



مطالعه تأثیر کسر مولی اجزا و نحوه توزیع مخلوط متان - هیدروژن بر عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای

مسعود علیرمضانی^۱، ایمان چیت‌ساز^{۲*}

^۱ واحد کالیبراسیون، شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو)، تهران، ایران، m_aliramezani@ip-co.com

^۲ واحد سوخت و احتراق، شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو)، تهران، ایران، i_chitsaz@ip-co.com

* نویسنده مسئول، شماره تماس: ۰۹۱۲۴۳۹۵۱۳۱

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۶ فروردین ۱۳۹۲

پذیرش: ