نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۳، شماره ۵، سال ۱۴۰۰، صفحات ۳۰۳۵ تا ۳۰۵۶
DOI: 10.22060/mej.2020.17679.6646

بررسی پاسخ کد شبیه‌ساز چند منطقه‌ای مجهز به زیرمدل نشتی در موتور اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز

مهرداد سرابی، ابراهیم عبدی‌اقدم*

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

خلاصه: هزینه بالای تولید بنزین و ارزش حرارتی بالاتر و آلایندگی کمتر گازطبیعی در قیاس با بنزین، ضرورت اخذ تصمیم هایی در جهت کم کردن مصرف بنزین و ترکیب آن با سایر سوخت ها از جمله گازطبیعی را دوچندان می کند. کار حاضر از موتور تک سیلندر پژوهشی، نتایج تجربی سیکل‌های با مد پرش جرقه در نسبت تراکم ۹ و سرعت ۱۸۰۰ rpm برای ترکیب‌های ۱۰۰٪، ۹۰٪، ۷۵٪ و ۶۰٪ بنزین و مابقی گازطبیعی در نسبت هم‌ارزی استوکیومتری استخراج گردید. سپس یک کد شبیه‌ساز ورودی ترمودینامیکی چندمنطقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی با زیر مدل نشتی توسعه داده شد. از نتایج تجربی با پرش جرقه، دو مجموعه ۲۰۰ سیکلی موتورگردانی و احتراقی برای اهداف تایید کد فراهم گردید. در حالت موتورگردانی نتایج کد شبیه‌ساز با نشتی با میانگین داده‌های فشار-زاویه میل‌لنگ مجموعه موتورگردانی مقایسه شد و زیر مدل نشتی کد شبیه‌ساز تایید گردید. سپس در حالت احتراقی نیز نتایج کد شبیه‌ساز با میانگین داده‌های فشار-زاویه میل‌لنگ مجموعه احتراقی برای هر ترکیب بررسی و با خطای کمتر از ۴٪ تایید شد. در حالت احتراقی جرم نشتی به شکاف‌ها قابل‌توجه‌تر از حالت موتورگردانی برآورد شد و با توجه به اینکه انحراف نتایج کد بدون نشتی با نتایج تجربی در مقایسه با انحراف نتایج کد با نشتی در حالت موتورگردانی انحراف جدی داشت، اعمال زیر مدل نشتی در کد شبیه‌ساز از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۱۳۹۸/۱۰/۱۸
بازنگری: ۱۳۹۹/۰۱/۱۰
پذیرش: ۱۳۹۹/۰۳/۳۱
ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۴/۱۲

کلمات کلیدی:
مدل چند منطقه‌ای
نشتی
بنزین- گازطبیعی
ترکیب‌سوز
موتور اشتعال جرقه‌ای

۱- مقدمه

هزینه‌های غیر اقتصادی و بالای تولید بنزین در مقایسه با گازطبیعی در ایران، محدودیت ذخایر نفت خام، ارزش حرارتی بالاتر گازطبیعی [۱] در قیاس با بنزین و همچنین بالاتر بودن آلایندگی سوخت بنزین در موتورها [۲]، ضرورت اخذ تصمیم‌هایی در جهت کم کردن هزینه‌های سوخت و کاهش آلایندگی را برجسته می‌کند. توسعه موتورهای اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز و ارتقا موتورهای تک‌سوز به ترکیب‌سوز نیازمند تحقیقات بنیادی عملکردی، آلایندگی و احتراقی برای شرایط ترکیب‌سوز است که این تحقیقات نیازمند بستر آزمایشگاهی و همچنین مدل شبیه‌ساز می‌باشد.

موتورهای احتراق داخلی از جمله تجهیزات برای تولید توان در زمینه‌های گوناگون بوده و منجر به پیشرفت روزافزون آنها و همچنین توسعه کدهای شبیه‌ساز در این عرصه شده است، اما تایید این کدها نیازمند نتایج تجربی موتور پژوهشی و تجهیزات آزمایشگاهی متناسب می‌باشد. از سوی دیگر تحلیل پارامترهای احتراقی و اثرات عملکردی موتورهای اشتعال جرقه‌ای، در گرو درک روشن‌تری از فرآیند احتراق درون سیلندر این موتورها است. مدل‌های شبیه‌ساز یکی از روش‌ها و ابزارهای مناسب در جهت صرفه‌جویی در زمان، هزینه‌ها، محدودیت‌ها و مشکلات آزمایشگاهی پیش‌روی توسعه این موتورها می‌باشد [۳]. بدین منظور آنالیز احتراقی موتورهای اشتعال جرقه‌ای و بررسی این فرآیندها با استفاده از کد شبیه ساز را می‌توان امری لازم و ضروری قلمداد نمود.

پدیده نشتی از میان روزنه‌های سیلندر-پیستون، ناشی از اختلاف فشار درون محفظه احتراق و شکاف‌های سیلندر-پیستون بوده و این امر منجر به تاثیرگذاری بر روی عملکرد موتورها می‌شود. در بررسی مدل نشتی نمازیان و هیوود[1] [۴] جریان از محفظه احتراق به شکاف سیلندر-پیستون و بلعکس را مطالعه کرده و یک مدل برای این جریان تهیه نمودند. آنها دریافتند که در مرحله تراکم جرم نسوخته به داخل شکاف‌ها وارد می‌شود و در مرحله انبساط بازمی‌گردد. آنها همچنین

1 Heywood

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: Eaaghdam@uma.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

مقدار جرم جریان یافته در شکاف‌ها را به کمک مدل جریان تخمین زده و بیان کردند که در مرحله انبساط گازنسوخته از میان شکاف‌ها باز می‌گردد. در یک پژوهش دیگر عبدی‌اقدم و زمزم [۵] اثر مدت کارکرد موتور را در یک مدل شبیه‌ساز در یک موتور اشتعال جرقه‌ای در شرایط موتورگردانی بررسی کرده و بیان کردند که با افزایش کارکرد موتور، سطح مقطع روزنه رینگ‌ها و شکاف بالای سیلندر-پیستون افزایش یافته و نشتی جرم بیشتر شده است.

در شبیه‌سازی فرآیند احتراق موتورهای اشتعال جرقه‌ای، کدهای شبیه‌سازی مختلفی توسعه داده شده‌اند که بطور کلی آنها را می‌توان به مدل‌های ترمودینامیکی و دینامیک سیالات محاسباتی دسته بندی کرد. در بررسی مدل‌های ترمودینامیکی ساختار اصلی معادلات متشکله بر پایه بقای جرم و قوانین ترمودینامیک بوده، اما مدل‌های دینامیک سیالات محاسباتی دارای معادلات حاکم مبتنی بر معادلات ناویر-استوکس[1] با شرط بقای انرژی و جرم می‌باشند [۶]. از عوامل مهم و موثر در انتخاب و استفاده از مدل‌های ترمودینامیکی به جای مدل‌های دینامیک سیالات محاسباتی می‌توان به بررسی پارامتری و شبیه‌سازی موتور در مدت زمان کوتاه، دقت مناسب و حجم کم محاسبات و همچنین بررسی بازه وسیع شرایط عملکردی موتور اشاره نمود. بدین ترتیب هدف این پژوهش توسعه یک مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی موتور اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی و تایید این مدل با داده‌های تجربی است.

اولین شبیه‌سازی‌های موتورهای اشتعال جرقه‌ای بر اساس ترمودینامیک پایه و متمرکز بر عملکرد موتور که تابعی از شرایط کارکردی از جمله نسبت هم‌ارزی و دور موتور، همچنین متغیرهای طراحی موتور مانند زمان باز و بسته شدن سوپاپ و نسبت تراکم بودند، بطور مثال پترسون[2] و ون وایلن[3] [۷] را می‌توان از اولین‌های عرصه مزبور نام برد. از دیگر مدل‌های احتراقی می‌توان به مدل سوختن ادی ارائه شده توسط بلیزارد[4] و کک[5] [۸] اشاره کرد. در این مدل فرض می‌شود که ادی‌های بزرگ وظیفه انتقال مخلوط تازه به منطقه شعله را داشته و ادی‌های کوچک وظیفه احتراق آنها را بر عهده دارند.

تاباکزینسکی[6] و همکاران [۹] یک مدل متلاطم ورودی را برای پردازش احتراق تلاطمی در موتورهای اشتعال جرقه‌ای بسط دادند که در مدل مورد بررسی از مقادیر پایه‌ای جریان تلاطم از جمله: مقیاس طولی انتگرال و مشخصه شدت تلاطم استفاده کرده‌اند. آنها در مدل پیش‌رو مکانیزم فیزیکی حاکم بر گسترش شعله را توسعه داده و مدعی شدند که موجب فهم بهتر تعامل بین احتراق و تلاطم شده و امکان توسعه روابط همبستگی تاخیر در اشتعال و مدت زمان احتراق را فراهم می‌آورد.

ما[7] و همکاران [۱۰] یک مدل دو منطقه‌ای شبه بعدی احتراق ورودی را برای مخلوط متان و هیدروژن با درصدهای حجمی مختلف به عنوان سوخت به کمک تعادل شیمیایی گونه‌ها ارائه کرده و تمامی اثرات نشتی روزنه‌ها را نادیده گرفتند. آنها از یک موتور شش سیلندر اشتعال جرقه‌ای برای اعتبارسنجی نتایج مدل با نتایج تجربی استفاده نموده و مدعی شدند که نتایج تطابق مناسبی به جز در شرایط فقیرسوز از خود نشان می‌دهد. ونکویلی[8] و همکاران [۱۱] یک مدل شبه بعدی دو منطقه‌ای ورودی را برای موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت‌های متانول و اتانول بر روی دو موتور تک سیلندر و تحقیقاتی[9] در نسبت‌تراکم، بار، آوانس جرقه، نسبت هم‌ارزی و درصد گازهای برگشتی از سیکل[10] قبلی مختلف بررسی کرده و یک مدل پیشگویی کوبش را ارائه دادند. ژانگ[11] و همکاران [۱۲] یک مدل ترمودینامیکی بر پایه تابع ویبی[12] را برای یک موتور اشتعال جرقه‌ای توربوشارژ با سوخت گازطبیعی توسعه داده و برای محاسبه انتقال حرارت بین دیواره سیلندر و مخلوط درون سیلندر از روابط انتقال حرارت وشنی استفاده کردند. باراتا[13] و همکاران [۱۳] یک مدل ترمودینامیکی چند منطقه‌ای اشتعال جرقه‌ای با سوخت گازطبیعی را توسعه داده و نشان دادند که نتایج کد شبیه‌ساز با داده‌های تجربی از انطباق مناسبی برخوردار است. فتحی و همکاران [۱۴] یک مدل ترموسینتیکی تک ناحیه‌ای را در موتورهای احتراقی بار همگن توسعه داده و بیان کردند که مدل توسعه یافته قادر به پیشگویی توان تولیدی موتور با دقت

1 Navier–Stokes
2 Patterson
3 Van Wylen
4 Blizard
5 Keck

6 Tabaczynski
7 Ma
8 Vancoillie
9 Cooperative fuel research (CFR)
10 Exhaust gas recirculation (EGR)
11 Zhang
12 Wiebe function
13 Baratta

۹۰٪ بود. سرابی و عبدی اقدم [۱۵و۱۶] بر روی یک موتور تک سیلندر اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی، پارامترهای عملکردی و آلایندگی را در نسبت تراکم‌های ۹ و ۱۰ و سرعت rpm ۱۸۰۰ سنجیده و نشان دادند که با افزایش درصد گازطبیعی در ترکیب، مقادیر فشار موثر متوسط اندیکاتوری[1] ، گشتاور خروجی و تغییرات سیکلی کاهش یافته و تولید آلاینده‌های اکسید نیتروژن و دی اکسید کربن کم می‌شود.

