

تأثیر متغیرهای کلیدی یک موتور دوار بر روی عملکرد آن

مهدی میرزایی^{۱*}، سید مسعود هاشمی^۲، بهادر سرانجام^۳، علیرضا بینش^۴

^۱ دانشجوی دکترا مهندسی دریا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شیراز، ایران

m_mirzaei@mut.ac.ir

^۲ استادیار مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شیراز، ایران

m_hashemi@mut.ac.ir

^۳ استادیار مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شیراز، ایران

saranjam@mut.ac.ir

^۴ استادیار مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شیراز، ایران

alireza.binesh@yahoo.com

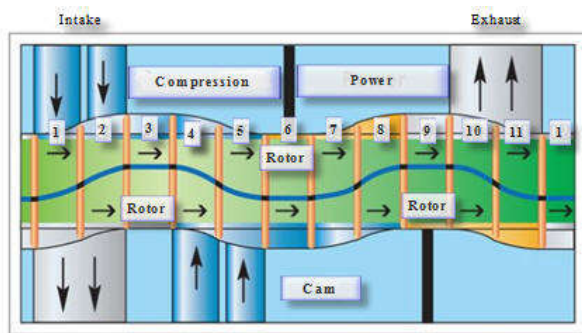
چکیده: موتور دوار پره‌ای گونه‌ای جدید از موتورهای دورانی با ویژگی‌های ویژه است که در برخی مراکز تحقیقاتی معتبر دنیا هنوز در مراحل تحقیقاتی می‌باشد. این موتور یک مکانیزم جابه‌جایی مثبت است که امکان رویداد چرخه چهارزمانه موتور بنزینی را در یک دور گردش میل‌گردان، با کمترین تعداد قطعات متحرک در مقایسه با موتورهای رفت‌وبرگشتی ایجاد می‌کند. در این مقاله، از مدل احتراق دو ناحیه‌ای برای موتور دوار پره‌ای بنزینی استفاده شده است. چرخه موتور بنزینی بر روی یک موتور چهارزمانه رفت‌وبرگشتی معادل با موتور دوار پره‌ای، پیاده‌سازی شده است. شبیه‌سازی بر مبنای معادلات انرژی، بقای جرم، معادله حالت و کسر جرم سوخته است. محفظه احتراق به دو ناحیه سوخته و نسوخته تقسیم شده و معادلات دیفرانسیل برای تغییر در فشار و دما در هر ناحیه توسعه داده شده است. تأثیر نسبت تراکم، ضریب نشستی و سرعت موتور را بر روی فشار و دمای بیشینه موتور دوار پره‌ای بررسی می‌شود. برنامه توسعه داده شده در نرم‌افزار متلب برای یک موتور دیگر نیز به کار رفته است و تطابق خوبی بین نتایج این برنامه و نتایج مربوطه برای صحت‌سنجی مشاهده شده است.

کلیدواژه‌ها: موتور دوار پره‌ای، ناحیه سوخته، شبیه‌سازی موتور، مدل احتراقی دونا حیه‌ای، کسر جرم سوخته.

* نویسنده مسئول

۱. مقدمه

در این مقاله پیکربندی مربوط به چرخه موتور بنزینی مطالعه شده است. در شکل (۲) چیدمان موتور به صورت باز شده نشان داده شده است. در جدول (۱) سعی شده تا وضعیت دوازده محفظه موتور در طول یک چرخه آن نشان داده شود.



شکل (۲): چیدمان موتور به صورت باز شده [۲]

جدول (۱): وضعیت هر محفظه در طول چرخه موتور

شماره	رویداد در قسمت زیرین	شماره	رویداد در قسمت بالایی
1,2,3,12	فرایند آگزوز	1,2	فرایند ورودی
3,4,5	فرایند ورودی	3,4,5	فرایند تراکم
6,7,8	فرایند تراکم	6,7,8	فرایند احتراق
9,10,11,12	فرایند احتراق	9,10,11	فرایند آگزوز

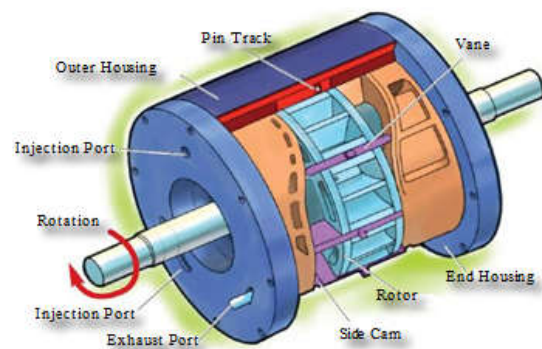
۲. ادبیات موضوع

شبیه‌سازی احتراق در موتور بنزینی توسط پاتل [۳] با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی انجام شده و سرعت اغتشاشی شعله در نسبت‌های هم‌ارزی و سرعت‌های مختلف تخمین زده شده است. از مدل احتراقی از پیش مخلوط شده در این مطالعه استفاده شده است. متان به عنوان سوخت اصلی در نظر گرفته شده که از سوختن آن بخار آب و دی اکسید کربن ایجاد می‌شود. برای پیش بینی سرعت اغتشاشی شعله در مدل از پیش مخلوط شده از نرم‌افزار فلونت استفاده شده است [۳].

چادهاری و همکاران [۴]، یک مدل تک‌ناحیه‌ای و صفربعدی بر مبنای تابع ویب^۱ در محیط سیمولینک^۲ به کار گرفتند تا عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای را بررسی کنند. مدل آنان^۳ برای اتلاف حرارتی از نوع جابه‌جایی در شبیه‌سازی چرخه موتور استفاده شده است. نتایج مربوط به محیط سیمولینک با نتایج آزمایشگاهی صحت‌سنجی شده است [۴].

دو دسته کلی موتورهای، یعنی موتورهای رفت‌وبرگشتی و دوار، در سطح دنیا هنوز توسط محققان موتور تحت مطالعه و تحقیق قرار دارند. به دلیل سادگی آب‌بندی محفظه احتراق در موتورهای رفت‌وبرگشتی، تاکنون بیشتر از آن‌ها استفاده شده است. اما هنوز مشکلات زیادی در این نوع موتورها برقرار است که بازده آن‌ها را محدود می‌کند. با وجود سادگی و مزایای آن‌ها، یکی از مشکلات موتورهای پیستونی اتلافاتی است که برای تبدیل حرکت رفت‌وبرگشتی به دورانی در آن‌ها ایجاد می‌شود. موتورهای دوار هنوز هم دارای پتانسیل‌های بسیاری مانند نسبت توان به وزن بالا و تعداد قطعات کمتر نسبت به موتورهای پیستونی هستند.

تاکنون بیشترین سهم مطالعات موتورهای دوار بر روی موتور وانکل انجام شده است. بسیاری از انواع دیگر موتورهای دوار، با توجه به ویژگی‌های قابل توجه آن‌ها، جذابیت بالایی برای محققان دارند. از جمله این موتورها موتور دوار پره‌ای می‌باشد. موتور دوار پره‌ای از یک میل‌گردان، دوازده پره و دو بادامک ثابت تشکیل شده است. این میل‌گردان در درون بادامک در داخل یاتاقان‌ها حرکت می‌کند. منحنی سطح هر بادامک دارای رابطه درجه پنج می‌باشد (به صورتی که دو مقدار ارتفاع کمینه و دو مقدار ارتفاع بیشینه دارد و هر کدام از مقادیر کمینه یا بیشینه از هم ۹۰ درجه فاصله دارد). دو بادامک نسبت به هم ۹۰ درجه اختلاف فاز دارد به صورتی که عمیق‌ترین قسمت یک بادامک در مقابل کم عمق‌ترین قسمت بادامک دیگر قرار دارد. در طراحی کنونی دوازده پره در شیارهایی در میل‌گردان به فاصله ۳۰ درجه قرار گرفته و در درون شیارها حرکت محوری دارند. ترکیب هوا و سوخت در بین دو پره، میل‌گردان و بادامک به دام افتاده و با تغییر ارتفاع بادامک یک چرخه موتور در طول ۳۶۰ درجه (در هر ۳۶۰ درجه دو فرایند تراکم و دو فرایند انبساط وجود دارد) طی می‌شود. طراحی موتور به گونه‌ای است که هم چرخه موتور بنزینی و هم چرخه موتور دیزل را بتوان بر روی آن پیاده کرد.



