



بررسی تاثیر ویژگی های هندسی سنبه بر عملکرد یک موتور اشتعال تراکمی تنظیم واکنشی بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک

مهرداد ناظمیان^۱، الهه نشاط^{۲*}، رحیم خوشبختی سرای^۳، کامران پورقاسمی^۴

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران، me_nazemian@sut.ac.ir

^۲ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران، E_neshat@sut.ac.ir

^۳ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران، Khoshbakhti@sut.ac.ir

^۴ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد شبستر، ایران، kamran.poorghasemi@gmail.com

* نویسنده مسؤل

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۱۵ فروردین ۱۳۹۷

پذیرش: ۴ مهر ۱۳۹۷

کلیدواژه‌ها:

موتور اشتعال تراکمی تنظیم واکنشی

اگرزری

گاز طبیعی

دیزل

متغیرهای هندسی سنبه

موتورهای اشتعال تراکمی تنظیم واکنشی به دلیل داشتن احتراق دما پایین، بازده حرارتی بالا با مقادیر اندک آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دوده را دارا می باشند. در این دسته از موتورها ضمن اینکه سوخت با واکنش پذیری پایین در راهگاه ورودی به هوا اضافه می شود، سوخت با واکنش پذیری بالا به داخل محفظه احتراق پاشیده می شود. هدف از این مطالعه بررسی تاثیر متغیرهای هندسی موتور بر نابودی اگرزری در موتورهای اشتعال تراکمی تنظیم واکنشی می باشد. در این مطالعه، از دو سوخت گاز طبیعی و دیزل به عنوان سوخت با واکنش پذیری پایین و بالا استفاده شده و اثر دو متغیر هندسی شامل عمق کاسه سنبه و ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول بر عبارت‌های مختلف اگرزری بررسی شده است. موتور با استفاده از یک مدل دینامیک سیالات محاسباتی شبیه سازی شده و داده‌های به دست آمده از روش عددی با داده‌های تجربی مقایسه شده و صحت مدل مورد ارزیابی قرار گرفته است. اگرزری ترمومکانیکی، شیمیایی، کار و انتقال یافته در اثر انتقال حرارت و مقدار بازگشت‌ناپذیری در هر گام زمانی محاسبه شده‌اند. نتایج به دست آمده نشان می دهند که عمق کاسه سنبه تاثیر قابل ملاحظه ای بر اگرزری انتقال حرارت دارد و ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول در مقایسه با عمق کاسه سنبه، تاثیر بیشتری بر اگرزری شیمیایی دارد. همچنین عمق کاسه سنبه در مقایسه با ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول اثر بیشتری بر بازگشت‌ناپذیری دارد.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

امروزه با توجه به گسترش بیماری‌های تنفسی و اهمیت کاهش گازهای گلخانه‌ای نیاز به دستیابی به موتورهای احتراق داخلی با بازده بیشتر کاملاً محسوس می‌باشد. این نیاز به افزایش بازده، باعث شده است که تولید کنندگان خودروهای سبک و سنگین بیش از پیش به موتورهای احتراق تراکمی^۱ بدلیل بازده احتراقی بیشتر توجه نمایند. با این وجود، تنظیم آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن یکی از چالش‌های بزرگ موتورهای احتراق تراکمی می‌باشد. علاوه بر این، در سال‌های اخیر قوانین سخت گیرانه‌ای در راستای کاهش تولید کربن دی‌اکسید^۲ و کاهش مصرف سوخت در خودروهای دیزلی سبک و سنگین وضع شده است [۱]. از این رو، برای بهینه کردن هزینه‌های زیست محیطی و اقتصادی، پژوهش‌های انجام یافته جهت کاهش همزمان آلاینده‌ها و حفظ بازده بالای موتور، منجر به توسعه استراتژی‌های پیشرفته احتراقی بر پایه احتراق دما پایین بدون نیاز به سامانه کاتالیستی شده است. این استراتژی‌های پیشرفته معمولاً بر مبنای تنظیم شروع احتراق جهت بهبود اختلاط سوخت و هوا می‌باشند که منجر به کاهش نسبت هم ارزی محلی یا دما و یا هر دوی آنها می‌شود [۲] و بنابراین به عنوان استراتژی‌های احتراق دما پایین شناخته شده می‌شوند. یکی از این استراتژی‌ها، استراتژی احتراق تراکمی تنظیم واکنشی^۳ هست که به طور هم زمان راندمان حرارتی بالا و تولید بسیار اندک آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و ذرات دوده را به همراه دارد. در این نوع موتورها سوخت با واکنش‌پذیری پایین به صورت پیش‌آمیخته از طریق دریچه ورودی به داخل محفظه احتراق فرستاده می‌شود و سوخت با واکنش‌پذیری بالا به صورت مستقیم به داخل محفظه احتراق تزریق می‌شود. این امر موجب می‌شود تا به طور قابل ملاحظه‌ای فاز احتراق، نرخ افزایش فشار و نرخ آزاد سازی حرارت تنظیم شود [۳].

امروزه مشخص شده است که بررسی قانون اول برای تعیین کارایی یک سامانه کافی نبوده و جهت تعیین شرایط بهینه عملکردی، میزان نابودی انرژی در سامانه نیز باید مورد توجه قرار گیرد. راکوپولوس و همکاران برای اولین بار به بررسی تغییرات انرژی در موتورهای احتراق داخلی پرداختند [۴]. در این مطالعه موتور دیزل با استفاده از یک مدل ترمودینامیکی تک منطبقه‌ای شبیه‌سازی شده و تغییرات عبارت‌های مختلف انرژی در حین فرآیندهای تراکم، احتراق و انبساط مورد بررسی قرار گرفتند. در سال‌های بعد، مطالعات متعدد دیگری بر مبنای تحلیل انرژی در موتورهای بنزینی و دیزلی صورت پذیرفت. در هر یک از این مطالعات روند تغییرات انرژی در حین فرآیندهای مختلف موتورهای احتراق داخلی و اثر متغیرهای مختلف بر جریان انرژی در موتورها مورد بررسی قرار گرفتند [۵، ۶].

تحلیل انرژی بر روی احتراق دما پایین توسط امجد و همکاران مورد توجه قرار گرفت [۷]. در مطالعه مذکور روند تغییرات انرژی در داخل محفظه احتراق یک موتور احتراق تراکمی مخلوط همگن^۴ که با سوخت ترکیبی گاز طبیعی و هپتان نرمال تغذیه می‌شد، مورد بررسی قرار گرفت. تحلیل انرژی برای احتراق دما پایین در مطالعات دیگری نیز مورد توجه قرار گرفته و تاثیر متغیرهای مختلف عملکردی بر عبارت‌های مختلف انرژی در حین احتراق دما پایین بررسی شده است [۸، ۹]. خالق و همکاران به تحلیل انرژی یک موتور HCCI با سوخت‌های اتانول و هیدروژن پرداختند [۱۰-۱۲]. مدل مورد استفاده در مطالعات مذکور یک مدل ساده ترمودینامیکی بود که از یک مکانیزم سینتیک شیمیایی کلی استفاده کرده بود. با توجه به اینکه ماهیت احتراق دما پایین وابسته به شیمی احتراق سوخت می‌باشد، نتایج بدست آمده از مطالعات مورد نظر نتایج مطلوبی درباره انرژی شیمیایی ارائه نمی‌کند.

اگر چه مطالعات مربوط به تحلیل انرژی در موتورهای HCCI قابل توجه است اما مطالعات کافی درباره تحلیل انرژی در موتورهای RCCI و تاثیر متغیرهای مختلف در نابودی انرژی در این موتورها وجود ندارد. لی و همکاران در مطالعه‌ای به تحلیل قانون اول و دوم برای سه رژیم احتراقی موتور دیزل معمولی^۵، احتراق تراکمی مخلوط همگن و احتراق تراکمی تنظیم واکنشی پرداختند [۱۳]. در این مطالعه نشان داده شد که دمای داخل استوانه، نسبت هم ارزی در طول فرآیند احتراق، دمای احتراق، نرخ واکنش‌پذیری شیمیایی و مدت زمان احتراق نقش مهمی را در نابودی انرژی ایفا می‌کنند. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که از بین این سه رژیم، بیشترین نابودی انرژی در موتور دیزل مرسوم ایجاد می‌شود. در مطالعه دیگری که توسط لی و همکاران انجام یافت، تاثیر سوخت متانول و بنزین در نابودی انرژی موتور احتراق تراکمی تنظیم واکنشی با استفاده از مدل چند بعدی و مکانیزم سینتیک شیمیایی کاهش یافته بررسی شد. نتایج این بررسی نشان داد که با استفاده از سوخت دیزل-متانول، دمای احتراق بالاتری ایجاد می‌شود که این امر سبب افزایش نابودی انرژی در طی واکنش‌های شیمیایی می‌شود [۱۴]. همچنین محبی و همکاران به بررسی تاثیر بازخورانی گازهای آگزوز^۶ و افزودن هپتان نرمال به سوخت با واکنش‌پذیری کم بر روی یک موتور احتراق تراکمی تنظیم واکنشی پرداختند [۱۵]. در این مطالعه نشان داده شد که با افزایش EGR، نابودی انرژی کل افزایش و به دلیل کاهش دمای احتراق در اثر خاصیت جذب گرمای بالای EGR، انرژی ترمودینامیکی کاهش یافته است. اما با افزایش درصد هپتان نرمال به ایزوکتان که به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری کم در این مطالعه مورد استفاده قرار گرفته است، انرژی

4 HCCI
5 CDC
6 EGR

1 CI
2 CO2
3 RCCI

استوانه از افشانه CRDI ساخت شرکت بوش مطابق جدول ۲ برای هر استوانه استفاده شد.