در مطالعات پیشین در مورد موتورهای اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی پاشش راهگاهی، خلا ملموسی در پژوهش‌های شبیه‌سازی مشاهده می‌شود و عموماً در مدل‌های شبیه‌ساز احتراقی، بررسی نشتی از میان روزنه‌های سیلندر-پیستون مورد توجه قرار نگرفته‌است. همچنین درتایید مدل‌ها از نتایج تجربی همراه با گاز سوخته باقیمانده که تعیین آنها با تغییر پارامترها عملاً با عدم قطعیت‌هایی همراه می‌باشد، انجام گرفته است. از سویی دیگر در بخش ترکیب‌سوزی مطالعات روشنی در خصوص شبیه‌سازی کدهای ترمودینامیکی چندمنطقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی گزارش نشده است. در این پژوهش ابتدا با انجام آزمایش‌هایی روی یک موتور پژوهشی اشتعال جرقه‌ای تک سیلندر سیکل‌های تجربی عاری از گازهای سوخته از سیکل قبلی به کمک تکنیک پرش جرقه استخراج شده است. سپس یک مدل ترمودینامیکی چند منطقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی با زیر مدل احتراق ورودی و زیر مدل نشتی توسعه داده شده و با نتایج تجربی فوق‌الذکر مورد تایید قرار گرفته است. در ادامه به مباحثی اجمالی در خصوص سرعت سوختن آرام، متلاطم و مولفه‌های تلاطم مرتبط با مدل شبیه‌ساز اشاره می‌گردد.

۲- آهنگ سوختن مخلوط در موتورهای اشتعال جرقه‌ای

برای مدل‌سازی پیش‌روی شعله در موتورهای اشتعال جرقه‌ای با مخلوط همگن، سرعت سوختن متلاطم حائز اهمیت است. این سرعت به سرعت سوختن آرام و مشخصه‌های تلاطم وابسته است که بطور مختصر در این قسمت تشریح می‌شوند.

۲-۱- سرعت سوختن آرام مخلوط پیش‌آمیخته

سرعت سوختن آرام اثرات متغیرهای مختلف مثل دما، فشار، نسبت هم‌ارزی، نوع سوخت و کسر گازهای سوخته روی پیشروی شعله را شامل می‌شود. از روش‌های مورد اشاره در بررسی سرعت سوختن آرام می‌توان به تکنیک ثبت فشار-زمان در بمب حجم ثابت اشاره کرد. مدقالچی و کک [۱۷و۱۸] به صورت تجربی سرعت سوختن آرام مخلوط‌های هوا با سوخت‌های مختلف از جمله ایزواکتان و متان در نسبت‌های هم ارزی مختلف اندازه‌گیری کردند و رابطه (۱) را ارائه دادند.

$$u_l = u_{l,0}\left(\frac{T_u}{T_0}\right)^{\alpha}\left(\frac{P_u}{P_0}\right)^{\beta} \quad (۱)$$

که در آن T_u و P_u بترتیب دما و فشار مخلوط نسوخته و β ، α و $u_{l,0}$ ثابت‌های مربوط به مخلوط سوخت-هوای مورد نظر می‌باشند. از دیگر روابط ارائه شده برای سرعت سوختن آرام می‌توان به رابطه پیشینگر[2] و هیوود [۱۹] برای سرعت سوختن آرام غیر آدیاباتیک اشاره نمود. مشابه رابطه (۱)، لیااو[3] و همکاران [۲۰] سرعت سوختن آرام گازطبیعی را در یک بمب حجم ثابت مکعبی در نسبت‌های هم‌ارزی مختلف اندازه‌گیری نمودند.

با استفاده از روش فیلم‌برداری سریع رشد شعله، بالو و همکاران [۲۱] سرعت سوختن آرام و ناپایداری شعله مخلوط متان و ایزواکتان را بررسی نمودند. نتایج آنها نشان داد که با افزودن متان به ایزواکتان سرعت گسترش بدون‌کشیدگی شعله در بازه فقیرسوز افزایش یافته ولی این سرعت در منطقه غنی کاهش یافته‌است. بررسی آنها در دمای ۳۶۳K و فشار ۱ bar انجام یافته است. همچنین آنها [۲۲] در یک تحقیق دیگر بر روی مخلوط سوخت متان و ایزواکتان روابطی را برای سرعت سوختن آرام مخلوط ارائه دادند. این روابط با فرض برابری دمای آدیاباتیک سوخت‌های خالص قابلیت انطباق با نتایج تجربی را دارا می باشد. آنها رابطه (۲) را برای مخلوط متان با ایزواکتان پیشنهاد دادند.

$$u_{l,blend}(\phi,P_u,T_u) = \exp\Big(Y_{CH_4}.\ln\left(u^0_{L,CH_4}(\phi,P_u,T_u)\right)+ (1-Y_{CH_4}).\ln\left(u^0_{L,C_8H_{18}}(\phi,P_u,T_u)\right)\Big) \quad (۲)$$

1 Indicated mean effective pressure (IMEP)

2 Pischinger

3 Liao

که در آن Y_{CH_4} کسر جرمی سوخت متان در مخلوط دو سوخت می‌باشد. با استفاده از سوخت‌های رایج بنزین و گازطبیعی، عبدی‌اقدم و همکاران [۲۳] با افزودن گازطبیعی به بنزین در بمب حرارتی کروی با فشار اولیه ۵ bar از روی داده‌های تجربی سرعت سوختن آرام مخلوط را با استفاده از روش فشار-مبنا محاسبه کرده و صحت رابطه (۲) را در ترکیبات مختلف دو سوخت بنزین-گازطبیعی بررسی کردند و نشان دادند که این رابطه با درصد خطای کمی قابل قبول می‌باشد.

۲-۲- مشخصه‌های تلاطم در جریان درون سیلندر

میدان جریان درون سیلندر در موتورهای احتراق داخلی تلاطمی است که سبب افزایش نرخ اختلاط و انتقال جرم و گرما می‌شود. اگرچه جریان تلاطمی در همه سیکل‌ها اتفاق می‌افتد اما تلاطم جریان بصورت یکسان نبوده و می‌تواند منجر به تغییرات سیکلی قابل توجهی شود.

در موتورهای با محفظه احتراق دیسکی شکل، هال[1] و براکو[2] [۲۴] یک ارتباط تقریبا خطی بین شدت تلاطم در نقطه مرگ بالا و سرعت متوسط پیستون یافتند. هان[3] و همکاران [۲۵] شدت تلاطم را در یک موتور احتراق داخلی در سرعت‌های مختلف بررسی کردند و دریافتند که با افزایش سرعت متوسط پیستون شدت تلاطم درون سیلندر افزایش می‌یابد. همچنین آتشکاری [۲۶] شدت تلاطم درون سیلندر یک موتور احتراق داخلی دیسکی شکل را بطور دو بعدی بررسی کرده و مقادیر شدت تلاطم (u'_x و u'_y) را بر اساس سرعت متوسط پیستون V_P در نقطه مرگ بالا[4] به صورت رابطه (۳) بدست آورد.

$$u'_x, u'_y = 0.47 + 0.49V_P \quad (۳)$$

همچنین جاکوبیک[5] [۲۷] شدت تلاطم را در یک موتور اشتعال جرقه‌ای برای شرایط متفاوت بررسی کرده و نتایج مشابهی با آتشکاری را بدست آورد.

1 Hall
2 Bracco
3 Han
4 Top death center (TDC)
5 Jakubík

۲-۳- سرعت سوختن متلاطم

اولین بار دامکولر[6] [۲۸] طی کار کلاسیک خود سرعت شعله متلاطم را با مشابهت به شعله‌های آرام و فرض حاکم بودن مشخصه اساسی آن به احتراق متلاطم پیش‌آمیخته ارائه کرد. این نگرش به مدت چندین دهه نافذ بر مطالعات تجربی و تئوری بسیاری بوده-است. علی‌رغم تلاش‌های زیادی که انجام گرفته است هنوز یک روش اساسی برای برآورد سرعت شعله متلاطم حاصل نشده است اما درخصوص حساسیت قابل توجه سرعت شعله متلاطم به هندسه شعله و روش‌های تجربی مقالات زیادی انتشار یافته است. رابطه (۴) به عنوان رابطه دامکولر به نقل از بلیزارد و کک [۸] ارائه شده است.

$$u_t = Cu' + u_l \quad (۴)$$

که در آن C ضریب ثابت، u' شدت تلاطم، u_l سرعت سوختن آرام و u_t سرعت سوختن متلاطم است. از دیگر عبارت‌های سرعت سوختن متلاطم می‌توان به مدل زیمونت[7] اشاره نمود [۲۹] که بر پایه عدد رینولدز و دامکولر بالا توسعه یافته است. فرض اساسی این مدل بر موازنه بین ورود مخلوط تازه به منطقه شعله و مصرف آن در منطقه واکنشی استوار است. زیمونت سرعت سوختن متلاطم را به صورت رابطه (۵) بدست آورده است.

$$u_t = Cu'Da^{0.25} + u_l \quad (۵)$$

که u' شدت تلاطم، u_l سرعت سوختن آرام و Da عدد دامکولر است. گولدر[8] [۳۰]در پژوهش دیگری سرعت سوختن متلاطم را به کمک شدت تلاطم و عدد رینولدز به صورت رابطه (۶) بدست آورد.

$$u_t = 0.6Cu'^{0.5}u_l^{0.5}\mathrm{Re}_t^{0.25} + u_l \quad (۶)$$

برادلی و همکاران [۳۱] به کمک داده‌های تجربی وسیع رابطه (۷) را برای سرعت سوختن متلاطم بدست آوردند.

$$u_t = 0.88Cu'(KaLe)^{-0.3} + u_l \quad (۷)$$

6 Damköhler
7 Zimont
8 Gülder

که در آن Ka فاکتور کشیدگی شعله کارلوویتز[1] و Le عدد لوییس[2]، است. همچنین موپالا[3] و همکاران [۳۲] رابطه (۸) را برای سرعت سوختن متلاطم بیان کردند.

$$u_t = u_l + \frac{0.46C.u_l}{Le}\mathrm{Re}_t^{0.25}\left(\frac{u'}{u_l}\right)^{0.3}\left(\frac{P}{P_0}\right)^{0.2} \quad (۸)$$

۳- مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی

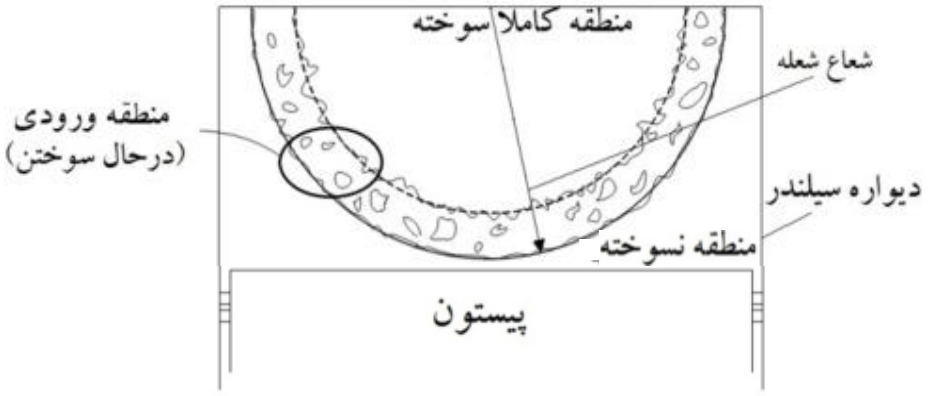
با در نظر گرفتن این نکته که کد شبیه‌ساز توانایی پیشگویی شرایط مختلف در محدوده تایید شده را دارد، کار حاضر متمرکز بر توسعه و تایید یک کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی چندمنطقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی با لحاظ کردن زیر مدل نشتی است. محفظه سیلندر طی فرآیند احتراق در مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی شبه‌بعدی اشتعال جرقه‌ای مورد نظر، به دو ناحیه عمده گازهای سوخته و نسوخته که توسط یک لایه حائل به نام منطقه ورودی[4] تقسیم می‌شود. مخلوط سوخت و هوا (گازهای نسوخته) و محصولات احتراق (گازهای سوخته) در نواحی خود همگن فرض شده و تعادل شیمیایی گونه‌ها در هر ناحیه برقرار است. رابطه اساسی برای مدل‌سازی موتور از معادله بقای انرژی برای حجم سیلندر توسط رابطه (۹) استخراج می‌شود [۶].

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{\delta Q}{d\theta} - \frac{\delta W}{d\theta} + \sum_i h_i \frac{dm_i}{d\theta} - \sum_e h_e \frac{dm_e}{d\theta} \quad (۹)$$

که در آن U انرژی درونی مخلوط گاز داخل سیلندر، Q گرمای انتقال یافته به محتویات سیلندر از دیواره ($Q>0$ انتقال گرما از دیواره به گاز)، W کار مرزی که از تغییرات فشار سیلندر برحسب حجم آن قابل محاسبه است. h_i و h_e بترتیب آنتالپی‌های ویژه ورودی و خروجی از سیلندر و m_i و m_e بترتیب مقدار جرم‌های ورودی و خروجی به سیلندر است.

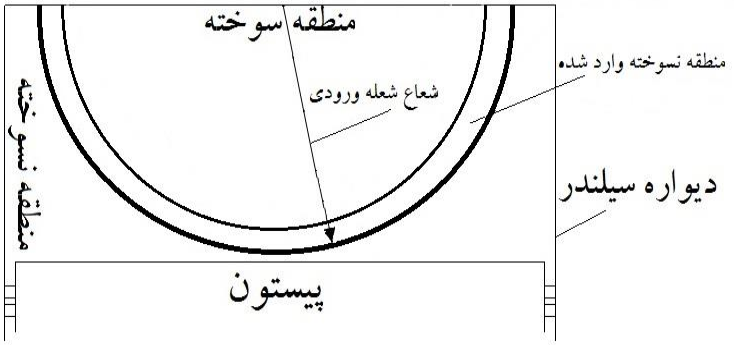
با استفاده از کد ترمودینامیکی موتور اشتعال جرقه‌ای تک سوخت لوسی[5] که بر پایه احتراق ورودی شبه‌بعدی و تعادل شیمیایی گونه‌ها استوار بود [۳۳]، یک مدل ترمودینامیکی چندمنطقه‌ای برای سوخت ترکیبی با زیر مدل نشتی ارتقا داده شد. با توجه به اینکه پایه اولیه شبیه‌ساز لوسی موتور اشتعال جرقه‌ای دو زمانه تک‌سوخت بود، مدل شبیه‌ساز جدید (عمدتاً در زیر مدل نشتی) برای موتورهای اشتعال‌جرقه‌ای چهار زمانه ترکیب‌سوز ارتقا داده شد و اساساً بر روی کد اولیه یک سری تغییرات عمده و عمیق در بخش‌های مختلف از جمله هندسه، زیر مدل نشتی و شرایط ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی با درصد جرمی مختلف ترکیب دو سوخت اعمال شد. بنابراین یک کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی با ساختار، سیستم عملکردی و کاربری جدید حاصل شد که منبعد از آن با عنوان موسی[6] یاد می‌شود. این کد از بسته شدن سوپاپ ورودی تا باز شدن سوپاپ خروجی عمل می‌کند و دو گزینه موتورگردانی و احتراق دارد. فلوچارت مربوط به گزینه موتورگردانی از مرجع [۵] در پیوست (ب) ارائه شده است و گزینه احتراق تا زمان زدن جرقه مشابه موتورگردانی عمل می‌کند. می‌توان گفت که گزینه احتراق سه بخش اصلی تراکم، احتراق و انبساط را دارد. در بخش تراکم محاسبات بر حسب گام زاویه‌ای میل لنگ و مبتنی بر تراکم توام با تبادل گرما و جرم است. در هر گام، جرم نشتی از سیلندر با زیر مدل نشتی و انتقال گرما توسط رابطه پیشنهادی انادند[7] [۳۴] با استفاده از خواص گاز موجود در سیلندر محاسبه می‌شود. احتراق در این کد، مبتنی بر مدل سرعت سوختن متلاطم ورودی است و به‌صورت مستند اولین بار توسط بیلزارد و کک [۸] ارائه شده است. در طول هر گام محاسباتی داخل پریود احتراق پدیده‌های هم‌زمان مختلفی از جمله تغییر حجم، فشار و دمای درون سیلندر صرفاً با حرکت پیستون، ورود جرم نسوخته به جبهه شعله، سوختن قسمتی از جرم وارد شده به پشت جبهه، انتقال گرما از نواحی سوخته و نسوخته به دیواره‌ها و تبادل جرم بین سیلندر و شکاف‌های مرتبط اتفاق می‌افتد و از روی‌هم‌گذاری آنها حالت انتهای گام برآورد می‌شود. فلوچارت اختصاری مربوط به این بخش در پیوست (ب) ارائه و جزئیات آن در مرجع [۳۵] آمده است. در شکل ۱(الف) مقطع آنی شماتیکی از داخل سیلندر به نمایش گذاشته شده است که در آن منطقه نسوخته بیرون شعله و منطقه کاملا سوخته مشخص است و منطقه‌ای بین آنها قرار گرفته که در داخل آن گردابه‌های نسوخته‌ای

1 Karlovitz flame stretch factor
2 Lewis
3 Muppala
4 entrained
5 Leeds University spark ignition engine (LUSIE)
6 Mohaghegh Ardabili University spark ignition engine (MAUSIE)
7 Annand



(a)

(الف)



(b)

(ب)

شکل ۱. مقطع آنی از داخل سیلندر (الف) بصورت ظاهری از شعله‌ی پیشرونده و (ب) مدل‌ریزی شده از آن در کد ترمودینامیکی

Fig. 1. The instantaneous section of the inside of the cylinder (a) apparently from a progressive flame and (b) modelled in the thermodynamic code

در داخل آن در محاصره شعله‌های پیشرونده به مرکز آنهاست. اندازه گردابه‌های نسوخته سوزنده از جبهه شعله به سمت منطقه کاملا سوخته کوچکتر می‌شود. در مدل ورودی احتراق، بخش سوخته منطقه حائل به همراه منطقه کاملا سوخته، منطقه سوخته مدل، مخلوط وارد شده به شعله اما نسوخته به عنوان منطقه نسوخته وارد شده و مخلوط نسوخته وارد نشده به شعله به عنوان منطقه نسوخته در مدل مطابق شکل ۱(ب) شناخته می‌شود. گام زاویه‌ای ۰/۵ درجه میل‌لنگ و دمای سیلندر و پیستون نیز ثابت فرض شده است. پس از خاتمه احتراق در بخش انبساط کد شبیه‌ساز، گونه‌های سوخته تا دمای ۱۶۰۰ K در تعادل شیمیایی فرض می‌شود و کمتر از آن با فرض ثابت بودن کسر گونه‌ها محاسبات دنبال می‌شود.

از سرعت سوختن متلاطم ورودی، مقدار جرم مخلوط نسوخته ورودی به جبهه شعله برآورد می‌شود. در ادبیات فن روابط سرعت‌های سوختن متلاطم متعددی بر پایه مطالعات تجربی و نظری قید شده است. بطور نمونه با استفاده از داده‌های تجربی برادلی[1] و همکاران [۳۶] و مرجانی و شپارد[2] [۳۷] رابطه‌ای برای سرعت سوختن متلاطم ارائه کرده‌اند. در مدل ورودی بیلیزارد و کک [۸] نرخ جرم گاز نسوخته وارد شده به جبهه شعله متلاطم به صورت رابطه (۱۰) بیان می‌شود.

$$\frac{dm_e}{dt} = \rho_u A_f u_{te} \qquad (۱۰)$$

1 Bradley
2 Sheppard

که در آن m_e جرم وارد شده، ρ_u چگالی مخلوط نسوخته، A_f سطح متوسط جبهه شعله و u_{te} سرعت سوختن متلاطم ورودی است. برای ارزیابی جرم ورودی در هر گام ابتدا سرعت سوختن متلاطم ورودی بر اساس خواص گاز نسوخته تخمین زده می‌شود. سپس تغییرات شعاع شعله با جرم ورودی در هر گام به صورت رابطه (۱۱) محاسبه می‌شود.

$$r_{fe2} - r_{fe1} = u_{te}\Delta t \quad (11)$$

که در آن r_{fe1} و r_{fe2} شعاع شعله قبل و بعد از فرآیند ورودی است و Δt گام زمانی می‌باشد. حجم ورودی در هر گام به کمک r_{fe1} و r_{fe2} و هندسه محفظه سیلندر بدست می‌آید و جرم ورودی در هر گام ( ) از رابطه (۱۲) بدست می‌آید.

$$\Delta m_e = \rho_u \Delta V_e \quad (12)$$

که ΔV_e حجم ورودی گام است. براساس مدل ورودی احتراق، آهنگ سوختن از معادله دیفرانسیل رابطه (۱۳) تعیین می‌شود.

$$\frac{dm_b}{dt} = \frac{m_e - m_b}{\tau_b} \quad (13)$$

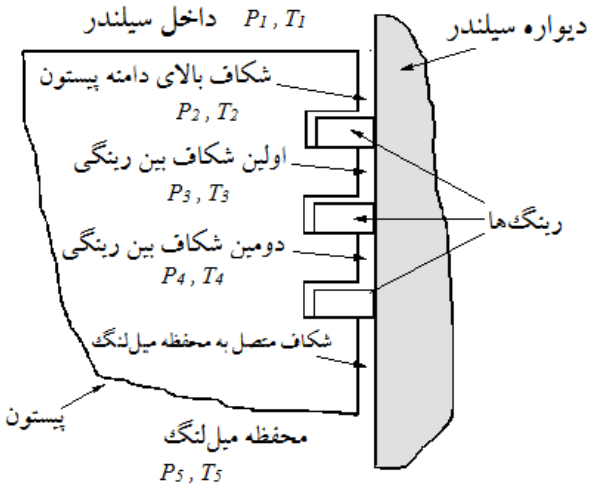
که در آن m_b جرم سوخته و τ_b مقیاس زمان سوختن است که بصورت زیر تعریف می‌شود.

$$\tau_b = K_\tau \frac{l_X}{u_l} \quad (14)$$

که در آن K_τ ثابت تناسب، l_X مشخصه مقیاس طولی و u_l سرعت سوختن آرام است.

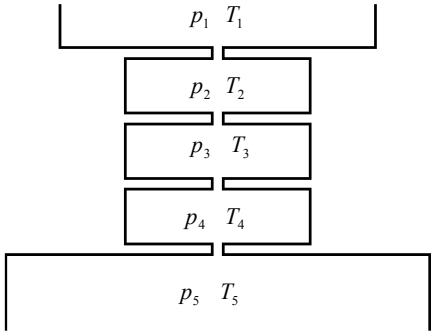
۴- زیر مدل نشتی

نظر به اینکه فشار داخل سیلندر در مراحل تراکم و انبساط متغیر بوده و بدلیل اختلاف فشار بین سیلندر و حجم شکاف قسمت بالای پیستون و همچنین اختلاف فشار بین شکاف‌ها با محفظه میل‌لنگ، وجود جریان گاز از سیلندر به شکاف‌ها و محفظه میل‌لنگ طی مرحله تراکم و جریان معکوس از شکاف‌ها به داخل سیلندر و در عین حال به محفظه میل‌لنگ طی مرحله انبساط قابل درک است. در شکل ۲



شکل ۲. شماتیک محل و نحوه قرارگیری پیستون و رینگ‌ها در سیلندر [۳۸]

Fig. 2. Schematic of the location and placement of pistons and rings in the cylinder [38]



شکل ۳. شماتیک مدل حجم روزنه برای مجموعه‌ی رینگ-پیستون [۳۸]

Fig. 3. Schematic of the crevices volume model for piston- ring

مقطع شکاف‌ها و مسیر جریان مفروض برای حالت سه رینگ نمایش داده شده است. شکاف بین پیستون و سیلندر به حجم بزرگ محفظه میل‌لنگ با فشار پایین متصل است. بالای پیستون حجم سیلندر واقع شده است که می‌تواند تغییرات جدی در فشار را داشته باشد. با در نظر گرفتن این حجم‌ها و روزنه‌های مرتبط آنها می‌توان مدل معادل حجم روزنه شکل ۳ را در نظر گرفت [۳۸]. همچنین در بخش زیر مدل نشتی مفروضات زیر در نظر گرفته شده است:

* حجم شکاف‌ها و اندازه روزنه‌ها طی سیکل ثابت در نظر گرفته شده است.

* دمای شکاف‌ها معادل میانگین دمای سیلندر و پیستون فرض شده است.

* از حرکت موضعی رینگ صرف‌نظر شده است.
* از اثرات حرکت پیستون چشم‌پوشی شده است.