شکل (۱): نمای طرح‌واره موتور دوار پره‌ای [۱]

1. Weibe Function
2. Simulink
3. Annand's Model

مدل انتشار آلاینده‌ها بر مبنای معادلات کینتیک شیمیایی و مدل گشتاور مکانیکی می‌شود [۹].

در مرجع [۱۰]، ابزاری که به‌تازگی برای استفاده در شبیه‌سازی‌های پیچیده موتور احتراق داخلی، که با قسمت فشار بالای چرخه ترمودینامیکی در موتور اشتعال جرقه‌ای چهارزمانه سروکار دارد، معرفی شده است. این ابزار شبیه‌سازی چندناحیه‌ای بر مبنای روش ساده شبه‌ابعادی است که هندسه واقعی محفظه احتراق را ارائه می‌دهد و از روش خاصی برای تعریف تبدیل‌های شیمیایی در طول فرایند احتراق استفاده شده است. یک روش سینتیکی استاندارد با یک روش تطبیقی برای واکنش‌های شیمیایی سریع برای بهبود عملکرد عددی دسته معادلات ترکیب شده است. محفظه احتراق سه‌بعدی واقعی نیز با استفاده از ویژگی‌های هندسی در نظر گرفته شده است. یک ابزار نوین که قابلیت کاربرد برای پیش‌بینی متغیرهای ترمودینامیکی و یا حالت معکوس می‌باشد، در این تحقیق ارائه شده است.

تحلیل حساسیت نمادین یک مدل ریاضیاتی موتور اشتعال جرقه‌ای با مدل احتراقی دوناچه‌ای توسط ادیبی اصل و همکاران [۱۱] انجام شده است. مدل ریاضیاتی موتور اشتعال جرقه‌ای برای شبیه‌سازی سریع با دقت کافی برای پیش‌بینی متغیرهای ترمودینامیکی در هر زاویه از میل‌لنگ ایجاد شده است. از مدل شبه‌ابعادی برای شبیه‌سازی چرخه موتور چهارزمانه استفاده شده است. مدل احتراقی بر مبنای تئوری احتراقی دوناچه‌ای با یک مدل انتشار شعله اغتشاشی به دست آمده است [۱۱].

رضاپور و همکاران [۱۲]، یک مدل دوسوختی برای موتور اشتعال جرقه‌ای برای تحلیل و بهینه‌سازی ارائه کرده‌اند. این مدل بر مبنای مدل احتراق دوناچه‌ای، توانایی شبیه‌سازی احتراق اغتشاشی را دارد. این مدل امکان پیش‌بینی مقدار متغیرهای درون محفظه احتراق را دارد [۱۲].

در مرجع [۱۳]، اسمیت و همکاران یک کد صفر بعدی برای مدل احتراقی یک موتور دو‌پره‌ای توسعه دادند و آن را با کد ZMOTTO ناسا مقایسه کردند. با این مدل تصحیح شده صفر بعدی متغیرهای موتور مانند فشار محفظه احتراق، دمای دیواره موتور و اتلاف حرارت تخمین زده شده است. در این تحقیق، مدل برای یک موتور دو‌پره‌ای دیزل با نسبت تراکم ۱۷:۱ و سرعت بیشینه ۱۷۵۰ دور در دقیقه، توسعه داده شده است. از طرف دیگر، تعداد پره‌ها هشت عدد است و بدین صورت هر محفظه احتراق ۴۵ درجه از موتور را به خود اختصاص خواهد داد.

سزر و همکاران [۵]، تحلیل اگزورژی با استفاده از سوخت‌های گازی در موتور بنزینی را انجام دادند. به این منظور از یک مدل شبه‌ابعادی دوناچه‌ای^۱ استفاده شده است. فرایندهای تنفس و خروج محصولات احتراق با یک روش تخمینی ساده محاسبه شده درحالی‌که فرایندهای تراکم، احتراق و انبساط با جزئیات کافی شبیه‌سازی شده است. فرایند انتشار شعله اغتشاشی برای شبیه‌سازی احتراق استفاده شده است. قانون دوم ترمودینامیک برای انجام تحلیل اگزورژی در شبیه‌سازی چرخه استفاده شده است [۵].

آمایا و همکاران [۶]، از تحلیل‌های قانون اول و دوم برای شبیه‌سازی موتور اشتعال جرقه‌ای و محاسبه مقدار انتشار آلاینده‌ها استفاده کردند. یک مدل محاسباتی جریان به‌همراه فرایند احتراق مربوط به موتور اشتعال جرقه‌ای با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک ایجاد شده است. تحلیل اگزورژی برای سیلندر این نوع موتور در طول فرایند احتراق با استفاده از مدل احتراقی دوناچه‌ای انجام شده است [۶].

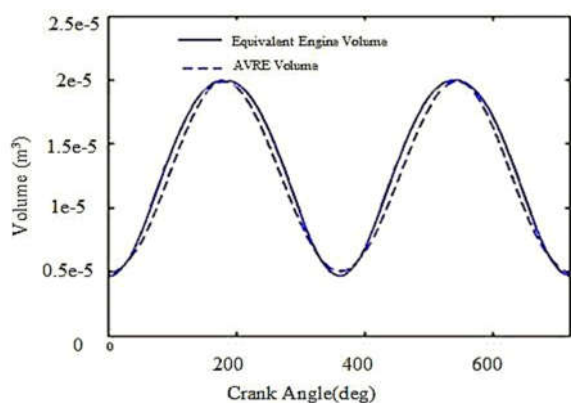
شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی یک موتور اشتعال جرقه‌ای برای سوخت‌های گازی در زوایای مختلف میل‌لنگ توسط ناگامانی و همکاران انجام شده است. در این مطالعه، از سوخت متان استفاده شده است. تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی با استفاده از حل‌گر موتور نرم‌افزار انسیس انجام شده است [۷].

آزاد شهرکی و همکاران [۸]، یک مدل از موتور تک‌سیلندر گازسوز آزمایشگاهی را با نرم‌افزار ای. وی. ال. بوست^۲ شبیه‌سازی و متغیرهای آلاینده‌گی آن را بررسی کردند. کالیبراسیون موتور یادشده در دور ثابت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و در سه بار مختلف ترمزی (کم، متوسط و درجه کاملاً باز) و همچنین در سه نسبت تراکم مختلف (۱۲، ۱۴ و ۱۶) و نسبت هوا به سوخت استوکیومتری انجام شده است. پس از اطمینان از کالیبراسیون موتور در نسبت هوا به سوخت استوکیومتری، مقادیر هوا به سوخت در بازه ۰/۸ تا ۱/۲۵ تغییر کرده و مقادیر آلاینده‌گی‌های اکسید نیتروژن و مونوکسیدکربن محاسبه شده است [۸].