جدول ۱: مشخصات موتور [۱۶]

مدل موتور	Volks Wagon TDI
تعداد استوانه/ سامانه خنک کاری	چهار استوانه/ آب خنک
شکل کاسه سنبه	کلاه مکزیکی
قطر استوانه	mm ۷۹,۵
نسبت تراکم	۱۷,۱
طول کورس	mm ۹۵,۵
حجم جابجایی	cc ۱۹۰۰
زمان بسته شدن راهگاه ورودی	BTDC ^۳ ۱۶۹
زمان باز شدن راهگاه خروجی	ATDC ^۴ ۱۶۲

جدول ۲: مشخصات افشانه پاشش مستقیم Bosch [۱۷]

نوع افشانه	CRDI
نوع پاشش	مخروط توپر
زاویه پاشش	۱۴۴°
فشار پاشش	۴۰۰ بار
تعداد نازل	شش
زاویه بین نازلها	۶۰°

۲-۲- الگوها و شبیه سازی

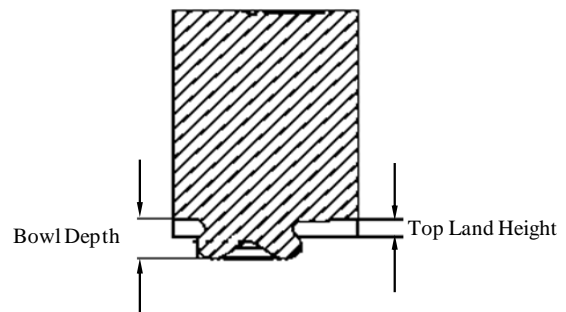
در این مطالعه از نرم افزار کانورج^۳ جهت شبیه سازی فرآیندهای سیالاتی و احتراقی رخ داده در داخل استوانه استفاده شده است. چرخه عملکردی موتور به صورت چرخه بسته شبیه سازی شده و در هنگام بسته شدن دریچه ورودی مخلوط داخل استوانه بصورت کاملاً همگن و یکنواخت در نظر گرفته شد. الگوهای استفاده شده از قبیل شکست قطرات، آشفستگی، انتقال حرارت و ... در جدول ۳ نمایش داده شده است. همچنین از شبکه کارترین با اندازه پایه شبکه ۵ میلی متر استفاده شده است. شبیه سازی سیکل بسته بر روی کل محفظه احتراق صورت گرفته است که علت این امر، خارج از مرکز بودن کاسه سنبه محفظه احتراق می باشد. شبکه بندی محفظه احتراق با استفاده از شبکه بندی محاسباتی تطبیقی^۴ (AMR) صورت گرفته است. در مدل AMR از شبکه بندی

انتقال حرارت به شدت افزایش یافته است و علت افزایش انتقال حرارت، واکنش پذیری بالای مخلوط ورودی در اثر افزودن هپتان نرمال می باشد.

با توجه به محدودیت مطالعات انجام یافته در زمینه تحلیل اگزورژی در موتورهای RCCI، مطالعه حاضر با هدف بررسی تاثیر ویژگی های هندسی مانند عمق کاسه سنبه و ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول بر عبارتهای مختلف اگزورژی در موتورهای RCCI با ترکیب سوختی گاز طبیعی و دیزل با استفاده از یک مدل سه بعدی پرداخته شده است تا بتوان شناخت بیشتری از تاثیر متغیرهای هندسی بر عملکرد این موتورها از دیدگاه اگزورژی بدست آورد.

۲- مواد و روش

در مطالعه حاضر از یک مدل سه بعدی برای شبیه سازی موتور استفاده شده است. در ابتدا مدل با استفاده از داده های تجربی صحت سنجی شده و سپس متغیرهای هندسی موتور شامل عمق کاسه سنبه و ارتفاع شکاف ناحیه بالای رینگ اول تغییر داده شده و اثرات آنها بر روی ترم های مختلف اگزورژی مورد ارزیابی قرار گرفته است. شکل ۱ هندسه موتور و متغیرهای هندسی مورد نظر را بصورت شماتیک نشان می دهد. شایان ذکر است که با تغییر هر یک از متغیرهای هندسی سنبه، مقدار کورس سنبه به گونه ای تعیین شده است که نسبت تراکم موتور همواره ثابت باقی بماند.



شکل ۱: تصویر شماتیک محفظه احتراق و متغیرهای هندسی مورد مطالعه

۲-۱- مشخصات موتور انتخابی

در مطالعه حاضر از یک موتور سبک فولکس واگن ۱/۹ لیتری TDI موجود در مرکز تحقیقات سامانه های توان پیشرفته^۱ در دانشگاه تکنولوژی میشیگان^۲ استفاده گردید. موتور VWTDI یک موتور ۴ استوانه دیزلی مجهز به توربوشارژر هندسه متغیر می باشد که مشخصات آن در جدول ۱ ارائه شده است. جهت پاشش سوخت دیزل به داخل

³ Converge

⁴ Adaptive mesh refinement

¹ Advanced Power Systems

² Michigan Technological University

تجربی برای شرایط کارکردی ارائه شده در جدول ۴ نشان می‌دهد که بیانگر تطابق نزدیک نتایج آزمایشگاهی و عددی به ویژه برای فشار داخل استوانه است. در مطالعه حاضر، علاوه بر مقایسه شاخصه های عملکردی موتور، آلاینده های خروجی از موتور نیز که با استفاده از روش عددی به دست آمده اند با داده های تجربی مقایسه شده اند. همانگونه که در جدول ۵ نشان داده شده است، بیشینه خطا مربوط به محاسبه NOx می باشد که برای نمونه شماره دو دارای ۱۵۷٪ خطا است. جهت محاسبه آلاینده UHC بیشینه خطا ۳۷/۴٪ بوده و در محاسبه CO نیز خطای بیشینه برابر با ۵۳/۸٪ می باشد.

جدول ۴: شرایط عملکردی موتور آزمایشی [۱۶]

متغیرها	A	b
سرعت موتور (RPM)	۱۳۰۰	۱۵۰۰
BMEP (bar)	۴	۵
نرخ جریان سوخت دیزل (gr/s)	۰,۰۷۱	۰,۱۰۷
نرخ جریان سوخت گاز طبیعی (gr/s)	۰,۵۰	۰,۵۶
نرخ جریان هوای ورودی (kg/h)	۶۰,۷۳	۵۹,۹۵
(bTDC)SOI1/ SOI2	۲۰	۵۵ /۲۰
دمای IVC (K)	۳۴۸	۳۷۸
فشار پاشش دیزل (bar)	۴۰۰	۴۰۰
BR (%)	۸۹	۸۵
EGR (%)	۰	۲۰٪

جدول ۵: مقایسه نتایج آلاینده‌گی حاصل از نتایج شبیه سازی و تجربی برای دو حالت a و b

	a		b	
	عددی	تجربی	عددی	تجربی
NOx	۷۲۳	۸۶۰	۱۷۲۸/۳۷۹	۶۷۰
UHC	۵۶۴۱/۶	۷۸۰۰	۳۳۱۴/۹۷	۵۳۰۰
CO	۶۳۷/۷۴	۱۳۸۰	۵۶۳/۱۲	۱۱۰۰

لازم به ذکر است که در ادامه این مطالعه، علاوه بر بررسی تاثیر متغیرهای هندسی مختلف سنبه بر روی ترمهای مختلف آگزژی، اثرات تغییرات آنها بر آلاینده های خروجی از موتور نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

در ادامه مطالب جهت پرهیز از اطاله کلام فقط نتایج مربوط به حالت کارکردی موتور در حالت a ارائه شده است.

متغیر برای شبکه بندی محفظه احتراق استفاده می‌شود. در ابتدا بزرگترین اندازه تعیین شده برای شبکه استفاده می‌شود و در هر گام زمانی و در هر حجم تنظیم ایجاد شده، گرادیان متغیرهای موجود شامل سرعت، دما، نسبت جرمی گونه‌ها محاسبه شده و در صورت بالا بودن گرادیان‌ها اندازه شبکه کوچکتر می‌شود. این روند تا جایی ادامه می‌یابد که گرادیان متغیرهای مورد بحث از مقدار بحرانی کمتر شود. جهت تعیین گام زمانی از الگوریتم گام زمانی متغیر^۱ استفاده شده است. بیشینه گام زمانی انتخاب شده ۰/۱ زاویه میل لنگ می‌باشد. چنانکه نرخ تغییرات دما، فشار و یا جرم گونه‌ها افزایش یابد، گام زمانی تعیین شده، بصورت هوشمند کاهش می‌یابد. گام زمانی در حین انجام فرآیند احتراق کوچکتر از گام زمانی در حین فرایند تراکم است. در نهایت در این مطالعه، AMR برای اصلاح شبکه بر مبنای گرادیان دمای ۳ درجه سانتیگراد با حداقل اندازه شبکه ۰/۵ میلیمتر انتخاب شد. لذا حداکثر تعداد سلول‌های محاسباتی برابر ۱۵۰۰۰۰ شبکه محاسباتی است.

جدول ۳: خلاصه‌ای از زیرمدل‌های مورد استفاده در شبیه‌سازی

نام روش	نوع روش
شکست قطرات	KH-RT
کشش قطرات	مدل کشش دینامیکی
تصادم قطرات	NTC
پراکندگی قطرات آشفته	O'Rourke
برخورد قطرات با دیواره	فیلم دیواره
آشفستگی	RNG K-E
انتقال حرارت	Han & Reitz

در مطالعه حاضر از یک مکانیزم سینتیک شیمیایی توسعه یافته شامل ۷۶ گونه و ۴۶۴ واکنش جهت شبیه سازی فرایند احتراق استفاده شده است [۱۸]. در طی فرایند شبیه سازی، سوخت هپتان نرمال به سبب نزدیکی خواص شیمیایی آن به خواص شیمیایی سوخت دیزل، جایگزین سوخت دیزل شده است. به سبب تاثیر قابل توجه خواص ترموفیزیکی سوخت بر فرایندهای تشکیل اسپری، قطره قطره شدن و تبخیر سوخت، در مطالعه حاضر خواص ترموفیزیکی سوخت تترادکان (C14H30) جایگزین خواص ترموفیزیکی سوخت هپتان نرمال مایع شده است (سوخت پاشیده شده به داخل محفظه احتراق بصورت هپتان مایع می باشد).

جهت صحت‌گذاری نتایج حاصل از شبیه‌سازی، دو حالت کارکردی برای موتور مطابق جدول ۴ در نظر گرفته شد. شکل ۲ پیش‌بینی فشار داخل استوانه و نرخ آزاد شدن حرارت^۲ توسط کد کانورج را در مقایسه با مقادیر

² Heat Release Rate (HRR)

¹ Variable time step algorithm

لنگ می‌باشد. ضمناً آگرزژی تلف شده در نتیجه انتقال حرارت با استفاده از معادله (۲) محاسبه می‌شود. در معادله (۲)، T دمای متوسط مخلوط داخل محفظه احتراق و T_0 دمای محیط می‌باشد. لازم به ذکر است که مقدار حرارت اتلافی (Q) از حل معادلات حاکم بدست آمده است. رابطه (۳) برای محاسبه آگرزژی کار استفاده شده است که در رابطه (۳)، P فشار داخل محفظه احتراق و P_0 فشار محیط است. از آنجائی که آگرزژی کار برابر با کار خالص انجام یافته است بنابراین از تفاضل کار انجام شده بر روی سامانه و کار انجام شده بر روی محیط به دست می‌آید. از رابطه (۴) برای محاسبه تغییرات آگرزژی شیمیایی مخلوط داخل محفظه احتراق استفاده می‌شود. تغییرات آگرزژی شیمیایی مخلوط، شامل مجموع تغییرات آگرزژی شیمیایی سوخت متان و تغییرات آگرزژی سوخت دیزل می‌باشد. در این مطالعه از تغییرات آگرزژی شیمیایی سایر گونه‌ها به دلیل مقادیر ناچیز آنها صرف‌نظر شده است. a_{f,CH_4} و $a_{f,C_7H_{16}}$ به ترتیب آگرزژی سوخت‌های متان و دیزل را معرفی می‌کنند.

آگرزژی کلی یک سامانه برابر است با مجموع آگرزژی ترمومکانیکی و آگرزژی شیمیایی سامانه. آگرزژی ترمومکانیکی کار مفید سامانه است وقتی که از دما و فشار داخل محفظه احتراق به دما و فشار محیط می‌رسد که به این حالت، حالت مرده محدود گفته می‌شود. آگرزژی شیمیایی کار مفید سامانه است وقتی که سامانه از ترکیب پایه خود به

ترکیب متداول موجود در محیط می‌رسد [۵، ۱۹، ۲۰].

$$\frac{dA}{d\theta} = \frac{dA_w}{d\theta} - \frac{dA_q}{d\theta} - \frac{dl}{d\theta} + \frac{dA_{ch}}{d\theta} \quad (1)$$

$$\frac{dA_q}{d\theta} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \frac{dQ}{d\theta} \quad (2)$$

$$\frac{dA_w}{d\theta} = (P - P_0) \frac{dV}{d\theta} \quad (3)$$

$$\frac{dA_{ch}}{d\theta} = \left(\frac{dm_{CH_4}}{d\theta} \times a_{f,CH_4}\right) + \left(\frac{dm_{C_7H_{16}}}{d\theta} \times a_{f,C_7H_{16}}\right) \quad (4)$$

$$a_{fv} = a_{fv,thermomechanical} + a_{fv,chemical} \quad (5)$$

$$a_{fv,thermomechanical} = h_{fv} - T_0 s_{fv} - g_{fv}^0 \quad (6)$$

$$a_{fv,chemical} = g_{fv}^0 - \alpha g_{CO_2}^0 - \left(\frac{\beta}{2}\right) g_{H_2O}^0 \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}\right) g_{O_2}^0 - RT_0 \ln \left(\frac{\alpha^{\alpha} \left(\frac{\beta}{2}\right)^{\frac{\beta}{2}} \varepsilon^{\varepsilon}}{\zeta^{\zeta} \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}\right)^{\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}}} \right) \quad (7)$$

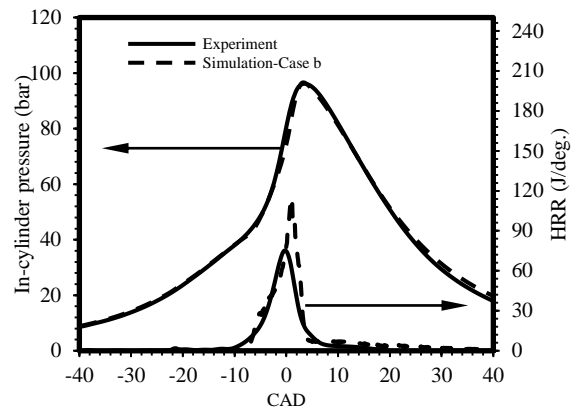
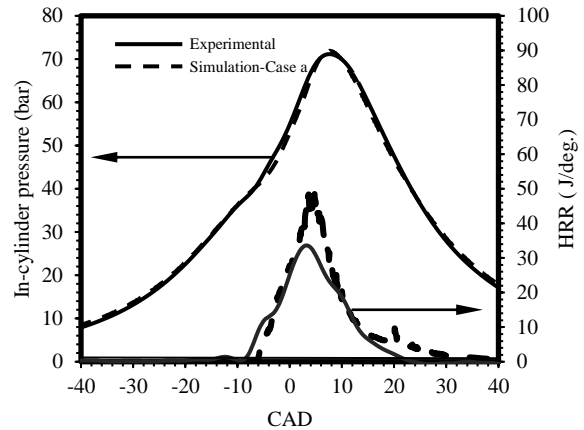
$$\varepsilon = \frac{\left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}\right)}{0.21} \quad (8)$$

$$\zeta = 0.79\varepsilon + \alpha + \frac{\beta}{2} \quad (9)$$

برای محاسبه آگرزژی ترمومکانیکی (A_{tm}) نیز مطابق معادله (۱۰) استفاده می‌شود.

$$A_{tm} = (U - U^0) + P_0(V - V^0) - T_0(S - S^0) \quad (10)$$

لازم به ذکر است که معادلات (۱) تا (۱۰) مطالعه حاضر براساس مراجع مرتبط استخراج شده‌اند [۵، ۱۹، ۲۰].



شکل ۲: تغییر فشار و HRR داخل استوانه بر حسب زاویه میل لنگ

۳-۲- شرایط اولیه و مرزی

شرط مرزی مورد استفاده در مطالعه حاضر شرط مرزی دما ثابت است که برای سر سیلندر، سر سنبه و دیواره های جانبی سیلندر مورد استفاده قرار گرفته است. مقادیر مورد استفاده برای دمای هر یک از سطوح در شرایط عملکردی مختلف، متفاوت بوده و از داده های تجربی به دست آمده اند.

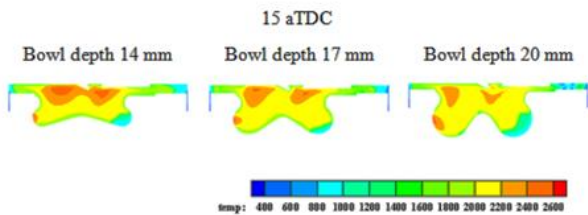
شرایط اولیه شامل مقدار دما و فشار و ترکیب محفظه احتراق در لحظه بسته شدن دریچه ورودی می باشد که با استفاده از داده های تجربی محاسبه شده و در مدل سه بعدی مورد استفاده قرار گرفته اند.