لازم به توضیح است که در موتورهای احتراق داخلی، جریان بین احجام حالت ناپایا دارد و می‌توان برای تحلیل آنها از معادلات حالت پایا در بازه‌های زمانی بسیار کوچک پشت سر هم استفاده کرد. با توجه به تئوری جریان از روزنه و تئوری حجم روزنه مدل نشتی، حالت‌های مختلفی را در امتداد جریان می‌توان انتظار داشت.

با توجه به شکل ۳ اگر $\frac{P_{i+1}}{P_i} \le 1$ و $\frac{P_{i+1}}{P_i} > \left(\frac{2}{\gamma_i+1}\right)^{\gamma_i/(\gamma_i-1)}$ بشود، آنگاه آهنگ جریان جرمی از روزنه موجود بین حجم iام و i+۱ام به صورت رابطه (۱۵) قابل بیان است.

$$\frac{dm_{i,i+1}}{dt} = C_{d\,i,i+1} A_{i,i+1} \left[\frac{2\gamma_i}{(\gamma_i-1)RT_i}\right]^{1/2} \times P_i \left(\frac{P_{i+1}}{P_i}\right)^{1/\gamma_i} \left[1-\left(\frac{P_{i+1}}{P_i}\right)^{(\gamma_i-1)/\gamma_i}\right]^{1/2} \quad (۱۵)$$

که $C_{d\,i,i+1}$ ضریب تخلیه و $A_{i,i+1}$ سطح مقطع روزنه است و مقادیر C_d با بررسی مدل نشتی در حالت موتورگردانی و تایید آن، تعیین و تثبیت می‌شود.

اگر $\frac{P_{i+1}}{P_i} \le 1$ و $\frac{P_{i+1}}{P_i} < \left(\frac{2}{\gamma_i+1}\right)^{\gamma_i/(\gamma_i-1)}$ بشود، آنگاه خفگی رخ می‌دهد و جریان جرمی از روزنه بین احجام iام و i+۱ام به صورت رابطه (۱۶) خواهد شد.

$$\frac{dm_{i,i+1}}{dt} = C_{d_i,i+1} A_{i,i+1} \left[\frac{\gamma_i}{RT_i}\right]^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma_i+1}\right)^{(\gamma_i+1)/2(\gamma_i-1)} P_i \quad (۱۶)$$

با فرض حضور گاز ایده‌آل با دمای معین در احجام ثابت شکاف‌ها، آهنگ تغییر فشار به صورت رابطه (۱۷) به آهنگ‌های جرمی از روزنه‌ها ربط پیدا خواهد کرد.

$$\frac{dP_j}{dt} = \frac{RT_j}{V_j}\left(\frac{dm_{j-1,j}}{dt} - \frac{dm_{j+1,j}}{dt}\right) \quad (۱۷)$$

۵- ابزار و تجهیزات تجربی

در کار حاضر از سکوی آزمایش ساخت شرکت گونت آلمان مدل سی‌تی ۳۰۰[1] با یک موتور پژوهشی تک سیلندر اشتعال جرقه‌ای کوپله شده به یک دینامومتر آسنکرون با قابلیت تنظیم سرعت استفاده شده است. سیستم‌های مدیریت موتور، تجهیزات سنجش و ثبت مقادیر مشابه پژوهش‌های [۱۵،۱۶و۳۹] بوده است. مشخصات موتور پژوهشی مورد استفاده در جدول ۱ ذکر شده است.

در کار حاضر فرمول شیمیایی متوسط بنزین $C_{7.76}H_{13.1}$ [۱] در نظر گرفته شده و گازطبیعی دارای محتویات به شرح جدول ۲ بر پایه درصد حجمی گونه‌ها [۲۳] با فرمول شیمیایی متوسط بخش هیدروکربن $C_{1.04}H_{3.97}$ است.

بدلیل اهمیت هندسه نشتی در کار حاضر، قطر پیستون، موقعیت و ابعاد شیار رینگ‌ها در دامنه آن، قطر سیلندر و سطح مقطع رینگ‌ها و دهانه باز آنها وقتی بتنهایی در سیلندر قرار می‌گیرند، در دمای محیط اندازه‌گیری شدند. سپس این اندازه‌ها در دمای تخمینی جداره‌ها در مد پرش جرقه (۹۰ °C) با استفاده از ضرایب انبساط حرارتی اجزا تصحیح و احجام شکاف‌ها و سطح مقطع روزنه‌های مرتبط محاسبه و در زیرمدل نشتی استفاده شده است. مقادیر برآورد شده در جدول ۳ آمده است.

در این پژوهش برای استخراج نتایج تجربی، موتور ابتدا در حالت بنزین راه‌اندازی شد تا گرم شود و به حالت پایا برسد. سپس تحت شرایط نسبت هم‌ارزی استوکیومتری، سرعت موتور ۱۸۰۰ rpm، بار کامل و نسبت تراکم ۹ در مد با پرش جرقه برای ترکیبات مختلف جی۱۰۰[2] ، جی۹۰[3] ، جی۷۵[4] و جی۶۰[5] (۱۰۰٪ بنزین، ۹۰٪ بنزین، ۷۵٪ بنزین و مابقی گاز طبیعی) داده برداری شد. در هر ترکیب حداقل برای ۶ آوانس مختلف جرقه و در هر آوانس جرقه ۱۴۰۰ سیکل پشت‌سرهم با تناوب ۷ سیکلی شامل چهار سیکل متوالی موتورگردانی و سه سیکل متوالی احتراقی داده‌برداری انجام گرفت و داده‌های خام ثبت شد. سپس داده‌های خام به کمک کد کامپیوتری به نتایج فشار-زاویه میل‌لنگ[6] برای هر سیکل تبدیل و

1 Gunt (CT300)
2 G100
3 G90
4 G75
5 G60
6 Pressure-Crank Angle (P-θ)

جدول ۱. مشخصات موتور پژوهشی سی‌تی۳۰۰
Table 1. Specifications of the CT300 research engine

قطر سیلندر	۹۰ mm
کورس پیستون	۷۰ mm
حجم جابجایی	۴۷۰cm^3
نسبت تراکم	۹
سیستم جرقه‌زنی	الکترونیکی با قابلیت تنظیم یک درجه میل‌لنگ
سیستم سوخت‌رسانی	پاشش به مسیر ورودی موتور
سیستم روغن‌کاری	فشاری
روش خنک کاری	با آب (تک جریانی)
تعداد و موقعیت سوپاپ	۲سوپاپ از بالای سیلندر
زاویه باز و بسته شدن سوپاپ ورودی	۰° مرگ بالا باز و ۵۰° بعد مرگ پایین بسته
زاویه باز و بسته شدن سوپاپ خروجی	۴۰° قبل مرگ پایین باز و ۸° بعد مرگ بالا بسته
نوع تنفس	طبیعی با صافی و مخزن آرامش
شکل محفظه	دیسکی با پیستون سر تخت

جدول ۲. اجزاء سازنده گاز طبیعی [۲۳]
Table 2. Constituents of natural gas

ترکیبات سازنده	درصد اجزا
CH_4	٪ ۸۸٫۳۳۲
C_2H_6	٪ ۴٫۶۷۲
C_3H_8	٪ ۱٫۱۳۷
C_4H_{10}	٪ ۰٫۴۸۴
C_5H_{12}	٪ ۰٫۱۸۱
CO_2	٪ ۰٫۶۹۴
N_2	٪ ۴٫۵

مورد استفاده قرار گرفت.

از ۲۰۰ تناوب پشت‌سرهم هفت سیکلی، اولین سیکل احتراقی هر تناوب، که به‌راحتی می‌توان آن را عاری از گازهای سوخته تلقی کرد [۴۰] انتخاب شد و ۲۰۰ سیکل احتراقی عاری از گازهای سوخته بعنوان مجموعه مناسبی برای توسعه کد شبیه‌ساز در حالت بدون گاز سوخته باقیمانده فراهم گردید. به همین ترتیب ۲۰۰ سیکل از آخرین سیکل موتورگردانی هر تناوب نیز بعنوان مجموعه سیکل‌های موتورگردانی با سوخت و عاری از گاز سوخته برای مقاصد تایید کد جمع‌آوری شد. سپس برای هر حالت، فشار موثر متوسط اندیکاتوری سیکل‌های اول احتراقی محاسبه شد و آوانس بهینه هر ترکیب بر اساس حداکثر مقدار فشار موثر متوسط اندیکاتوری در شرایط غیر کوبشی تعیین گردید. در بخش معتبرسازی نتایج کد شبیه‌ساز، از نتایج تجربی موتور پژوهشی در شرایط موتورگردانی با سوخت بهره گرفته شد. به همین ترتیب برای اعتبارسنجی شرایط احتراقی آن، از مجموعه سیکل‌های احتراقی اول در حالت پرش جرقه استفاده شد. لازم به توضیح است که برای معتبرسازی و تایید مدل از سیکل معادل فرضی مجموعه سیکل‌های تجربی هر حالت استفاده شد [۱۶].

در توسعه مدل شبیه‌ساز از سرعت سوختن آرام بنزین و گازطبیعی متقالچی و کک [۱۷و۱۸] و برای سرعت سوختن آرام ترکیب بنزین-گازطبیعی از رابطه (۱) استفاده شد. همچنین برای روابط شدت تلاطم از رابطه (۶) و در محاسبه سرعت سوختن متلاطم رابطه زیمونت [۲۹] و مشخصه مقیاس طول انتگرالی به کار برده شد.

۶- بحث و نتایج

ابتدا آزمایش‌های تجربی در شرایط با پرش چرقه در نسبت تراکم

جدول ۳. احجام شکاف‌ها و سطح مقطع روزنه‌های مفروض

Table 3. The volumes of the crevices and the cross-sectional area of the assumed crevices

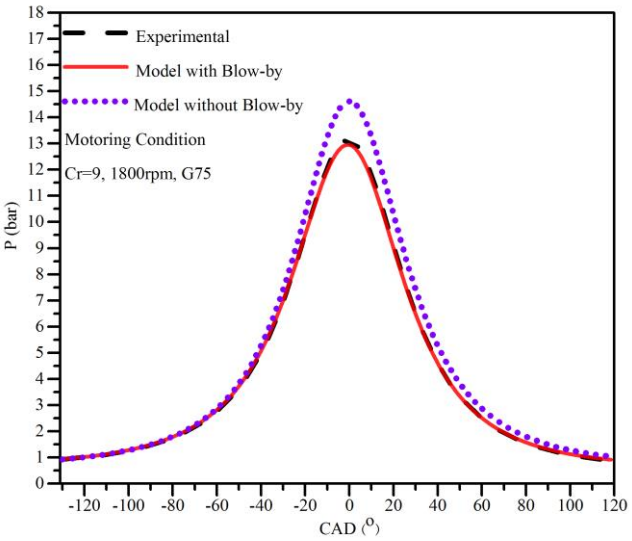
مشخصه هندسی	اندازه
حجم شکاف بالای پیستون	۱/۶۴۵۵cm^3
حجم بین دو رینگ	۱/۱۱۲۹cm^3
مساحت سطح مقطع ورودی شکاف بالای پیستون	۰/۸۲۴cm^2
مساحت سطح مقطع روزنه رینگ ۱	۱/۶×۱۰$^{-۳}$ cm^2
مساحت سطح مقطع روزنه رینگ ۲	۱/۸×۱۰$^{-۳}$$cm^2$

۹ و سرعت rpm ۱۸۰۰ در ترکیب‌های مختلف جی۱۰۰، جی۹۰، جی۷۵ و جی۶۰ انجام شد و سیکل‌های اول احتراقی و چهارم موتورگردانی هر تناوب استخراج، و برای هر آوانس جرقه دو مجموعه ۲۰۰ سیکلی احتراق اول و موتورگردانی چهارم تفکیک شد. سپس بر اساس مجموعه سیکل‌های اول احتراقی در هر آوانس، مقادیر فشار موثر متوسط اندیکاتوری محاسبه و برای هر ترکیب آوانس بهینه جرقه بر اساس حداکثر فشار موثر متوسط اندیکاتوری در بازه غیرکوبشی تعیین شد. کد شبیه‌ساز توسعه داده شده ابتدا در شرایط موتورگردانی ترکیب جی۷۵ (میان ترکیب بنزین-گاز طبیعی با سوخت غالب بنزین) با زیر مدل نشتی و بدون آن اجرا و نتایج فشار-زاویه میل‌لنگ حاصله با نتایج تجربی موتورگردانی متناظر مقایسه شد. شکل ۴ تغییرات فشار درون سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ را در شرایط موتورگردانی ترکیب جی۷۵ در شرایط تجربی، مدل با نشتی و بدون نشتی نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که نتایج مدل با نشتی انطباق بسیار خوبی با نتایج تجربی و نتایج بدون نشتی اختلاف فاحشی با آن دارد.