شبیه‌سازی ریاضیاتی موتور اشتعال جرقه‌ای برای کاربردهای کنترلی که شامل پیش‌بینی مقدار انتشار آلاینده‌ها نیز می‌شود توسط ادیبی - اصل [۹] و همکاران انجام شده است. در این مقاله یک مدل موتور اشتعال جرقه‌ای با مبنای فیزیکی ارائه شده که شامل زیرمدلهایی از جمله مدل ترمودینامیکی شبه‌ابعادی تبادل گاز و چرخه‌های توانی، مدل دوناچه‌ای احتراقی و پیشرفت جبهه شعله،

1. Quasi dimensional two-zone model
2. AV L BOOST SOFTWARE

یا در موتور دوار پره‌ای میل‌گردان) می‌باشد. حجم محفظه در هر لحظه در واقع دربردارنده طول کورس، قطر سیلندر، شعاع میل‌لنگ و طول دسته شاتون است. به‌نوعی شاید منظور از عنوان صفربعدی این است که ابعاد محفظه احتراق به‌صورت مستقیم در نظر گرفته نمی‌شوند و تنها در مقدار حجم محفظه به‌صورت غیرمستقیم تأثیر دارند. البته شایان ذکر است که این روش تا به حال در مقالات زیادی برای موتورهای مختلف به کارگیری شده و جواب‌های با دقت قابل قبول ارائه کرده است. از آنجا که داده‌های آزمایشگاهی برای موتور دوار پره‌ای در دسترس نیست، با توجه به مرجع [۲] یک موتور پیستونی رفت‌وبرگشتی معادل با موتور دوار پره‌ای انتخاب شده است. شایان ذکر است که هر چرخه موتور دوار پره‌ای ۳۶۰ درجه به طول می‌انجامد درحالی‌که یک چرخه کامل موتور رفت‌وبرگشتی ۷۲۰ درجه به طول می‌انجامد. اگر فرض شود که چرخه هر دو موتور ۷۲۰ درجه طول می‌کشد، تغییرات حجم نسبت به زاویه میل‌محور تقریباً مشابه خواهد بود که در شکل (۳) قابل مشاهده است. شکل (۳) در واقع نشان‌دهنده تغییرات حجم برای موتور معادل انتخاب شده (که در جدول ۲، متغیرهای کلیدی آن ذکر شده) در کنار تغییرات حجم موتور دوار پره‌ای در ۷۲۰ درجه چرخش میل‌گردان می‌باشد.



شکل (۳): مقایسه بین موتور دوار پره‌ای و موتور رفت‌وبرگشتی انتخاب‌شده معادل

فهرستی از متغیرهای کلیدی موتور پیستونی معادل انتخاب‌شده در جدول (۲) ذکر شده است.

جدول (۲): متغیرهای کلیدی موتور انتخاب‌شده معادل

مقدار	متغیر
۰/۰۲۵۵	قطر سیلندر (میلی‌متر)
۰/۰۳	طول کورس (میلی‌متر)
۵۰	طول دسته شاتون (میلی‌متر)
۱/۰۵۳e-۵	حجم جاروب‌شده

در تحقیقی دیگر، کردی و همکاران [۱۴] به طراحی و مدل‌سازی و تحلیل موتور دوار پره‌ای پرداخته‌اند. در این تحقیق، یک مدل دوناچی‌ای شبه‌ابعادی به‌عنوان یک مدل ساده، سریع و دقیق برای شبیه‌سازی چرخه عملکرد موتور و یافتن فشار محفظه احتراق توسعه داده شده است. در این تحقیق، موتور دوار از نوع بنزینی با ۶ پره با سرعت بیشینه ۲۰۰۰ دور بر دقیقه شبیه‌سازی شده است.

در تحقیق حاضر، موتور بنزینی با ۱۲ پره با حداکثر سرعت ۷۰۰۰ دور در دقیقه شبیه‌سازی شده است. علاوه بر به‌دست‌آوردن توزیع فشار و دما بر اثر زاویه دوران میل‌گردان، تأثیر متغیرهای مهم موتور بر روی عملکرد موتور نیز به دست آمده است.

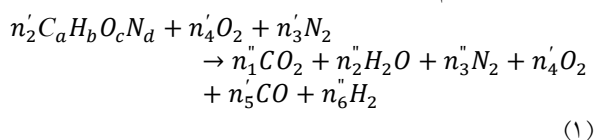
علاوه بر آن، با استفاده از روش صفربعدی، دما و فشار در هر قسمت از چرخه موتور به دست خواهد آمد. با توجه به فقدان کارهای آزمایشگاهی بر روی این نوع موتور دوار، بهترین راه برای دستیابی به داده‌هایی برای استفاده در محاسبات مختلف طراحی این موتور، این روش می‌باشد. بدین صورت رسیدن به طراحی‌های قابل قبول برای سازه، آب‌بندی، سیستم خنک‌کاری و دیگر بخش‌های پراهمیت موتور تسهیل خواهد شد.

۳. شبیه‌سازی چرخه موتور دوار پره‌ای با استفاده از مدل احتراقی دوناچی‌ای

در کار انجام‌شده بر روی موتور پیستونی در مراجع [۱۳ و ۱۴] نشان داده شد که فشار محفظه احتراق، دمای گاز و اتلاف حرارت را می‌توان با دقت قابل قبول با یک مدل صفربعدی پیش‌بینی کرد. برنامه نوشته‌شده برای شبیه‌سازی ترمودینامیکی موتور به‌صورت صفربعدی^۱ می‌تواند انتقال جرم کلی داخل سیلندر، انتقال حرارت و نرخ آزادسازی انرژی را با تقسیم کردن محفظه احتراق به یک، دو و یا چند ناحیه از پیش مخلوط‌شده به دست آورد. در مدل صفربعدی موتور رفت‌وبرگشتی، هندسه محفظه احتراق به‌صورت ساده‌شده در نظر گرفته می‌شود [۱۵]. در واقع این هندسه یک سیلندر با قطر، طول کورس و سطح کمینه است. در شبیه‌سازی صفربعدی مهم‌ترین مورد تغییر حجم با تغییر زاویه میل‌لنگ (و یا در موتور دوار پره‌ای میل‌گردان) می‌باشد؛ زیرا که هندسه موتور به‌صورت ساده‌شده در نظر گرفته می‌شود. در شبیه‌سازی صفربعدی، هندسه به‌صورت ساده‌شده در نظر گرفته می‌شود. بدین معنی که هندسه محفظه احتراق به‌صورت سه‌بعدی و دقیق در نظر گرفته نمی‌شود. در این نوع شبیه‌سازی، مهم‌ترین عنصر هندسی حجم محفظه در هر لحظه از زاویه میل‌لنگ (و

1. Zero dimensional Thermodynamic Engine Simulation

اکسیژن و d تعداد اتم‌های نیتروژن است.



جدول (۳): محصولات احتراق دما پایین ($T < 1000K$)

$\phi \leq 1$	$\phi > 1$	گونه‌های شیمیایی
a	$a - n_5$	CO_2
$\left(\frac{b}{2}\right)$	$\left(\frac{b}{2}\right) - d_1 + n_5$	H_2O
$\left(\frac{d}{2}\right) + 3.76\left(\frac{a_s}{\phi}\right)$	$\left(\frac{d}{2}\right) + 3.76\left(\frac{a_s}{\phi}\right)$	N_2
$a_s \left(\left(\frac{1}{\phi}\right) + 1\right)$	0	O_2
0	n_5	CO
0	$d_1 - n_5$	H_2

در جدول (۳) a_s ضریب استوکیومتری کربن است. کسر مولی باقی‌مانده y_r به صورت رابطه (۲) تعریف می‌شود [۱۶]:

$$y_r = \frac{n_r}{n_{fa} + n_r} = \frac{1}{\frac{n_{fa}}{n_r} + 1} \quad (2)$$

در رابطه فوق، n_r تعداد مول‌های باقی‌مانده و تعداد مول‌های نسبت سوخت به هوا می‌باشد. از آنجا که برای کسر جرمی باقی‌مانده داریم $\left(f = \frac{m_r}{m}\right)$ ، می‌توان آن را به صورت رابطه (۳) نوشت [۱۶]:

$$\frac{m_{fa}}{m_r} = \frac{1}{f} - 1 \quad (3)$$

که (m_r) و (m_{fa}) به ترتیب جرم باقی‌مانده و جرم سوخت به هوا می‌باشد و

$$\frac{m_{fa}}{n_r} = \frac{m_{fa} M_r}{m_r M_{fa}} = \frac{m_{fa} M''}{m_r M} \quad (4)$$

که (M_r) جرم مولی باقی‌مانده و (M_{fa}) جرم مولی هوا به سوخت می‌باشد. بعد از جایگذاری کسر مولی باقی‌مانده (y_r) به صورت رابطه (۵) قابل نوشتن است [۱۶]:

$$y_r = \left[1 + \frac{M''}{M'} \left(\frac{1}{f} - 1\right)\right]^{-1} \quad (5)$$

کسر جرمی گونه‌های شیمیایی (y_i) به صورت رابطه (۶) قابل نوشتن است [۱۶]:

$$y_i = \frac{n_i}{N} = \frac{n_i}{n_{fa}} y_{fa} + \frac{n_i}{n_r} y_r \quad (6)$$

برای صحت‌سنجی مدل صفربعدی دوناچه‌ای ایجاد شده برای موتور معادل انتخاب شده، این مدل برای موتور اشتعال جرقه‌ای بنزینی بررسی شده در مرجع [۱۵] استفاده شده است.

