology*, **186 (2)**, 210-241.
- 5- Splitter D. A., Wissink M., DelVescovo D., Reitz R. D., 2014, "Improving the Understanding of Intake and Charge Effects for Increasing RCCI Engine Efficiency", *SAE Int. J. Engines*, **7(2)**, 913-928.
- 6- Kokjohn S. L., Musculus M. P. B., Reitz R. D., 2015, "Evaluating Temperature and Fuel Stratification for Heat-Release Rate Control in a Reactivity-Controlled Compression-Ignition Engine Using Optical Diagnostics and Chemical Kinetics Modeling", *Combustion and Flame*, **162 (6)**, 2729-2742.
- 7- Splitter D. A., Hanson R. M., Kokjohn S. L., Reitz R. D., 2011, "Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Heavy-Duty Engine Operation at Mid-and High-Loads with Conventional and Alternative Fuels", *SAE Paper*, **1**, 01-0363.
- 8- Dempsey A. B., Adhikary B. D., Viswanathan S., Reitz R. D., 2012, "Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) using Premixed Hydrated Ethanol and Direct Injection Diesel", *J. Eng. Gas Turbines Power*, **134 (8)**, 082806-082817.
- 9- Lim J. H., Reitz R. D., 2013, "Improving High Efficiency RCCI Combustion with Diesel and Gasoline Direct Injection (GDI) ", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering*, **227**, 17-30.
- 10- Dempsey A. B., Walker N. R., Reitz R. D., 2013, "Effect of Cetane Improvers on Gasoline, Ethanol, and Methanol Reactivity and the Implications for RCCI Combustion", *SAE Paper 2013-01-1678*, *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, **6(1)** 170-187.
- 11- DelVescovo D., Wang H., Wissink M., Reitz R. D., 2015, "Isobutanol as Both Low Reactivity and High Reactivity Fuels with addition of Di-Tert Butyl Peroxide (DTBP) in RCCI Combustion", *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, **8(2)**, 329-343.

این موضوع صحت عملکرد موتور تحت احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده را نشان می دهد.



شکل ۸: نمودار نرخ آزادسازی حرارت بر حسب زاویه میل لنگ

نتیجه گیری

مطالعه امکان استفاده از استراتژی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده با استفاده از دو سوخت گاز طبیعی و دیزل در موتور دیزل سنگین ۱۶ سیلندر مدل 16RK215 با کاربری ریلی انجام پذیرفت. براساس شبیه سازی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده توسط نرم افزار تجاری فایر کوپل شده با حلگر شیمی سوخت کمکین، موارد ذیل نتیجه گیری گردیده اند:

- ۱- استراتژی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده در این مدل از موتور دیزل سنگین قابل استفاده بوده و قدرت خروجی مطلوب در کنار دست یابی به مفهوم احتراق دما پایین با این استراتژی در مقایسه با احتراق دیزل مرسوم امکانپذیر می باشد.
- ۲- براساس نتایج تجربی، در زمان عملکرد موتور دیزل سنگین تحت مطالعه با احتراق دیزل مرسوم، جهت دست یابی به قدرت خروجی مورد نظر، در هر سیکل به مقدار ۱۲۲۶ میلی گرم سوخت دیزل نیاز می باشد. در صورتیکه با استفاده از استراتژی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده با سوختهای گاز طبیعی و دیزل، میزان مصرف گازوئیل به میزان ۳۳۶ میلی گرم و گاز طبیعی به میزان ۴۰۰/۴ میلی گرم و در مجموع ۷۳۶/۴ میلی گرم کاهش یافته است که دلیل آن بالاتر بودن میزان ارزش حرارتی گاز طبیعی در مقایسه با سوخت دیزل می باشد. بنابراین، کاربرد استراتژی احتراق اشتعال تراکمی با واکنش شیمیایی کنترل شده موجب صرفه جویی در مصرف سوخت در مجموع به میزان ۴۸۹/۶ میلی گرم در هر سیکل کاری موتور می گردد.
- ۳- جایگزینی سوخت دیزل با گاز طبیعی بعنوان سوخت پاک، موجب کاهش آلاینده های خروجی موتور ضمن دست یابی به قدرت مورد نظر خواهد شد.

- 12- Paykani A., Kakaee A. H., Rahnama P., Reitz R. D., 2015, "Effects of Diesel Injection Strategy on Natural Gas/Diesel Reactivity Controlled Compression Ignition Combustion", *Energy*, **90**, 814-826.
- 13- Gharehghani A., Hosseini R., Mirsalim M., Jazayeri S. A., 2015, "An Experimental Study on Reactivity Controlled Compression Ignition Engine Fueled with Biodiesel/Natural gas", *Energy*, **89**, 558-567.
- 14- Walker N. R., Wissink M. L., DeVescovo D. A., Reitz R. D., 2015, "Natural Gas for High- Load Dual-fuel RCCI in Heavy- Duty Engines", *Journal of Energy Resources Technology*, **137(4)**, 1-7.
- 15- Ebrahimi M., Najafi M., Jazayeri S. A., Mohammadzadeh A. R., 2017, "A Detail Simulation of Reactivity Controlled Compression Ignition Combustion Strategy in a Heavy Duty Diesel Engine Run on Natural Gas/ Diesel Fuel", *International journal of engine research*, Prepublished September, 12, DOI: 10.1177/1468087417730486.
- 16- Iran Heavy- Duty Diesel Engine Company (DESA) documents, 2011.
- 17- Keshavarz M., Javadirad G., Jazayeri S. A., 2011, "Injection Optimization for Heavy Duty Diesel Engine in Order to Find High Efficiency and Low NOx Engine Concept by Means of Quasi Dimensional Multi-Zone Spray Modeling", *International journal of engine research*, **22**, 29-38.
- 18- Rahimi A., Fatehifar E., Khoshbakhti Saray R., 2010, "Development of an Optimized Chemical Kinetic Mechanism for Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion of a Fuel Blend of N- heptane and Natural gas Using a Genetic Algorithm". *Proc Institution Mech. Eng. Part D J Automob Eng*, **224 (9)**, 1141-1159.
- 19- Gosman A. D., Ioannides E., 1983, "Aspects of Computer Simulation of Liquid- Fueled Combustor", *AIAA*, **7 (6)**, 482-490.
- 20- Naber J. D., Reitz R. D., 1988, "Modeling Engine Spray/ Wall Impingement", *SAE 880107*, 1-26.
- 21- Dukowicz J. K., 1979, "Quasi- Steady Droplet Change in the Presence of Convection", *Informal report Los Alamos Scientific Laboratory*, LA7997-MS.
- 22- Liu A. B., Reitz R. D., 1993, "Modeling the Effects of Drop Drag and Break-up on Fuel Sprays", *SAE paper 930072*, 1-13.
- 23- Kunsberg- Sarre C. V., Kong S. C., Reitz R. D., 1999, "Modeling the Effects of Injector Nozzle Geometry on Diesel Sprays", **01**, 0912.
- 24- Eng J. A., 2002, "Characterization of pressure waves in HCCI combustion", *SAE Technical Paper*, **01**, 2859.