۳- روش شناسی

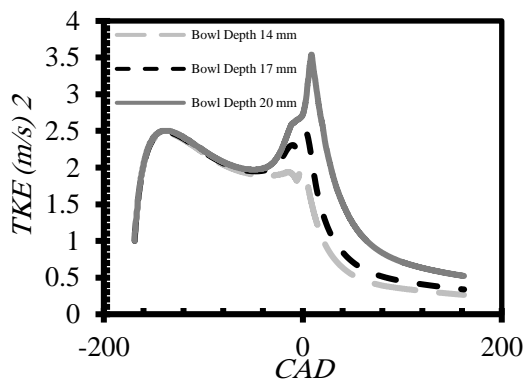
۳-۱- تحلیل قانون دوم ترمودینامیک

قابلیت کاردهی به بیشینه کار تولیدی یک سامانه گفته می‌شود در صورتی که سامانه طی یک فرآیند بازگشت پذیر به تعادل حرارتی و مکانیکی با محیط رسیده و فقط در حال تبادل حرارت با محیط باشد [۹]. به طور کلی موازنه آگرزژی یک سامانه بسته (A) با استفاده از معادله (۱) انجام می‌گردد. در معادله (۱) A_w ، A_q ، A_{ch} و I به ترتیب بیانگر آگرزژی کار، آگرزژی تلف شده در نتیجه انتقال حرارت، آگرزژی شیمیایی و بازگشت ناپذیری است. همچنین θ نشان دهنده زاویه میل

شکل ۵ کانتور دمای سیال داخل محفظه احتراق را ۱۵ درجه پس از نقطه مرگ بالا (زمانی که بیشینه دمای متوسط محفظه مشاهده می شود) نشان می دهد با توجه به شکل مشهود است که متوسط دمای سیال داخل محفظه در حالتی که از کاسه با عمق 17mm استفاده می شود بیش از سایر هندسه ها است. منحنی انرژی اغتشاشی نیز در شکل ۶ نشان داده شده است. همانگونه که در این شکل مشهود است با افزایش عمق کاسه سنبه اغتشاش افزایش یافته است.



شکل ۵: کانتور دمای سیال داخل محفظه احتراق برای عمق های مختلف کاسه سنبه



شکل ۶: تاثیر عمق کاسه سنبه بر انرژی اغتشاشی

۴-۱-۲- اگزرژی شیمیایی

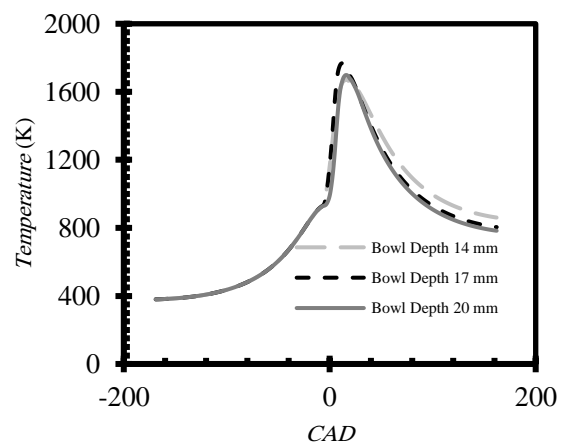
همانگونه که پیش از این اشاره شد مقدار کلی سوخت برای تمامی هندسه ها ثابت بوده و بنابراین انتظار می رود که در صورت بروز احتراق کامل، مقدار حرارت تجمعی آزاد شده در تمامی هندسه ها یکسان باشد. شکل ۷ نشان می دهد که مقدار حرارت تجمعی آزاد شده در هندسه پایه کمتر از سایر عمق ها است که مؤید بروز پدیده احتراق ناقص است. شکل ۸ نشان می دهد که اگر چه در ابتدا به دلیل وجود مقدار سوخت یکسان، اگزرژی شیمیایی برای تمامی عمق های کاسه سنبه یکسان است، اما بیشینه اگزرژی شیمیایی در هنگام باز شدن دریچه خروجی در عمق کاسه پایه که همان 17mm است، مشاهده می شود. اگزرژی شیمیایی مخلوط داخل محفظه در هنگام باز شدن دریچه خروجی و در حالت پایه 12.17% بیش از اگزرژی شیمیایی مخلوط خروجی محفظه احتراق با عمق کاسه سنبه 14mm است. اگر چه دمای متوسط محفظه احتراق برای این حالت بیشینه است ولی با توجه به اینکه ساختار

۴- بحث بر روی نتایج

۴-۱- تاثیر عمق کاسه سنبه بر نابودی اگزرژی

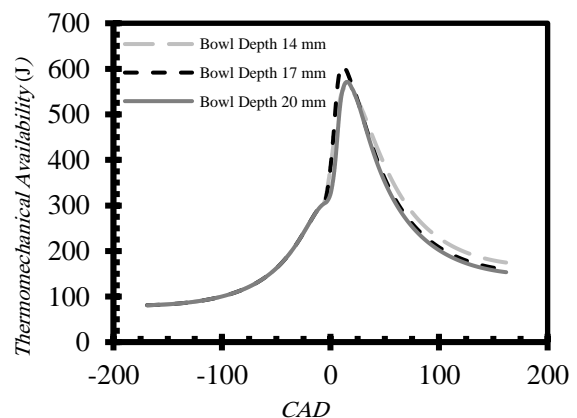
۴-۱-۱- اگزرژی ترمومکانیکی

با توجه به شکل ۳ می توان مشاهده کرد که در عمق کاسه 17mm که همان عمق کاسه در محفظه احتراق پایه است، دمای متوسط داخل استوانه بیشینه بوده و در عمق های کاسه 20mm و 14mm این دما کاهش یافته است. افزایش عمق کاسه سنبه سبب افزایش سطح انتقال حرارت و اغتشاش جریان می شود. اغتشاش جریان از طرفی فرایند آماده سازی مخلوط سوخت و هوا را بهبود داده و سبب بهبود فرایند احتراق و به تبع آن سبب افزایش دما می شود و از طرف دیگر سبب افزایش نرخ انتقال حرارت به دیواره ها شده و دما را کاهش می دهد.



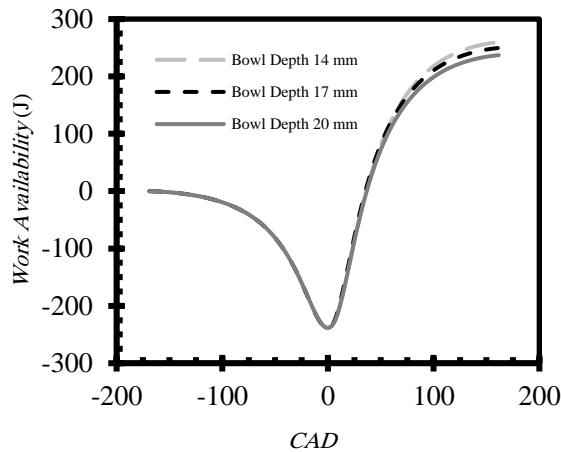
شکل ۳: تاثیر عمق کاسه سنبه بر دمای داخل استوانه

در مطالعه حاضر، وجود دو پدیده متضاد مذکور سبب شده است تا متوسط دما در عمق کاسه سنبه 17mm بیشینه شود. با توجه به اینکه، انرژی داخلی و انتروپی به دما وابسته بوده و با افزایش آن افزایش می یابند، اگزرژی ترمومکانیکی نیز تابعی از دما بوده و روند تغییرات آن مشابه باروند تغییرات دما خواهد بود. بنابراین در عمق کاسه 17mm بیشترین اگزرژی ترمومکانیکی و در عمق کاسه 14mm کمترین مقدار برای آن حاصل می شود که در شکل ۴ نمایش داده شده است.



شکل ۴: تاثیر عمق کاسه سنبه بر اگزرژی ترمومکانیکی

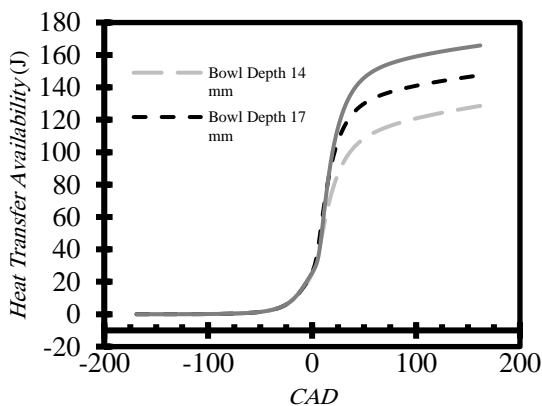
۱۷mm احتراق بیشتر بصورت پیش آمیخته و در حالت عمق کاسه سنبه ۲۰mm احتراق بیشتر بصورت نفوذی انجام می‌شود. زمانی که احتراق بصورت نفوذی تنظیم می‌شود آزاد سازی انرژی و به تبع آن دما و فشار داخل استوانه در حین فرآیند انبساط بالا بوده و کار تولیدی بیشتر خواهد بود. از طرفی بیشینه بودن نرخ احتراق پیش آمیخته برای کاسه سنبه ۱۷mm سبب افزایش بیشینه فشار داخل محفظه شده و تا حدی سبب افزایش کار تولیدی می‌گردد.



شکل ۹: تاثیر عمق کاسه سنبه بر انرژی کار

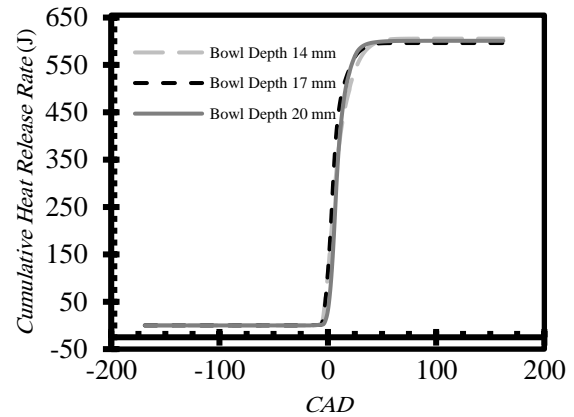
۴-۱-۴- انرژی انتقال حرارت

با توجه به شکل ۱۰ می‌توان مشاهده کرد که به دلیل افزایش عمق کاسه نسبت به حالت پایه، انرژی انتقال حرارت افزایش یافته است که این امر به خاطر افزایش سطح انتقال حرارت است. می‌توان نتیجه گرفت که انتقال حرارت تابعی از عمق کاسه است. در واقع کمترین مقدار انرژی انتقال حرارت در حالتی است که عمق کاسه سنبه مقدار کمینه را دارد. در صورت استفاده از کاسه سنبه ۱۴mm اتلاف انرژی ۱۲.۸۱٪ کمتر از اتلاف انرژی از طریق انتقال حرارت در صورت استفاده از کاسه سنبه ۲۰mm است.