۴. مدل ریاضیاتی ترکیب سوخت و هوا

برای مطالعه کنونی، یک مدل احتراقی صفربعدی استفاده شده است. محفظه احتراق در این مطالعه به دو ناحیه تقسیم شده است. یکی ناحیه گازهای نسوخته که ترکیبی از سوخت، هوا و گازهای باقی‌مانده از احتراق و دیگری ناحیه گازهای سوخته که مخلوطی از ۱۰ محصول می‌باشد. همچنین فرض شده که این دو ناحیه دارای ترکیبات یکنواختی است. گفتنی است که گازهای سوخته در طول احتراق در تعادل شیمیایی هستند [۱۶].

در این بخش، یک چرخه همگن هوا-سوخت (که سوخت و هوا قبل از شروع احتراق به صورت کامل با یکدیگر ترکیب می‌شوند)، بررسی می‌شود. شبیه‌سازی بر مبنای معادلات انرژی، انتقال جرم، حالت و کسر جرمی سوخته است. همچنین فرض شده که هر دو ناحیه دارای فشار یکسان بوده و دمای احتراق همان دمای شعله آدیاباتیک بر مبنای آنتالپی مخلوط در شروع احتراق است. این تحلیل انتقال حرارت از دیواره‌های سیلندر و جرم نشستی از رینگ‌ها را نیز شامل می‌شود.

یک تابع معین آزادسازی انرژی برای تعیین مقدار گرمای اضافه‌شده در هر زاویه لنگ استفاده شده که مبین کسر جرمی سوخته در سیلندر است.

همان‌طور که پیش‌تر نیز ذکر شد، مدل احتراقی برای یک موتور رفت‌وبرگشتی معادل با موتور دو‌اره پره‌ای ایجاد شده است. در موتور رفت‌وبرگشتی، مقداری از محصولات احتراق نیز همراه با سوخت و هوا در محفظه احتراق وجود دارد؛ زیرا تمام محصولات احتراق از محفظه احتراق خارج نخواهد شد. از آنجا که در این تحقیق مدل احتراقی برای چنین موتوری توسعه داده شده، تعیین ترکیب محصولات احتراق باقی‌مانده در محفظه احتراق برای تحلیل مرحله تراکم و سپس برای تحلیل مخلوط نسوخته در پیشانی شعله الزامی است. همچنین این مورد فرض شده که دمای گازهای باقی‌مانده به اندازه کافی پایین ($T < 1000K$) است [۱۶]، بنابراین روابط بیان‌شده در جدول (۳) نشان‌دهنده ترکیب آن خواهد بود. مخلوط‌گازی باقی‌مانده در محفظه احتراق، شامل واکنش‌دهنده‌ها و محصولات احتراق خواهد بود. شایان ذکر است که ϕ نسبت هم‌ارزی، n'_i تعداد مول‌های واکنش‌دهنده‌ها و n''_i تعداد مول‌های محصولات، a تعداد اتم‌های کربن، b تعداد اتم‌های هیدروژن، c تعداد اتم‌های

موازنه اتم‌ها چهار معادله زیر را نتیجه خواهد داد:

$$\begin{aligned} C: a &= (y_1 + y_2)N \\ H: b &= (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)N \\ O: c + 2\left(\frac{a_s}{\phi}\right) &= (2y_1 + 2y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 \\ &\quad + y_9 + y_{10})N \\ N: d + 7.25\left(\frac{a_s}{\phi}\right) &= (2y_3 + y_{10})N \end{aligned} \quad (12)$$

که (N) در واقع تعداد کل مول‌هاست. بنا به تعریف مجموع تعداد مول‌ها باید برابر با یک باشد [۱۶].

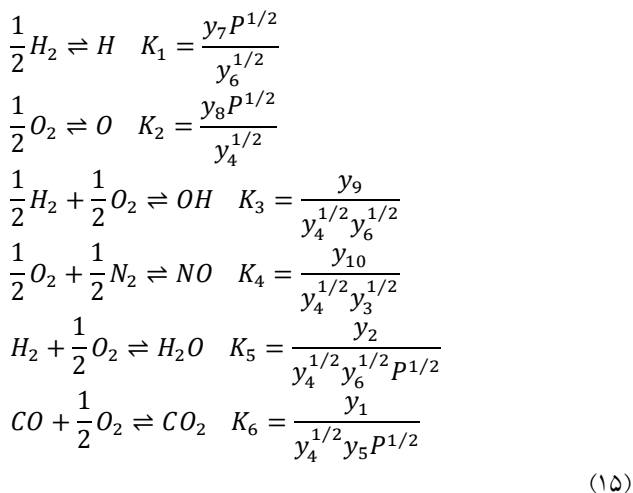
$$\sum_{i=1}^{10} y_i = 1 \quad (13)$$

از رابطه (۱۲) سه تعریف برای ثابت‌ها به دست می‌آید [۱۶]:

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{b}{d} \\ d_2 &= \frac{a}{a} + 2\frac{a_s}{\phi a} \\ d_3 &= \frac{d}{a} + \frac{7.52a_s}{\phi a} \end{aligned} \quad (14)$$

با جایگذاری در معادلات مربوط به موازنه اتم‌ها و با انجام برخی محاسبات، معادلات (۱۵) به دست خواهد آمد:

شش واکنش تعادلی گازی در این قسمت معرفی شده است. این واکنش‌ها، همان‌طور که در رابطه (۱۵) قابل مشاهده است، شامل تجزیه هیدروژن، اکسیژن، آب و کربن دی‌اکسید و تشکیل OH و NO می‌شود:



برای ثابت‌های تعادلی $K_i(T)$ با توجه به داده‌های جدول جانف^۱، در بازه $(600 < T < 4000)$ در مرجع [۱۳] برازش خم صورت گرفته (که دما T برحسب کلوین قرار داده شده است) و نتیجه به صورت رابطه (۱۶) نشان داده شده است [۱۴].

$$\sum_{i=1}^{10} y_i = 1 \quad (16)$$

(N) تعداد کل مول‌ها می‌باشد. از آنجا که روابط ذکرشده در دسته معادله (۷) برقرارند، می‌توان رابطه مربوط به کسر جرمی گونه‌های شیمیایی را به صورت رابطه (۸) نوشت [۱۶]:

$$\begin{aligned} y_{fa} &= 1 - y_a \\ y'_i &= \frac{n_i}{n_{fa}} \\ y''_i &= \frac{\dot{n}_i}{\dot{n}_r} \end{aligned} \quad (7)$$

$$y_i = (1 - y_r)y'_i + y_r y''_i = 0.6 \quad (8)$$

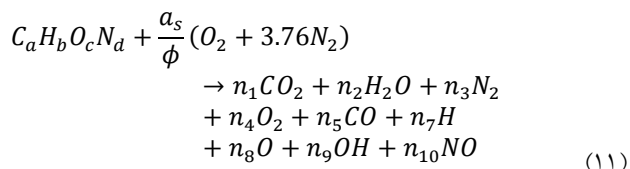
از آنجا که نه کسر جرمی مولی باقی‌مانده (y_i) و نه کسر جرمی مولی واکنش‌دهنده‌ها (y_i) به دما بستگی ندارد، دیفرانسیل‌گیری از رابطه (۸) نسبت به دما نتیجه‌ای به صورت زیر خواهد داشت [۱۶]:

$$\frac{\partial y_i}{\partial T} = y_r \frac{\partial y'_i}{\partial T} = y_r \frac{1}{N} \frac{\partial n_i}{\partial T} \quad (9)$$

بررسی دقیق جدول (۳) نشان می‌دهد که برای احتراق فقیر، هیچ‌یک از شش مشتق جزئی به دما بستگی نخواهد داشت. از این رو، می‌توان آن را به صورت زیر نوشت [۱۶]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial y_i}{\partial T} &= 0 \\ \frac{\partial y_i}{\partial T} &= y_r \frac{1}{N} \frac{\partial n_i}{\partial n_5} \frac{\partial n_5}{\partial K} \frac{\partial K}{\partial T} \end{aligned} \quad (10)$$