با توجه به اینکه انحراف نسبی در فشارهای پایین شکل ۴ قابل رویت نبود، درصد انحراف مدل بانشتی و بدون نشتی با نتایج تجربی محاسبه و در شکل ۵ درصد انحراف نتایج مدل‌ها از نتایج تجربی نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که حداکثر انحراف مدل با نشتی حدود ۴٪ و مدل بدون نشتی بیش از ۱۵٪ است. درصد انحراف از مقدار میانگین[1] از رابطه (۱۸) برآورد شده است.

که در آن x_p داده‌های تجربی و x_s داده‌های مدل می‌باشد.

مدل با نشتی قابلیت پیشگویی مقدار جرم نشتی از محفظه



شکل ۴. تغییرات فشار درون سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ موتورگردانی در شرایط تجربی، مدل با نشتی و بدون نشتی

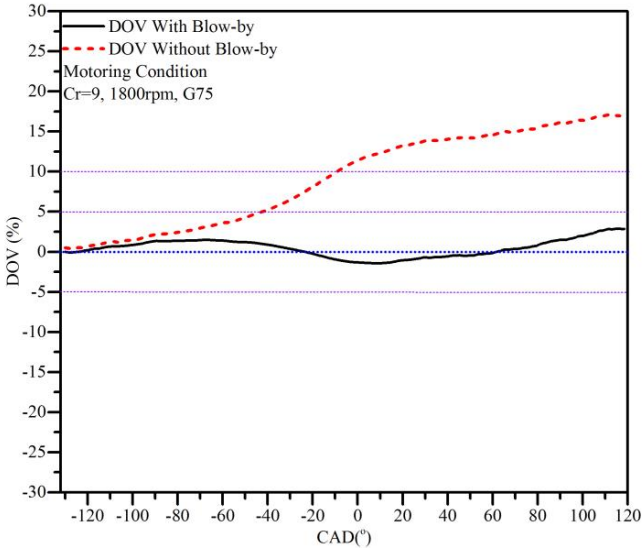
Fig. 4. Cylinder pressure variation according to the crank angle in the motoring under experimental conditions, the model with and without blow-by

احتراق به شکاف بالای سیلندر-پیستون، روزنه رینگ اول و دوم را

$$DOV(\%)=\frac{x_s-x_P}{x_p}\times 100 \qquad (۱۸)$$

در هر زاویه لنگ دارد و در شکل ۶ (الف) و (ب) تغییرات فشارهای سیلندر، شکاف بالای دامنه پیستون و شکاف بین‌رینگی و درصد نشتی روزنه‌ها را برحسب زاویه میل‌لنگ برای ترکیب جی۷۵ نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که بخاطر اختلاف فشارها حداکثر درصد جرم نشتی به شکاف بالای سیلندر-پیستون در حدود ۴/۷٪، از روزنه رینگ اول ۰/۵۷٪ و از روزنه رینگ دوم ۰/۲۳٪ است.

1 deviation of variation (DOV)



شکل ۵. درصد تغییرات انحراف فشار درون سیلندر از مقدار تجربی بر حسب زاویه میل‌لنگ موتورگردانی برای مدل با نشتی و بدون نشتی

Fig. 5. Percentage of variation in cylinder pressure deviation from the experimental value according to the crankshaft angle of motoring for the model with and without blow-by

نتایج کد شبیه‌ساز در شرایط احتراقی برای ترکیب جی۷۵ استخراج و با نتایج تجربی مقایسه شد. شکل ۷ تغییرات فشار درون سیلندر برحسب زاویه میل‌لنگ در شرایط احتراقی را برای داده‌های تجربی و مدل شبیه‌ساز به‌همراه درصد انحراف نمایش می‌دهد. و مشاهده می‌شود که نتایج کد شبیه‌ساز با سیکل معادل فرضی نتایج تجربی انطباق بسیار خوبی داشته و در میانه سیکل‌های تجربی قرار دارد و حداکثر انحراف زیر ۴٪ است.

شکل ۸ درصد جرم نشتی به شکاف بالای سیلندر-پیستون و شکاف بین رینگ اول و دوم را نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که حداکثر درصد جرم نشتی به شکاف بالای سیلندر-پیستون ۱۴٪، حداکثر درصد جرم عبوری از روزنه رینگ اول ۱/۴۳٪ و از روزنه رینگ دوم ۰/۴۳٪ است. از مقایسه نتایج حاصله از شکل ۶ و شکل ۸ می‌توان دریافت که درصد جرم نشتی در شرایط احتراقی افزایش چشمگیری یافته و به بیش از سه برابر شرایط موتورگردانی رسیده است. با توجه به مقادیر جرم نشتی در شرایط موتورگردانی و به خصوص احتراقی می‌توان بیان نمود که در توسعه کدهای شبیه‌ساز لحاظ نمودن زیر مدل نشتی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است.

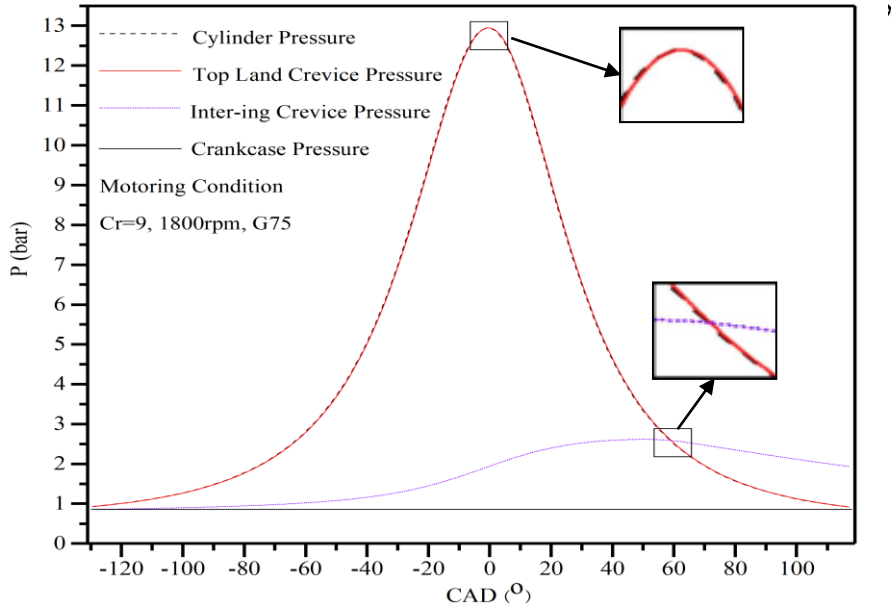
نتایج کد شبیه‌ساز برای حالت تک‌سوخت جی۱۰۰ و همچنین برای حالت‌های ترکیب‌سوز جی۹۰ و جی۶۰ نیز با اعمال شرایط اولیه تجربی به کد استخراج گردید. شکل‌های ۹ (الف)، ۹ (ب) و ۹ (ج) تغییرات فشار درون سیلندر و درصد انحراف بر حسب زاویه میل‌لنگ شرایط احتراقی برای داده‌های تجربی و مدل شبیه‌ساز را در حالت‌های جی۱۰۰، جی۹۰ و جی۶۰ نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که برای تمامی ترکیب‌ها نتایج کد شبیه‌ساز و نتایج تجربی انطباق مناسبی دارد و انحراف نتایج کد شبیه‌ساز از نتایج تجربی زیر ۴٪ است.

در تحلیل احتراقی موتورهای درون‌سوز کسر جرم سوخته و نرخ رشد آن بر حسب زاویه میل‌لنگ مورد توجه است. در تعیین کسر جرم سوخته درون محفظه احتراق موتورهای اشتعال جرقه‌ای متداول که مخلوط قبل از احتراق نسبتاً همگن است، استفاده از روش راسوایلر و ویدروت متداول است [۴۱-۴۴]. در کار حاضر برای استخراج کسر جرم سوخته در طول احتراق برای سیکل‌های تجربی و سیکل‌های مستخرج از کد شبیه‌ساز ترکیبات مختلف از این روش [۴۱] استفاده شده است. شکل ۱۰ آهنگ تغییرات کسر جرم سوخته بر حسب زاویه میل‌لنگ از زمان زدن جرقه[1] را برای سیکل‌های تجربی و سیکل‌های مستخرج از کد شبیه‌ساز در ترکیب‌های مختلف سوخت نشان داد. ملاحظه می‌شود که آهنگ تغییرات کسر جرم سوخته هر ترکیب برای سیکل تجربی و سیکل کد شبیه‌ساز دارای همگرائی مناسبی است و با افزودن گازطبیعی به ترکیب آهنگ تغییرات کسر جرم سوخته کاهش یافته است. دلیل آن می‌تواند پایین بودن سرعت سوختن آرام گاز طبیعی نسبت به بنزین باشد که در حالت ترکیب‌سوزی با افزایش کسر گاز طبیعی این سرعت کاهش می‌یابد. در مرحله اولیه احتراق که اندازه شعله کوچک‌تر است و طیف کوچکی از گردابه‌های تلاطمی روی رشد شعله موثرند، سرعت سوختن آرام نقش مهمی دارد.

۷- نتیجه‌گیری:

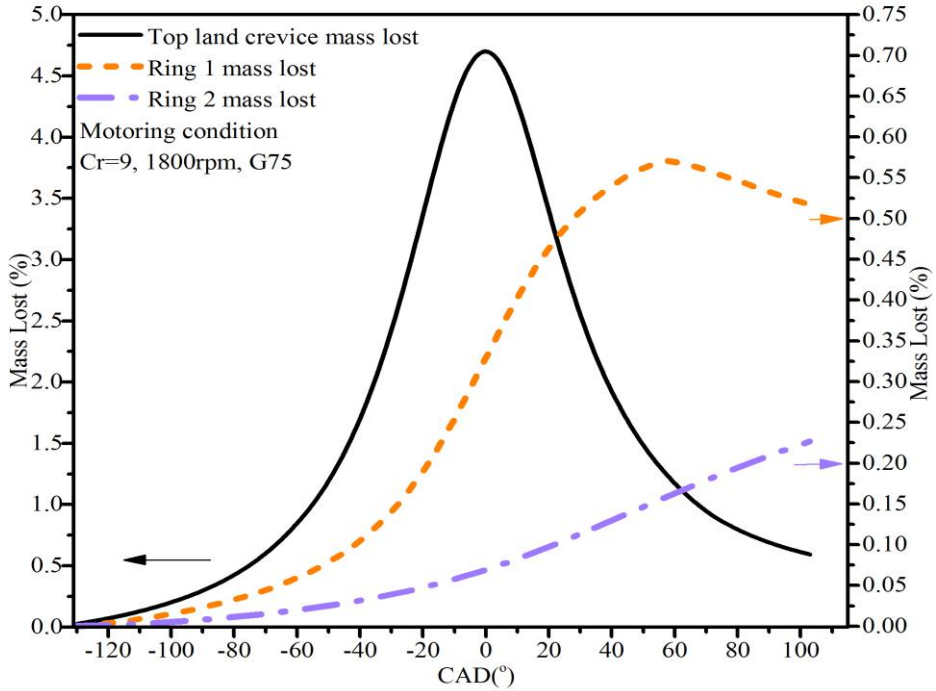
موتور پژوهشی مورد استفاده در این پژوهش یک موتور تک سیلندر اشتعال جرقه‌ای مجهز به سیستم کنترل الکترونیکی توسط کاربر بود. داده‌های تجربی مورد نیاز از این موتور تحت حالت‌های ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی با سوخت غالب بنزین و با تکنیک پرش جرقه استخراج شد. بانک داده حاصله مشتمل بر داده‌های تجربی فشار-زاویه میل‌لنگ سیکل‌های پشت سر هم در ترکیب‌های جی۱۰۰، جی۹۰، جی۷۵ و جی۶۰ در آوانس‌های مختلف جرقه،

1 Crank angle from ignition timing (CAfIT)



(a)

(الف)

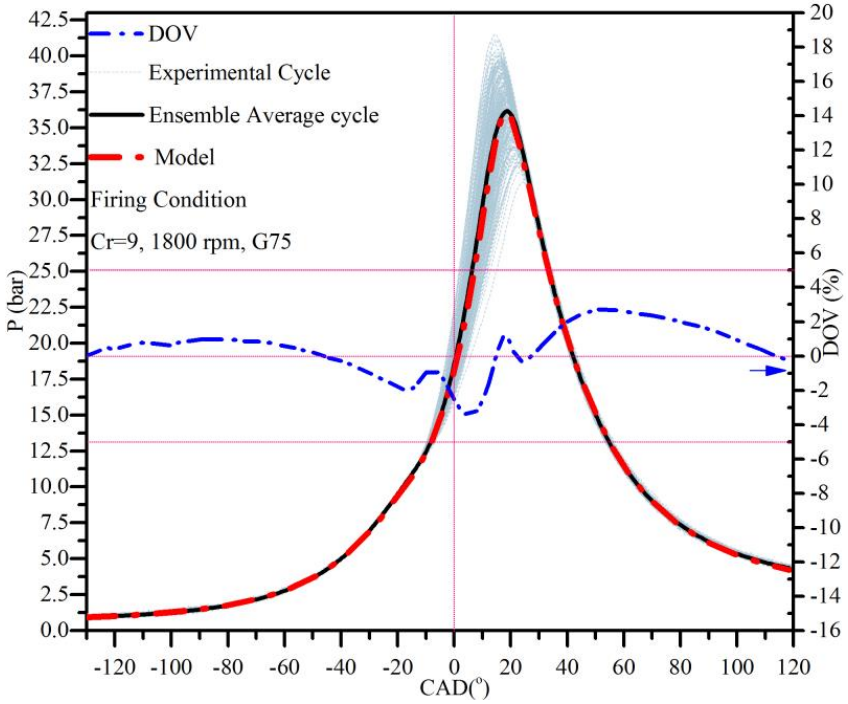


(b)

(ب)

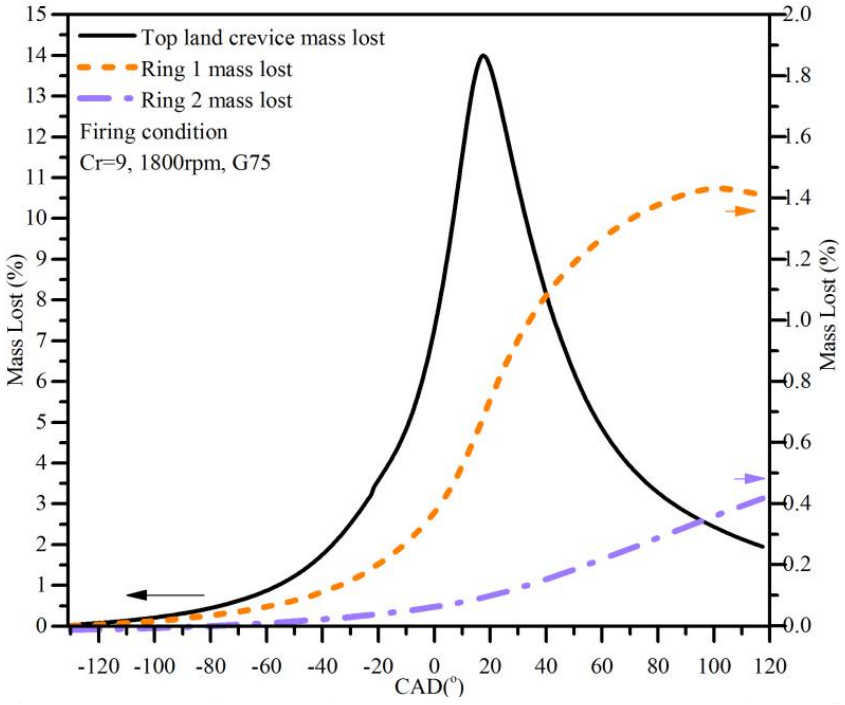
شکل ۶. (الف) تغییرات فشارهای سیلندر، شکاف بالای دامنه پیستون و شکاف بین‌رینگی و (ب) درصد جرم نشتی از شکاف‌ها برحسب زاویه میل‌لنگ در شرایط موتورگردانی ترکیب جی۷۵

Fig. 6. (a) cylinder pressure variation, top land crevice and inter-ring cervices; and (b) the percentage of mass leakage from the cervices in terms of the crank angle in the motoring conditions of G75 combination



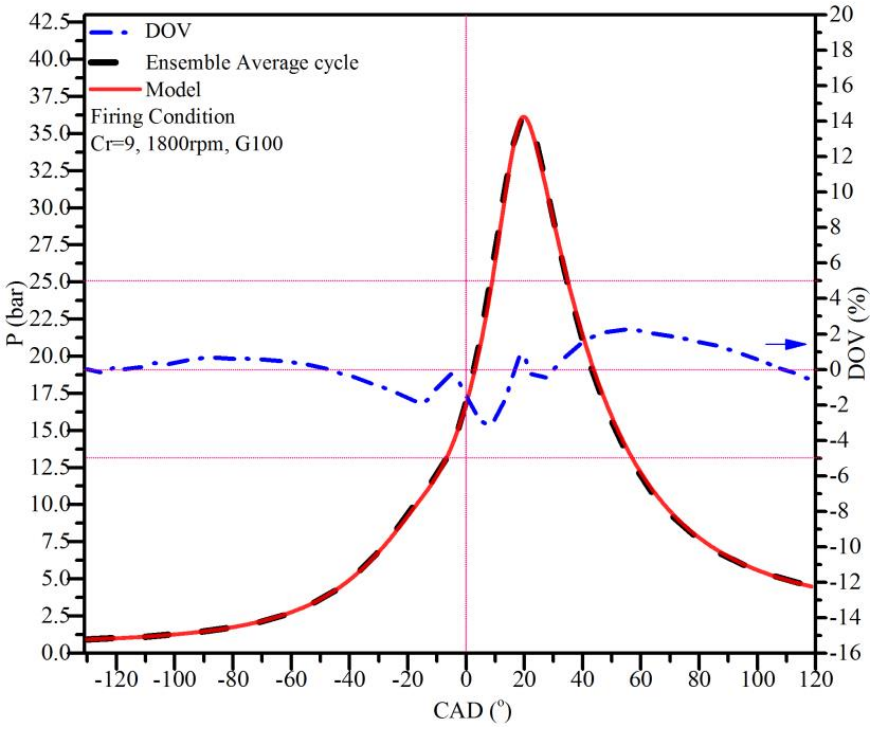
شکل ۷. تغییرات فشار درون سیلندر و درصد انحراف بر حسب زاویه میل‌لنگ شرایط احتراقی برای داده‌های تجربی و مدل شبیه‌ساز

Fig. 7. Cylinder pressure variation according to the crank angle in the firing conditions for the experimental data and simulation model



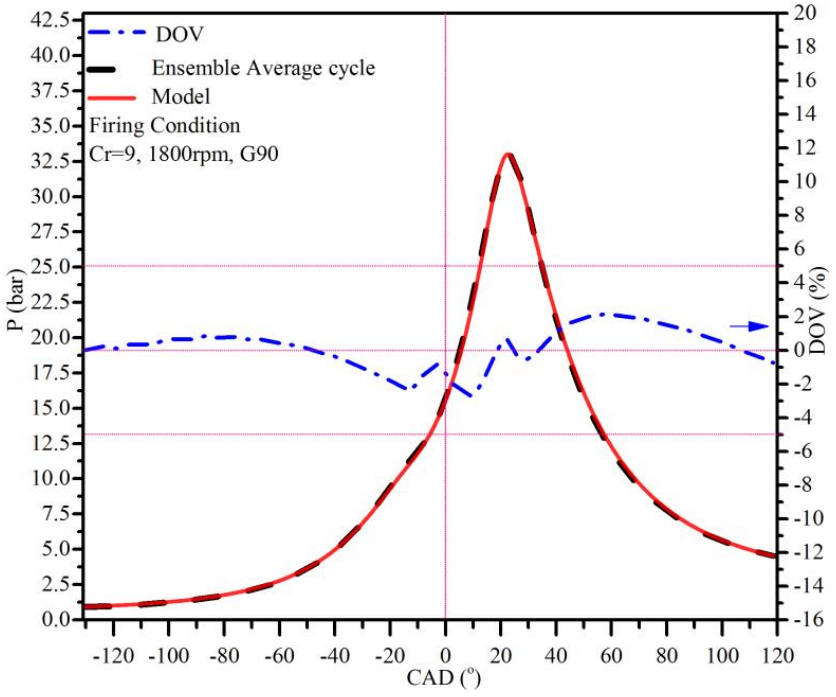
شکل ۸. درصد جرم نشتی از شکاف‌ها بر حسب زاویه میل‌لنگ در شرایط احتراقی ترکیب جی۷۵

Fig. 8. Percentage of mass blow-by from crevices according to the crank angle in the firing conditions of the G75 combination


DOV
Ensemble Average cycle
Model
Firing Condition
Cr=9, 1800rpm, G100
P (bar)
DOV (%)
CAD (°)

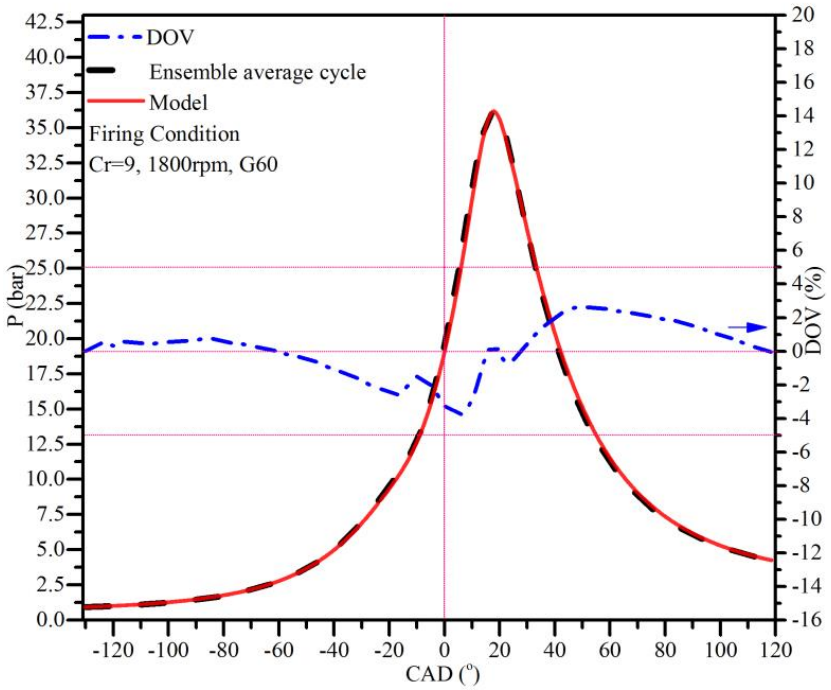
(a)

(الف)


DOV
Ensemble Average cycle
Model
Firing Condition
Cr=9, 1800rpm, G90
P (bar)
DOV (%)
CAD (°)

(b)

(ب)

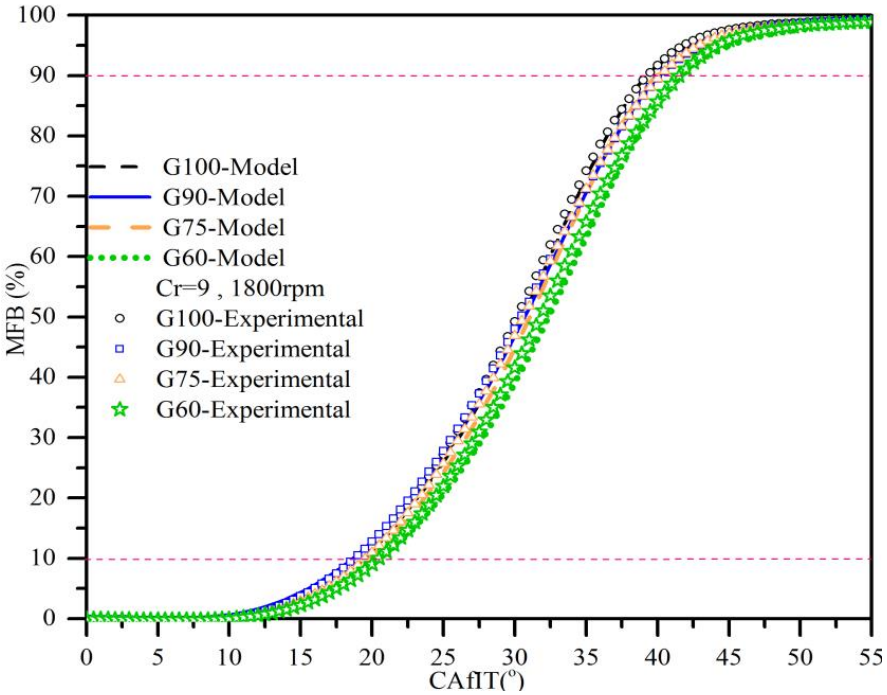


(c)

