

مدلسازی ترموسینتیکی تک‌ناحیه‌ای موتورهای اشتعال تراکمی بار همگن با سوخت‌پاشی مستقیم

دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران

استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران

مرتضی فتحی

امید جهانیان*

داود دومیری گنجی

چکیده

احتراق تراکمی بار همگن، یک مفهوم احتراقی مفید، از نظر بازدهی و میزان آلاینده‌های منتشره است. لیکن بازه کارکردی محدود سبب شده است که استفاده کاربردی از آن در موتورها تاکنون موفق نبوده باشد. یکی از روش‌های کاربردی نمودن آن، ترکیب با دیگر انواع احتراق است. تزریق مستقیم سوخت به محفظه احتراق راهبرد مناسبی برای نیل به این هدف می‌باشد. برای عملی نمودن این مفهوم در موتورها، بایستی مدل‌های معتبری برای پیش‌بینی عملکرد و نیز کاربردهای کنترلی توسعه یابد. مدل‌های تک‌ناحیه‌ای، مدل‌های سریع و مناسبی برای این منظور هستند. چون این احتراق با سینتیک شیمیایی کنترل می‌شود، در مدلسازی آن باید سینتیک شیمیایی احتراق لحاظ شود. بنابراین، در این مطالعه یک مدل ترموسینتیکی تک‌ناحیه‌ای توسعه داده می‌شود و با نتایج آزمون صحنه‌گذاری می‌گردد. با توجه به اینکه مهمترین فرض در مدل توسعه‌یافته، تبخیر بلادرنگ سوخت مایع پاشیده‌شده به درون محفظه احتراق است، صحت این مدل منجر به تأیید فرضیه شکل‌گیری احتراق اشتعال تراکمی بار همگن در حالت پاشش زود هنگام سوخت به درون سیلندر می‌شود. همچنین نتایج حاصل از این مدل تطابق خوبی با نتایج تجربی دارند. مدل توسعه‌یافته قادر است که زمان‌بندی احتراق را با دقت ۰/۵ درجه زاویه لنگ و توان تولیدی موتور را با دقت ۹۰ درصد پیش‌بینی نماید.

واژه‌های کلیدی: موتور اشتعال تراکمی بار همگن، پاشش سوخت، مدل تک‌ناحیه‌ای، چینه‌بندی مخلوط.

Single-zone Thermo-kinetic Modeling of Direct Injection Homogeneous Charge Compression Ignition (DI-HCCI) Engines

M. Fathi

Faculty of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

O. Jahanian

Faculty of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

D. Domiri Ganji

Faculty of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

Abstract

Homogeneous charge compression ignition (HCCI) is an advantageous combustion concept in terms of efficiency and pollutant emissions. However, its limited operating range suppressed its successful utilization. One applicable method to use this concept is to combine it with other combustion strategies. Direct fuel injection into the combustion chamber is an applicable strategy aiming at this target. To make this concept an applicable one for engines, there should be validated models both for performance prediction and control applications. Single zone models are good and rapid performance predictors and can be used in control applications. Due to the intrinsic characteristics of HCCI being a kinetically controlled combustion, chemical kinetics should be incorporated in modeling it. Therefore, in this study a stand-alone single-zone thermo-kinetic model is developed and validated against experimental measures. Since the main assumption of the developed model is the immediate vaporization of the injected liquid fuel, the validity of the model confirms the idea which states that in the case of early direct fuel injection, in-cylinder combustion can be regarded as HCCI. Furthermore, the results show good agreement with the measurements. The model predicts combustion phasing within 0.5 crank angle degrees while engine power is estimated with an acceptable accuracy of 90 percent.

Keywords: Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine, Fuel injection, Single-zone model, Charge stratification.

پذیرفته‌اند و همچنان در حال اجرا هستند. یکی از راه‌های مؤثر برای بهبود موتورهای درون‌سوز (افزایش بازدهی و کاهش آلاینده‌گی)، که بسیار مورد توجه محققین قرار گرفته است، فناوری موتورهای کم‌دماسوز^۱ است. این احتراق، یک احتراق خودبه‌خودی مخلوط پیش‌آمیخته یا اندک‌پیش‌آمیخته‌ای از هوا و سوخت بدون استفاده از منبع انرژی خارجی جهت اشتعال است [۱]. مهمترین راهبردهای

۱- مقدمه

با توجه به قوانین سختگیرانه در خصوص میزان آلاینده‌گی موتورهای درون‌سوز و نیز به دلیل کاهش روزافزون منابع سوخت‌های فسیلی، پژوهش‌های گسترده برای توسعه مفاهیم احتراقی که آلاینده‌گی کمتری را تولید نمایند، مصرف سوخت کمتری داشته باشند و نیز بتوانند از سوخت‌های متنوع استفاده نمایند، امری بایسته است. بنابراین پژوهش‌های فراوانی برای توسعه این مفاهیم احتراقی جدید که توانایی بهره‌گیری هم‌زمان از فواید موتورهای سنتی را داشته باشند انجام

¹ Low Temperature Combustion (LTC)

نسبت‌ها و واکنشگری‌های متفاوت ایجاد کردند که سبب شروع احتراق در زمانها و نرخهای مختلف می‌شوند [۵].

علیرغم اینکه هر سه نوع راهبرد کم‌دماسوز دارای مزایای آیندگی کم و بازده زیاد هستند، لیکن موتورهای احتراق تراکمی بار همگن در این زمینه از دو رقیب خود برتر هستند [۱۵-۱۷]. با این وجود بازه کارکردی موتورهای احتراق تراکمی بار همگن از این رقبای محدودتر است [۱۵-۱۷]، و از یک سو با بدسوزی در بارهای کم و مخلوط‌های فقیر و از دیگر سو با کوبش در بارهای زیاد و مخلوط‌های غنی محدود می‌گردد [۱۸]. بنابراین برای بهره‌گیری از مزایای این نوع احتراق در کاربردهای عملی لازم است آن را در بازه کارکردی بهینه خود مورد استفاده قرار داد. افزون بر آن، موتور مورد استفاده در صنعت یا حمل و نقل، باید برای تمامی نقاط کاری و توانها مناسب باشد. بنابراین ترکیب این شیوه احتراقی با دیگر راهبردهای احتراقی برای تکمیل بازه کارکردی موتور می‌تواند منجر به استفاده بهینه عملی از فواید منحصراً بفرد آن شود [۱۸]. برای حفظ سادگی و مقرون به صرفه بودن موتور در حالیکه همزمان نگرانی‌های زیست‌محیطی و اقتصاد سوخت در نظر گرفته می‌شوند، راهبردهای احتراقی اعمالی باید از بیشترین اجزای مشترک در ساخت موتور بهره‌گیرند. با عنایت به بهره‌گیری رو به رشد از سامانه‌های سوخت‌رسانی پرفشار مسیر مشترک^۴ در موتورهای امروزی، مشخصات سوخت‌پاشی (شامل زمان‌بندی، مقدار و عدد اکتان) می‌توانند به عنوان مهمترین و کاربردی‌ترین ابزار کنترلی برای تبدیل موتورهای احتراق تراکمی بار همگن به بهترین انتخاب در بازه کارکردی‌شان قلمداد شوند. از این رو، استفاده از سامانه‌های سوخت‌رسانی پاشش مستقیم که در خودروهای امروزی به صورت گسترده‌ای به کار می‌روند و امکان کنترل سوخت‌پاشی از منظر مقدار، زمان‌بندی، و تنوع سوختی را فراهم می‌آورند، ترکیب احتراق احتراق تراکمی بار همگن با دیگر راهبردها در موتورهای کاربردی میسر می‌سازند. بنابراین در تحقیق حاضر، موتورهای احتراق تراکمی بار همگن در شرایط سوخت‌پاشی مستقیم به درون سیلندر بررسی می‌شوند.