در شبیه‌سازی انجام‌شده در این تحقیق، سوخت از ابتدا با هوا با نسبت هم‌ارزی (ϕ) استوکیومتری ترکیب می‌شود. اجزای تشکیل‌دهنده و ویژگی‌های ترمودینامیکی مخلوط محصول، که با توجه به فرض انجام شده در دمای (T) و فشار (P) در تعادل هستند، می‌بایست تعیین شود. در این بخش یک حل عددی برای رسیدن به ویژگی‌های تعادلی محصولات احتراق بر مبنای ثابت‌های تعادلی بیان‌شده در مرجع [۱۶] ارائه شده است. استفاده از ثابت‌های تعادلی همچنین بر مبنای کمیته‌سازی بر طبق مرجع [۱۶] می‌توان گفت که اگر داشته باشیم $(\phi < 3)$ تنها گونه‌های شیمیایی مهم موجود در محصولات احتراق اکسیژن، هیدروژن، OH و NO می‌باشد. بنابراین واکنش زیر در نظر گرفته می‌شود:



$$\frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta} - \frac{V}{m^2} = x \frac{dv_b}{d\theta} + (1-x) \frac{dv_u}{d\theta} + (v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta}$$

$$\frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta} - \frac{VC}{m\omega} = x \frac{dv_b}{dT_b} \frac{dT_b}{d\theta} + (1-x) \frac{dv_u}{dT_b} \frac{dT_b}{d\theta} + (v_b - v_u) + \left[x \frac{dv_b}{dP} \right] \quad (21)$$

انرژی درونی مخصوص کلی سیستم (u) حاصل مجموع انرژی درونی نواحی سوخته (u_b) و نسوخته (u_u) است:

$$u = \frac{U}{m} = xu_b + (1-x)u_u \quad (22)$$

که (u_b) انرژی درونی گاز سوخته در دمای (T_b) و (u_u) انرژی گاز نسوخته در دمای (T_u) است. از آنجا که انرژی درونی نیز تابعی از فشار و دماست، می‌توان قانون زنجیره‌ای را برای هر دو ناحیه اعمال کرد [۱۶]:

$$\frac{\partial u_b}{\partial \theta} = \frac{\partial u_b}{\partial T_b} \frac{\partial T_b}{\partial \theta} + \frac{\partial u_b}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial \theta} = \left(c_{pb} - P \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \right) \frac{\partial T_b}{\partial \theta} - \left(T_b \frac{\partial v_b}{\partial T_b} + P \frac{\partial v_b}{\partial P} \right) \frac{\partial P}{\partial \theta} \quad (23)$$

که (c_{pb}) ضریب انتقال حرارت فشار ثابت برای قسمت سوخته است. و به صورت مشابه

$$\frac{\partial u_u}{\partial \theta} = \left(c_{pu} - P \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \right) \frac{\partial T_u}{\partial \theta} - \left(T_u \frac{\partial v_u}{\partial T_u} + P \frac{\partial v_u}{\partial P} \right) \frac{\partial P}{\partial \theta} \quad (24)$$

و (c_{pu}) ضریب انتقال حرارت فشار ثابت برای قسمت سوخته است. عبارت ($m du/d\theta$) در معادله انرژی، مربوط به نشتی می‌باشد که به صورت زیر قابل نوشتن است:

$$m \frac{du}{d\theta} = m \left[x \frac{du_b}{d\theta} + (1-x) \frac{du_u}{d\theta} + (u_b - u_u) \frac{dx}{d\theta} \right] = mx \left(c_{pb} - P \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \right) \frac{\partial T_b}{\partial \theta} + m(1-x) \left(c_{pu} - P \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \right) \frac{\partial T_u}{\partial \theta} - mx \left[\left(T_b \frac{\partial v_b}{\partial T_b} + P \frac{\partial v_b}{\partial P} \right) + m(1-x) \left(T_u \frac{\partial v_u}{\partial T_u} + P \frac{\partial v_u}{\partial P} \right) \right] \frac{dP}{d\theta} + m(u_b - u_u) \quad (25)$$

که عبارت $\frac{dm}{d\theta}$ مربوط به نشتی است و می‌توان برای آن رابطه (۲۶) را نوشت [۱۶]:

$$\frac{dm}{d\theta} = -\frac{m_1}{\omega} = -\frac{Cm}{\omega} \quad (26)$$

$$\log_{10}^{K_i(T)} = A_i \ln \left(\frac{T}{1000} \right) + \frac{B_i}{T} + C_i + D_i + E_i T^2 \quad (17)$$

ثابت‌های K_i تعادلی ناشی از برآزش خم (منظور E_i, C_i, A_i, B_i, D_i است) به صورت فهرست در جدولی در مرجع [۱۳] آمده است. با داشتن مقدار فشار، دما و نسبت هم‌ارزی، معادلات (۱۲)، (۱۳) و (۱۴) منتج به یازده معادله به‌همراه یازده مجهول خواهد شد که ده مجهول آن کسر جرمی‌ها (y_i) و یکی از آن‌ها نیز حاصل ضرب کلی تعداد مول‌هاست. با جایگزینی شش معادله مجزای واکنش در معادلات موازنه اتم، چهار معادله با چهار مجهول به دست خواهد آمد که به صورت عددی در این تحقیق حل شده است. در واقع کسر مولی محصولات و ویژگی‌های ترمودینامیکی سوخت مورد نظر (بنزین) را با داشتن مقدار فشار، دما و نسبت هم‌ارزی محاسبه می‌کند. با مشخص بودن کسر مولی محصولات، می‌توان محاسبات را ادامه داد و ویژگی‌های ترمودینامیکی مورد نظر از جمله آنتالپی، آنتروپی، حجم مخصوص، انرژی درونی و گرمای ویژه را برای آن حالت به دست آورد. آنتالپی یک ترکیب واکنشی از گازهای ایدئال وابسته به دما و فشار است و محاسبه گرمای مخصوص تعادلی ترکیب (c_p) نیازمند دانستن تغییرات مقدار کسر مولی ناشی از تغییر دماست. بنابراین مشتقات جزئی $\left(\frac{\partial y_i}{\partial T} \right)$ و $\left(\frac{\partial y_i}{\partial P} \right)$ نیز محاسبه شده‌اند. این معادلات با استفاده از روش نیوتن-رافسون حل شده‌اند. از سوی دیگر، معادله انرژی مربوط به سیستم باز که به محتویات محفظه احتراق اعمال شده، در زیر آمده است [۱۶]:

$$\frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + \frac{\dot{m}_1 h_1}{d\theta} = m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} + \frac{\dot{m}_1 h_1}{d\theta} \quad (18)$$

که (Q) انرژی حرارتی سیستم باز، (V) حجم سیستم باز، (U) انرژی درونی، (h_1) آنتالپی اولیه سیستم و (\dot{m}_1) دبی اولیه سیستم باز است. (θ) نیز زاویه گردش میل گردان است. حجم مخصوص (v) سیستم به صورت زیر به دست می‌آید:

$$v = \frac{V}{m} = xv_b + (1-x)v_u \quad (19)$$

که (x) کسر جرمی سوخته شده است. از آنجا که حجم مخصوص سیستم تابعی از دما و فشار است، می‌توان برای نواحی سوخته و نسوخته به صورت زیر معادلات را نوشت [۱۶]:

$$\frac{\partial v_b}{\partial \theta} = \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \frac{\partial T_b}{\partial \theta} + \frac{\partial v_b}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial \theta} \quad (20)$$

با دیفرانسیل‌گیری از معادله (۱۹) و استفاده از معادلات (۲۰) معادله (۲۱) به صورت زیر به دست خواهد آمد:

بیان می‌شود:

$$x = 0 \quad \theta < \theta_s \quad (32)$$

$$x = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \left(\frac{\pi(\theta - \theta_s)}{\theta_b} \right) \right)$$

$$x = 1 \quad \theta > \theta_s + \theta_s$$

معادله باقی‌مانده با وارد کردن آنتروپی گاز نسوخته در تحلیل به دست خواهد آمد. با فرض اینکه گاز نسوخته یک سیستم باز است که با نشت جرم و احتراق جرم آن کاهش می‌یابد، می‌توان نشان داد رابطه (۳۳) برقرار است:

$$-\dot{Q}_u = \omega m(1-x)T_u \frac{ds_u}{d\theta} \quad (33)$$

که s_u (آنتروپی گازهای نسوخته می‌باشد).

از آنجا که $s_u = s_u(T_u, P)$ می‌توان به نتیجه زیر رسید:

$$\frac{\partial s_u}{\partial \theta} = \frac{\partial s_u}{\partial T_u} \frac{\partial T_u}{\partial \theta} + \frac{\partial s_u}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial \theta}$$

$$= \frac{c_{pu}}{T_u} \frac{dT_u}{\partial \theta} + \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \frac{\partial P}{\partial \theta} \quad (34)$$

با حذف $\frac{ds_u}{d\theta}$ بین معادلات (۳۳) و (۳۴) نتیجه زیر به دست خواهد آمد:

$$c_{pu} \frac{dT_u}{\partial \theta} - T_u \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \frac{\partial P}{\partial \theta}$$

$$= \frac{-hA_u}{\omega m(1-x)} (T_u - T_w) \quad (35)$$

برای راحتی بیشتر متغیرهای زیر تعریف شده است:

$$A = \frac{1}{m} \left(\frac{dV}{d\theta} + \frac{VC}{\omega} \right)$$

$$B = \frac{hA_c}{\omega m} \left[\frac{1}{c_{pb}} \frac{\partial v_b}{\partial T_b} x^{1/2} (T_b - T_w) + \frac{1}{c_{pb}} \frac{\partial v_u}{\partial T_u} (1 - x^{1/2}) (T_u - T_w) \right]$$

$$C = -(v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} - \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \frac{h_u - h_b}{c_{pb}} \left[\frac{dx}{d\theta} - \frac{(x - x^2)C}{\omega} \right]$$

$$D = x \left[\frac{T_b}{c_{pb}} \left(\frac{\partial v_b}{\partial T_b} \right)^2 + \frac{\partial v_b}{\partial P} \right]$$

$$E = (1-x) \left[\frac{T_u}{c_{pu}} \left(\frac{\partial v_u}{\partial T_u} \right)^2 + \frac{\partial v_u}{\partial P} \right] \quad (36)$$

شش معادله‌ای که باید از آن‌ها انتگرال‌گیری شود به صورت زیر است:

که C ضریب ناشی و وابسته به طراحی رینگ است. ω نشان‌دهنده سرعت موتور است. از رابطه (۲۶) نتیجه می‌شود که جرم محتویات محفظه احتراق در هر زاویه میل‌لنگ (θ)، به صورت زیر کاهش خواهد یافت [۱۶]:

$$m(\theta) = m_1 \exp \left[-\frac{C(\theta - \theta_1)}{\omega} \right] \quad (27)$$

که (m_1) جرم اولیه محفظه احتراق در ابتدای تراکم است. عبارت $\left(\frac{dQ}{d\theta} \right)$ مربوط به اتلاف حرارت از گازهای سوخته (\dot{Q}_b) و نسوخته (\dot{Q}_u) بوده و به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{dQ}{d\theta} = -\frac{\dot{Q}_1}{\omega} = -\frac{-\dot{Q}_b - \dot{Q}_u}{\omega} \quad (28)$$

عبارت مربوط به اتلاف انرژی با یک معادله جابه‌جایی بیان می‌شود [۱۶]:

$$\dot{Q}_b = hA_b(T_b - T_w) \quad (29)$$

$$\dot{Q}_u = hA_u(T_u - T_w)$$

که h ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، A_u و A_b سطوح مربوط به نواحی گازهای سوخته و نسوخته در تماس با دیواره‌های سیلندر در دمای T_w می‌باشد. فرض شده که ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی مربوط به قسمت‌های نسوخته (h_u) و سوخته (h_b) برابر مقدار ثابت (h) می‌باشد $(h_b = h_u = h = cte)$. برای سطح مقطع‌های سوخته A_b و سوخته A_u فرض شده که سطح مقطع سیلندر را می‌توان به صورت زیر تقسیم کرد [۱۶]:

$$A_c = \frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b}$$

$$A_b = A_c x^{1/2}$$

$$A_u = A_c (1 - x^{1/2}) \quad (30)$$

فرض شده که کسری از مساحت سیلندر در تماس با گازهای سوخته با جذر کسر جرمی سوخته X متناسب است [۱۶]. در عمل مقدار نمای X ممکن است به وسیله آزمایش‌ها و یا بر مبنای فرضیاتی که برای شکل شعله انجام می‌گیرد، تعیین شود. آنتالپی اتلاف جرم ناشی از ناشی h_1 باید در نظر گرفته شود. در ابتدای فرایند احتراق گازهای نسوخته از رینگ‌ها عبور می‌کند. در انتهای فرایند احتراق، گاز سوخته از رینگ عبور می‌کند. از آنجا که احتمال دارد بخش بزرگ‌تری از گاز سوخته نسبت به گاز نسوخته خارج شود، مقدار کلی ناشی به صورت زیر در نظر گرفته شده است:

$$h_1 = (1 - x^2)h_u + x^2h_b \quad (31)$$

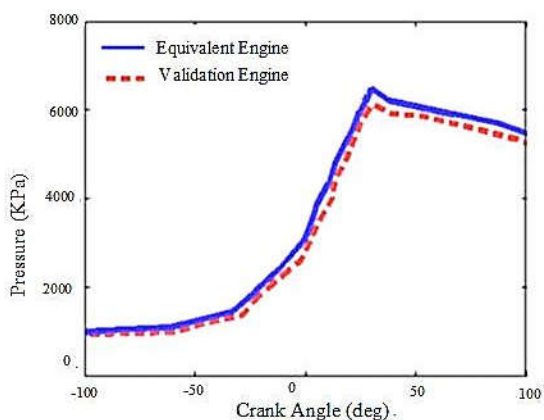
که در آن، $h_u = h(T_u, P)$ و $h_b = h(T_b, P)$ کسر جرمی سوخته‌شده، $x(\theta)$ با معادله آزادسازی انرژی به صورت رابطه (۳۲)

برنامه برای موتور اشتعال جرقه‌ای بررسی شده در مرجع [۱۵]، به کار رفته است. ویژگی‌های عملکردی موتور در جدول (۵) ذکر شده است.

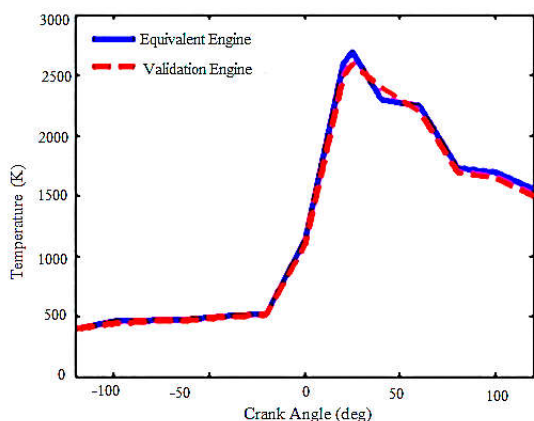
جدول (۵): ویژگی‌های عملکردی موتور استفاده شده برای صحت‌سنجی [۱۵]

مقدار	متغیر
۳/۹۵۰-۴	حجم جاروب شده (مترمکعب)
۸۳	نسبت تراکم
۱	نسبت هم‌ارزی
-۲۵ BTDC	شروع آزادسازی انرژی
۷۰	مدت زمان آزادسازی انرژی (درجه)
۴۰۰	دمای دیواره (درجه کلوین)
۵۰۰۰	سرعت موتور (دور بر دقیقه)
۸۶/۴	قطر سیلندر (میلی‌متر)
۶۷/۴	طول کورس (میلی‌متر)

تغییرات فشار و دما نسبت به زاویه میل‌لنگ برای موتور انتخاب شده برای صحت‌سنجی با استفاده از برنامه ایجاد شده، محاسبه شده است. نتایج به دست آمده با نتایج ذکر شده در مرجع [۱۵] در شکل‌های (۴) و (۵) مقایسه شده است. با مقایسه نتایج مشخص می‌شود که برنامه نوشته شده با دقت قابل قبولی، مقدار فشار و دما را پیش‌بینی می‌کند.