(ج)

شکل ۹. تغییرات فشار درون سیلندر و درصد انحراف بر حسب زاویه میل‌لنگ شرایط احتراقی برای داده‌های تجربی و مدل شبیه‌ساز در حالت‌های (الف) جی۱۰۰، (ب) جی۹۰ و (ج) جی۶۰

Fig. 9. Cylinder pressure variation and the percentage of deviation according to the crankshaft angle in firing conditions for experimental data and simulation model in (a) G100, (b) G90, (c) G60



شکل ۱۰. تغییرات کسر جرم سوخته بر حسب زاویه میل‌لنگ از زمان زدن جرقه در ترکیب‌های مختلف نتایج تجربی و کد شبیه‌ساز

Fig.10. Mass fraction burn variation according to the crank angle from ignition timing in different combinations of experimental results and simulation model

سرعت rpm ۱۸۰۰، نسبت تراکم ۹ بود. داده‌برداری تجربی به منظور تایید مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی توسعه داده شده در نسبت هم‌ارزی مبنای استوکیومتری انجام گرفت و پردازش آنها توسط یک کد کامپیوتری به زبان فرترن صورت گرفت. در بررسی و تایید مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی به کمک داده‌های تجربی با پرش جرقه نتایج زیر را می‌توان به اجمال بیان کرد:

* مدل شبیه‌ساز در شرایط موتورگردانی با سوخت در سرعت rpm ۱۸۰۰ و نسبت تراکم ۹ در ترکیب جی۷۵ با نتایج تجربی بررسی و مقایسه شد و درصد انحراف زیر ۴٪ مشاهده شد، این مدل تحت شرایط بدون نشتی نیز اجرا شد و انحراف جدی آن با نتایج تجربی نمایان بود.

* در شرایط احتراقی نتایج فشار-زاویه میل‌لنگ حاصله از مدل شبیه‌ساز در ترکیب‌های جی۱۰۰، جی۹۰، جی۷۵ و جی۶۰ در سرعت rpm ۱۸۰۰ و نسبت تراکم ۹ با نتایج تجربی مربوطه مقایسه شد و انحراف فشار-زاویه میل‌لنگ مدل شبیه‌ساز از نتایج تجربی کمتر از ۴٪ حاصل گردید.

* در شرایط احتراقی درصد جرم نشتی به شکاف بالای سیلندر-پیستون بسیار بیشتر از شرایط موتورگردانی برآورد شد و با توجه به اینکه در شرایط موتورگردانی انحراف فشار-زاویه میل‌لنگ مدل بدون نشتی جدی‌تر از حالت با نشتی بود، بنابراین اعمال زیر مدل نشتی در مدل‌های شبیه‌ساز از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است.

* کسر جرم سوخته مدل شبیه‌ساز و نتایج تجربی هر ترکیب دارای انطباق مناسبی بوده و با افزایش درصد گازطبیعی در ترکیب آهنگ تغییرات کسر جرم سوخته کاهش یافت.

* بدین ترتیب با توجه به بررسی انطباق مناسب داده‌های فشار-زاویه میل‌لنگ مدل با نتایج تجربی در شرایط موتورگردانی و احتراقی و درصد انحراف زیر ۴٪ و همچنین انطباق مناسب کسر جرم سوخته مدل شبیه‌ساز و نتایج تجربی هر ترکیب، می‌توان مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی توسعه داده شده را معتبر در نظر گرفت.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

Af	سطح فعال شعله، m^2
$A_{i,i+1}$	سطح مقطع روزنه ، m^2
C	ضریب
C_d	ضریب تخلیه
$C_{d\ i,i+1}$	ضریب تخلیه
CAfIT	زاویه میل‌لنگ از زمان زدن جرقه، deg
Cr	نسبت تراکم
Da	عدد دامکولر
DOV	درصد انحراف از مقدار تجربی، ٪
G۱۰۰	۱۰۰٪ جرمی بنزین
G۹۰	۹۰٪ جرمی بنزین- ۱۰٪ جرمی گازطبیعی
G۷۵	۷۵٪ جرمی بنزین-۲۵٪ جرمی گازطبیعی
G۶۰	۶۰٪ جرمی بنزین- ۴۰٪ جرمی گازطبیعی
he	آنتالپی ویژه خروجی،
hi	آنتالپی ویژه ورودی،
imep	فشار موثر متوسط اندیکاتوری، bar
Ka	فاکتور کشیدگی شعله کارلوویتز
K_τ	ثابت تناسب
Le	عدد لوییس
lX	مولفه طولی انتگرالی
m_e	جرم خروجی، kg
m_i	جرم ورودی، kg
LUSIE	کد شبیه‌ساز موتور اشتعال جرقه ای دانشگاه لیدز
MAUSIE	کد شبیه‌ساز موتور اشتعال جرقه ای دانشگاه محقق اردبیلی
MFB	کسر جرم سوخته، ٪
P	فشار، bar
Pi	فشار ورودی، bar
Pu	فشار خروجی، bar
Q	گرمای انتقال یافته، kJ
R	ثابت گاز، kJ/kg K
θ	زاویه لنگ، deg
$r_{fe۱}$	شعاع شعله اولیه، m
$r_{fe۱}$	شعاع شعله ثانویه، m
T	دما، K

T_i دمای ورودی، K

T_u دمای خروجی، K

TDC مرگ بالای پیستون

U انرژی درونی، kJ

u_l رعت سوختن آرام، m/s

u_t سرعت سوختن متلاطم، m/s

u_{te} سرعت سوختن متلاطم ورودی، m/s

u' شدت تلاطم

u'_x شدت تلاطم مولفه x

u'_y شدت تلاطم مولفه y

V حجم سیلندر، m^3

V_P سرعت خطی پیستون، m/s

W کار انجام یافته، kJ

x_s داده مدل شبیه‌ساز

x_p داده تجربی

Y_{CH_4} کسر جرم گاز طبیعی

علائم یونانی

α ضریب

β ضریب

ϕ نسبت هم‌ارزی سوخت هوا

γ_i نسبت گرماهای ویژه

ρ_u چگالی گاز نسوخته، kg/m^3

τ_b مقیاس زمانی سوختن، sec

Δm_e تغییرات جرم ورودی، kg

Δt گام زمانی، sec

ΔV_e تغییرات حجمی، m^3

مراجع

[1] J.B. HEYWOOD, Internal combustion engine fundamentals, Mcgraw-hill New York, (1988).

[2] H. Chen, J. He, X. Zhong, Engine combustion and emission fuelled with natural gas: a review, Journal of the Energy Institute, 92(4) (2019) 1123-1136.

[3] K. Suzuki, M. Nemoto, K. Machida, Model-based calibration process for producing optimal spark advance in a gasoline engine equipped with a variable valve train, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2006.

[4] M. Namazian, J.B. Heywood, Flow in the piston-cylinder-ring crevices of a spark-ignition engine: Effect on hydrocarbon emissions, efficiency and power, SAE transactions, (1982) 261-288.

[5] E. Abdi aghdam, A. Zamzam, Study of the Effect of Engine Speed and the Operating life on Blowby in Fueled Motoring for XU7JP/L3 Engine, Journal of Mechanical Engineering, 2019; 48(4): 209-218. (In Persian)

[6] S. Verhelst, C. Sheppard, Multi-zone thermodynamic modelling of spark-ignition engine combustion–an overview, Energy Conversion and management, 50(5) (2009) 1326-1335.

[7] D. Patterson, G.J. VAN WYLEN, A digital computer simulation for spark-ignited engine cycles, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1963.

[8] N.C. Blizard, J.C. Keck, Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engines, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1974.

[9] R.J. Tabaczynski, C.R. Ferguson, K. Radhakrishnan, A turbulent entrainment model for spark-ignition engine combustion, SAE transactions, (1977) 2414-2433.

[10] F. Ma, Y. Wang, M. Wang, H. Liu, J. Wang, S. Ding, S. Zhao, Development and validation of a quasi-dimensional combustion model for SI engines fuelled by HCNG with variable hydrogen fractions, International journal of hydrogen energy, 33(18) (2008) 4863-4875.

[11] J. Vancoillie, L. Sileghem, S. Verhelst, Development and validation of a quasi-dimensional model for methanol and ethanol fueled SI engines, Applied energy, 132 (2014) 412-425.

[12] Y. Zhang, J. Fu, J. Shu, M. Xie, J. Liu, Y. Yin, Use of a convenient thermodynamic model to study the effects of operating parameters on nitrogen oxides emissions for a liquefied methane fueled spark-ignition engine, Fuel, 257 (2019) 116001.

[13] M. Baratta, A. Ferrari, Q. Zhang, Multi-zone

Khomeyrani, Experimental study of laminar burning velocity for dual fuel (Gasoline-NG)-Air mixture using pressure record in a spherical combustion bomb at higher primary pressure, Fuel and Combustion, 11(1) (2018) 121-134. (In Persian)

[24] M.J. Hall, F. Bracco, A study of velocities and turbulence intensities measured in firing and motored engines, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1987.

[25] S.B. Han, Y.J. Chung, S. Lee, Effect of engine variables on the turbulent flow of a spark ignition engine, Ksme Journal, 9(4) (1995) 492-501.

[26] K. Atashkari, Experimental Study of Flow and Turbulence in a V-flame Burner and a SI Engine, Ph. D. thesis, Department of Mech. Eng., University of Leeds, 1997.

[27] D. Jakubík, Exploratory Search in Digital Libraries, Masarykova univerzita, Fakulta informatiky, 2013.

[28] G. Damköhler, Der einfluss der turbulenz auf die flammengeschwindigkeit in gasgemischen, Zeitschrift für Elektrochemie und angewandte physikalische Chemie, 46(11) (1940) 601-626.

[29] V. Zimont, Theory of turbulent combustion of a homogeneous fuel mixture at high Reynolds numbers, Combustion, Explosion and Shock Waves, 15(3) (1979) 305-311.

[30] Ö.L. Gülder, Turbulent premixed flame propagation models for different combustion regimes, in: Symposium (International) on Combustion, Elsevier, 1991, pp. 743-750.

[31] D. Bradley, A. Lau, M. Lawes, F. Smith, Flame stretch rate as a determinant of turbulent burning velocity, Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A: Physical and Engineering Sciences, 338(1650) (1992) 359-387.

[32] S.R. Muppala, N.K. Aluri, F. Dinkelacker, A. Leipertz, Development of an algebraic reaction rate closure for the numerical calculation of turbulent premixed methane, ethylene, and propane/air flames for pressures up to 1.0 MPa, Combustion and Flame, 140(4) (2005) 257-266..

[33] E. Abdi Aghdam, Improvement and validation thermodynamic modeling of combustion and emission formation in CNG engines using detailed chemical kinetics, Fuel, 231 (2018) 396-403.

[14] M. Fathi, O. Jahanian, D. Domiri Ganji, Single-zone Thermo-kinetic Modeling of Direct Injection Homogeneous Charge Compression Ignition (DI-HCCI) Engines, Journal of Mechanical Engineering, 2019; 49(3): 249-258. (In Persian)

[15] M. Sarabi, E. Abdi Aghdam, Single-Cylinder SI Engine Performance in Dual-Fuel (Gasoline-NG) Mode with Gasoline Dominant Fuel under Stoichiometric Conditions, Modares Mechanical Engineering, 20(2) (2020) 287-295. (In Persian)

[16] M. Sarabi, E.A. Aghdam, Experimental analysis of in-cylinder combustion characteristics and exhaust gas emissions of gasoline–natural gas dual-fuel combinations in a SI engine, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2019; (113):1-14.