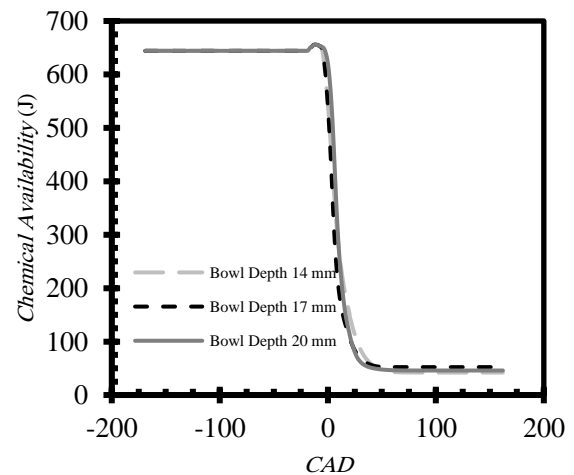


شکل ۱۰: تاثیر عمق کاسه سنبه بر انرژی انتقال حرارت

هندسی، سبب کاهش اغتشاش شده و بصورت بسیار جزئی مقدار اختلاط سوخت و هوا را کاهش داده است و سوخت در بعضی مناطق بصورت نسوخته باقی مانده است، بنابراین این امر سبب افزایش انرژی شیمیایی در هنگام باز شدن دریچه خروجی می‌گردد.



شکل ۷: تاثیر عمق کاسه سنبه بر نرخ آزادسازی حرارتی تجمعی



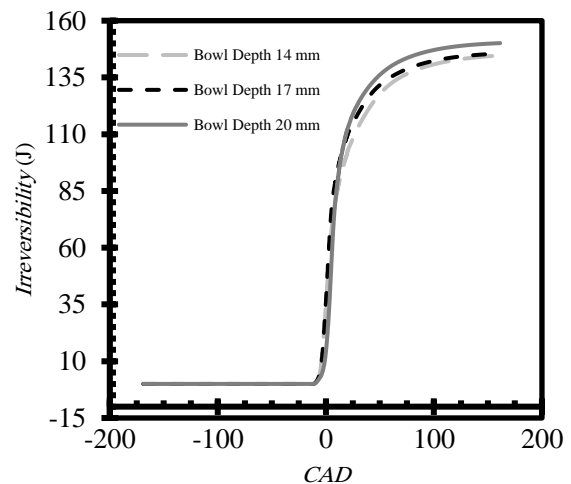
شکل ۸: تاثیر عمق کاسه سنبه بر انرژی شیمیایی

۳-۱-۴- انرژی کار

انرژی کار برای عمق‌های کاسه مختلف در شکل ۹ نمایش داده شده است. بیشترین انرژی کار برای عمق کاسه سنبه ۱۴mm و کمترین انرژی کار برای عمق کاسه سنبه ۲۰mm بدست آمده است. انرژی کار برای عمق کاسه سنبه ۱۴mm، ۱۰.۸۴٪ بیش از انرژی کار برای عمق کاسه سنبه ۲۰mm است. با توجه به شکل ۷ مشخص می‌شود که انرژی تجمعی آزاد شده در حالت استفاده از کاسه سنبه با عمق ۱۴mm بیشتر از سایر کاسه سنبه‌ها بوده و به همین دلیل مقدار کار تولیدی نیز در صورت استفاده از این هندسه افزایش می‌یابد. از طرفی با توجه به شکل ۷ مقدار حرارت تجمعی آزاد شده در عمق کاسه سنبه ۱۷mm کمتر از عمق کاسه سنبه ۲۰mm بوده ولی کار تولیدی آن بیشتر است. این پدیده به این دلیل است که در حالت عمق کاسه سنبه

۵-۱-۴- بازگشت ناپذیری

شکل ۱۱ مقدار بازگشت ناپذیری را در عمق کاسه‌های مختلف نشان می‌دهد. همانگونه که در این شکل نشان داده شده است در حین انجام احتراق، به دلیل انجام مقدار قابل توجه واکنش‌های شیمیایی، تولید آنتروپی افزایش یافته و بازگشت ناپذیری بطور قابل توجهی افزایش می‌یابد. شکل مذکور نشان می‌دهد که با افزایش عمق کاسه سنبه، مقدار بازگشت ناپذیری افزایش می‌یابد. همانگونه که گفته شد دما مهمترین عامل در تولید آنتروپی است. چنانکه افزایش دما سبب افزایش تعداد واکنش‌های شیمیایی و به تبع آن سبب افزایش حرارت آزاد شده شیمیایی (و احتمالاً افزایش کار) شود مقدار بازگشت ناپذیری افزایش کمتری خواهد داشت ولی اگر افزایش دما سبب افزایش نرخ انتقال حرارت از طریق دیواره شود بازگشت ناپذیری به طور چشمگیری افزایش خواهد یافت. با توجه به شکل ۱۱ مشخص می‌شود که افزایش عمق کاسه سنبه سبب افزایش انتقال حرارت شده و به همین دلیل سبب افزایش بازگشت ناپذیری شده است.



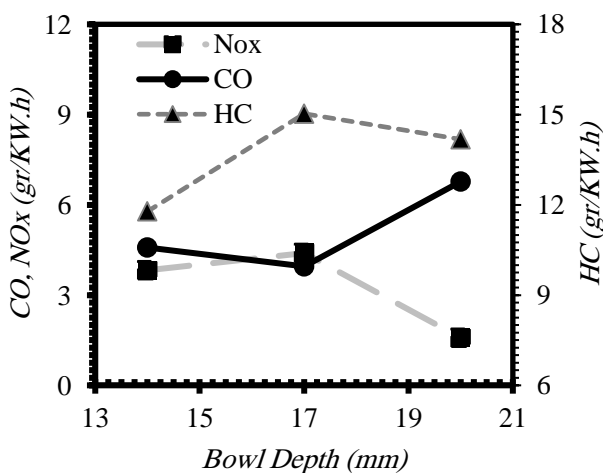
شکل ۱۱: تاثیر عمق کاسه سنبه بر بازگشت ناپذیری

۶-۱-۴- آلاینده‌ها

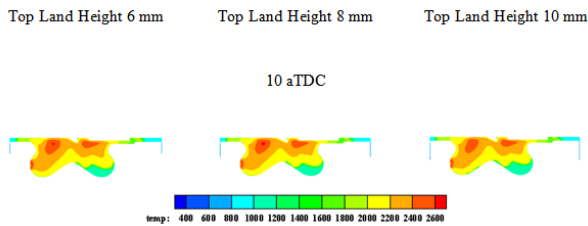
شکل ۱۲ تاثیر عمق کاسه سنبه را بر مقدار آلاینده‌های خروجی از موتور شامل CO، HC و NOx نشان می‌دهد. همانگونه که در شکل نیز مشخص است آلاینده HC با افزایش عمق کاسه سنبه، ابتدا افزایش و سپس کاهش یافته است. با توجه به اینکه مطابق شکل ۵ بیشینه متوسط دمایی در عمق کاسه سنبه ۱۷mm مشاهده می‌شود، احتراق در این کاسه سنبه با توجه به بهینه بودن مقدار اغتشاش و سطح انتقال حرارت و بالاتر بودن دمای متوسط کامل تر انجام یافته و هیدروکربن‌های کمتری بصورت نسوخته در داخل محفظه احتراق باقی می‌مانند. با توجه به شکل ۱۲ مشخص می‌گردد که آلاینده CO در ابتدا کاهش یافته و سپس افزایش یافته است. آلاینده CO تابعی از دو فرآیند مختلف

می‌باشد که عبارتند از اختلاط سوخت و هوا و دیگری دمای محفظه احتراق. اگر اختلاط سوخت و هوا مطلوب بوده و دمای محفظه نیز مقدار مناسبی داشته باشد از مقدار آلاینده CO کاسته می‌شود. اگر اختلاط مطلوب بوده ولی دمای محفظه احتراق پایین باشد، انتظار می‌رود بر مقدار آلاینده CO افزوده شود. زیرا UHC های موجود فرآیند اکسایش را به دلیل دمای پایین محفظه بطور ناقص طی می‌کنند. اگر اختلاط نامطلوب ولی دما بالا باشد انتظار می‌رود مقدار CO کم شود چون اندک سوخت مخلوط شده با هوا می‌تواند به دلیل دمای بالا فرآیند احتراق را بخوبی طی کند. در نمونه مورد مطالعه، برای عمق کاسه سنبه‌های پایین اختلاط سوخت و هوا کمتر ولی دمای محفظه به دلیل انتقال حرارت کمتر، بالاتر است پس مقدار CO کم خواهد بود. با افزایش عمق کاسه سنبه اغتشاش و به تبع آن اختلاط افزایش یافته ولی به دلیل اینکه دما هنوز هم مقدار مطلوبی دارد احتراق بصورت کامل انجام شده و از مقدار CO کم می‌شود. با افزایش بیش از حد عمق کاسه، به دلیل کاهش دما و افزایش اختلاط مقدار CO بطور چشمگیری افزایش می‌یابد.