شکل (۴): مقایسه تغییرات فشار نسبت به زاویه میل‌لنگ در این مقاله و مرجع [۱۵]



شکل (۵): مقایسه تغییرات دما نسبت به زاویه میل‌لنگ در این مقاله و مرجع [۱۵]

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{A + B + C}{D + E}$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{-hA_c(T_b - T_w)}{\omega mc_{pb}x^{1/2}} + \frac{T_b}{c_{pb}} \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \frac{A + B + C}{D + E} + \frac{h_u - h_b}{xc_{pb}} \left[\frac{dx}{d\theta} - (x - x^2) \frac{C}{\omega} \right]$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{-hA_c(T_u - T_w)(1 - x^{1/2})}{\omega mc_{pu}(1 - x)} + \frac{T_u}{c_{pu}} \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \frac{A + B + C}{D + E}$$

$$\frac{dW}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta}$$

$$\frac{dQ_1}{d\theta} = \frac{hA_c}{\omega} [x^{1/2}(T_b - T_u) + (1 - x^{1/2})(T_u - T_w)]$$

$$\frac{dH_1}{d\theta} = \frac{Cm}{\omega} [(1 - x^{1/2})h_u + x^{1/2}h_b] \quad (37)$$

گفتنی است که W کار انجام شده و H_1 آنتالپی اولیه را نشان می‌دهد. ورودی‌های برنامه نوشته شده ویژگی‌های عملکردی موتوری خواهد بود که در جدول (۴) آمده است. این معادلات با روش عددی رونگ - کوتا حل شده است.

جدول (۴): ویژگی‌های عملکردی موتور شبیه‌سازی شده

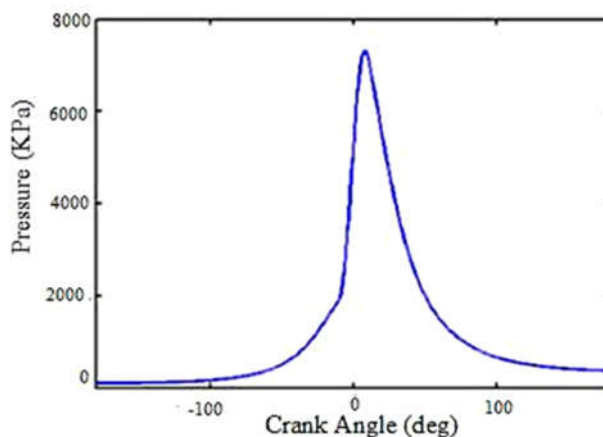
مقدار	متغیر
C_8H_{18}	سوخت
۱۰	نسبت تراکم
۱	نسبت هم‌ارزی
۱۰/۳	فشار ورودی (کیلوپاسکال)
۷۰۰۰	سرعت موتور (دور بر دقیقه)
۳۵۰	دمای ورودی (درجه کلوین)
۰/۱	عامل گازهای باقی مانده
۱۵	نسبت سوخت به هوا

۵. صحت‌سنجی مدل استفاده شده

روند حل شامل انتگرال‌گیری هم‌زمان از دسته معادلات دیفرانسیل برای به دست آوردن فشار، دمای ناحیه سوخته، دمای ناحیه نسوخته و در نهایت محاسبه مقدار کار انجام شده و حرارت منتقل شده است. از آنجا که هیچ‌گونه داده آزمایشگاهی برای موتور دوآر پره‌ای در دسترس نیست، تخمین‌هایی از متغیرهایی از جمله مدت فرایند احتراق، دمای دیواره سیلندر و دمای هوای ورودی به موتور انجام شده است. شبیه‌سازی چرخه موتور اشتعال جرقه‌ای بر روی موتور پیستونی معادل موتور دوآر پره‌ای که تغییرات حجم نسبت به زاویه میل‌لنگ آن تقریباً مشابه با موتور دوآر پره‌ای است، انجام شده است. برای صحت‌سنجی برنامه نوشته شده برای شبیه‌سازی صفر بعدی موتور اشتعال جرقه‌ای، این

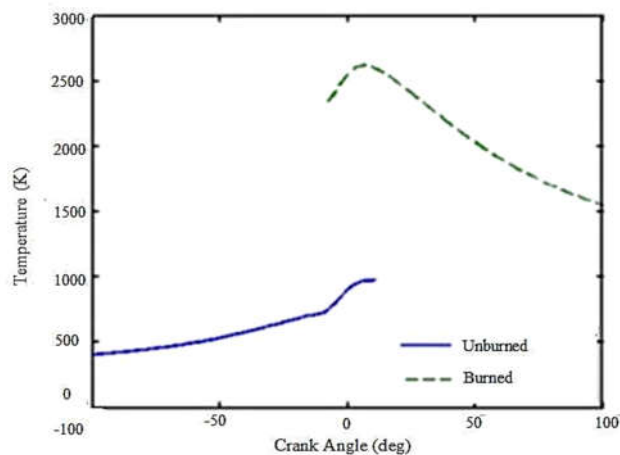
۶. بحث و نتیجه گیری

تغییرات فشار نسبت به زاویه میل لنگ برای موتور معادل به دست آمده که در شکل (۶) نشان داده شده است. همان طور که در این شکل دیده می شود، فشار بیشینه برابر با ۷۳۲۵ کیلوپاسکال است که در ۱۸۸ درجه در چرخه موتور رخ می دهد.



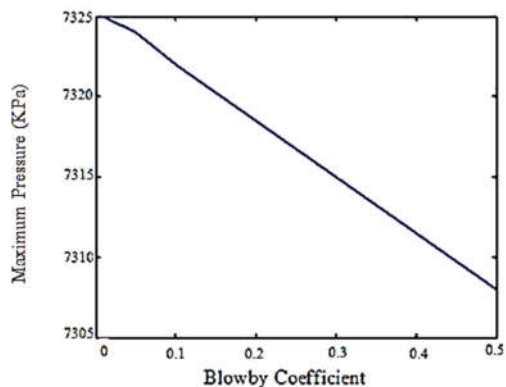
شکل (۶): تغییرات فشار نسبت به زاویه میل لنگ برای موتور معادل

تغییرات دما نسبت به زاویه میل لنگ برای کسرهای سوخته و نسوخته نیز با استفاده از برنامه ایجاد شده محاسبه شده که نتایج آن در شکل (۷) نشان داده شده است. همان طور که در شکل (۷) دیده می شود، بیشینه دمای در طول چرخه برابر با ۲۶۲۰ کلوین است.



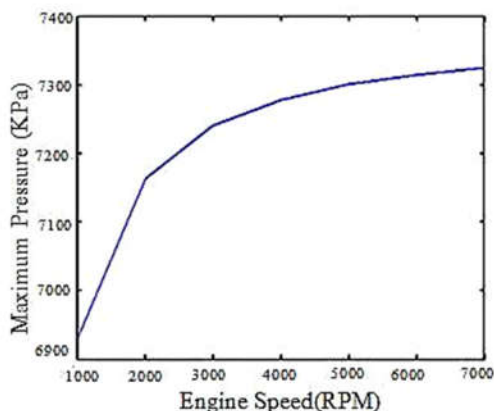
شکل (۷): تغییرات دما نسبت به زاویه میل لنگ برای موتور معادل

در شکل، مقدار بیشینه فشار (برحسب پاسکال) برای مقادیر مختلف ضرایب نشتی، نسبت تراکم و سرعت موتور رسم شده است. همان طور که انتظار می رفت، با افزایش ضریب نشتی، فشار بیشینه کاهش می یابد.

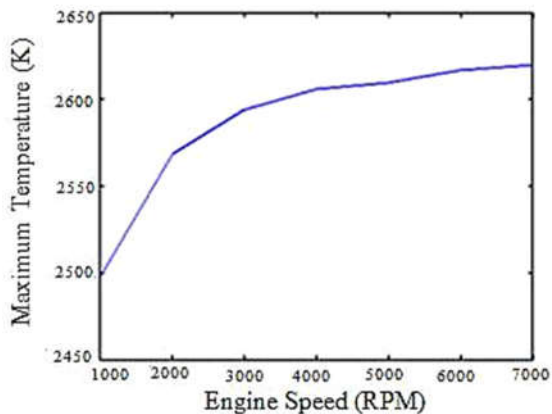


شکل (۸): فشار بیشینه نسبت به مقادیر مختلف ضریب نشتی

مقدار بیشینه فشار (برحسب پاسکال) و دما (برحسب کلوین) نسبت به سرعت موتور در شکل های (۹) و (۱۰) نشان داده شده است. در این مورد، مقدار بیشینه فشار و دما درحالی که ضریب نشتی و نسبت تراکم ثابت بوده، محاسبه شده است. همان طور که مشاهده می شود، مقدار بیشینه دما و فشار با افزایش سرعت موتور افزایش خواهد یافت.



شکل (۹): فشار بیشینه نسبت به مقادیر مختلف سرعت موتور

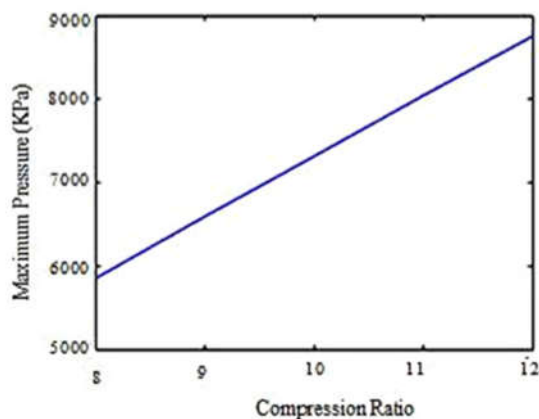


شکل (۱۰): دما بیشینه نسبت به مقادیر مختلف سرعت موتور

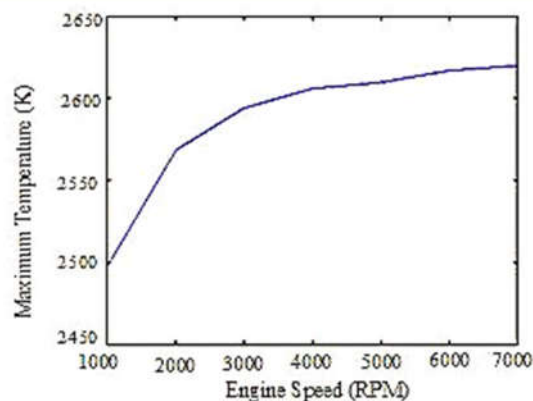
۷. نتیجه گیری

اثر نسبت تراکم، ضریب نشتی و سرعت موتور بر روی دما و فشار بیشینه با استفاده از یک مدل احتراقی دوناچه‌ای توسعه داده شده برای یک موتور دو‌اثر پره‌ای اشتعال جرقه‌ای در این مقاله، بررسی شده است. از آنجا که نتایج آزمایشگاهی برای موتور دو‌اثر پره‌ای در دسترس نیست، متغیرهایی از جمله مدت زمان احتراق، دمای دیواره سیلندر و دمای هوای ورودی تخمین زده شده است. شبیه‌سازی چرخه موتور بر روی موتور بنزینی چهارزمانه معادل انجام شده است. همان طور که در این تحقیق نشان داده شده، برنامه ایجاد شده می‌تواند تغییرات فشار و دما را با دقت قابل قبولی پیش‌بینی کند. متغیرهای کلیدی موتور معادل با استفاده از برنامه ایجاد شده با دقت مناسب محاسبه شده است که می‌توان از این داده‌ها در تحقیقات بعدی بر روی این نوع موتور دو‌اثر استفاده کرد. در شرایطی که داده‌های آزمایشگاهی برای این موتور در دسترس باشد، می‌توان تغییرات نهایی را در برنامه در برخی زمینه‌ها از جمله تغییر دمای دیواره سیلندر، مدت زمان احتراق و وزن مؤلفه‌های از پیش مخلوط شده و پخشی احتراق ایجاد کرد. فعالیت‌های تحقیقاتی آینده در این زمینه بر روی بهبود این برنامه با توجه به داده‌های آزمایشگاهی تمرکز خواهد داشت.

مقدار بیشینه فشار (برحسب پاسکال) و دما (برحسب کلونین) نسبت به مقادیر مختلف نسبت تراکم در شکل‌های (۱۱) و (۱۲) رسم شده است. مقادیر بیشینه فشار و دما در حالی که سرعت موتور و ضریب نشتی ثابت در نظر گرفته شده، محاسبه شده است. همان طور که دیده می‌شود، مقدار فشار و دمای بیشینه با افزایش نسبت تراکم افزایش می‌یابد.



شکل (۱۱): فشار بیشینه نسبت به مقادیر مختلف نسبت تراکم



شکل (۱۲): دما بیشینه نسبت به دورهای مختلف

مراجع

- [1] <https://forums.somethingawful.com/showthread.php?threadid=3524607>
- [2] <http://www.fuelly.com/forums/f12/375-hp-diesel-14576.html>
- [3] Patel, Shukla, et al., "Combustion Modeling of SI Engine for Predicting Behavior of I.C. Engine, A Review", International Journal of Advanced Researches in Engineering, Science & Technology (IJAREST), Vol. 2, pp. 145-155, 2015.
- [4] Chaudhari, et al., "Simulation Models for Spark Ignition", 4th International Conference on Advanced in Energy Researches, ICAER. Engine: A comparative Performance Study, Vol. 54, pp. 330-341, 2014.
- [5] Sezer, et al., "Exergetic Analysis of Using the Gaseous Fuels in Spark Ignition Engines", Journal of Thermodynamic and Heat transfer, Vol. 28, pp. 347-355, 2014.
- [6] Amaya, et al., "First and second thermodynamic law analyses applied to spark ignition engines modeling and emissions prediction", International Journal on Interactive design and Manufacture, Vol. 17, pp. 1-15, 2014.
- [7] Nagamani, et al., "Computation Fluid Dynamics Simulation of Spark Ignition Engine for Gaseous Fuels by Varying Crank Angles", International Journal & Magazine of Engineering, Technology, Management and Research, Vol. 2, pp. 1-5, 2015.
- [8] Azad, et al., "A Numerical for Prediction of Emission of Single Cylinder CNG Engine", Modares Mechanical Engineering Scientific Research Monthly Journal, Vol. 16, pp. 329-332, 2016.

- [9] Adibi-Asl, et al., "Math-based Spark Ignition Engine Modelling Including Emission Prediction for Control Applications", International Journal of Vehicle System Modelling and Test, Vol. 10, 2015.
- [10] Hvezda, "Multi-Zone Models of Combustion and Heat Transfer Processes in SI Engines", SAE Technical Paper, 2014-01-1067, 2014.
- [11] Smith, Thompson, Smith, "Zero Dimensional Combustion Modeling of an Axial Vane Rotary Engine", SAE Paper No. 970069, 1997.
- [12] Kordi, Esfahanian, "Axial Vane Rotary Engines Preliminary Design by Quasi Dimensional Modeling Technique", The Journal of Engine Research, Vol. 41, pp. 41-53, 2016.
- [13] Adibi-asl, et al., "Symbolic Sensitivity Analysis of Math-Based Spark Ignition Engine with Two-Zone Combustion Model", SAE Technical Paper 2014-01-1072, (2014). <https://doi.org/10.4271/2014-01-1072>
- [14] Rezapour, et al., "Bi-fuel SI Engine Model for Analysis and Optimization", Universal Journal of Mechanical Engineering, Vol. 2, pp. 71-82, 2014.
- [15] Abu-Nada, "Thermodynamic Modeling of Spark- Ignition Engine: Effect of Temperature Dependent Specific Heats", International communication in heat and mass transfer, Vol. 33, pp. 1264-1272, 2006.
- [16] Colin, Ferguson, Kirkpatrick, *Internal Combustion Engines Applied Thermosciences*, John Wiley & Sons Ltd, 2016.