

# شبیه‌سازی ترمودینامیکی عملکرد موتور احتراق داخلی جرقه‌ای با سوخت مخلوط بنزین و گاز طبیعی فشرده به همراه اعتبار بخشی تجربی

علی اصغر مظفری  
استاد دانشکده مهندسی مکانیک - دانشگاه صنعتی شریف  
mozafari@sharif.edu

مهرنوش دشتی\*  
دانشجوی دکتری مهندسی انرژی - دانشگاه آزاد اسلامی، واحد علوم و تحقیقات  
mdashti@srbiau.ac.ir

علی اصغر حمیدی  
دانشیار دانشکده مهندسی شیمی - دانشگاه تهران  
aahamidi@ut.ac.ir

\* نویسنده مسئول/ تاریخ دریافت: ۹۰/۰۵/۱۴ پذیرش نهایی مقاله: ۹۰/۰۷/۳۰

## چکیده

با توجه به آلاینده‌های زیست محیطی ناشی از موتورهای احتراق داخلی و کاهش منابع سوخت‌های فسیلی، گاز طبیعی فشرده به‌عنوان جایگزینی برای سوخت بنزین مصرفی خودروها بسیار مورد توجه قرار دارد. گاز طبیعی فشرده در جایگاه سوخت کمکی نسبت به بنزین دارای مزایایی شامل عدد اکتان بزرگتر و کاهش تولید آلاینده‌های دی اکسید کربن، مونو اکسید کربن و هیدروکربن نسوخته می‌باشد. در این مقاله، از الگوی شبیه‌سازی ترمودینامیکی شبه ابعادی برای شبیه‌سازی و پیش‌بینی عملکرد موتور احتراق داخلی جرقه‌ای چهار استوانه استفاده شده است. الگو، متغیرهای عملکرد موتور شامل توان و مصرف ویژه سوخت داخلی (اندیکاتور) را به همراه آلاینده‌های زیست محیطی شامل دی اکسید کربن، مونو اکسید کربن، هیدروکربن‌های نسوخته و مونو اکسید نیتروژن پیش‌بینی می‌نماید. نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی با نتایج تجربی مقایسه گردیده است. این مقایسه‌ها بر روی یک موتور احتراق داخلی جرقه‌ای بنزینی که گاز سوز شده، در سه حالت عملکردی مختلف بنزین سوز، گاز سوز و دوگانه سوز انجام گرفته است. نتایج پیش‌بینی شده شامل منحنی تغییرات فشار استوانه به همراه متغیرهای عملکردی موتور تطابق خوبی را با مقادیر تجربی نشان می‌دهند.

**کلید واژه‌ها:** گاز طبیعی فشرده، دو گانه سوز، شبیه‌سازی، ترمودینامیکی، گاز سوز

## ۱- مقدمه

سلامت انسان و سایر موجودات زنده خطرآفرین باشد. از جمله مهمترین این آلاینده‌ها، گازهای گلخانه‌ای (دی اکسید کربن) است که منبع اصلی تولید آن موتورهای احتراق داخلی می‌باشد. یکی از مهمترین راهکارهای کاهش مصرف انرژی و آلاینده‌های زیست محیطی، استفاده از سوخت‌های جایگزین با بازدهی بیشتر و آلاینده‌گی کمتر در بخش حمل و نقل می‌باشد. با توجه به جایگاه ویژه ایران در دارا بودن ذخایر گازی [۱] و قیمت ارزان گاز طبیعی نسبت به سایر سوخت‌ها، استفاده از گاز طبیعی در کشور به

منبع اصلی تأمین انرژی جهان سوخت‌های فسیلی هستند و رشد مصرف انرژی ضمن کاهش منابع و ذخایر موجود، با افزایش تولید آلاینده‌های زیست محیطی نیز همراه است که در صورت عدم مراقبت، می‌تواند برای

و شپارد<sup>[۳]</sup> در سال ۲۰۰۹ انواع الگوهای ترمودینامیکی مورد استفاده در موتورهای احتراق داخلی جرقه‌ای را بررسی کرده‌اند. نحوه شبیه‌سازی ترمودینامیکی موتور بنزینی و همچنین چگونگی در نظر گرفتن ترکیب دو سوخت در موتورهای دوسوخته از نظر نحوه شبیه‌سازی احتراق و نرخ سوختن در مقالات متعددی از جمله [۷-۴] منتشر شده‌اند. در این شبیه‌سازی معادلات بقای جرم و انرژی به همراه معادلات حاکم بر چرخه موتور برای فرآیندهای تراکم، احتراق و انبساط گازها نوشته شده و در هر فرآیند، چگونگی تغییرات حالت ترمودینامیکی و شیمیایی سیال تعقیب می‌گردد. خروجیهای الگو، متغیرهای عملکردی موتور از نظر توان و مصرف ویژه سوخت داخلی (اندیکاتور) به همراه آلاینده‌های زیست محیطی شامل دی اکسید کربن، مونواکسید کربن، هیدروکربنهای نسوخته و مونواکسید نیتروژن می‌باشد. این ارزیابی‌ها بر روی یک موتور احتراق داخلی جرقه‌ای بنزینی گاز سوز شده، در سه حالت عملکردی مختلف بنزین سوز، گاز سوز و دوگانه سوز انجام شده است. برای اعتبار بخشی به الگوی توسعه داده شده، از نتایج آزمایش‌های انجام گرفته در آزمایشگاه تحقیقاتی آزمون موتور شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) استفاده شده است.

## ۲- شبیه‌سازی ترمودینامیکی

در این شبیه‌سازی چرخه عملکرد موتور بنزینی به صورت چرخه‌ای بسته شامل تراکم، احتراق و انبساط و در قالب یک برنامه رایانه‌ای شبیه‌سازی می‌شود. در هر مرحله (مصطلح به کورس) میزان تغییرات متغیرها بر حسب تغییر زاویه لنگ که معرف تغییر زمان است محاسبه می‌گردد. این متغیرها عبارتند از فشار، دما، کار، انتقال گرما و ترکیب گازهای درون استوانه و دیگر متغیرهای مشتق شده از آنها شامل قدرت داخلی (اندیکاتور)، فشار متوسط مؤثر، بازده گرمایی، مصرف ویژه سوخت و میزان آلاینده‌ها. در هر مرحله زاویه لنگ مقدار معینی تغییر می‌کند و این تغییر معادل با یک گام زمانی محسوب می‌شود. دما و فشار در ابتدای هر گام زمانی مشخص است و دما و فشار انتهای گام با توجه به نوع فرآیند حدس زده می‌شود. با توجه به دما و فشار حدس زده شده، میزان کار انجام شده، میزان انتقال گرما و انرژی درونی محتویات استوانه محاسبه می‌گردد. با بررسی برقراری قانون اول ترمودینامیک بین دو نقطه ابتدایی و انتهای گام زمانی، درستی و یا نادرستی دما و فشار حدس زده شده در انتهای گام با توجه به میزان دقت مسئله

عنوان جایگزینی مناسب برای بنزین در سالهای اخیر، مورد توجه قرار گرفته است. اما از جمله مشکلات عمده استفاده از گاز طبیعی فشرده به صورت مطلق، مسئله افت توان و کم بودن پیمایش خودرو گاز سوز نسبت به بنزین سوز می‌باشد. فقدان جایگاههای توزیع CNG کافی نیز بر این مشکلات می‌افزاید. راه حل مناسبی که برای رفع مشکل تأمین سوخت خودروها پیشنهاد می‌گردد یافتن سوخت جایگزینی برای بنزین است که علاوه بر کارایی فنی لازم در خودرو، از نظر زیست محیطی نیز آلاینده‌های کمتری تولید نماید. برای انتخاب این جایگزین توجه به دو نکته یکی عدم امکان حذف کامل خودروهای بنزینی از سامانه حمل و نقل و جایگزینی آن با خودروهای با سوخت جایگزین و دیگری استفاده از سرمایه گذاری‌های مالی و زمانی انجام شده در زمینه تولید و توزیع سوخت CNG در مد نظر قرار گرفت. بنابراین، با توجه به موارد یادشده، استفاده از ترکیب بنزین و گاز طبیعی به عنوان سوخت موتورهای احتراق داخلی جرقه‌ای، منطقی و گزینه‌ای در خور توجه می‌باشد. چرا که با استفاده از این ترکیب، ضمن امکان افزایش نسبت تراکم موتور، می‌توان از مزایای اقتصادی و زیست محیطی گاز طبیعی نیز به صورت همزمان بهره برد. اندیشه استفاده از ترکیب بنزین و گاز طبیعی فشرده را در موتورهای احتراق داخلی اولین بار مرکز فضایی جانسون در قالب گزارشی کوتاه ارائه کرده است [۲]. در پی تحقیقات این مرکز برای تولید سوخت‌های بهتر برای رانش سفینه فضایی مارس بازگشتی به زمین، پیشنهاد ترکیب متان یا گاز طبیعی با یک سوخت دیگر ارائه گردید. هدف تولید سوختی بوده است که ضمن استفاده از گاز طبیعی، در دما و فشار محیط حالت مایع داشته باشد و علاوه بر قابلیت استفاده در سفینه‌های فضایی، در وسایل حمل و نقل زمینی نیز بکار رود. سهولت توزیع، قیمت ارزانتر، بازده بیشتر و احتراق تمیزتر از جمله مزایای تولید این سوخت برای کاربردهای زمینی خواهد بود. بر اساس این گزارش، ترکیب گاز طبیعی و بنزین سوخت مناسبی است که می‌توان آن را با حلالیت گاز طبیعی در بنزین چه در محل تولید و توزیع و چه در ایستگاه‌های سوختگیری تهیه نمود. با استفاده از این سوخت، ضمن صرفه‌جویی در بنزین مصرفی، هزینه تولید سوخت نیز به دلیل ارزان‌تر بودن قیمت گاز طبیعی نسبت به بنزین کاهش می‌یابد. همچنین امکان ذخیره‌سازی گاز طبیعی در فشاری کمتر از ۲۰۰ بار از این طریق وجود خواهد داشت. هدف از این تحقیق، بررسی استفاده از مخلوط بنزین و گاز طبیعی فشرده به‌عنوان سوخت جایگزین در موتور احتراق داخلی جرقه‌ای چهار زمانه بنزینی گازسوز شده از طریق توسعه الگوی شبیه‌سازی ترمودینامیکی می‌باشد. ورهست