[17] M. Metghalchi, Laminar burning velocity of isooctane-air, methane-air, and methanol-air mixtures at high temperature and pressure, Massachusetts Institute of Technology, 1977.

[18] M. Metghalchi, J.C. Keck, Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and temperature, Combustion and flame, 48 (1982) 191-210.

[19] S. Pischinger, J.B. Heywood, A model for flame kernel development in a spark-ignition engine, in: Symposium (international) on Combustion, Elsevier, 1991, pp. 1033-1040.

[20] S. Liao, D. Jiang, Q. Cheng, Determination of laminar burning velocities for natural gas, Fuel, 83(9) (2004) 1247-1250.

[21] M. Baloo, B.M. Dariani, M. Akhlaghi, I. Chitsaz, Effect of iso-octane/methane blend on laminar burning velocity and flame instability, Fuel, 144 (2015) 264-273.

[22] M. Baloo, B.M. Dariani, M. Akhlaghi, M. AghaMirsalim, Effects of pressure and temperature on laminar burning velocity and flame instability of iso-octane/methane fuel blend, Fuel, 170 (2016) 235-244.

[23] E. Abdi Aghdam, M. Sarabi, M. Mehrbod

of a thermodynamic SI engine simulation code, University of Leeds, 2003.

[34] Thermodynamics, F.M. Group, W. Annand, Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 177(1) (1963) 973-996.

[35] Sarabi, M, Simulation and development, and validation of dual-fuel (Gasoline-Natural gas) thermodynamic multi zone SI engine code using experimental results obtained from CT300 research engine, University of Mohaghegh Ardabili, PhD thesis, Jan. 2020.

[36] D. Bradley, R. Hicks, M. Lawes, C. Sheppard, R. Woolley, The measurement of laminar burning velocities and Markstein numbers for iso-octane–air and iso-octane–n-heptane–air mixtures at elevated temperatures and pressures in an explosion bomb, Combustion and flame, 115(1-2) (1998) 126-144.

[37] S. Merdjani, C. Sheppard, Gasoline engine cycle simulation using the Leeds turbulent burning velocity correlations, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1993.

[38] E.A. Aghdam, M. Kabir, Validation of a blowby model using experimental results in motoring condition with the change of compression ratio and engine speed, Experimental Thermal and Fluid Science, 34(2) (2010) 197-209.

[39] E. Abdi Aghdam, M. Ataee Tarzanagh, The Effect of Burned Residual Gases on Optimum Ignition Timing using Skip Fire Technique, The Journal of Engine Research, 50(50) (2018) 67-75. (In Persian)

[40] C. Robinet, P. Higelin, Crossed Study of Residual Gas Rate-Firing Device for a Better Understanding of SI Engines Cycle-to-Cycle Variations, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1998.

[41] G.M. Rassweiler, L. Withrow, Motion pictures of engine flames correlated with pressure cards, SaE transactions, (1938) 185-204.

[42] W.C. Nadaleti, G. Przybyla, P. Belli Filho, S. Souza, Methane-hydrogen fuel blends for SI engines in Brazilian public transport: Efficiency and pollutant emissions, International Journal of Hydrogen Energy, 42(49) (2017) 29585-29596.

[43] Z. Chen, H. Yuan, T.M. Foong, Y. Yang, M. Brear, The impact of nitric oxide on knock in the octane rating engine, Fuel, 235 (2019) 495-503.

[44] A. Djouadi, F. Bentahar, Combustion study of a spark-ignition engine from pressure cycles, Energy, 101 (2016) 211-217.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

M. Sarabi, E. Abdi Aghdam, Investigation of the Response of a Multi-Zone Simulation Code Equipped with Blow-By Sub-Model in a Dual Fuel Spark-Ignition Engine, Amirkabir J. Mech. Eng., 53(5) (2021) 3035- 3056.

DOI: 10.22060/mej.2020.17679.6646

پیوست‌ها

(الف) فلوچارت بخش موتورگردانی

فلوچارت بخش موتورگردانی زیر از مرجع [۵] استخراج شده و جزئیات بیشتر در آن ارائه شده است.

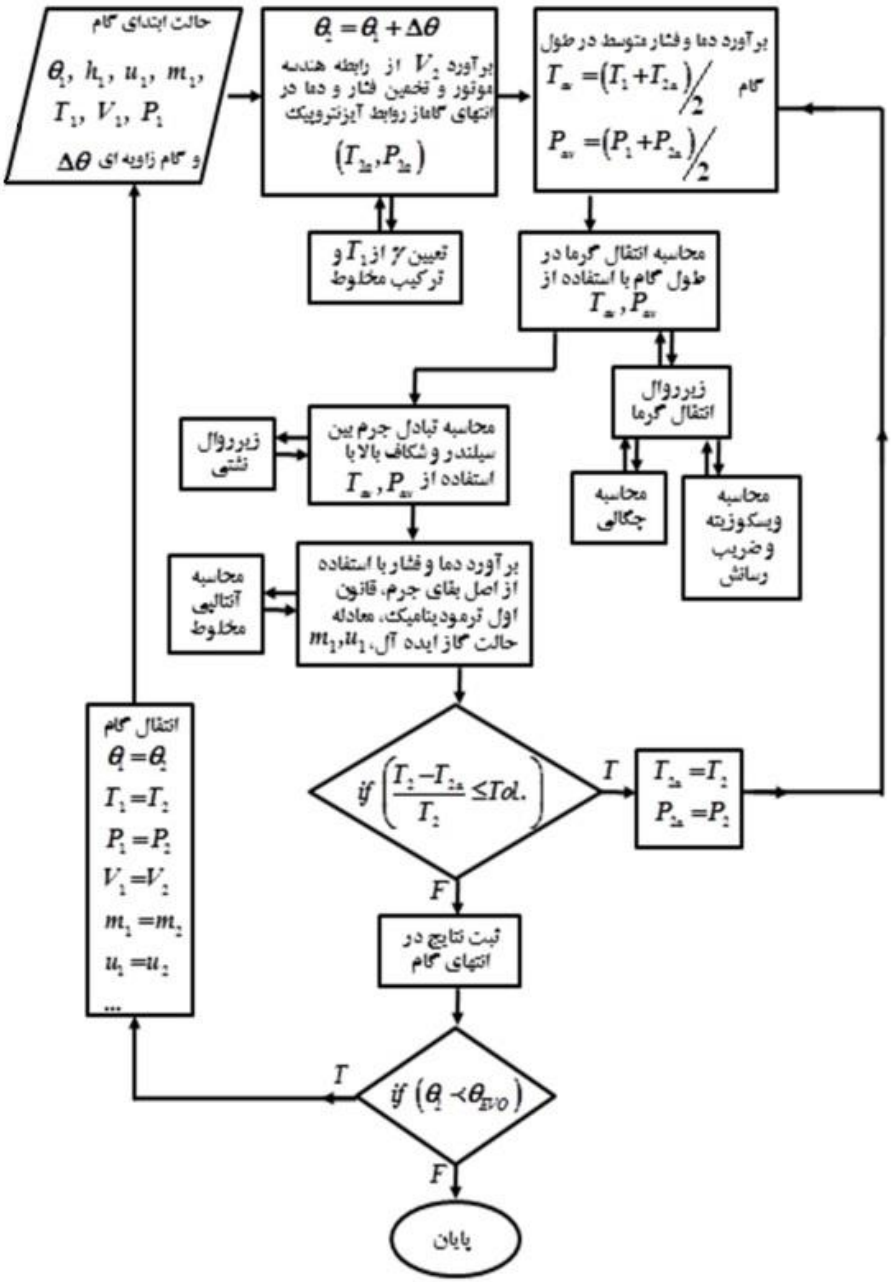


Fig. A1. Motoring condition flowchart of the thermodynamic simulation model [5]

شکل پ ۱ : فلوچارت موتورگردانی کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی [۵].

پیوست (ب) فلوچارت پریود احتراق

در این پیوست حلقه محاسبات گامی متشکل از پدیده‌های مشخص در طول احتراق مطابق شکل پ۲ که با رعایت قوانین اول و دوم ترمودینامیک در کد شبیه‌ساز لحاظ شده است.

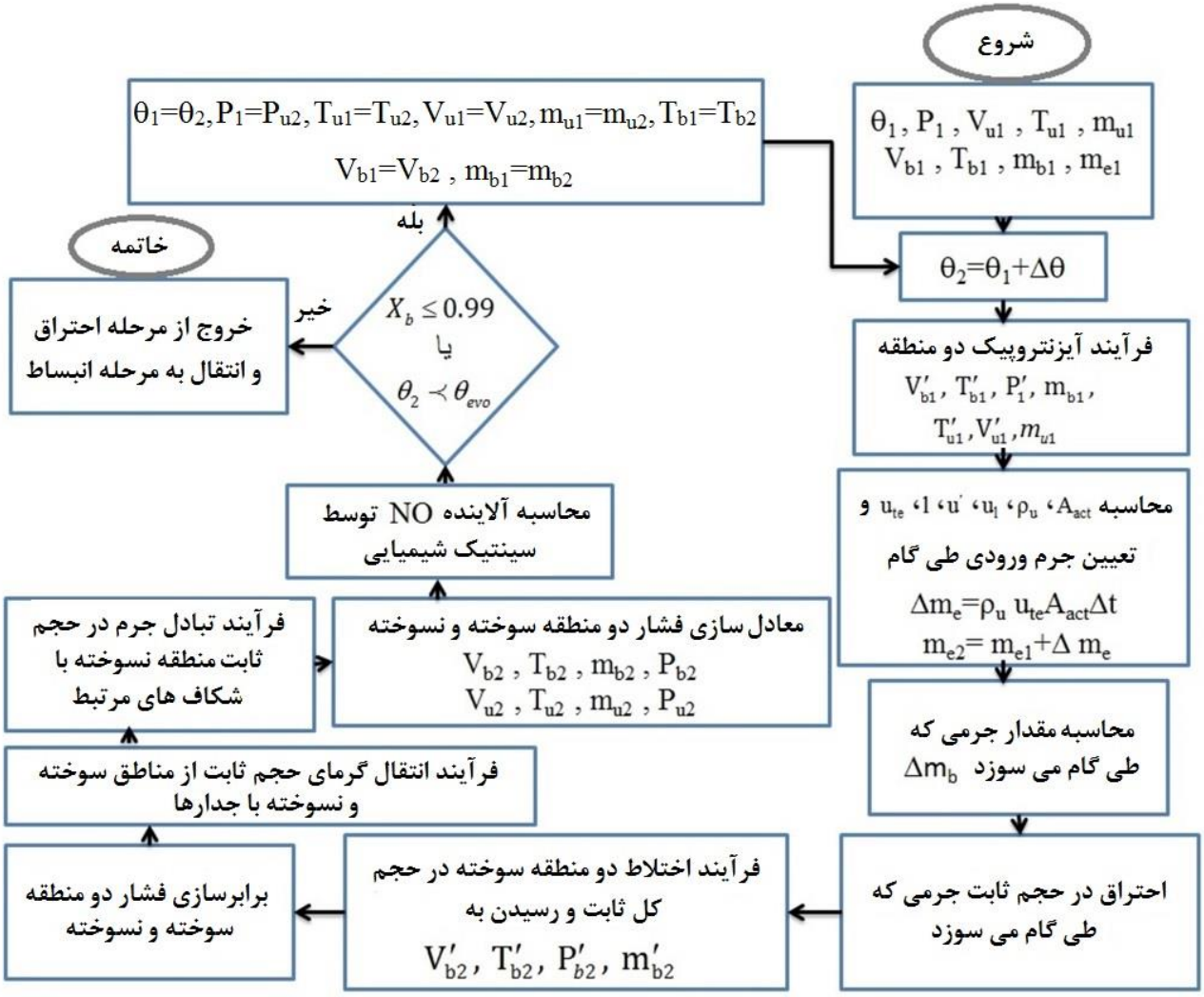


Fig. A2. Step by step firing calculation flowchart [35]

شکل پ۲. فلوچارت محاسبات گامی احتراق [۳۵].

این صفحه عمداً خالی است