آلاینده NOx با افزایش عمق کاسه سنبه ابتدا افزایش و سپس کاهش یافته است. آلاینده NOx به سه عامل اساسی بستگی دارد که عبارتند از: در دسترس بودن اکسیژن، دمای محفظه احتراق و زمان موجود. با توجه به اینکه برای حالت‌های مورد مطالعه فقط هندسه موتور دچار تغییر شده و ترکیب داخل محفظه و دور موتور ثابت مانده اند، تنها عامل تاثیر گذار بر روی مقدار NOx تولیدی، عامل دما خواهد بود. با افزایش عمق کاسه سنبه تا ۱۷mm اگر چه از بیشینه دمای محفظه کاسته شده است اما هنوز هم برای تولید NOx مناسب بوده و به دلیل افزایش حجم محفظه و افزایش نقاط دما بالا، مقدار NOx تولیدی افزایش یافته است. با افزایش بیشتر عمق کاسه سنبه، به دلیل افت دما مقدار NOx تولیدی نیز کاهش یافته است.



شکل ۱۲: تاثیر عمق کاسه سنبه بر آلاینده‌های خروجی از موتور



شکل ۱۵: تاثیر ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول بر توزیع دما در داخل محفظه احتراق

۲-۲-۴- اگزورژی شیمیایی

با افزایش ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول، به دلیل کاهش دمای محفظه احتراق، نرخ احتراق کاهش یافته و انرژی تجمعی آزاد شده از واکنش‌های شیمیایی کاهش می‌یابد (شکل ۱۶). از طرفی شکاف ناحیه بالای حلقه اول یکی از منابع تولید هیدروکربن‌های نسوخته می‌باشد به طوری که با افزایش ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول، در محدوده ای که شعله نتواند به داخل آن راه یابد، مقدار جرم انباشته شده در این ناحیه افزایش یافته و سوخت موجود در آن نیز زیاد شده و به دلیل عدم وقوع احتراق در داخل آن، هیدروکربن‌های نسوخته خروجی در موتور افزایش می‌یابند اما با بزرگ شدن بیشتر این ارتفاع، تا حدی که شعله بتواند در این ناحیه نفوذ کند، سوخت موجود در این ناحیه محترق شده و هیدروکربن‌های نسوخته در خروجی موتور کاهش می‌یابند [۲۱]. بررسی نتایج حاصل از تغییر ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول در مطالعه حاضر نشان می‌دهد که بازه تغییرات این متغیر در محدوده ای نیست که بتواند سبب بروز احتراق در شکاف ناحیه بالای حلقه اول و در نتیجه سبب افزایش انرژی تجمعی آزاد شده از واکنش‌های شیمیایی و کاهش هیدروکربن‌های نسوخته در خروجی موتور گردد. شکل ۱۷ مقدار اگزورژی شیمیایی را برای سه هندسه مختلف نشان می‌دهد.

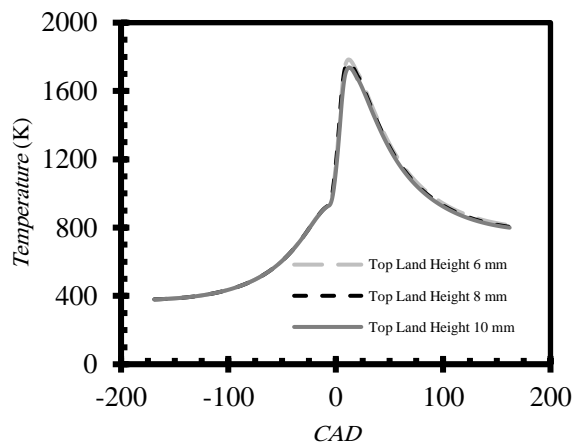
همان‌گونه که در این شکل مشخص است در ابتدا بدلیل مشابه بودن ترکیب داخل محفظه احتراق، مقدار اگزورژی شیمیایی برای هر سه هندسه یکسان است ولی پس از انجام فرآیند احتراق، به دلیل تفاوت در انرژی تجمعی آزاد شده مقدار اگزورژی شیمیایی ترکیب داخل محفظه دچار تغییر شده و هندسه‌ای که انرژی شیمیایی کمتری آزاد کرده، دارای اگزورژی شیمیایی بیشتری در خروجی می‌باشد.

اگزورژی شیمیایی مخلوط در هنگام باز شدن دریچه خروجی در صورت استفاده از شکاف ناحیه بالای حلقه اول با اندازه 6mm در مقایسه با اگزورژی شیمیایی مخلوط در هنگام باز شدن دریچه خروجی در صورت استفاده از شکاف ناحیه بالای حلقه اول با اندازه 10mm به اندازه 22.26% کمتر است.

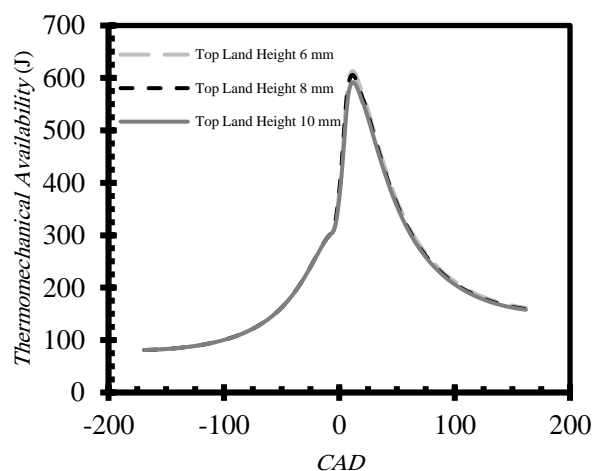
۲-۴- تاثیر ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول بر نابودی اگزورژی

۲-۴-۱- اگزورژی ترمومکانیکی

با توجه به شکل‌های ۱۳ و ۱۴ مشخص می‌گردد که در ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول برابر با 6mm که نسبت به اندازه محفظه احتراق پایه کمترین است، بیشترین دمای داخل استوانه و در نهایت بیشترین اگزورژی ترمومکانیکی ایجاد می‌شود و در ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول برابر با 10mm، مقدار اگزورژی ترمومکانیکی به حداقل رسیده است. این امر به این دلیل می‌باشد که با افزایش ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول سطح انتقال حرارت افزایش یافته و با انتقال یافتن حرارت به بیرون از محفظه احتراق، متوسط دمای مخلوط داخل استوانه به طور جزئی کاهش می‌یابد. شکل ۱۵ کانتور توزیع دمای داخل محفظه احتراق را برای هر سه نمونه شبیه سازی شده نشان می‌دهد.



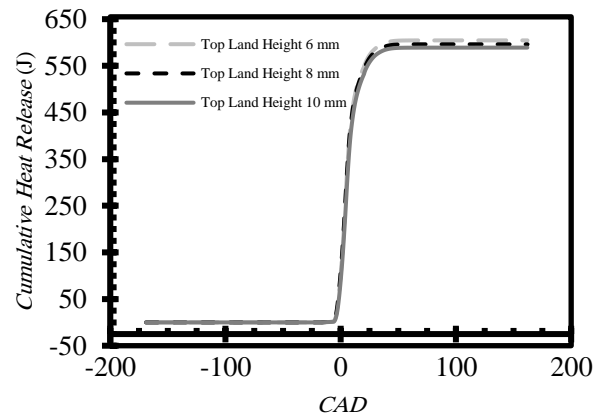
شکل ۱۳: تاثیر ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول بر دمای داخل استوانه



شکل ۱۴: تاثیر ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول بر اگزورژی ترمومکانیکی

۳-۲-۴- اگزرژی کار

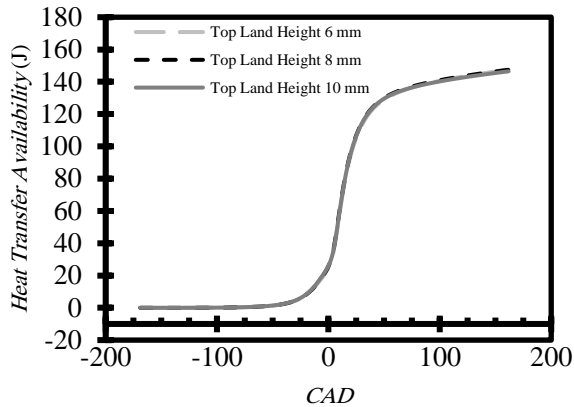
همان‌گونه که اشاره شد با افزایش ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول دمای ترکیب داخل محفظه و مقدار سوخت سوخته شده کاهش می‌یابد. این عوامل سبب کاهش فشار داخل استوانه و به تبع آن، کار تولیدی می‌شود. نتایج شکل ۱۸ نیز موید همین مطلب است بطوری‌که بیشترین اگزرژی کار در ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول 6mm و کمترین آن در ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول 10mm ایجاد می‌شود.



شکل ۱۶: تاثیر ارتفاع مدنظر بر نرخ آزاد سازی تجمعی

۴-۲-۴- اگزرژی انتقال حرارت

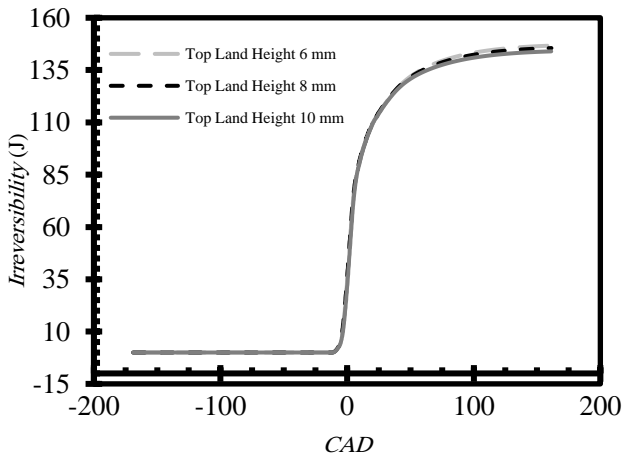
شکل ۱۹ اگزرژی انتقال حرارت را برای هندسه‌های مختلف نشان می‌دهد. همانگونه که در این شکل نشان داده شده است مقدار اگزرژی اتلاف شده در اثر انتقال حرارت برای هر سه هندسه یکسان می‌باشد. این پدیده به این سبب است که اگر چه با افزایش سطح انتقال حرارت، مقدار حرارت انتقال یافته افزایش می‌یابد اما به دلیل کاهش دمای داخل محفظه با توجه به رابطه (۲)، مقدار کلی اگزرژی اتلافی از طریق انتقال حرارت تقریباً ثابت باقی می‌ماند.



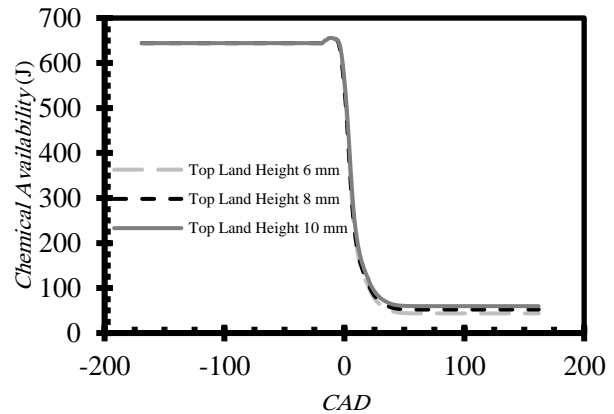
شکل ۱۹: تاثیر ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول بر اگزرژی انتقال حرارت

۴-۲-۵- بازگشت‌ناپذیری

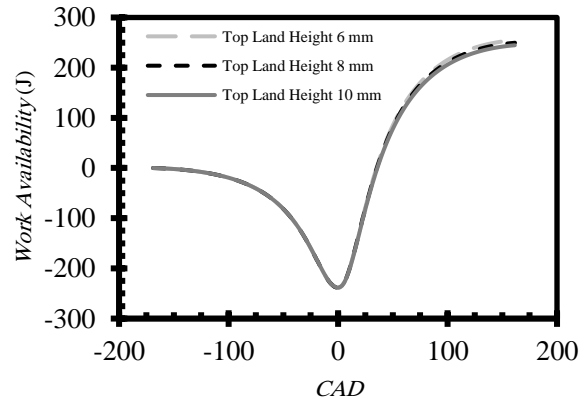
شکل ۲۰ مقدار بازگشت‌ناپذیری را برای مقادیر مختلف ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول نشان می‌دهد، بطوری‌که بازگشت‌ناپذیری شکاف 6mm به اندازه 2.3% بیش از بازگشت‌ناپذیری شکاف 10mm است. همان‌گونه که در این شکل نشان داده شده است با افزایش ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول مقدار بازگشت‌ناپذیری کاهش یافته است. در واقع به دلیل افزایش دما با کاهش ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول براساس شکل ۱۵، بازگشت‌ناپذیری نیز بیشتر افزایش یافته است.



شکل ۲۰: تاثیر ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول بر بازگشت‌ناپذیری



شکل ۱۷: تاثیر ارتفاع مدنظر بر اگزرژی شیمیایی



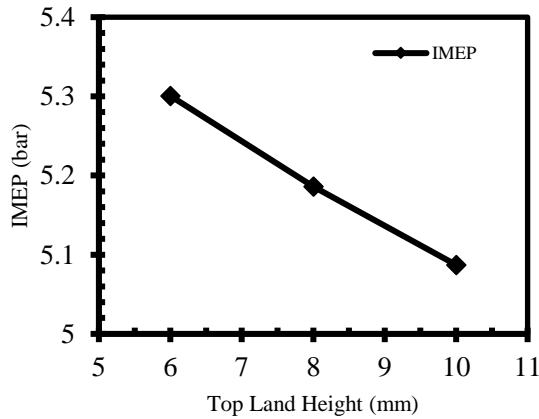
شکل ۱۸: تاثیر ارتفاع مدنظر بر اگزرژی کار

۶-۲-۴- آلاینده‌گی

شکل ۲۱ نمودار تولید آلاینده‌ها را با تغییرات ارتفاع شکاف ناحیه بالای رینگ اول نشان می‌دهد. همانگونه که در شکل مشاهده می‌شود با افزایش ارتفاع شکاف ناحیه بالای رینگ اول، HC افزایش می‌یابد. دلیل این امر پایین بودن مشهود دما در ناحیه شکاف بالای رینگ اول به دلیل مجاورت با دیواره‌های محفظه احتراق می‌باشد. دمای پایین این منطقه سبب می‌شود تا ذرات هیدروکربنی موجود در این ناحیه فرایند اکسایش را طی نکرده و بصورت نسوخته باقی بمانند. از طرف دیگر به دلیل ابعاد محدود این ناحیه شعله‌های تشکیل شده در سایر نواحی نمی‌توانند به داخل شکاف ناحیه بالای رینگ اول نفوذ کنند و باقی می‌ماند. هر چه حجم این منطقه افزایش یابد مقدار هیدروکربن‌های به دام افتاده در آنجا نیز افزایش یافته و آلاینده هیدروکربنی نیز زیاد می‌شود.

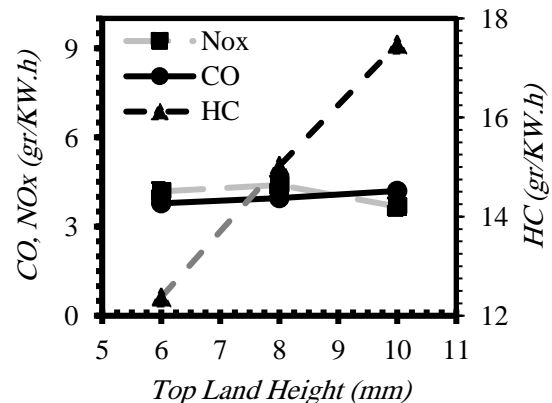
شکل ۲۱ نشان می‌دهد که تغییر ارتفاع شکاف ناحیه بالای رینگ تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر تولید آلاینده‌های CO و NOx نداشته است.

محفظه احتراق و کاهش کار تولیدی شده و سبب کاهش بازگشت‌ناپذیری (به دلیل کاهش دما) می‌گردد. فشار متوسط موثر در حدود 4.12% با افزایش ارتفاع شکاف ناحیه اول از 6mm به 10mm، افزایش می‌یابد.



شکل ۲۲: تاثیر ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول بر فشار متوسط موثر

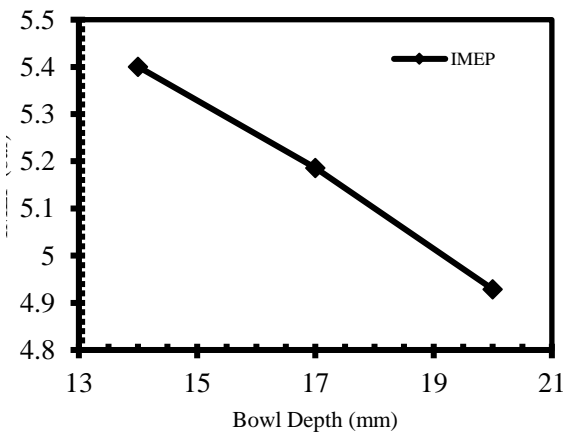
همچنین شکل ۲۳ روند تغییرات فشار متوسط موثر را به ازای تغییرات عمق کاسه سنبه نشان می‌دهد. افزایش عمق کاسه سنبه سبب کاهش فشار متوسط موثر شده و به تبع آن بازده قانون اول را نیز کاهش می‌دهد و از طرف دیگر نیز سبب افزایش بازگشت‌ناپذیری و کاهش بازده قانون دوم ترمودینامیک می‌گردد. بنابراین استفاده از مقادیر کوچکتر عمق کاسه سنبه (البته در محدوده آزموده شده) می‌تواند سبب افزایش بازده‌های قوانین اول و دوم گردد. دلیل این امر افزایش انتقال حرارت و به تبع آن افزایش انتقال حرارت به بیرون با افزایش عمق کاسه سنبه می‌باشد که سبب کاهش کار و افزایش بازگشت‌ناپذیری می‌گردد. استفاده از عمق کاسه سنبه 14mm فشار متوسط موثر را به اندازه 9.09% نسبت به عمق کاسه 20mm افزایش می‌دهد.



شکل ۲۱: تاثیر ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول بر آلاینده‌های خروجی از موتور

۳-۴- تاثیر هندسه بر فشار متوسط موثر

شکل ۲۲ روند تغییرات فشار متوسط موثر را به ازای تغییرات ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه نشان می‌دهد. همانگونه که در این شکل نشان داده شده است با افزایش ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه، فشار متوسط موثر کاهش یافته است. بنابراین کار تولیدی کاهش یافته و بازده قانون اول موتور نیز کاهش یافته است که پدیده‌ای نامطلوب است. در حالی که بازگشت‌ناپذیری نیز با افزایش ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه کاهش یافته است که این امر به منزله افزایش بازده قانون دوم می‌باشد که پدیده‌ای مطلوب است. دلیل این امر کاهش واکنش‌های شیمیایی انجام یافته و به تبع آن کاهش انرژی شیمیایی آزاد شده با افزایش ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه می‌باشد که سبب کاهش دمای



شکل ۲۳: تاثیر عمق کاسه سنبه بر فشار متوسط موثر

SAE Technical Paper, pp. 2004.

[2] T. Kamimoto, H. Yokota, H. Kobayashi, *Effect of high pressure injection on soot formation processes in a rapid compression machine to simulate diesel flames*, 0148-7191, SAE Technical Paper, pp. 1987.

[3] J. Li, W. Yang, D. Zhou, Review on the management of RCCI engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 69, pp. 65-79, 2017.

[4] C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis, Development of cumulative and availability rate balances in a multi-cylinder turbocharged IDI diesel engine, *Energy Conversion and Management*, Vol. 38, pp. 347-369, 1997.

[5] C. D. Rakopoulos, M. A. Scotta, D.C. Kyritsis, E. G. Giakoumis, Availability analysis of hydrogen/natural gas blends combustion in internal combustion engines, *Energy*, Vol. 33, No. 2, pp. 248-255, 2008.

[6] J. A. Caton, On the destruction of availability (exergy) due to combustion processes with specific application to internal combustion engines, *Energy*, Vol. 25, pp. 1097-1117, 2000.

[7] A. K. Amjad, R. K. Saray, S. M. S. Mahmoudi, A. Rahimi, Availability analysis of nheptane and natural gas blends combustion in HCCI engines, *Energy*, Vol. 36, No. 12, pp. 6900-6909, 2011.

[8] H. Feng, C. Zhang, M. Wang, D. Liu, X. Yang, L. Chiafon, Availability analysis of n-heptane/iso-octane blends during low-temperature engine combustion using a single-zone combustion model, *Energy Conversion and Management*, Vol. 84, pp. 613-622, 2014.

[9] E. Neshat, R. K. Saray, V. Hosseini, Investigation of the effect of reformer gas on PRFs HCCI combustion based on exergy analysis, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 14, No. 7, pp. 4278-4295, 2016.

[10] A. Khaliq, S. K. Trivedi, Second Law Assessment of a Wet Ethanol Fuelled HCCI Engine Combined With Organic Rankine Cycle, *ASME Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 134, No. 2, pp. 022201, 2012.

[11] A. Khaliq, S. K. Trivedi, I. Dincer, Investigation of a Wet Ethanol Operated HCCI Engine Based on First and Second Law Analyses, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 10, pp. 1621-1629, 2012.

[12] A. Khaliqa, F. Khalidb, P. B. Sharmaa, I. Dincerc, Energetic and exergetic analyses of a hydrogen-fuelled HCCI engine for environmentally benign operation, *International Journal of Sustainable Energy*, Vol. 33, No. 2, pp. 367-385, 2014.

[13] Y. Li, M. Jia, Y. Chang, S. L. Kokjohn, R. D. Reitz, Thermodynamic energy and exergy analysis of three different engine combustion regimes, *Applied Energy*, Vol. 180, pp. 849-858, 2016.

[14] Y. Li, M. Jia, Y. Chang, G. Xu, *Comparing the Exergy Destruction of Methanol and Gasoline in Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Engine*, 0148-7191, SAE Technical Paper, pp. 2017.

[15] M. Mohebbi, M. Reyhanian, I. Ghofrani, A. A. Aziz, V. Hosseini, Availability analysis on combustion of n-

۵- نتیجه گیری

در مقاله حاضر تاثیر متغیرهای هندسی سنبه از قبیل عمق کاسه سنبه و ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول در موتور احتراق تراکمی تنظیم واکنشی کارکرد سبک با سوخت گاز طبیعی و دیزل مورد بررسی قرار گرفت. نتایج به دست آمده نشان دادند که از بین دو متغیر مذکور، عمق کاسه سنبه تاثیر بیشتری بر اگزرژی کار، اگزرژی انتقال حرارت و بازگشت ناپذیری دارد. این در حالی است که ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول اثر محسوسی بر عبارت‌های مختلف اگزرژی نداشته و فقط به دلیل اینکه این متغیر یکی از منابع تولید هیدروکربن‌های نسوخته می‌باشد، بر کیفیت احتراق انجام یافته و به تبع آن بر اگزرژی شیمیایی اثر گذار می‌باشد. همچنین نتایج نشان دادند که عامل تاثیرگذار بر افزایش بازده قانون دوم با افزایش ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول، کاهش واکنش‌های شیمیایی می‌باشد و عامل موثر بر کاهش بازده قانون دوم با افزایش عمق کاسه سنبه، افزایش سطح انتقال حرارت می‌باشد.

فهرست علائم

A	اگزرژی (J)
G	انرژی آزاد گیبس (J/kg)
H	آنتالپی (J/kg)
I	بازگشت ناپذیری (J)
M	جرم (kg)
P	فشار (Pa)
Q	حرارت (J)
Ru	ثابت جهانی گازها (J/mol.K)
s	انترپپی (J/K)
T	دما (K)
V	حجم (m^3)
W	کار (J)

علائم یونانی

θ	زاویه لنگ
----------	-----------

زیر نویس‌ها

ch	شیمیایی
Fv	تبخیر سوخت
Tm	ترمو مکانیکی

مراجع و منابع

[1] J. William, *The Federal Government's Role in Reducing Heavy Duty Diesel Emissions*, 0148-7191,

Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 224, No. 9, pp. 1141-1159, 2010/09/01, 2010.

[19] S. Jafarmadar, N. Javani, Exergy analysis of natural gas/DME combustion in homogeneous charge compression ignition engines (HCCI) using zerodimensional model with detailed chemical kinetics mechanism, *International journal of Exergy*, Vol. 15, pp. 363-381, 2014.

[20] S. Jafarmadar, P. Nemati, Exergy analysis of diesel/biodiesel combustion in a homogenous charge compression ignition (HCCI) engine using three-dimensional model, *Renewable Energy*, Vol. 99, pp. 514-523, 2016.

[21] M. Christensen, B. Johansson, A. Hultqvist, *The effect of piston topland geometry on emissions of unburned hydrocarbons from a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine*, 0148-7191, SAE Technical Paper, pp. 2001.

heptane and isoctane blends in a reactivity controlled compression ignition engine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, pp. 0954407017731167, 2017.

[16] K. Poorghasemi, R. K. Saray, E. Ansari, B. K. Irdmoussa, M. Shahbakhti, J. D. Naber, Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine, *Applied Energy*, Vol. 199, pp. 430-446, 2017.

[17] H. Wang, M. Yao, R. D. Reitz, Development of a Reduced Primary Reference Fuel Mechanism for Internal Combustion Engine Combustion Simulations, *Energy & Fuels*, Vol. 27, No. 12, pp. 7843-7853, 2013/12/19, 2013.

[18] A. Rahimi, E. Fatehifar, R. K. Saray, 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, *Proceedings of the*



Investigation of the effect of piston geometrical parameters on RCCI engine performance based on second law of thermodynamic

M. Nazemian¹, E. Neshat^{2*}, R. Khoshbakhtisarai³, K. Pourghasemi⁴

¹Faculty of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran, me_nazemian@sut.ac.ir

²Faculty of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran, E_neshat@sut.ac.ir

³Faculty of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran, Khoshbakhti@sut.ac.ir

⁴Faculty of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Shabestar, Iran, kamran.poorghasemi@gmail.com

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 4 April 2018

Accepted: 26 September 2018

Keywords:

Reactivity controlled-compression ignition engine

Exergy

Natural gas

Diesel

Engine geometrical parameters

ABSTRACT

The reactivity controlled compression ignition engines have high thermal efficiency and low exhaust emission of nitrogen oxides and soot because of low temperature combustion. In this type of engines, low reactivity fuel is injected to air through intake port and high reactivity fuel is injected into the combustion chamber during compression stroke. The aim of current study is to investigate the effect of engine geometrical parameters on different terms of exergy in reactivity controlled compression ignition engines. In this study natural gas and diesel fuel are used as low and high reactivity fuels and effects of top land height and depth of piston bowl on different exergy terms are investigated. Engine is simulated utilizing a CFD model and the numerical data are compared to experimental data and the validity of model is evaluated. Thermomechanical exergy, chemical exergy, work, irreversibility and exergy loss due to heat transfer are calculated at each time step. The results show that the depth of piston bowl has more significant effect on heat transfer exergy in comparison to the top land height. Also, comparison to depth of piston bowl, the top land height affects chemical exergy terms significantly. Comparison to the top land height, depth of piston bowl affects total irreversibility more significantly.