بررسی شده، در صورت نادرستی، مقادیر حدس زده شده توسط تقریب نیوتن - رافسون برای انتهای گام اصلاح می‌گردد. این اصلاح تا زمانی ادامه می‌یابد که مقادیر انتهای گام زمانی با توجه به دقت مسئله درست تخمین زده شوند. در نهایت پس از انجام محاسبات برای تمام مراحل و فرآیندهای چرخه بسته و در انتهای برنامه، با توجه به کل کار و میزان انتقال گرما، انجام شده، متغیرهای عملکردی موتور از قبیل کار داخلی، قدرت داخلی، فشار متوسط مؤثر، بازده گرمایی و مصرف ویژه سوخت مشخص خواهد گردید. در شبیه‌سازی انجام شده دما و فشار در شروع مرحله تراکم به صورت ورودی به برنامه مشخص می‌باشد. دما و فشار اولیه در شروع احتراق همان دما و فشار نهایی مرحله تراکم و دما و فشار اولیه در شروع مرحله انبساط همان دما و فشار نهایی احتراق می‌باشد. بطور کلی فرضیات زیر در این شبیه‌سازی بکار برده شده اند:

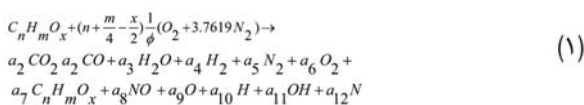
۱. محتویات استوانه مانند گاز کامل رفتار می‌کند.
۲. محتویات استوانه در مراحل تراکم و انبساط از نظر ترکیب و خصوصیات کاملاً همگن می‌باشد.
۳. در مراحل تراکم و انبساط، حدس اولیه برای دما در هر گام زمانی با فرض هم‌انرژی بودن فرآیند زده می‌شود و سپس به منظور برقراری قانون اول ترمودینامیک با استفاده از تقریب نیوتن - رافسون اصلاح می‌گردد.
۴. از اثر گازهای پسماند چرخه قبل صرف‌نظر می‌شود.
۵. از الگوی آناند ۱ برای محاسبه میزان تلفات گرمایی بین گازهای استوانه و دیواره‌ها استفاده می‌شود.
۶. از اثر نشتی به درزها و شیرها صرف‌نظر می‌گردد.
۷. فشار داخل استوانه در تمام زمانها در سرتاسر استوانه یکنواخت است و فقط تابعی از زاویه لنگ می‌باشد، درحالی‌که دمای استوانه در فرآیند احتراق به دو بخش منطقه سوخته و نسوخته تقسیم می‌شود و دما در هر منطقه یکنواخت می‌باشد.

### ۳- شبیه‌سازی احتراق

در این شبیه‌سازی احتراق به صورت فرآیندی تدریجی شبیه‌سازی می‌شود و نرخ سوختن متناسب با سرعت انتشار شعله تغییر می‌کند. گازهای داخل استوانه در هنگام احتراق به دو منطقه گازهای سوخته و گازهای نسوخته تقسیم و با جبهه شعله از یکدیگر جدا می‌گردد. از

تلفات گرمایی بین منطقه سوخته و نسوخته صرف‌نظر می‌شود. بعد از ظهور شعله در استوانه و شروع مرحله احتراق، استوانه شامل ناحیه بزرگ منطقه سوخته و ناحیه بسیار کوچک منطقه سوخته می‌شود. به مرور با پیشروی جبهه شعله از حجم منطقه سوخته کاسته شده و به حجم منطقه سوخته افزوده می‌شود. پایان مرحله احتراق دقیقاً زمانی اتفاق می‌افتد که ۹۹/۹۹٪ از جرم سوخت ورودی سوخته باشد. برای شبیه‌سازی پیشروی جبهه شعله در استوانه که فرآیند بسیار پیچیده‌ای است، بر اساس نظریه بنسون [۸] از یک رشته فرآیندهای ساختگی استفاده می‌شود که در نهایت حالت ابتدایی و انتهای گازها هنگام گذر از این فرآیندها مهم می‌باشد. در هر گام زمانی در فرآیند احتراق پیشروی شعله شامل چهار مرحله به این شرح است: الف) تراکم گازهای سوخته و گازهای سوخته داخل استوانه، ب) پیشروی شعله در ناحیه سوخته، ج) تشکیل ناحیه سوخته همگن در استوانه و د) یکسان شدن فشار دو منطقه سوخته و نسوخته. به منظور شبیه‌سازی و محاسبه پیشروی فرآیند احتراق، سوخت با معادله کلی  $C_n H_m O_x$  در نظر گرفته می‌شود. با این انتخاب و با تغییر نمادهای  $n$ ،  $m$  و  $x$  که بترتیب دلالت بر تعداد اتمهای کربن، هیدروژن و اکسیژن می‌کند، می‌توان هر سوخت هیدرو کربنی را در حین محاسبات در نظر گرفت. این نمادها با توجه به ترکیبات گاز طبیعی و بنزین که در جدول‌های (۲) و (۳) ارائه شده اند بدست می‌آیند. روشن است این نمادها برای مخلوط بنزین و گاز طبیعی با توجه به درصد حجمی گاز طبیعی در مخلوط تعیین می‌گردند.

واکنش احتراق به صورت کلی با دوازده محصول فرضی انجام می‌گیرد:



در آن ضرایب  $a_1$  تا  $a_{12}$  که معرف تعداد مولهای محصولات احتراق به ازای سوختن یک مول از سوخت می‌باشند، نامشخص است و باید با توجه به دما و فشار احتراق تعیین گردند. تعداد مولهای محصولات احتراق با تغییر نمادهای  $n$ ،  $m$  و  $x$  تغییر می‌نماید و تجزیه و تحلیل محصولات احتراق متناسب با سوخت معین تعیین می‌کند. به منظور یافتن ضرایب  $a_1$  تا  $a_{12}$  باید یک دستگاه معادلات غیر خطی دوازده معادله دوازده مجهولی حل گردد. این دستگاه معادلات از برقراری معادلات بقای جرم هر اتم در واکنش احتراق و معادلات ثابت‌های تعادلی واکنش‌های

معادلات غیر خطی دوازده معادله دوازده مجهولی مشتمل بر معادلات (۲) تا (۱۳) همزمان حل شده و مولهای محصولات (ضرایب  $a_1$  تا  $a_{12}$ ) مشخص می‌گردد. بدین ترتیب با توجه به دمای احتراق و ترکیب مولی گازهای منطقه سوخته، انرژی منطقه سوخته بدست می‌آید که معیار درستی دمای شعله، برقراری قانون اول ترمودینامیک در محدوده دقت مسئله می‌باشد. در صورت عدم برقراری قانون اول ترمودینامیک، دمای احتراق با استفاده از تقریب نیوتن - رافسون اصلاح می‌گردد.

### ۳-۱ محاسبه مهلت اشتعال

مدت زمانی را که طول می‌کشد تا بعد از جرقه در موتور، تغییر محسوسی در فشار استوانه رخ دهد و شعله در درون استوانه ظاهر شود را مهلت اشتعال گویند. در این مدت، واکنش‌های پیش اشتعالی شامل اکسایش برخی از اجزاء سوخت و حتی شکسته شدن برخی از هیدروکربن‌های بزرگتر به پیوندهای کوچکتر رخ می‌دهد. این زمان عموماً از مرتبه هزارم ثانیه است [۹]. محاسبه مهلت اشتعال در شبیه‌سازی عملکرد موتور از این جهت اهمیت دارد که عملاً مرحله احتراق از زمانی آغاز می‌شود که شعله ظاهر می‌گردد و احتراق در واقع قبل از نقطه مکث بالا رخ خواهد داد. عوامل تأثیر گذار بر مدت زمان مهلت اشتعال پیچیده اند و در شبیه‌سازی این فرآیند از فرضیات ساده شده‌ای استفاده می‌شود. بر اساس مرجع [۸]، زمانی هسته شعله در اطراف قطب‌های شمع ظاهر می‌شود که حجم شعله  $0.001$  برابر حجم کل استوانه باشد. بر این اساس برای محاسبه زمان مهلت اشتعال، در هر بازه تغییرات زاویه لنگ ( $\Delta\theta$ ) میزان تغییرات شعاع پیشروی شعله ( $\Delta r_f$ ) از معادله (۱۴) محاسبه می‌گردد:

$$\Delta r_f = \frac{S_t \times \Delta \theta}{360 \times N} \quad (14)$$

که در آن  $\Delta r_f$  ( $m$ ) تغییرات شعاع پیشروی شعله،  $S_t$  ( $m/s$ ) سرعت آشفته شعله،  $\Delta\theta$  ( $^\circ$ ) تغییرات زاویه لنگ و  $N$  ( $rps$ ) دور موتور می‌باشد. بر اساس آن شعاع نهایی شعله تعیین می‌گردد. یاد آور می‌شود تا قبل از ظاهر شدن شعله، گازهای داخل استوانه مرحله تراکم را پشت سر گذاشته‌اند و استوانه فقط شامل گازهای نسوخته می‌باشد.

### ۳-۲ محاسبه حجم منطقه نسوخته و سوخته

حجم منطقه نسوخته ( $V_u$ ) در هر زاویه لنگ با توجه به حجم لحظه‌ای استوانه ( $V_\theta$ ) و حجم منطقه سوخته ( $V_f$ ) برابر است با:

$$V_u = V(\theta) - V_f \quad (15)$$

تعادلی بدست می‌آیند. معادلات حاصل از بقای جرم هر اتم در واکنش احتراق بدین شرح می‌باشند:

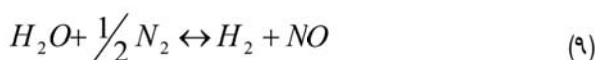
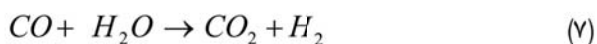
$$a_1 + a_2 + na_7 = n \quad (2)$$

$$2a_1 + a_2 + a_3 + 2a_6 + xa_7 + a_8 + a_9 + a_{11} = x + \frac{2}{\phi} \left( n + \frac{m}{4} - \frac{x}{2} \right) \quad (3)$$

$$2a_3 + 2a_4 + ma_7 + a_{10} + a_{11} = m \quad (4)$$

$$2a_5 + a_8 + a_{12} = \frac{2}{\phi} \left( n + \frac{m}{4} - \frac{x}{2} \right) (3.7619) \quad (5)$$

در حین پیشرفت واکنش احتراق، واکنش‌های تجزیه‌ای که به صورت تعادلی انجام می‌شوند نیز بوقوع می‌پیوندند و نرخ پیشرفت آنها که به دما و فشار وابسته است، تعداد مولهای محصولات تولیدی را تحت تأثیر قرار می‌دهند. این واکنش‌های بدین قرار است:



واکنش‌های (۶) تا (۱۳) که به واکنش‌های تجزیه‌ای معروفند به صورت تعادلی انجام می‌شوند. با استفاده از روش ثابت تعادل و قانون گاز کامل هشت معادله غیر خطی بدست می‌آیند.

در دمای احتراق معین و با معلوم بودن مقادیر ثابت‌های تعادل، دستگاه

برای محاسبه سطوح انتقال گرما برای منطقه سوخته و نسوخته چگونگی موقعیت شعله نسبت به دیواره‌های استوانه اهمیت دارد. بر این اساس با تقریب خوبی مساحت شعله  $A_f$  از معادله (۲۲) محاسبه می‌شود [۱۰]:

$$A_f = \frac{\pi}{4} B^2 \left( 2 \left[ \frac{2r_f}{B} \right]^2 [\beta - \alpha] \right) \quad (22)$$

که در آن  $\alpha$ ،  $\beta$ ،  $B$  و  $r_f$  مطابق آنچه که در بخش ۳-۲ گفته شد تعریف می‌گردد. در مرجعی دیگر [۱۱] نیز از معادله (۲۳) برای محاسبه مساحت شعله استفاده شده است:

$$A_f = A_{cyl} (1 - \sqrt{y_b}) \quad (23)$$

که در آن  $y_b$  کسر جرمی سوخته شده می‌باشد.

مساحت منطقه نسوخته  $A_u$  نیز از معادله (۲۴) بدست می‌آید:

$$A_u = A_{cyl} - A_f \quad (24)$$

که در آن  $A_{cyl}$  مساحت لحظه‌ای استوانه و تابعی از زاویه لنگ می‌باشد.

### ۳-۴ محاسبه تعداد مولهای سوخته شده

بر اساس برآورد بنسون<sup>۱</sup> و همکارانش [۸]، اگر تعداد مولهای سوخت نسوخته شده  $n_u$  و حجم منطقه نسوخته  $V_u$  باشد و همچنین تعداد مولهای سوخت سوخته شده با  $n_f$  و حجم منطقه سوخته با  $V_f$  نشان داده شود با فرض یکسان بودن چگالی دو منطقه،  $n_f$  از معادله (۲۵) حاصل می‌شود:

$$n_b = \frac{V_f}{V_u} n_u \quad (25)$$

### ۳-۵ نظریه سرعت شعله و نرخ سوختن

محاسبه سرعت پیشروی جبهه شعله در منطقه سوخته و تخمین جرم سوخته شده در هر گام زمانی بسیار اهمیت دارد. نظریه‌هایی که برای بدست آوردن سرعت پیشروی آرام و آشفته شعله ارائه شده اند بسیار

نکته‌ای که در محاسبه حجم منطقه سوخته اهمیت دارد موقعیت نیمکره شعله نسبت به دیواره‌های استوانه است، چرا که شعله به مرور پیشروی و با دیواره‌های استوانه برخورد می‌نماید. تا زمانی که شعله با دیواره‌های استوانه برخوردی انجام نداده حجم منطقه سوخته برابر با حجم نیمکره‌ای است که مرکز آن در وسط بستار قرار دارد. بنابراین در این حالت حجم منطقه سوخته یا همان شعله  $V_f$  ( $m^3$ ) از معادله (۱۶) بدست می‌آید:

$$V_f = \frac{2}{3} \pi r_f^3 \quad (16)$$

که در آن  $r_f$  ( $m$ ) شعاع شعله می‌باشد. زمانی که بر اثر پیشروی جبهه شعله، شعله با دیواره‌های استوانه برخورد می‌نماید، حجم منطقه سوخته از حجم نیمکره کمتر شده و بنابراین باید این حجم بر اساس معادلات هندسی محاسبه گردد. بر اساس مرجع [۱۰] با فرض اینکه جرقه در مرکز بستار باشد و استوانه استوانه‌ای شکل باشد، حجم منطقه سوخته از معادله (۱۷) بدست می‌آید:

$$V_f = \left( \frac{\pi}{8} \right) B^3 \left[ \frac{1}{3} \left( \frac{2r_f}{B} \right)^3 [\alpha^3 - \beta^3 - 3(\alpha - \beta)] \right] + \frac{2r_f \alpha}{B} \quad (17)$$

که در آن  $\alpha$  و  $\beta$  بر حسب اینکه شعله با سببه برخورد کرده است یا خیر تعیین می‌شود. بنابراین اگر  $h_{gap}$  طول لحظه‌ای محفظه احتراق،  $r_f$  شعاع شعله و  $B$  قطر استوانه باشد چهار حالت مختلف می‌تواند برای شعله رخ دهد:

$$\alpha = 0 \quad \text{if } r_f < \frac{B}{2} \quad (18)$$

$$\alpha = \sqrt{1 - \left( \frac{B/2}{r_f} \right)^2} \quad \text{if } r_f > \frac{B}{2} \quad (19)$$

$$\beta = 1 \quad \text{if } r_f < h_{gap} \quad (20)$$

$$\beta = \frac{h_{gap}}{r_f} \quad \text{if } r_f > h_{gap} \quad (21)$$

### ۳-۳ محاسبه مساحت منطقه سوخته و سوخته

۱- Benson

$$S_L = A(T^0) Y_{F,u}^m \frac{T_u}{T^0} \left( \frac{T_b - T^0}{T_b - T_u} \right) \quad (29)$$

که  $A(T^0)$  یک تابع به شکل آرنیوسی است و بدین صورت تعریف می‌شود:

$$A(T^0) = F \exp\left(-\frac{G}{T^0}\right) \quad (30)$$

که در آن  $Y_{F,u}$  کسر جرمی سوخته شده،  $T_u (K)$  دمای منطقه سوخته،  $T_b (K)$  دمای منطقه سوخته،  $T^0 (K)$  دمای مرجع،  $S_L (cm/s)$  سرعت آرام شعله و  $G (K)$ ،  $F (cm/s)$ ،  $n$  و  $m$  ثوابتی هستند که برای هر سوخت به صورت مجزا تعیین می‌شوند. این ثوابت برای سوخته‌های متعددی از جمله متان، اتان، اتیلن پروپان متانول، هپتان و اکتان نرمال در مرجع [۱۶] ارائه شده اند. بر این اساس لیاو<sup>۴</sup> و همکارانش [۱۵] معادله تجربی (۳۱) را برای سرعت آرام مخلوط گاز طبیعی - هوا - گازهای پسماند ارائه داده اند:

$$S_L = S_{L0} \left( \frac{T_u}{300} \right)^\alpha \left( \frac{P}{100} \right)^\beta (3.4259 x_{EGR}^2) \quad (31)$$

$$- 3.69933.4259 x_{EGR} + 1.002)$$

$$S_{L0} = -177.43 \phi^3 + 340.77 \phi^2 - 123.66 \phi - 0.2297 \quad (32)$$

$$\alpha = 5.75 \phi^2 - 12.15 \phi + 7.98 \quad (33)$$

$$\beta = -0.925 \phi^2 + 2 \phi - 1.473 \quad (34)$$

که  $S_L (cm/s)$  سرعت آرام مخلوط،  $T_u (K)$  دمای منطقه سوخته،  $p (kPas)$  فشار استوانه،  $x_{EGR}$  کسر مولی گازهای پسماند و  $\phi$  غنای مخلوط سوخت و هوا می‌باشد. برای سوخت بنزین نیز معادله سرعت آرام شعله و توان‌های  $\alpha$  و  $\beta$  به این شرح ارائه شده‌اند [۱۸]:

$$S_L = S_{L0} \left( \frac{T_u}{300} \right)^\alpha \left( \frac{P}{100} \right)^\beta (1 - 2.06 x_{EGR}^{0.77}) \quad (35)$$

$$S_{L0} = 0.2758 - 0.7834 (\phi - 1.21)^2 \quad (36)$$

متنوع‌اند [۱۸-۱۲]. ورهست و سیرنز<sup>۱</sup> [۱۹] به جمع بندی تعدادی از این نظریه‌ها پرداخته اند. در یکی از قدیمی‌ترین نظریه‌ها که کوهل<sup>۲</sup> در سال ۱۹۶۲ [۲۰] بر مبنای تجربه برای مخلوط هوا - پروپان در غنای یک پیشنهاد داده است، سرعت آرام شعله به صورت (۲۶) با دمای منطقه سوخته، دمای منطقه سوخته و فشار استوانه ارتباط دارد:

$$S_L = \left[ \frac{7780.8}{\left( \frac{10000}{T_b} + \frac{900}{T_u} \right)^{4.938}} \right] p^x \quad (26)$$

در آن  $T_u (K)$ ،  $T_b (K)$ ،  $p (bar)$  و  $S_L (cm/s)$  به ترتیب دمای منطقه سوخته، دمای منطقه سوخته، فشار استوانه و سرعت آرام شعله می‌باشد. توان  $x$  بر اساس نتایج تجربی و از مطابقت منحنی‌های فشار در حالت تجربی و شبیه‌سازی در فرآیند احتراق تعیین می‌گردد. بر طبق نظر بنسون و همکارانش [۸] استفاده از نظریه یاد شده برای محاسبه سرعت شعله در بسیاری از موارد از جمله موتورهای اشتعال جرقه‌ای معتبر می‌باشد و آنها از این نظریه برای شبیه‌سازی ترمودینامیکی عملکرد موتورهای اشتعال جرقه‌ای چهار استوانه استفاده نموده اند.

سرعت آشفته شعله ( $S_T$ ) نیز از طریق معادله (۲۷) با سرعت آرام شعله ارتباط دارد:

$$S_T = ff \times S_L \quad (27)$$

که  $f$  ضریب شعله نامیده می‌شود و مقدار آن بر اساس پیشنهاد هیرویاسا و کادوتا<sup>۳</sup> با استفاده از معادله (۲۸) قابل حصول است:

$$ff = 1 + 0.00197 \times N \quad (28)$$

که در آن  $N (rpm)$  دور موتور می‌باشد. توان  $x$  در معادله (۲۶) باید بر اساس نتایج تجربی برای سوخت معین تنظیم گردد.

علاوه بر نظریه کوهل، می‌توان از نظریه‌های دیگری که منحصراً برای سوخت مشخصی قابل استفاده‌اند بهره برد. نمونه‌ای از این نظریه‌ها به صورت کلی بیان می‌گردد [۱۶]:

۱- Verhelst and Sierens  
۲- Kuehl  
۳- Hiroyasu and Kadota

۴- Liao

که در آن  $x_b$  و  $S_T (m/s)$   $r_b (kg/m^3)$ ،  $r_u (kg/m^3)$  به ترتیب چگالی منطقه سوخته، چگالی منطقه سوخته، سرعت آشفته مخلوط و کسر جرمی مخلوط سوخته شده می‌باشد. البغدادی<sup>۲</sup> و همکارش [۲۴] از این نظریه برای شبیه‌سازی عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای با مخلوط سوخت بنزین/ هیدروژن و بنزین/ اتیل الکل استفاده نموده و تأثیر مقدار هیدروژن و اتیل الکل را بر متغیرهای عملکردی موتور بررسی کرده‌اند. در این مقاله از معادلات (۲۶) و (۲۷) برای محاسبه سرعت آرام و آشفته شعله در حالت تک سوخت و از معادلات (۳۶) تا (۴۲) نیز برای محاسبه سرعت مخلوط بنزین و گاز طبیعی فشرده استفاده گردیده است. مقدار توان  $X$  برای هریک از حالت‌های بنزین سوز و گاز سوز و مقدار ضریب  $M$  برای حالت دو گانه سوز و به ازای درصد‌های جرمی مختلف گاز طبیعی در دور معین با تنظیم الگو و بر اساس تطابق موقعیت نقطه اوج منحنی فشار تجربی با نقطه اوج منحنی فشار شبیه‌سازی تعیین می‌شوند.

### ۳-۶ نرخ تولید مونواکسید نیتروژن و الگوی آشکارسازی کوبش در موتور

نرخ تولید مونواکسید نیتروژن بسیار وابسته به دما است و در شبیه‌سازی انجام گرفته از ساز و کار زلدوویچ برای محاسبه نرخ تولید این آلاینده استفاده شده است [۲۵]. برای محاسبه زمان خود اشتعالی نیز روابط متعددی ارائه شده‌اند که هر یک برای محدوده مشخصی ارائه و تنظیم شده‌اند. معادله‌ای را که دواد و ایزات<sup>۳</sup> برای محدوده دما و فشار موتورهای احتراق داخلی ارائه کرده‌اند بهترین نتیجه را در تعیین زمان خوداشتعالی دارد و بدین صورت می‌باشد [۲۶]:

$$\tau = 17.68 \left( \frac{ON}{100} \right)^{3.4107} p^{-1.7} \exp\left( \frac{3800}{T} \right) \quad (42)$$

که در آن  $\tau (ms)$  زمان،  $p (atm)$  فشار مطلق،  $T (K)$  دما و  $ON$  عدد اکتان سوخت می‌باشد. در شبیه‌سازی انجام گرفته، برای هرگام زمانی از لحظه شروع تراکم تا انتهای احتراق حاصل انتگرال محاسبه می‌شود. چنانچه جواب انتگرال بیشتر از یک باشد آنگاه می‌توان نتیجه گرفت که کوبش اتفاق افتاده است. در این شبیه‌سازی محاسبه این انتگرال فقط از نظر ضریب پایشی اهمیت دارد تا در هنگام اجرای برنامه رایانه‌ای اگر احیاناً ضربه اتفاق افتد از این موضوع آگاه شود و برنامه متوقف گردد.

$$\alpha = 2.18 - 0.8(\phi - 1) \quad (37)$$

$$\beta = -0.16 + 0.22(\phi - 1) \quad (38)$$

به منظور محاسبه سرعت آرام و آشفته شعله مخلوط دو سوخت از نظریه‌ای که یو<sup>۱</sup> و همکارانش [۱۸] برای محاسبه سرعت آشفته شعله مخلوط هیدروژن و هیدروکربنهای دیگر ارائه داده‌اند استفاده گردیده است:

$$(S_L)_{C_nH_m + C_2H_6O + H_2} = S_{L0} \left( \frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left( \frac{P}{P_0} \right)^\beta \quad (39)$$

$$(1 - 2.06 X_{EGR}^{0.77}) + M^{[m/s]} \times Y_{H_2}$$

که در آن  $T_0$  و  $P_0$  به ترتیب دما و فشار در یک نقطه مرجع،  $T_u (K)$  دمای منطقه سوخته،  $p (kPas)$  فشار استوانه و  $X_{EGR}$  کسر مولی گازهای پسماند است و  $S_{L0}$  و توان‌های  $\alpha$  و  $\beta$  متناسب با نوع سوخت اصلی تعیین می‌شوند. در آن عبارت اول در سمت راست متعلق به سرعت آرام شعله برای سوخت اصلی است و عبارت دوم در سمت راست تأثیر اختلاط سوخت دوم را بر سرعت شعله سوخت اصلی نشان می‌دهد.  $Y_{H_2}$  نیز برای مخلوط هیدروژن و یک سوخت هیدروکربنی بدین صورت تعریف می‌شود [۲۱ و ۱۸]:

$$Y_{H_2} = \left( \frac{[H_2] + \frac{[H_2]}{([H_2]/[Air])_{st}}}{[G] + ([Air] - \frac{[H_2]}{([H_2]/[Air])_{st}})} \right) \quad (40)$$

که منظور از  $[ ]$  غلظت مولی،  $G$  به سوخت اصلی و  $st$  به غنای درست مخلوط (استوکیومتریک) اشاره دارد. ضریب  $M (m/s)$  نیز نماینده میزان تأثیر سوخت دوم بر سرعت شعله سوخت اول است و مقدار آن با تنظیم الگو تعیین می‌گردد. بر اساس نتایج ارائه شده در مرجع [۲۲] این ضریب برای مخلوط هیدروژن و سوخته‌های هیدروکربنی  $0.183 m/s$  اعلام شده است. در این مقاله به جای هیدروژن گاز طبیعی فشرده معین است و لذا ضریب  $M$  باید برای این مخلوط تعیین گردد.

معادله (۴۲) نیز رابطه سرعت آرام شعله را با سرعت آشفته برای سوخت دوگانه مشخص می‌نماید [۲۳ و ۱۸]:

$$S_T = S_L \cdot ff \frac{(\rho_u / \rho_b)}{[(\rho_u / \rho_b) - 1]x_b + 1} \quad (41)$$

۲- Albaghdadi

۳- Douaud and Eyzat

۱- Yu

## ۴- بحث و نتایج

### ۴-۱ نتایج تجربی

بر اساس معادلات فنی حاکم بر موتور، متغیرهای عملکردی شامل توان، گشتاور، فشار متوسط مؤثر و مصرف ویژه سوخت با کار خروجی از موتور و کار خروجی از آن نیز به نوبه خود با فشار داخل استوانه و تغییرات آن با زمان نسبت مستقیم دارد. بنابراین مطابقت منحنی‌های فشار استوانه در دو حالت تجربی و شبیه‌سازی در کنار مطابقت متغیرهای عملکردی موتور، روشی قابل اطمینان برای اعتبار بخشی به شبیه‌سازی انجام گرفته می‌باشد. برای تنظیم و اعتبار بخشی به الگوی توسعه داده شده، از نتایج آزمایش‌های انجام گرفته در آزمایشگاه تحقیقاتی آزمون موتور شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایکو) استفاده شده است. در جدول‌های (۱) و (۲) مشخصات سوخت بنزین و گاز طبیعی استفاده شده در آزمایش‌ها ارائه شده اند. در حالت دوگانه سوز درصد جرمی گاز طبیعی فشرده (CNG) در مخلوط سوخت ورودی ۶٪، ۸٪، ۲۰٪، ۳۰٪ و ۴۰٪ در نظر گرفته می‌شود. آزمایش‌ها بر روی موتور XU7JPL3 چهار استوانه بنزینی که از پایه گازسوز بوده و مشخصات فنی آن در جدول (۳) نشان داده شده، برای سه حالت صددرصد بنزین سوز، صددرصد گازسوز و حالت دوگانه سوز (مخلوط بنزین و CNG) انجام شده اند.

جدول ۱ ترکیبات سوخت بنزین

نام ترکیب	کربن (C)	هیدروژن (H)	اکسیژن (O)
سهم جرمی (%)	۸۵/۵۵	۱۳/۷۴	۰/۷۲

جدول ۲ ترکیبات سوخت گاز طبیعی

نام ترکیب	درصد حجمی	نام ترکیب	درصد حجمی
متان	۹۰/۶	هگزان	۰/۰۸
انان	۴/۵	دی اکسید کربن	۰
پروپان	۱/۱	نیتروژن	۰
بوتان	۰/۴	اکسیژن	۰
هپتان	۰/۱۱	گوگرد	۰

جدول ۳ مشخصات فنی موتور آزمایش شده

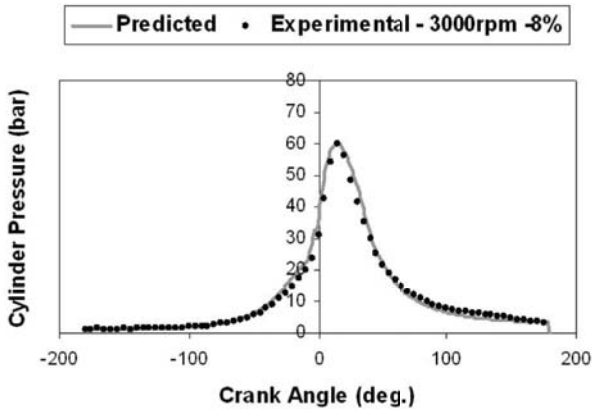
قطر استوانه (سانتیمتر)	۸/۳	تعداد استوانه	۴
کورس سمبه (سانتیمتر)	۸/۱۴	زمان باز شدن دریچه ورودی	b نقطه مکث با ۸/۵
طول شاتون (سانتیمتر)	۱۴/۳۱	زمان بسته شدن دریچه ورودی	۲۹/۳ aBDC
نسبت تراکم	۹/۲	زمان باز شدن دریچه خروجی	۴۳/۳ bBDC
زاویه جرکه	MBT	زمان بسته شدن دریچه خروجی	a نقطه مکث با ۵/۵
دور موتور	متغیر	میزان بار موتور	تمام بار

### ۴-۲ تنظیم الگو

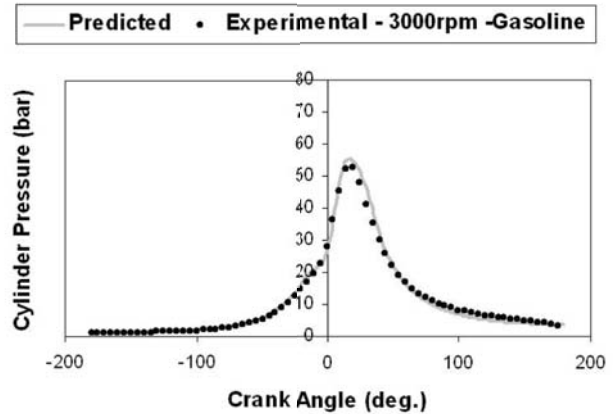
به منظور اعتبار بخشی به نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی عملکرد موتور، باید الگو برای تنظیم ضرایب و مقادیر تجربی مطرح در زیر الگوها با نقطه مرجعی که در آن نقطه شرایط آزمایش کاملاً مشخص می‌باشد تنظیم گردد. پس از تعیین ضرایب و مقادیر تنظیم شده در نقطه مرجع، در سایر شرایط عملکردی این ضرایب ثابت نگه داشته می‌شوند. این روش در بسیاری از شبیه‌سازی‌های ارائه شده از جمله در شبیه‌سازی که ورهست و سیرز [۱۹] بر روی موتورهای احتراق داخلی با سوخت هیدروژن و بنسون و همکارانش [۸] بر روی موتورهای احتراق جرکه‌ای انجام داده‌اند، استفاده شده است. در شبیه‌سازی انجام شده دو ضریب باید تنظیم گردد. یکی، ضریب تجربی مطرح در معادله آناند و دیگری، مقادیر تجربی مطرح در نظریه‌های سوختن. این مقادیر شامل توان  $x$  در نظریه سرعت شعله تک سوخت (معادله (۲۶)) و ضریب  $M$  در نظریه سرعت شعله مخلوط سوختها (معادله (۴۰)) می‌باشند. تنظیم ضریب انتقال گرما در معادله آناند مطابق مرجع [۱۹] از مطابقت منحنی‌های تجربی تغییرات فشار استوانه با منحنی‌های شبیه‌سازی تغییرات فشار استوانه در دو مرحله تراکم و انبساط حاصل می‌شود. تنظیم مقادیر تجربی مطرح در نظریه‌های سوختن نیز مطابق مرجع [۲۶] از مقایسه منحنی‌های تجربی و شبیه‌سازی فشار در فرآیند احتراق مشخص می‌گردند که مقادیر آنها از طریق تطابق مکان مقدار بیشینه فشار استوانه در دو حالت تجربی و شبیه‌سازی تعیین می‌شوند.

### ۴-۳ منحنی‌های فشار استوانه در حالت‌های بنزین سوز، گازسوز و دوگانه سوز

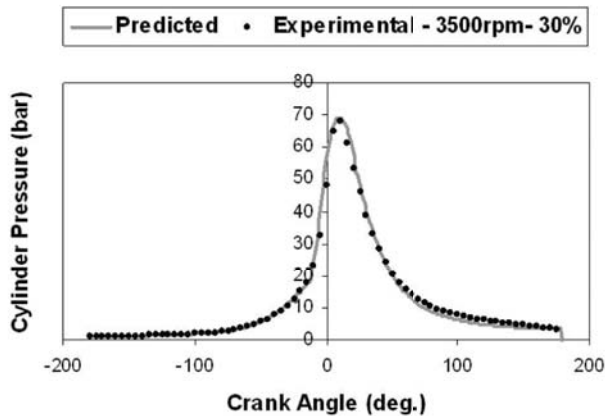
شکل‌های (۱) تا (۶) منحنی تغییرات فشار استوانه را برای موتور در حالت‌های بنزین سوز، گازسوز و دوگانه سوز با نسبت‌های جرمی گاز طبیعی فشرده ۶٪، ۸٪، ۲۰٪، ۳۰٪ و ۴۰٪ در دور ۳۰۰۰ rpm در دو حالت تجربی و شبیه‌سازی مقایسه نموده است.



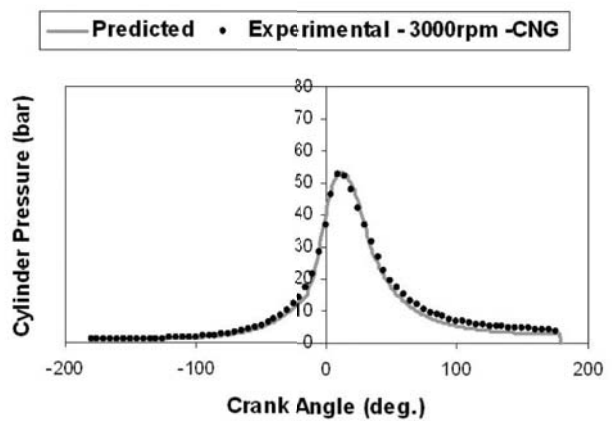
**شکل ۴** مقایسه تغییرات فشار استوانه در دو حالت تجربی و شبیه‌سازی، حالت ۸٪جرمی گازطبیعی فشرده (۳۰۰۰ rpm و ۱۳/۵ bTDC)