اصل پذیرفته‌شده در مورد احتراق احتراق تراکمی بار همگن این است که این نوع احتراق با واکنش‌های شیمیایی کنترل می‌گردد و نرخ آن متناسب با نرخ واکنش‌های سینتیک شیمیایی است. بنابراین برای پیش‌بینی صحیح عملکرد موتورهایی که از این نوع احتراق بهره می‌برند، سینتیک شیمیایی باید لحاظ گردد [۱۸-۱۹]. طبقه‌بندی مدل‌های توسعه‌داده‌شده برای موتورهای احتراق تراکمی بار همگن در [۱۸-۱۹] ارایه شده است. مدل‌های تک‌منطقه‌ای به‌واقع نشانگر احتراق ایده‌آل احتراق تراکمی بار همگن هستند. مطالعات متعددی این گونه از مدل‌سازی را برای بررسی این موتورها انتخاب نمودند [۲۰-۲۹]. ایده این گونه مدل‌سازی این است که تمامی خصوصیات محتویات داخل سیلندر به صورت یکنواخت در نظر گرفته می‌شوند و انتقال گرما بین سیال عامل و جداره سیلندر به صورت کلی و با استفاده از روابط تجربی موجود در ادبیات فن محاسبه می‌گردند. این مدل‌ها همواره به دلیل سریعتر (کمتر زمان‌بر) بودنشان، در کارهای توسعه‌ای موتور مورد اقبال

دستیابی به موتورهای کم‌دماسوز عبارتند از احتراق احتراق تراکمی بار همگن^۱ [۲-۴]، احتراق احتراق تراکمی کنترل‌شونده با قابلیت واکنشگری^۲ [۵]، و احتراق اندک‌پیش‌آمیخته^۳ [۶]. در موتورهای احتراق تراکمی بار همگن، سوخت به حدی زود به هوا اضافه می‌شود که منجر به ایجاد یک ترکیب همگن سوخت و هوا می‌گردد. تراکم این مخلوط همگن سبب شروع احتراق در کل محفظه احتراق می‌شود. این حالت، متفاوت از احتراق احتراق جرقه‌ای (که دارای شعله پیش‌رونده است) و احتراق احتراق تراکمی (که دارای جبهه شعله‌ای که به صورت محلی غنی است) می‌باشد. در این حالت هیچ کنترلی بر روی زمان‌بندی احتراق وجود ندارد. افزون بر آن، این نوع احتراق به گونه‌ای نقض غرض نیز می‌باشد، زیرا احتراق مخلوطی که کاملاً همگن باشد نتیجه‌اش انفجار است. بنابراین محققان همواره در پی این هستند که با حفظ مزایایی که این موتورها دارند با برهم‌زنی همگنی کامل مخلوط، دستیابی عملی به احتراق کم‌دماسوز را ممکن سازند.

موتورهای با احتراق اندک‌پیش‌آمیخته، به منظور کنترل بهتر بر زمان شروع احتراق توسعه یافتند. همانگونه که بیان گردید، همگنی مخلوط درون سیلندر منجر به احتراق بسیار سریع به واسطه احتراق همزمان در کل محفظه احتراق می‌شود که این امر موجب انفجار در موتورهای احتراق تراکمی بار همگن می‌گردد. همچنین همانگونه که عنوان شد کنترل زمان‌بندی احتراق در این حالت بسیار دشوار است. موتورهای با احتراق اندک‌پیش‌آمیخته برای غلبه بر این مشکلات معرفی گردیدند. مخلوط موجود در محفظه احتراق در این حالت، دیگر همچون موتورهای احتراق تراکمی بار همگن، کاملاً همگن نیست. در این نوع از احتراق، تأخیر در احتراق مطلوب به کمک جریان سیال درون سیلندر، کاهش نسبت تراکم، افزایش فشار پاشش سوخت و استفاده از میزان زیاد گازهای برگشتی حاصل می‌شود. در موتورهای با احتراق اندک‌پیش‌آمیخته، برای دستیابی به میزان مطلوبی از پیش‌آمیختگی سوخت و هوا، نیاز است که بین مراحل پاشش سوخت و احتراق، فاصله زمانی کافی و مشخص وجود داشته باشد. به دیگر بیان، تأخیر در احتراق باید بیش از مدت زمان سوخت‌پاشی باشد و احتراق پس از پایان سوخت‌پاشی آغاز گردد [۶]. در این نوع از احتراق، پاشش سوخت به درون محفظه احتراق به دو طریق یا در دو نوع زمان‌بندی، اجرا می‌شود. این روشها عبارتند از: سوخت‌پاشی زود هنگام [۶-۹]، و سوخت‌پاشی دیر هنگام [۹-۱۴].

در احتراق احتراق تراکمی کنترل‌شونده با قابلیت واکنشگری، چند نوع سوخت با قابلیت‌های واکنشگری مختلف در زمان‌های مشخص تزریق می‌گردند. این امر سبب می‌شود که قابلیت واکنشگری مخلوط درون محفظه احتراق، برای دستیابی به مدت زمان و نرخ مطلوب احتراق، کنترل گردد. عمده‌تاً در این رویکرد، سوخت‌های با قابلیت واکنشگری کم، خیلی زود تزریق می‌گردند (تزریق در راهگاه ورودی) و مخلوط همگن سوخت و هوا را ایجاد می‌نمایند. سپس، سوخت (های) واکنشگرتر مستقیماً به درون سیلندر تزریق می‌گردند؛ این تزریق دیر هنگام سبب می‌شود که بسته‌هایی از مخلوط سوخت و هوا با

¹ Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)

² Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI)

³ Partially Premixed Combustion (PPC)

⁴ High pressure common rail injection systems

- تزریق سوخت به صورت اضافه نمودن جرم گونه‌های سوختی (شامل ترکیب دلخواهی از مخلوط نرمال هپتان و ایزو اکتان) به مخلوط همگن هوا، گازهای برگشتی و سوخت در نظر گرفته می‌شود.
- فرض می‌شود که سوخت مایع پاشیده شده به درون محفظه احتراق، به صورت بلادرنگ تبخیر می‌گردد.
- انتقال گرما به دیواره‌های محفظه احتراق با مدل ویراسته ووشنی [۳۱] محاسبه می‌گردد.

با در نظر گرفتن این مفروضات و بهره‌گیری از قوانین بقای جرم و انرژی، مدل تک‌ناحیه‌ای احتراق حاصل می‌شود.

قانون بقای انرژی بر محتویات محفظه احتراق به صورت رابطه (۱) اعمال می‌گردد،

$$\frac{dU}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \frac{\delta Q_{\text{loss}}}{dt} + \frac{dm_f}{dt} h_f \quad (1)$$

از آنجاییکه بازه بدون تبادلات گازی چرخه برای مدل‌سازی در نظر گرفته می‌شود و نیز از اثرات درز و شکاف و گازهای نشتی صرف‌نظر می‌گردد، جریان جرمی در نظر گرفته شده برای قانون بقای انرژی در رابطه (۱) تنها به جرم سوخت تزریقی محدود می‌شود.

از آنجاییکه مدل تک‌ناحیه‌ای توسعه داده شده، در محیط برنامه‌نویسی MATLAB و با استفاده از مدول کانترا [۳۲] (برای مدل‌سازی احتراق و نیز محاسبه خواص ترمودینامیکی) اعمال شده است، حل معادله بقای انرژی به همراه آگاهی از حجم محفظه احتراق و جرم گونه‌های شیمیایی موجود در محفظه احتراق در هر لحظه، با بهره‌گیری از مدول کانترا، فشار لحظه‌ای یکنواخت محفظه را بدست می‌دهد. بنابراین نیاز است که پارامترهای موجود در معادله بقای انرژی ارائه شده در رابطه (۱) مدل‌سازی گردند.

حجم محفظه احتراق و نیز مشتق آن، از رابطه سینماتیکی لنگ و لغزنده ارائه شده در مراجع موتور [۳۳] محاسبه می‌گردد. جمله مربوط به انتقال انرژی حاصل از سوخت‌پاشی تنها در بازه زمانی شروع تا پایان سوخت‌پاشی در معادله انرژی وارد می‌گردد. پارامتر هدررفت گرما، خود عبارت است از مجموع هدررفت گرما به طریق انتقال گرما به دیواره محفظه احتراق و اتلافات مربوط به تبخیر سوخت مایع تزریق شده. بنابراین،

$$\frac{\delta Q_{\text{loss}}}{dt} = \frac{\delta Q_{\text{HT}}}{dt} + \frac{\delta Q_{\text{vap}}}{dt} \quad (2)$$

در رابطه (۲)، انتقال گرما به دیواره محفظه احتراق با استفاده از رابطه معروف ووشنی [۳۴] (البته در شکل ویراسته آن [۳۱]) آنگونه که در [۳۵] ارائه شده است، مدل و محاسبه می‌گردد. اتلاف گرما بواسطه تبخیر سوخت متناسب است با میزان سوخت تبخیر شده و به صورت رابطه (۳) محاسبه می‌گردد،

$$\frac{\delta Q_{\text{vap}}}{dt} = H_v \frac{dm_v}{dt} \quad (3)$$

بنابراین، تا اینجا مدل ریاضی غالب پارامترهای معادله بقای انرژی معرفی گردیدند، لیکن همانگونه که عنوان گردید برای محاسبه پارامتر فشار در رابطه (۱) و بالنتیجه برای تکمیل معادله دیفرانسیل تولیدی، نیاز است که جرم تمامی گونه‌های شیمیایی موجود در مخلوط حاضر

بوده‌اند. بویژه اگر قرار باشد که مکانیزم‌های سینتیک شیمیایی در فرآیند مدل‌سازی موتور مورد استفاده قرار گیرند، از آنجاییکه حل مدل‌های چندبعدی و حتی مدل‌های شبه‌ابعادی چندناحیه‌ای همراه با حل سینتیک شیمیایی (حتی برای ساده‌ترین سوخت‌ها همچون متان) زمان‌بر خواهند بود [۱۹]، بهره‌گیری از مدل‌های تک‌ناحیه‌ای برای اجرای مطالعات پارامتریک و نیز استفاده در ساختار کنترلی امری اجتناب‌ناپذیر خواهد شد.

بنابراین در مطالعه حاضر، یک مدل تک‌منطقه‌ای مستقل ترموسینتیک برای موتورهای اشتعال تراکمی بار همگن با سوخت‌پاشی مستقیم توسعه داده می‌شود. ایده این مدل‌سازی از این نکته نشأت می‌گیرد که در محدوده این گونه از احتراق (شرایطی که کل سوخت‌پاشی پیش از ۶۰ درجه زاویه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا رخ می‌دهد)، چینه‌بندی حاصل از سوخت‌پاشی مستقیم به درون محفظه احتراق، پارامتری با اثرگذاری چشمگیر نیست [۱۷ و ۳۰]. بنابراین در توسعه مدل کنونی از روابط و زیرمدلهای پیچیده برای فرآیند سوخت‌پاشی استفاده نمی‌گردد و به جای آن فرض تبخیر و اختلاط آبی سوخت پاشیده شده با محتویات سیلندر به کار گرفته می‌شود و برای صحت‌گذاری ایده توسعه مدل، نتایج حاصل از مدل‌سازی با نتایج تجربی مقایسه می‌گردند. در نتیجه، نوآوری‌های دوگانه مطالعه حاضر را می‌توان به این ترتیب بیان نمود: نخست، تأیید نتیجه‌گیری پژوهش‌های پیشین [۱۷ و ۳۰] مبنی بر عدم تأثیرگذاری پاشش سوخت به درون محفظه احتراق بر چینه‌بندی مخلوط در شرایطی که کل سوخت‌پاشی پیش از ۶۰ درجه زاویه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا رخ می‌دهد با ابزار مدل‌سازی ریاضی؛ و دوم، توسعه مدلی مناسب برای پیش‌بینی عملکرد موتور اشتعال تراکمی بار همگن با سوخت‌پاشی به درون محفظه احتراق که توانایی به کارگیری در مطالعات پارامتریک و نیز مدل‌های کنترل‌محور را دارا است.

۲- مدل‌سازی ریاضی

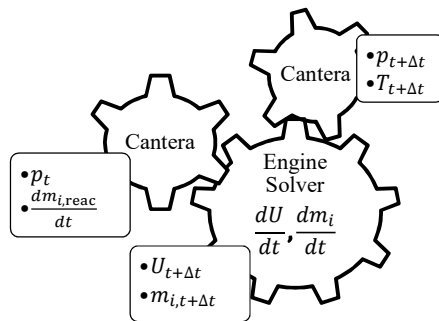
در تحقیق حاضر یک مدل ترموسینتیک صفربعدی تک‌ناحیه‌ای مستقل برای موتورهای اشتعال تراکمی بار همگن با سوخت‌پاشی مستقیم توسعه داده شده است. مفروضات اصلی این مدل‌سازی به این شرح هستند:

- موتور مورد بررسی، یک موتور چهارزمانه با احتراق اشتعال تراکمی بار همگن با سوخت‌پاشی مستقیم است.
- فقط بازه بدون تبادلات گازی چرخه، یعنی از لحظه بسته شدن دریچه ورودی تا لحظه باز شدن دریچه خروجی، در نظر گرفته می‌شود.
- کل محفظه احتراق در هر لحظه به صورت یک ناحیه با دما و فشار یکنواخت در نظر گرفته می‌شود.
- محتویات محفظه احتراق به صورت مخلوط گاز کامل در نظر گرفته می‌شوند.
- از اثرات درز و شکاف و گازهای نشتی صرف‌نظر می‌شود.

¹ Cantera

اشتعال تراکمی بار همگن با سوخت پاشی مستقیم اجرا شدند. هدف اصلی اجرای آزمون‌ها، بررسی تأثیر زمان بندی پاشش سوخت بر رفتار موتور در حالت اشتعال تراکمی بار همگن با سوخت پاشی مستقیم بود. مشخصات موتور در جدول ۱ مشاهده می‌شود. توصیف بستر آزمون در [۴۱] به صورت مفصل ارائه شده است.

به منظور بررسی میزان دقت مدل ترموسینتیکی تک منطقه‌ای توسعه یافته در پیش‌بینی عملکرد موتور، چهار نقطه کاری از نتایج تجربی انتخاب گردیدند و مدل توسعه یافته بر روی آن‌ها اعمال گردید. مشخصات کارکردی مشترک بین این نقاط کاری در جدول ۲ مشاهده می‌گردند. نسبت سوخت‌های مرجع ۷۰ است که به معنی مخلوط ایزواکتان و نورمال هپتان با ۷۰ درصد حجمی ایزواکتان است.



شکل ۱- طرحواره ارتباط مدول کانترتا و حلگر دستگاه معادلات دیفرانسیل موتور

مشخصات کارکردی متمایز چهار نقطه کاری انتخابی در جدول ۳ ارائه شده‌اند. نقاط کاری ۱ تا ۳ مربوط به حالت اشتعال تراکمی بار همگن با سوخت پاشی مستقیم هستند، یعنی در آنها کل سوخت پاشی پیش از ۶۰ درجه زاویه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا رخ می‌دهد و زمان پایان سوخت پاشی در آنها از بعد از بسته شدن دریچه ورودی تا دوسوم مسیر نقطه مرگ پایین تا نقطه مرگ بالا است [۱۷ و ۲۰]. در حالیکه نقطه کاری ۴ در این بازه قرار نمی‌گیرد (به دلیل اینکه زمان پایان سوخت پاشی آن دیرتر از ۶۰ درجه زاویه لنگ پیش از نقطه مرگ بالا است) و به عنوان حالت اشتعال تراکمی بار همگن در نظر گرفته نمی‌شود. در واقع شرایط کارکردی نقطه کاری ۴، از نوع احتراق اندک پیش‌آمیخته با سوخت پاشی زود هنگام است. این نقطه کاری برای بررسی پاسخ مدل به این شرایط مدنظر قرار گرفته است.

جدول ۱- مشخصات موتور

۱۳۰	قطر سیلندر [مم]
۱۵۸	طول مسیر جابجایی سنبه [مم]
۱۵/۷	نسبت تراکم [-]
۱۵۳	زمان بسته شدن دریچه ورودی [°]
-۱۲۸	زمان باز شدن دریچه خروجی [°]

[۶۰] درجه زاویه لنگ پیش از نقطه مرگ بالا

در محفظه احتراق در هر لحظه در دست باشد. بنابراین بهره‌گیری از قانون بقای جرم اجتناب‌ناپذیر می‌گردد.

برای گونه‌های شیمیایی غیر سوخت موجود در مخلوط (تمامی گونه‌ها به غیر از نورمال هپتان و ایزواکتان)، قانون بقای جرم به شکل رابطه (۴) ارائه می‌شود،

$$\frac{dm_i}{dt} = \frac{dm_{i,react}}{dt} \quad (4)$$

قانون بقای جرم برای گونه‌های شیمیایی سوخت موجود در مخلوط، به شکل رابطه (۵) ارائه می‌شود،

$$\frac{dm_i}{dt} = \frac{dm_{i,react}}{dt} + \frac{dm_{i,p}}{dt} \quad (5)$$

تغییر جرم گونه‌های موجود در داخل محفظه به سبب احتراق، با استفاده از رابطه (۶) محاسبه می‌گردد،

$$\frac{dm_{i,react}}{dt} = m_{mix} \frac{dy_i}{dt} \quad (6)$$

نرخ تغییرات کسر جرمی گونه‌ها به سبب احتراق با استفاده از روابط تجربی آرنیوسی و بر اساس رابطه (۷) محاسبه می‌گردد [۳۶].

$$\frac{dy_i}{dt} = \frac{M_i \omega_i}{\rho} \quad (7)$$

با استفاده از روابط (۱) تا (۷)، یک دستگاه معادلات دیفرانسیل شامل «تعداد کل گونه‌های شیمیایی لحاظ شده + ۱» معادله، به صورت رابطه (۸) حاصل می‌گردد،

$$\begin{cases} \frac{dy_1}{dt} = \frac{dU}{dt}, y_1(0) = U(0) \\ \frac{dy_2}{dt} = \frac{dm_1}{dt}, y_2(0) = m_1(0) \\ \frac{dy_3}{dt} = \frac{dm_2}{dt}, y_3(0) = m_2(0) \\ \vdots \\ \frac{dy_{n+1}}{dt} = \frac{dm_n}{dt}, y_{n+1}(0) = m_n(0) \end{cases} \quad (8)$$

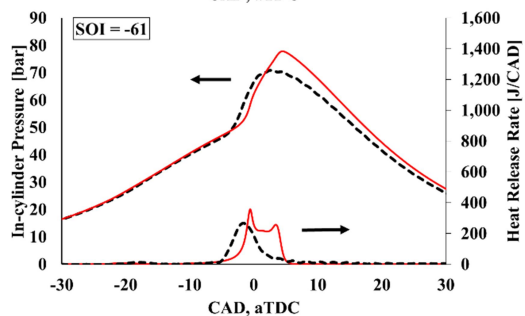
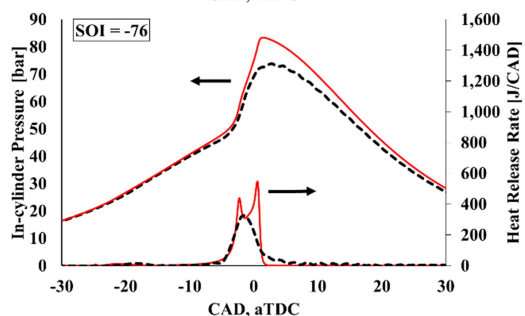
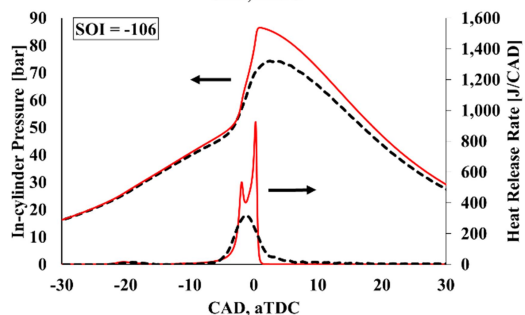
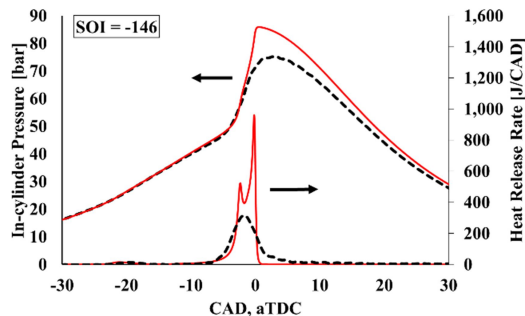
دستگاه معادلات دیفرانسیل حاصل، باید به صورت همزمان برای محتویات داخل محفظه احتراق از لحظه بسته شدن دریچه ورودی تا لحظه باز شدن دریچه خروجی حل شود. با عنایت به اینکه حضور همزمان پارامتر انرژی داخلی و پارامترهای جرم گونه‌های شیمیایی و وجود فرآیند احتراق سبب می‌گردد که دستگاه معادلات حاصله از نوع سخت^۱ باشد، از حلگر بهینه‌ای در MATLAB برای حل دستگاه استفاده گردید. با این حلگر و استفاده مداوم از مدول کانترتا (انگونه که در طرحواره شکل ۱ ارائه شده است)، حالت مخلوط داخل محفظه احتراق در هر لحظه تعیین می‌گردد.

۳- صحت‌گذاری مدل و بحث بر روی نتایج

برای صحت‌گذاری مدل از مکانیزم سینتیک شیمیایی سوخت مرجع پایه استفاده شد. این مکانیزم که شامل ۱۷۱ گونه و ۸۷۷ واکنش شیمیایی است [۳۷] و برای مدل‌سازی احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن مناسب است با ترکیب ویرایش‌های سوم مکانیزم‌های ایزواکتان [۳۹-۴۸] و هپتان نورمال [۴۰-۳۹] توسعه یافته است. آزمون‌های صحت‌گذاری بر روی یک موتور دیزلی در حالت کارکرد

^۱ Stiff

است [۴۲-۴۴] و به مشخصات مکانیزم سینتیک شیمیایی استفاده شده مربوط می‌شود [۴۳-۴۴]. مجدداً ملاحظه می‌گردد که مدل توسعه‌یافته نتیجه قابل قبولی برای نقطه کاری ۴ به دست نمی‌دهد و منحنی نرخ آزادسازی ظاهری انرژی حاصل از مدل، جایجایی قابل ملاحظه‌ای نسبت به منحنی تجربی دارد.



شکل ۲- تاریخچه فشار درون محفظه حاصل از شبیه‌سازی و آزمون در ۴ نقطه کاری انتخابی

دلایل بیشتر پیش‌بینی شدن بیشینه فشار داخل سیلندر و همچنین خصوصیات مشاهده‌شده در رفتار نرخ آزادسازی ظاهری گرما در شکل ۲، را می‌توان به این ترتیب توضیح داد:

جدول ۲- مشخصات کارکردی مشترک در چهار نقطه کاری

دمای هوای ورودی به موتور [کلوین]	۳۶۳
فشار هوای ورودی به موتور [بار]	۱/۴
میزان بازخورانی دود [%]	۴۵
سرعت دورانی موتور [rpm]	۱۲۰۰

جدول ۳- مشخصات کارکردی متمایز در چهار نقطه کاری

نقطه کاری	زمان شروع سوخت‌پاشی ^(*)	زمان پایان سوخت‌پاشی ^(*)
۱	۱۴۶	۱۳۸
۲	۱۰۶	۹۸
۳	۷۶	۶۸
۴	۶۱	۵۴

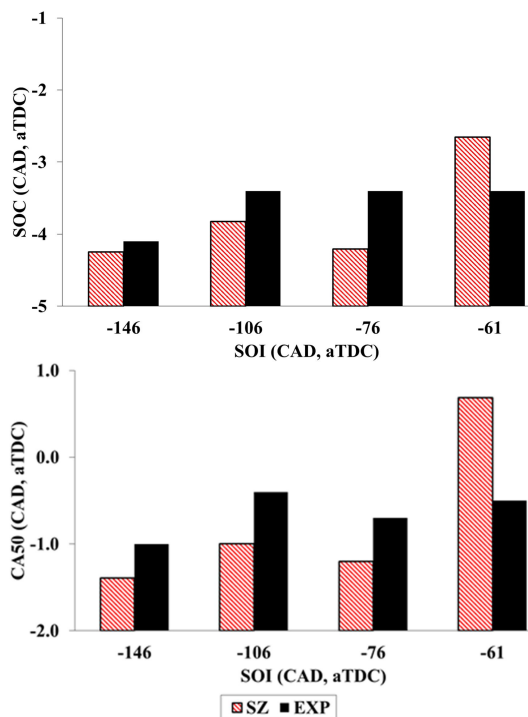
^(*) درجه زاویه لنگ پیش از نقطه مرگ بالا

یکی از مهمترین چالشها در مدل‌سازی احتراق اشتعال تراکمی بار همگن با سوخت‌پاشی مستقیم، نحوه لحاظ نمودن فرآیند سوخت‌پاشی است. در موتورهای اشتعال تراکمی بار همگن معمولی، بار همگن وارد محفظه احتراق می‌شود و سپس دریچه ورودی بسته می‌شود. در حالیکه در موتورهای اشتعال تراکمی بار همگن با سوخت‌پاشی مستقیم، سوخت مستقیماً به درون سیلندر تزریق می‌گردد. برای بررسی صحت فرضیات به کار گرفته شده در مدل‌سازی حاضر، که عبارت است از حذف نیاز به زیرمدلها برای پدیده‌های پاشش سوخت، تخییر سوخت و اختلاط سوخت با محتویات درون محفظه، مقایسه فشار درون محفظه احتراق و نیز نرخ آزادسازی ظاهری انرژی حاصل از شبیه‌سازی و آزمون برای چهار نقطه کاری در شکل ۲ ارائه شده است. همانگونه که ملاحظه می‌گردد، علیرغم پیچیدگیهای ذاتی پدیده پاشش سوخت، مدل توسعه‌یافته توانایی پیش‌بینی رفتار عملکردی موتور در حالت‌های اشتعال تراکمی بار همگن که نقاط کاری ۱ تا ۳ هستند، را با دقت مناسبی، آنگونه که از مدل تک‌ناحیه‌ای انتظار می‌رود، دارا است لیکن انحراف از نتایج تجربی برای احتراق اندک‌پیش‌آمخته (نقطه کاری ۴) مشاهده می‌گردد. همانگونه که در شکل مشخص است، مدل توسعه‌یافته میزان قلّه فشار درون محفظه برای حالت‌های اشتعال تراکمی بار همگن را بیشتر از حد اندازه‌گیری‌شده پیش‌بینی می‌نماید که دلایل آن در ادامه توضیح داده می‌شود.

با بررسی منحنی‌های نرخ آزادسازی ظاهری گرما در شکل ۲، ملاحظه می‌گردد که در نقاط کاری با احتراق اشتعال تراکمی بار همگن، مدل توسعه‌یافته بیشینه نرخ آزادسازی انرژی را بیشتر از نتایج تجربی به دست می‌دهد و مدت زمان احتراق را نیز کمتر پیش‌بینی می‌نماید. این رفتارها را می‌توان با دلایلی که در ادامه در مورد بیشتر پیش‌بینی نمودن بیشینه فشار داخل سیلندر بیان می‌گردند توصیف نمود. با این وجود، احتراق حجمی تمامی محتویات سیلندر نقش مهمتری در این مورد ایفا می‌نماید. نکته دیگری که در این منحنی‌ها قابل مشاهده است، رفتار دوقله‌ای نرخ آزادسازی انرژی ظاهری حاصل از مدل‌سازی است. این رفتار پیشتر هم در ادبیات فن گزارش شده

تجربی متناظر آن زودتر است.

از آنجاییکه طول احتراق‌های مختلفی می‌توانند با شروع یکسان احتراق رخ دهند پیش‌بینی شروع احتراق به تنهایی برای کنترل موتور کافی نیست. در جستجو برای یک پارامتر کارا که شاخص مناسبی برای زمان‌بندی احتراق موتورهای اشتعال تراکمی بار همگن باشد، زمانی که نیمی از جرم سوخت محترق می‌گردد و به زمان نیم‌احتراق^۱ معروف است، به عنوان مهمترین متغیر زمان‌بندی احتراق بکار رفته در کنترل موتور اشتعال تراکمی بار همگن انتخاب گردید. زمان نیم‌احتراق، تخمین صحیحی از زمان‌بندی احتراق به دست می‌دهد و به دلیل شیب تند نرخ آزادسازی انرژی در مرحله اصلی احتراق اشتعال تراکمی بار همگن، شاخص مناسبی برای زمان‌بندی احتراق (هم شروع احتراق و هم طول احتراق) است [۴۸-۵۰]. شکل ۳ زمان نیم‌احتراق را نیز نشان می‌دهد. همانگونه که دیده می‌شود مجدداً تطابق قابل قبولی بین نتایج مدل‌سازی و تجربی در خصوص نقاط کاری در حالت اشتعال تراکمی بار همگن (نقاط کاری ۱ تا ۳) وجود دارد. افزون بر آن ملاحظه می‌گردد که در نقطه کاری ۴ (احتراق اندک پیش‌آمیخته)، همانگونه که انتظار می‌رود، زمان‌بندی احتراق که توسط مدل پیش‌بینی می‌گردد از روند نتایج نقاط کاری در حالت اشتعال تراکمی بار همگن پیروی نمی‌نماید.



شکل ۳- شاخص‌های زمان‌بندی احتراق حاصل از مدل‌سازی و آزمون

پارامتر کنترلی مهم دیگر در موتورهای اشتعال تراکمی بار همگن و اساساً در تمامی انواع موتورها عبارت است از میزان توان تحویلی موتور. مطالعات مربوط به موتورهای اشتعال تراکمی بار همگن، کنترل

- مهمترین فرض در مدل‌های تکناسیهای این است که محتویات داخل محفظه احتراق به صورت همگن در نظر گرفته می‌شوند. لیکن در واقعیت، مخلوط درون محفظه، نه از منظر توزیع گونه‌های شیمیایی و نه از منظر توزیع دمایی، به صورت کامل همگن نیست. علاوه بر آنکه گازهای برگشتی ممکن است به خوبی با هوای تازه مخلوط نشده باشند و اثرات خنک‌کاری دیواره محفظه احتراق بر روی محتویات درون سیلندر باعث ایجاد گرادبان دمایی گردد، پاشش سوخت نیز سبب چینه‌بندی نسبت سوخت و همچنین تغییر پروفیل دمایی به خاطر تبخیر سوخت مایع خواهد شد که رویهم‌رفته به افزایش میزان ناهمگنی توزیع دما و گونه‌های شیمیایی در محفظه احتراق منجر خواهند شد. بالنتیجه، همگنی لحاظ‌شده در مدل سبب می‌گردد که فشار و دمای بیشینه محتویات محفظه احتراق به میزان بیشتر از واقعیت پیش‌بینی گردند.
 - احتراق اشتعال تراکمی بار همگن، احتراقی سریع، کم دما و پرفشار است. بنابراین، بخشی از سوخت به همراه مابقی محتویات داخل محفظه به درز و شکاف‌ها وارد می‌شوند و محترق نمی‌شوند. بنابراین از آنجاییکه مدل تکناسیهای این اثرات را در نظر نمی‌گیرد، فشار بیشینه درون محفظه را به میزان بیشتر از واقعیت پیش‌بینی می‌نماید.
 - در احتراق اشتعال تراکمی بار همگن با سوخت‌پاشی مستقیم، از آنجاییکه در هنگام پاشش سوخت، دمای محفظه احتراق کم است احتمال برخورد جریان سوخت تزریقی به جداره محفظه و حدوث پدیده خیس نمودن دیواره وجود دارد. بنابراین بخشی از سوخت نیز ممکن است به این دلیل در احتراق شرکت ننماید. بالنتیجه از آنجاییکه مدل تکناسیهای از این اثر صرف‌نظر می‌نماید، فشار بیشینه درون محفظه احتراق بیشتر از آنچه در عمل وجود دارد پیش‌بینی می‌گردد.
- از آنجاییکه یکی از مهمترین کاربردهای مدل‌سازی تکناسیهای موتورهای اشتعال تراکمی بار همگن، استفاده از آنها در ایجاد ساختار کنترلی برای موتور است، مناسب است که دقت مدل توسعه‌یافته در پیش‌بینی پارامترهای کنترلی بررسی گردد. در بین پارامترهای کنترلی که برای موتورهای اشتعال تراکمی بار همگن به کار گرفته شده‌اند، زمان‌بندی احتراق یکی از مهمترین متغیرها است زیرا کنترل صحیح این پارامتر می‌تواند به صورت مستقیم بر توان تولیدی موتور، دمای دود خروجی، و میزان آلاینده‌های منتشره مونوکسید کربن و هیدروکربن‌های نسوخته تأثیر بگذارد [۴۵-۴۷]. مقایسه بین زمان شروع احتراق حاصل از مدل‌سازی و آزمون در شکل ۳ ملاحظه می‌گردد. همانگونه که دیده می‌شود تطابق مناسبی بین نتایج مدل‌سازی و تجربی در خصوص نقاط کاری در حالت اشتعال تراکمی بار همگن وجود (نقاط کاری ۱ تا ۳) دارد و با توجه به احتراق حجمی تمامی محتویات سیلندر، زمان شروع احتراق پیش‌بینی‌شده از میزان

¹ Crank angle when half of the fuel mass is burnt (CA50)

جدول ۴- میزان خطای حاصل از مدل توسعه یافته

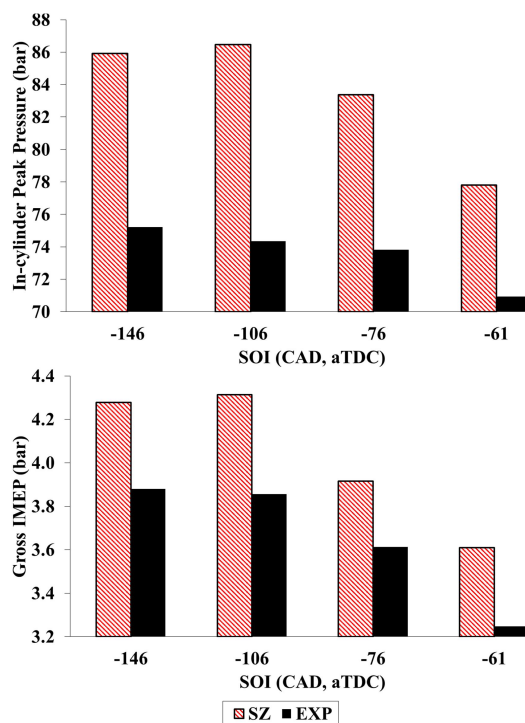
میانگین	بیشینه		
فشار مؤثر میانگین	۱۰	%	۱۲
بیشینه فشار	۱۴	%	۱۶
زمان شروع احتراق	۰/۴	درجه زاویه لنگ	۰/۸
زمان نیم احتراق	۰/۵	درجه زاویه لنگ	۰/۶

۴- نتیجه گیری

در مطالعه حاضر، یک مدل ترموسینتیکی تک ناحیه ای مستقل برای موتورهای اشتعال تراکمی بار همگن با پاشش سوخت به درون سیلندر، توسعه یافت و صحت مدل با نتایج آزمونهای اجرا شده بر روی موتور تأیید گردید. ایده اصلی فرضیات مدل سازی از نتایج پژوهش های پیشین نشأت گرفته است که بیان می دارند در موتورهای اشتعال تراکمی بار همگن با سوخت پاشی مستقیم، که در آنها پاشش سوخت بسیار زود اتفاق می افتد (تکمیل کل فرآیند سوخت پاشی پیش از ۶۰ درجه زاویه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا)، میزان چینه بندی ایجاد شده بر اثر پاشش سوخت بسیار ناچیز است. نتایج این تحقیق را به این صورت می توان خلاصه نمود:

۱. مدل تک ناحیه ای توسعه یافته، پیش بینی قابل قبولی از عملکرد موتور در شرایط احتراق تراکمی بار همگن ارائه می نماید.
۲. نتایج حاصل از مدل توسعه یافته، نتایج پژوهش های پیشین در خصوص اثر ناچیز پاشش سوخت بر چینه بندی مخلوط در شرایطی که پاشش سوخت بسیار زود اتفاق می افتد را تأیید می نماید و نتایج نقطه کاری ۴ که احتراق اندک پیش آمیخته است، به درستی مرز دو گونه احتراقی اشتعال تراکمی بار همگن و احتراق اندک پیش آمیخته را نشان می دهد.
۳. این مدل، رفتار منحنی فشار درون محفظه احتراق و به تبع آن عملکرد موتور را با دقت قابل قبولی که از یک مدل تک ناحیه ای انتظار می رود تخمین می زند، در حالیکه فشار بیشینه درون سیلندر و توان تولیدی موتور را اندکی بیش از اندازه گیری ها پیش بینی می نماید. خطای نسبی میانگین مدل در برآورد فشار مؤثر میانگین، ۱۰ و خطای بیشینه ۱۲ درصد است.
۴. مدل حاضر زمان بندی احتراق را با دقت قابل قبولی پیش بینی می نماید و زمان نیم احتراق، به عنوان مهمترین پارامتر زمان بندی احتراق موتورهای اشتعال تراکمی بار همگن، را به صورت میانگین با دقت ۰/۵ درجه زاویه لنگ پیش بینی می نماید.
۵. با عنایت به قابلیت مدل تک منطقه ای ترموسینتیکی توسعه یافته در پیش بینی توان تولیدی موتور و زمان بندی احتراق، می توان از آن به عنوان یک مدل کنترل محور در ساختار کنترلی موتورهای اشتعال تراکمی بار همگن با سوخت پاشی مستقیم استفاده نمود.

توان موتور را با استفاده از فشار مؤثر میانگین^۱ [۵۱-۵۴] و بیشینه فشار درون سیلندر [۵۵-۵۶] بررسی می نمایند. انتخاب بیشینه فشار درون سیلندر به عنوان شاخص توان تحویلی موتور در [۵۷] توضیح داده شده است. این دو شاخص توان در شکل ۲ نشان داده شده اند. همانطور که ملاحظه می گردد، مدل توسعه یافته توان تولیدی بیشتری را پیش بینی می نماید که دلایل آن در توضیحات مربوط به بررسی شکل ۲ عنوان گردیدند. لیکن دقت مدل در پیش بینی توان، بخصوص برای شاخص فشار مؤثر میانگین برای حالات کارکردی اشتعال تراکمی بار همگن (نقاط کاری ۱ تا ۳) در محدوده قابل قبول برای مدل های تک ناحیه ای است.



شکل ۴- شاخص های توان تولیدی موتور حاصل از شبیه سازی و آزمون

در نهایت، عملکرد کلی مدل تک ناحیه ای توسعه یافته برای نقاط کاری در حالت اشتعال تراکمی بار همگن (مشمول بر نقاط کاری ۱ تا ۳) در جدول ۴ ارائه شده است. خطاهای نسبی برای شاخص های توان تولیدی استفاده شده اند و خطاهای مطلق مربوط به پارامترهای زمان بندی احتراق هستند. نتایج نشان می دهند که مدل توسعه یافته، مشخصات عملکردی موتور احتراق تراکمی بار همگن با سوخت پاشی مستقیم را با دقت قابل قبولی که از آن انتظار می رود بدست می دهد. انتظار اصلی از مدل های تک ناحیه ای این است که با سرعت بالا قابلیت پیش بینی مشخصات عملکردی را مخصوصا در مطالعات پارامتریک داشته باشند.

¹ Mean Effective Pressure (MEP)

- [4] Fathi M., Khoshbakhti Saray R. and Checkel M., The influence of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on combustion and emissions of n-heptane/natural gas fueled Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines, *Applied Energy*, Vol. 88, No. 12, pp. 4719-4724, 2011.
- [5] Reitz R. and Duraisamy G., Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 46, pp. 12-71, 2015.
- [6] Boot M., Luijten C., Rijk E., Albrecht B. and Baert R., Optimization of Operating Conditions in the Early Direct Injection Premixed Charge Compression Ignition Regime, *SAE Paper*, No. 2009-24-0048, 2009.
- [7] عبدالملکی س., بررسی تجربی احتراق و آلاینده های خروجی از یک موتور اشتعال تراکمی راهبرد احتراقی نیمه پیش آمیخته اشتعال تراکمی. پنجمین کنفرانس سوخت و احتراق ایران، تهران، ایران، ۱۳۹۲.
- [8] Martin G., Mueller C., Milam D., Radovanovich M. and Gehrke C., Early direct-injection, low-temperature combustion of diesel fuel in an optical engine utilizing a 15-hole, dual-row, narrow-included-angle nozzle, *SAE Paper*, No. 2008-01-2400, 2008.
- [9] Risberg P., Kalghatgi G., Ångstrom H. E. and Wählin F., Auto-ignition quality of diesel-like fuels in HCCI engines, *SAE Paper*, No. 2005-01-2127, 2005.
- [10] Ogawa H., Kimura S., Koike M. and Enomoto Y., A study of heat rejection and combustion characteristics of a low-temperature and pre-mixed combustion concept based on measurement of instantaneous heat flux in a direct-injection diesel engine, *SAE Paper*, No. 2000-01-2792, 2000.
- [11] Kimura S., Aoki O., Ogawa H. and Muranaka S., New combustion concept for ultra clean and high efficiency small DI engines, *SAE Paper*, No. 1999-01-3681, 1999.
- [12] Hencin N., Kastury A., Natti K. and Bryzik W., Advanced Low temperature combustion (ALTC): diesel engine performance, fuel economy and emissions, *SAE Paper*, No. 2008-01-0652, 2008.
- [13] Li C., Yin L., Shamun S., Tuner M., Johansson B., Solsjo R. and Bai X. S., Transition from HCCI to PPC: the Sensitivity of Combustion Phasing to the Intake Temperature and the Injection Timing with and without EGR, *SAE Paper*, No. 2016-01-0767, 2016.
- [14] جعفری م.ج. و شامخی ا.ح., دستیابی به احتراق کم دما در موتور دیزل سبک ملی با راهبردهای پاشش زود و دیرهنگام و مقایسه آنها با یکدیگر. مجله مهندسی مکانیک مدرس، د. ۱۶، ش. ۴، ص ۲۵۹-۲۷۰، ۱۳۹۵.

- [15] Kaiadi M., Johansson B., Lundgren M. and Gaynor J., "Experimental Investigation on different Injection Strategies for Ethanol Partially Premixed Combustion," *SAE Paper* 2013-01-0281, 2013.
- [16] Bakker P., De Abreu Goes J., Somers L. and Johansson B., Characterization of Low Load PPC Operation using RON70 Fuels, *SAE Paper* 2014-01-1304, 2014.
- [17] Shen M., Lonn S. and Johansson B., Transition from HCCI to PPC Combustion by Means of Start of Injection, *SAE Paper* 2015-01-1790, 2015.
- [18] Fathi M., Jahanian O. and Shahbakhti M., Modeling and controller design architecture for cycle-by-cycle combustion

۵- نمادها

انتالپی (Jkg^{-1})	h
گرمای تبخیر سوخت (Jkg^{-1})	H_v
شماره هر یک از گونه‌های شیمیایی مخلوط	i
جرم (kg)	m
وزن مولکولی ($kgmol^{-1}$)	M
فشار لحظه‌ای یکنواخت محفظه احتراق (Pa)	p
گرما (J)	Q
زمان (s)	t
انرژی داخلی محظوبات محفظه احتراق (J)	U
حجم لحظه‌ای محفظه احتراق (m^3)	V
هر یک از مجهولات دستگاه معادلات دیفرانسیل مدل	y
کسر جرمی ($kgkg^{-1}$)	Y

علائم یونانی

نرخ تولید یا مصرف گونه‌های شیمیایی در فرایند احتراق ($molm^{-3}s^{-1}$)	$\dot{\omega}$
چگالی (kgm^{-3})	ρ

زیر نویس‌ها

انتقال گرما به دیواره محفظه احتراق	HT
سوخت مایع تزریق شده	f
هدررفت	loss
مخلوط داخل محفظه احتراق	mix
تعداد گونه‌های مکانیزم شیمیایی انتخابی	n
گونه سوخت که پس از تزریق، مهیای احتراق گردیده است.	p
به سبب واکنش شیمیایی احتراق	reac
تبخیر سوخت	vap
سوخت تزریقی تبخیر شده	v

۶- مراجع

- [1] Imtenan S., Varman M., Masjuki H., Kalam M., Sajjad H., Arbab M. and Rizwanul Fattah I., Impact of low temperature combustion attaining strategies on diesel engine emissions for diesel and biodiesels: A review, *Energy Conversion and Management*, Vol. 80, pp. 329-356, 2014.
- [2] Najt P. and Foster D., Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion, *SAE Paper*, No. 830264, 1983.
- [3] Fathi M., Khoshbakhti Saray R., Pourfallah M., Kheyrollahi J. and Javadirad G., EGR and Intake Charge Temperature Effects on Dual-Fuel HCCI Combustion and Emissions Characteristics, *SAE Paper*, No. 2011-24-0050, 2011.

- [33] Heywood J. B., *Internal combustion engine fundamentals*, New York: McGraw-Hill, 1988.
- [34] Woschni G., A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, *SAE Paper*, No. 670931, 1967.
- [35] Fathi M., Khoshbakhti Saray R. and Checkel M. D., Detailed approach for apparent heat release analysis in HCCI engines, *Fuel*, Vol. 89, No. 9, pp. 2323–2330, 2010.
- [36] Turns S. R., *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*, Second Edition, New York: McGraw-Hill, 2000.
- [37] Luong M., Luo Z., Lu T., Chung S. and Yoo C., "Direct numerical simulations of the ignition of lean primary reference fuel/air mixtures with temperature inhomogeneities, *Combustion and Flame*, Vol. 160, No. 10, p. 2038–2047, 2013.
- [38] Mehl M., Curran H., Pitz W. and Westbrook C., Chemical kinetic modeling of component mixtures relevant to gasoline, in *European Combustion Meeting*, Vienna, Austria, 2009.
- [39] Mehl M., Pitz W., Sjöberg M. and Dec J., Detailed kinetic modeling of low-temperature heat release for PRF fuels in an HCCI engine, *SAE paper* 2009-01-1806, 2009.
- [40] Mehl M., Pitz W., Westbrook C. and Curran H., Kinetic Modeling of Gasoline Surrogate Components and Mixtures Under Engine Conditions, *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 33, pp. 193-200, 2011.
- [۴۱] فتحی م.، جهانیان ا. و دومیری گنجی د.، تعیین تجربی رژیم احتراقی مخلوط همگن در یک موتور اشتعال تراکمی. مجله سوخت و احتراق، د. ۱۰، ش. ۲، ص ۲۸-۳۹، ۱۳۹۶.
- [42] Kodavasal J., McNenly M. J., Babajimopoulos A., Aceves S. M., Assanis D. N., Havstad M. A. and Flowers D. L., An accelerated multi-zone model for engine cycle simulation of homogeneous charge compression ignition combustion, *International Journal of Engine Research*, Vol. 14, No. 5, p. 416–433, 2013.
- [43] Komninos N., Modeling HCCI combustion: Modification of a multi-zone model and comparison to experimental results at varying boost pressure, *Applied Energy*, Vol. 86, No. 10, p. 2141–2151, 2009.
- [44] Eichmeier J., Reitz R. and Rutland C., A Zero-Dimensional Phenomenological Model for RCCI Combustion Using Reaction Kinetics, *SAE Paper* 2014-01-1074, 2014.
- [45] Kalghatgi G. and Head R., Combustion Limits and Efficiency in a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine, *International Journal of Engine Research*, Vol. 7, No. 3, pp. 215-236, 2006.
- [46] Xu H., Wyszynski M., Megaritis A., Yap D., Wilson T., Qiao J., Richardson S., Golunski S. and Peucheret S., Research on expansion of operating windows of controlled homogeneous auto-ignition engines, *International Journal of Engine Research*, vol. 8, no. 1, pp. 29-40, 2007.
- [47] Shahbakhti M., Ghazimirsaid A. and Koch C., Modeling Ranges of Cyclic Variability for HCCI Ignition Timing Control, in *ASME 2011 Dynamic Systems and Control Conference and Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control*, 2011.
- [48] Bidarvatan M. and Shahbakhti M., Two-input two-output control of blended fuel HCCI engines, *SAE Paper*, No. 2013-01-1663, 2013.
- control of homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines – A comprehensive review, *Energy Conversion and Management*, Vol. 139, pp. 1-19, 2017.
- [19] Wang Z., Shuai S. J., Wang J. X., Tian G. H. and An X. L., Modeling of HCCI Combustion: From 0D to 3D, *SAE Paper*, No. 2006-01-1364, 2006.
- [20] Christensen M., Johansson B., Amnéus P. and Mauss F., Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition, *SAE Paper* 980787, 1998.
- [21] Fiveland S. and Assanis D., A Four-Stroke Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Simulation for Combustion and Performance Studies, *SAE Paper* 2000-01-0332, 2000.
- [22] Flowers D., Aceves S., Smith R., Torres J., Girard J. and Dibble R., "HCCI in a CFR Engine: Experiments and Detailed Kinetic Modeling," *SAE Paper* 2000-01-0328, 2000.
- [23] Nakano M., Mandokoro Y., Kubo S. and Yamazaki S., Effects of exhaust gas recirculation in homogeneous charge compression ignition engines, *International Journal of Engine Research*, Vol. 1, no. 3, pp. 269-279, 2000.
- [24] Dec J. and Sjöberg M., A Parametric Study of HCCI Combustion – the Sources of Emissions at Low Loads and the Effects of GDI Fuel Injection, *SAE Paper* 2003-01-0752, 2003.
- [25] Gnanam G., Johnson M., Sobiesiak A. and Reader G., HCCI Combustion With Internal Fuel Reforming, Varied Levels of EGR and Charge Preheat - A Computational Study, *SAE Paper* 2005-01-0140, 2005.
- [26] Zeng W., Xie M. and Jia M., Numerical investigation on the application of catalytic combustion to HCCI engines, *Chemical Engineering Journal*, Vol. 127, No. 1-3, pp. 81-93, 2007.
- [27] Jahanian O. and Jazayeri S. A., A Comprehensive Study on Natural Gas HCCI Engine Response to Different Initial Conditions Via a Thermo-Kinetic Engine Model, in *Proceedings of the ASME 2009 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, Lucerne, Switzerland, 2009.
- [28] Jahanian O. and Jazayeri S. A., A numerical investigation on the effects of using formaldehyde as an additive on the performance of an HCCI engine fueled with natural gas, *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, Vol. 2, No. 3, pp. 79-89, 2011.
- [29] Jahanian O. and Jazayeri S. A., A Comprehensive Numerical Study on Effects of Natural Gas Composition on the Operation of an HCCI Engine, *Oil & Gas Science and Technology - Revue d'IFP Energies nouvelles*, Vol. 67, no. 3, pp. 503-515, 2012.
- [30] Izadi Najafabadi M., Dam N., Somers B. and Johansson B., Ignition Sensitivity Study of Partially Premixed Combustion by Using Shadowgraphy and OH* Chemiluminescence Methods, *SAE Paper* 2016-01-0761, 2016.
- [31] Filipi Z., Chang J., Guralp O., Assanis D., Kuo T. W., Najt P. and Rask R., New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux, *SAE Paper*, No. 2004-01-2996, 2004.
- [32] Goodwin D. G., Moffat H. K. and Speth R. L., *Cantera: An object-oriented software toolkit for chemical kinetics, thermodynamics, and transport processes (version 2.2.1.)*, Published in 2016; <http://www.cantera.org>.

- [49] Bengtsson J., Strandh P., Johansson R., Tunestål P. and Johansson B., Hybrid modeling Of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engine dynamics - a survey, *International Journal of Control*, Vol. 80, No. 11, p. 1814–1847, 2007.
- [50] Bengtsson J., Strandh P., Johansson R., Tunestål P. and Johansson B., Closed-loop combustion control of homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine dynamics, *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, Vol. 18, No. 2, p. 167–179, 2004.
- [51] Ravi N., Roelle M., Liao H. H., Jungkunz A., Chang C. F., Park S. and Gerdes J., Model-based control of HCCI engines using exhaust recompression, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 18, No. 6, p. 1289–1302, 2010.
- [52] Bidarvatan M., Thakkar V., Shahbakhti M., Bahri B. and Abdul Aziz A., Grey-box Modeling of HCCI Engines, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 70, No. 1, p. 397–409, 2014.
- [53] Janakiraman V., Nguyen X. and Assanis D., An ELM based predictive control method for HCCI engines, *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, Vol. 48, p. 106–118, 2016.
- [54] Olsson J., Tunestål P. and Johansson B., Closed-loop control of an HCCI engine, *SAE Paper 2001-01-1031*, 2001.
- [55] Shaver G., Gerdes J. and Roelle M., Physics-based modeling and control of residual-affected HCCI engines, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 131, No. 2, 2009.
- [56] Tandra V. and Srivastava N., Optimal peak pressure and exhaust temperature tracking control for a two-zone HCCI engine model with mean burn duration, *SAE Paper 2009-01-1130*, 2009.
- [57] Shaver G., Roelle M., Caton P., Kaahaaina N., Ravi N., Hathout J., Ahmed J., Kojic A., Park S., Edwards C. and Gerdes J., A physics-based approach to the control of homogeneous charge compression ignition engines with variable valve actuation, *International Journal of Engine Research*, Vol. 6, pp. 361-375, 2005.