**شکل ۱** مقایسه تغییرات فشار استوانه در دو حالت تجربی و شبیه‌سازی، حالت بنزین سوز (۳۰۰۰ rpm و ۱۱ bTDC)

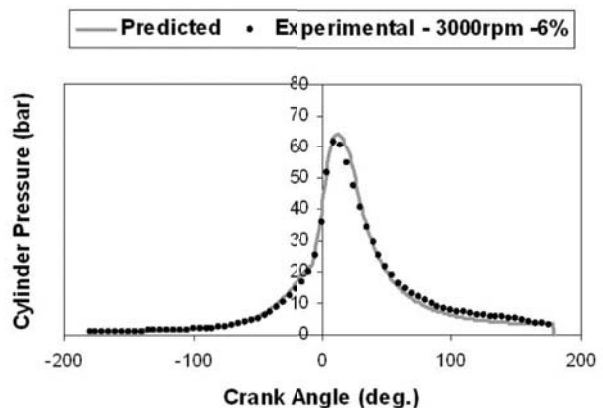


**شکل ۵** مقایسه تغییرات فشار استوانه در دو حالت تجربی و شبیه‌سازی، حالت ۳۰٪جرمی گازطبیعی فشرده (۳۰۰۰ rpm و ۱۲ bTDC)



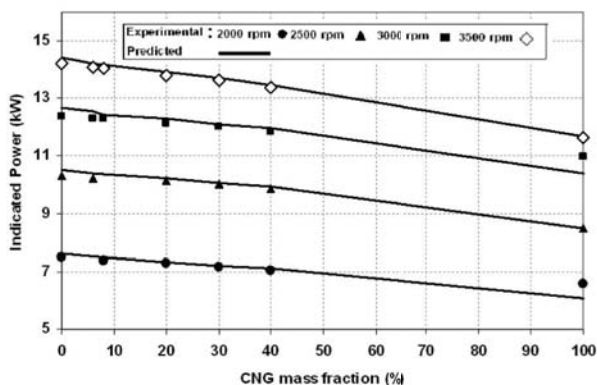
**شکل ۲** مقایسه تغییرات فشار استوانه در دو حالت تجربی و شبیه‌سازی، حالت گازسوز (۳۰۰۰ rpm و ۲۶ bTDC)

ضریب  $M$  نیز در الگوی استفاده شده در این مقاله بر اساس مرجع [۲۶] از مقایسه منحنی‌های تجربی و شبیه‌سازی فشار در فرآیند احتراق از طریق مطابقت مکان مقدار بیشینه فشار استوانه در دو حالت تجربی و شبیه‌سازی تعیین می‌شوند. مقادیر این ضریب در شکل‌های ۳ تا ۶ در حالتهای مختلف موتور دو گانه سوز به ترتیب  $m/s$  ۳/۵، ۱/۴۸، ۰/۵ و ۰/۲ بدست می‌آیند. براساس شکل‌های (۱) تا (۶) منحنی‌های پیش‌بینی شده برای تغییرات فشار استوانه برحسب زاویه لنگ با نتایج تجربی بخوبی همخوانی دارد که این امر دلیلی بر صحت الگو برای پیش‌بینی تغییرات فشار استوانه در حالت بنزین سوز، گازسوز و دوگانه سوز می‌باشد. بواقع ارزش شبیه‌سازی انجام گرفته برای سرعت شعله، انتخاب نظریه



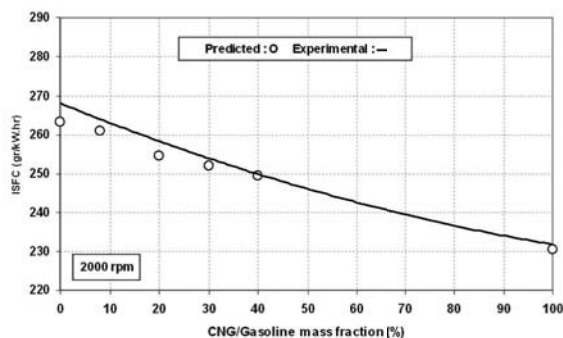
**شکل ۳** مقایسه تغییرات فشار استوانه در دو حالت تجربی و شبیه‌سازی، حالت ۶٪جرمی گازطبیعی فشرده (۳۰۰۰ rpm و ۱۲/۵ bTDC)

مخلوط سوخت ورودی رخ می‌دهد. لذا در هر دور بیشترین قدرت موتور معین به حالت بنزین سوز و کمترین آن متعلق به حالت گازسوز می‌باشد. میانگین پیش‌بینی شده برای این کاهش ۱۹٪ و در حالت تجربی ۱۴٪ در تمام دورها می‌باشد. این روند با آنچه که شامخی و همکارش [۲۷] و آسلام [۲۸] و همکارانش برای موتور احتراق جرقه‌ای چهار استوانه در دو حالت گازسوز و بنزین سوز ارائه کرده‌اند بخوبی همخوانی دارد.



**شکل ۷** اعتبار بخشی به قدرت داخلی پیش‌بینی شده در دورهای مختلف برای حالت‌های مختلف عملکرد موتور

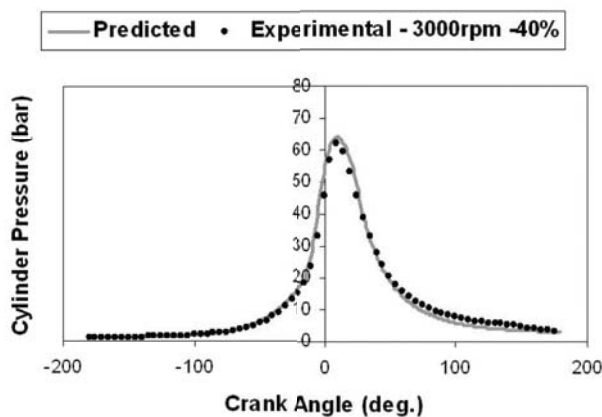
در شکل‌های (۸) و (۹) نیز تطابق خوب بین نتایج پیش‌بینی شده و مقادیر تجربی برای مصرف ویژه سوخت داخلی در دورهای مختلف، دلیل بر اعتبار الگوی توسعه داده شده در تعیین مصرف ویژه سوخت داخلی می‌باشد.



**شکل ۸** اعتبار بخشی به مصرف ویژه سوخت داخلی پیش‌بینی شده برای حالت‌های مختلف عملکرد موتور (۲۰۰۰ rpm)

۱- Aslam

مناسب از بین تعداد زیادی نظریه موجود و تعیین ضرایب درست برای سوخت معین بوده است.

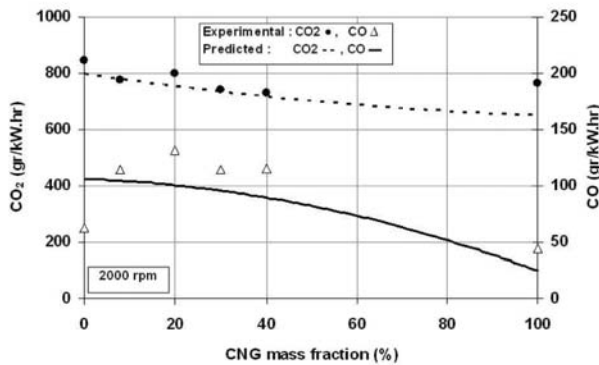


**شکل ۶** مقایسه تغییرات فشار استوانه در دو حالت تجربی و شبیه‌سازی، حالت ۴۰٪ جرمی گاز طبیعی فشرده (۳۰۰۰ rpm و ۲۰ bTDC : ST)

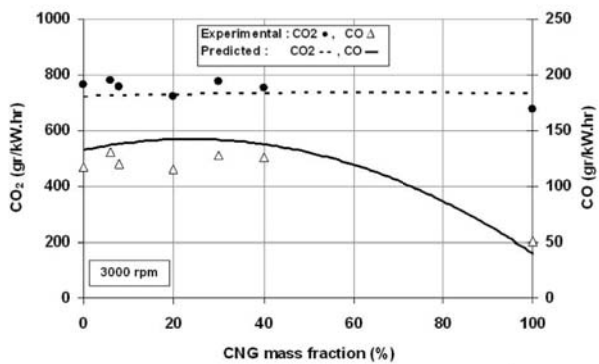
#### ۴-۴ متغیرهای عملکردی و آلاینده‌های زیست محیطی

در این بخش نتایج بدست آمده برای قدرت و مصرف ویژه داخلی سوخت (اندیکاتور) در دورهای مختلف در حالت تمام بار برای سوخت بنزین، گاز طبیعی و مخلوط این دو در دو حالت شبیه‌سازی و تجربی با یکدیگر مقایسه گردیده اند. در شکل (۷) روند تغییرات پیش‌بینی شده برای قدرت و در شکل‌های (۸) تا (۱۱) مصرف ویژه داخلی سوخت (اندیکاتور) موتور در حالت‌های مختلف بنزین سوز، گازسوز و دو گانه سوز با نسبت‌های جرمی ۰ تا ۱۰۰٪ گاز طبیعی فشرده در دورهای ۲۰۰۰، ۲۵۰۰، ۳۰۰۰ و ۳۵۰۰ rpm ارائه و با نتایج تجربی مقایسه شده اند. در این شکل‌ها نقاط، معرف داده‌های تجربی و خطوط، نشانگر نتایج شبیه‌سازی می‌باشند. در شکل (۷)، در نسبت‌های جرمی مختلف گاز طبیعی و برای هریک از دورها توافق خوبی بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از شبیه‌سازی مشاهده می‌شود. در این شکل، با افزایش دور موتور و در نتیجه افزایش آشفستگی در داخل استوانه، عدد رینولدز افزایش می‌یابد و تلفات گرمایی به دیواره افزایش می‌یابد. اما چون که دور موتور بیشتر می‌شود با کاهش زمان هر چرخه، نرخ انتقال گرما بر خلاف تلفات گرمایی کاهش می‌یابد. این امر باعث می‌شود تا با افزایش دور، قدرت داخلی افزایش یابد. همچنین، با افزایش سهم گاز طبیعی فشرده در سوخت ورودی، قدرت داخلی موتور کاهش می‌یابد که علت اصلی آن کاهش بازده تنفسی است که در پی افزایش سهم گاز طبیعی فشرده در

بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی برای آلاینده  $CO$ ، در نظر گرفتن ساز و کار دوازده گونه‌ای (واکنشهای (۶) تا (۱۳)) برای پیش‌بینی واکنشهای داخل موتور می‌باشد که شامل تعداد محدودی واکنش ریشه‌ای (رادیکالی) است. این امر باعث می‌شود تا مقادیر  $CO$  پیش‌بینی شده با مقادیر تجربی در بعضی حالتها تا ۲۰٪ اختلاف داشته باشد.

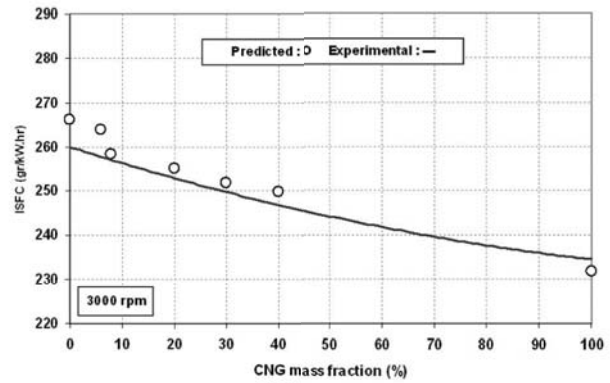


شکل ۱۰ مقایسه دی اکسید کربن تولیدی در حالت تجربی و شبیه‌سازی برای حالت‌های مختلف عملکرد موتور (۲۰۰۰ rpm)



شکل ۱۱ مقایسه دی اکسید کربن تولیدی در حالت تجربی و شبیه‌سازی برای حالت‌های مختلف عملکرد موتور (۳۰۰۰ rpm)

در شکل‌های (۱۱) و (۱۲)، روند تغییر تولید آلاینده‌های  $NO$  و  $UHC$  با افزایش سهم گاز طبیعی فشرده نشان داده شده است. در این شکلها می‌توان توافق منطقی و قابل قبولی بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از شبیه‌سازی مشاهده نمود به طوری که متوسط خطا در پیش‌بینی میزان تولید  $UHC$  در دور ۲۰۰۰ rpm و ۳۰۰۰ rpm به ترتیب ۱۵/۵٪ و ۱۲/۲٪ و برای  $NO$  ۹/۵٪ و ۸/۸٪ می‌باشد.



شکل ۹ اعتبار بخشی به مصرف ویژه سوخت داخلی پیش‌بینی شده برای حالت‌های مختلف عملکرد موتور (۳۰۰۰ rpm)

مطابق شکل‌های (۸) و (۹) در هر دور، مصرف ویژه سوخت در حالت گازسوز کمتر از حالت بنزین سوز می‌باشد به طوری که متوسط این کاهش در دوره‌های نشان داده شده به صورت تقریبی ۱۰٪ پیش‌بینی شده است. چون که ارزش گرمایی گاز طبیعی نسبت به بنزین بیشتر می‌باشد مصرف ویژه سوخت در حالت گازسوز کمتر از بنزین سوز بدست می‌آید. بیشتر بودن مصرف ویژه سوخت در حالت بنزین نسبت به گازسوز براساس مراجع [۲۷] و [۲۸] نیز مورد تأیید می‌باشند.

در شکل‌های (۱۰) تا (۱۳) نتایج بدست آمده برای آلاینده‌های زیست محیطی شامل  $CO$ ،  $CO_2$ ،  $UHC$  و  $NO$  در دوره‌های

مختلف در حالت تمام بار برای حالت‌های بنزین سوز، گازسوز و دو گانه سوز با نسبت‌های جرمی ۰ تا ۱۰۰٪ گاز طبیعی فشرده در دو حالت شبیه‌سازی و تجربی با یکدیگر مقایسه شده است. مطابق شکل‌های (۱۰) و (۱۱)، با افزایش سهم گاز طبیعی فشرده در مخلوط سوخت ورودی، میزان تولید آلاینده  $CO$  و  $CO_2$  کاهش می‌یابد؛ به طوری که میزان این دو آلاینده در حالت گازسوز کمترین و در حالت بنزین سوز بیشترین مقدار را دارند. از یک سو، براساس جدول (۲) حدود ۹۰٪ ترکیب گاز طبیعی متان است و بنابراین نسبت کربن به هیدروژن در گاز طبیعی فشرده در مقایسه با این نسبت در سوخت بنزین کمتر می‌باشد. بنابراین، احتراق گاز طبیعی نسبت به بنزین با بازده بزرگتری صورت می‌گیرد و این امر باعث کاهش چشمگیر مونواکسید کربن در حالت گازسوز نسبت به بنزین سوز می‌شود. متوسط خطا در پیش‌بینی میزان دو آلاینده  $CO$  و  $CO_2$  به ترتیب ۴/۸٪ و ۳۰/۴٪ در دور ۲۰۰۰ rpm و ۴/۴٪ و ۱۲/۱٪ در دور ۳۰۰۰ rpm می‌باشد. علت وجود اختلاف چشمگیری

شد. بر اساس این الگو روند تغییرات فشار داخل استوانه بر حسب زاویه لنگ در هر چرخه برای هر سه حالت بنزین سوز، گاز سوز و دوگانه سوز پیش‌بینی و انطباق خوبی بین منحنی فشار تجربی و شبیه‌سازی مشاهده گردید. همچنین متغیرهای فنی عملکرد موتور شامل قدرت و مصرف ویژه سوخت و آلاینده‌های زیست محیطی تولیدی شامل دی اکسید کربن، مونواکسید کربن، هیدروکربن نسوخته و مونواکسید نیتروژن برای هر سه حالت بنزین سوز، گاز سوز و دوگانه سوز بررسی و پیش‌بینی شده و مقادیر شبیه‌سازی شده مطابقت منطقی و قابل قبولی را با نتایج آزمایشات تجربی نشان داده‌اند. مطابقت منحنی‌های فشار استوانه در دو حالت تجربی و شبیه‌سازی در کنار مطابقت متغیرهای عملکردی موتور، نشانه صحت و درستی الگوی ترمودینامیکی توسعه داده شده می‌باشد.

### سپاسگزاری

نویسندگان از شرکت ایپکو برای در اختیار گذاردن امکانات آزمایشگاهی تجربی بویژه از همکاری آقای مهندس احمد شفیعی ثابت در آزمایشگاه آزمون موتور سپاسگزاری می‌نمایند.

#### نمادها

□ : غلظت مولی

#### زیر نویسها

b : منطقه سوخته  
EGR : گازهای پسماند  
f : شعله  
gap : فاصله  
L : آرام  
st : استوکومتریک  
t : زمان  
u : منطقه سوخته

#### اختصارات

aBDC : بحر از BDC  
aTDC : بعد از TDC  
bBDC : قبل از BDC  
bTDC : قبل از TDC  
ISFC : مصرف ویژه سوخت  
ON : عدد اکتان  
ST : زمان جرقه

#### علائم و نشانه‌ها

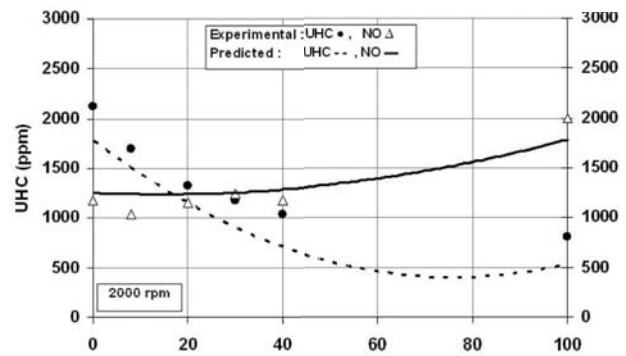
A : مساحت  
B : قطر استوانه  
ff : ضریب شعله  
h : ارتفاع لحظه‌ای استوانه  
n : تعداد مولها  
N : سرعت موتور  
p : فشار  
r : شعاع  
S : سرعت سوختن آرام  
T : دما  
V : حجم  
y : کسر جرمی  
x : کسر مولی

#### علائم یونانی

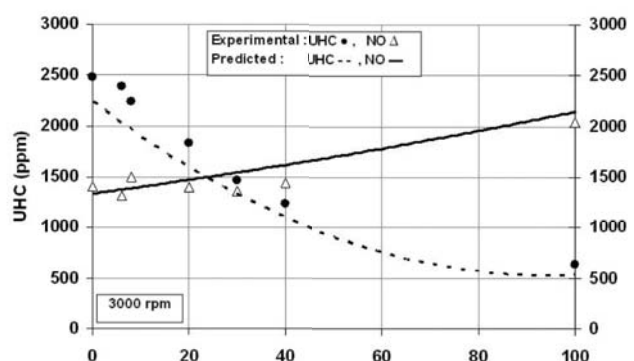
$\theta$  : زاویه لنگ  
 $\phi$  : غنا  
 $\tau$  : زمان  
T : آشفته

### References:

- [1] Energy Balance, Iranian Power Ministry, 1387.  
[2] Lyndon, B. "Fuels Containing Methane or Natural Gas in Solution." Johnson Space Center, Houston, Texas, 2004.



شکل ۱۲ مقایسه هیدروکربن نسوخته در حالت تجربی و شبیه‌سازی برای حالت‌های مختلف عملکرد موتور (۲۰۰۰ rpm)



شکل ۱۳ مقایسه هیدروکربن نسوخته در حالت تجربی و شبیه‌سازی برای حالت‌های مختلف عملکرد موتور (۳۰۰۰ rpm)

بر اساس شکل‌های (۱۲) و (۱۳)، هرچه CNG در مخلوط ورودی بیشتر باشد هیدروکربن نسوخته کمتر و در مقابل مونواکسید نیتروژن بیشتری تولید می‌شود. همچنین میزان هیدروکربن نسوخته تولیدی در حالت گازسوز بسیار کمتر از بنزین سوز می‌باشد که علت آن احتراق بهتر گاز طبیعی نسبت به بنزین می‌باشد. احتراق بهتر گاز طبیعی به دو دلیل عمده یکی بزرگتر بودن حرارت مخصوص گاز طبیعی نسبت به بنزین و در نتیجه افزایش دمای داخل استوانه و دیگری کمتر بودن نسبت کربن به هیدروژن در گاز طبیعی نسبت به بنزین رخ می‌دهد. کمتر بودن UHC در حالت گازسوز نسبت به بنزین سوز در مراجع [۲۷-۲۹] نیز تأیید شده‌اند.

### ۵- نتیجه گیری

در این مقاله الگوی ترمودینامیکی شبیه‌سازی چرخه بسته عملکرد موتور احتراق داخلی جرقه‌ای در حالت تک سوخت (بنزین یا CNG) و در حالت دوگانه سوز (مخلوط بنزین و CNG) توسعه داده شد که در آن احتراق به صورت یک فرآیند تدریجی با الگوی دو منطقه‌ای شبیه‌سازی

- [3] Verhelst, S., and Sheppard, C. G. W. "Multi-Zone Thermodynamic Modeling of Spark-Ignition Engine Combustion – An Overview." *Energy Conversion and Management* 50 (2009): 1326-1335.
- [4] Rakopoulos, C. D. "Evaluation of a Spark Ignition Engine Cycle Using First and Second Law Analysis Techniques." *Energy Conversion and Management* 34 (1993): 1299–1314.
- [5] Abd Alla, G.H. 2002, "Computer Simulation of a Four Stroke Spark Ignition Engine." *Energy Conversion and Management* 43 (2002): 1043–1061.
- [6] Abu-Nada, E., Al-Hinti, I., Al-Sarkhi, A., and Akash, B. "Thermodynamic Modeling of Spark-Ignition Engine: Effect of Temperature Dependent Specific Heats", *International Communications in Heat and Mass Transfer* 33 (2006): 1264–1272.
- [7] Ge, Y., Chen, L., Sun, F., and Wu, C. "Thermodynamic Simulation of Performance of an Otto Cycle with Heat Transfer and Variable Specific Heats of Working Fluid." *International Journal of Thermal Sciences* 44 (2005): 506–511.
- [8] Benson, R.S., Annaned, W.J.D., and Baruah, P.C. "A Simulation Model Including Intake and Exhaust System for a Single Cylinder Four – Stroke Cycle Spark Ignition Engine." *International Journal of Mechanical Science* 17(1975): 97-124.
- [9] Papagiannakis, R.G., and Hountalas, D.T. "Experimental Investigation Concerning the Effect of Natural Gas Percentage on Performance and Emissions of a DI Dual Fuel Diesel Engine." *Applied Thermal Engineering* 23 (2003): 353–365.
- [10] Chin, Y., Matthews, R.D., Nichols, S. P., and Kiehne, T.M. "Use of Fractal Geometry to Model Turbulent Combustion in SI Engines." *Combustion science and Technology* 86 (1992): 1-30.
- [11] Rakopoulos, C. D., and Michos, C.N. "Development and Validation of a Multi-Zone Combustion Model for Performance and Nitric Oxide Formation in Syngas Fueled Spark Ignition Engine." *Energy Conversion and Management* 49 (2008): 2924–2938.
- [12] Bradley, D., Haq, M.Z., Hicks, R.A., Kitagawa, T., Lawes, M., Sheppard, C.G.W, and Woolley, R. "Turbulent Burning Velocity, Burned Gas Distribution, and Associated Flame Surface Definition." *Combustion and Flame* 133 (2003): 415–430.
- [13] Bromberg, L. "In-Cylinder Laminar Flame Propagation Speed: Effect of Hydrogen and Hydrogen Rich Gas Addition.", MIT Plasma Science and Fusion Center, 2005.
- [14] Chen, J.H., and Im, H.G. "Correlation of Flame Speed with Stretch in Turbulent Premixed Methane Air Flames." 27th Symposium (International) on Combustion, 1998.
- [15] Liao, S.Y., Jiang, D.M., Huang, Z.H.Q., Gao, J., and Hu, Y. "Approximation of Flammability Region for Natural Gas–Air–Diluent Mixture." *Journal of Hazardous Materials A* 125 (2005): 23–28.
- [16] Muller, U.C., Bollig, M., and Peters, N. "Approximations for Velocities and Markstein Numbers for Lean Hydrocarbon and Methanol Flames." *Combustion and Flame* 108 (1997): 349-356.
- [17] Shy, S.S., Chen, Y.C., Yang, C.H., Liu C.C., and Huang, C.M. "Effects of H<sub>2</sub> or CO<sub>2</sub> Addition, Equivalence Ratio, and Turbulent Straining on Turbulent Burning Velocities for Lean Premixed Methane Combustion." *Combustion and Flame* 153 (2008): 510–524
- [18] Yu, G., Law, C.K., and Wu, C.K. "Laminar Flame Speeds of Hydrocarbon + Air Mixtures with Hydrogen Addition." *Combustion and Flame* 63 (1986): 339-347.
- [19] Verhelst, S., and Sierens, R. "A Quasi-Dimensional Model for the Power Cycle of a Hydrogen-Fuelled ICE." *International Journal of Hydrogen Energy* 32 (2007): 3545 – 3554.
- [20] Kuehl, D.K. "Laminar – burning Velocities of Propane Air Mixtures.", Eighth Symposium (Int.) on Combustion, Williams and Wilkins Company, Baltimore, 1962.
- [21] Sher, E., and Hachen, Y. "On the Modeling of a SI 4-Stroke Cycle Engine Fueled with Hydrogen-Enriched Gasoline", *International Journal of Hydrogen Energy*, 12(1987): 773-781.
- [22] Al-Baghdadi, M.A.R.S. "A Simulation Model for a Single Cylinder Four-Stroke Spark Ignition Engine Fueled with Alternative Fuels." *Turkish Journal of Engineering and Environmental Science* 30 (2006): 331 – 350.
- [23] Heywood, J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [24] Al-Baghdadi, M.A.S., and Al-Janabi, H.A.Sh. "Improvement of Performance and Reduction of Pollutant Emission of a Four Stroke Spark Ignition Engine Fueled with Hydrogen Gasoline Fuel Mixture." *Energy Conversion and Management* 41(2000): 77-91.
- [25] Borman, G.L., and Ragland, K.W. 1998, *Combustion Engineering*, McGraw-Hill.
- [26] Ramos, J.I. *Internal Combustion Engine Modeling*. Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
- [27] Shamekhi, A.H., Khatibzadeh, N., and Shamekhi A. "A Comprehensive Comparative Investigation of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel in a Bi-Fuel Spark Ignition Engine." *Iranian Journal of Chemistry and Chemical Engineering* 27(2008) :73-83.
- [28] Aslam, M.U., Masjuki, H.H., Kalam, M.A., Abdeslam, H., Mahlia, T.M.I., and Amalina, M.A. "An Experimental Investigation of CNG as an Alternative Fuel for a Retrofitted Gasoline Vehicle." *Fuel* 85 (2006) :717–724.
- [29] Ristovski, Z., Morawska, L., Yoko, G.A.A, Johnson, G., Gilbert, D., and Greenaway, C. "Emissions from a Vehicle Fitted to Operate on Either Petrol or Compressed Natural Gas." *Science of the Total Environment* 323 (2004): 179–194

# Thermodynamic Simulation of Spark Ignition Internal Combustion Engine Operation with Blends of Gasoline and CNG with Experimental Verification

**Mehrnoosh Dashti\***

Islamic Azad University- Science and Research Branch  
mehrnoosh.dashti@yahoo.com

**Ali Asghar Hamidi**

University of Tehran  
aahamidi@ut.ac.ir

**Ali Asghar Mozafari**

Sharif University of Technology  
mozafari@sharif.edu

---

\*Corresponding Authors

Received: Aug. 03.2011

Accepted in Revised Form: Oct. 22.2011

## Abstract

Regarding environmental pollution of internal combustion engines and depletion of fossil fuels resources, compressed natural gas has been considered as an alternative to gasoline in vehicle applications. As supplementary fuel for spark-ignition engines, CNG has some advantages over gasoline, such as higher octane number and reduction of CO<sub>2</sub>, CO and UHC emissions. In this paper, a quasi-dimensional thermodynamic predictive model used to simulate the working cycle of a 4-stroke spark ignition engine fueled with gasoline, CNG, and their mixture for variable mass CNG fraction. The model predicts the performance parameters such as power, ISFC and environmental emissions including CO<sub>2</sub>, CO, UHC and NO. The results obtained from the present study have been compared with the experimental data. The experiments have been done on a bi-fuel CNG-gasoline engine for gasoline, CNG and the dual fuel operations. The results for pressure traces and performance parameters of the engine showed a good agreement with corresponding experimental data.

**Keywords:** CNG, dual fuelled, simulation, thermodynamic, gas fuelled.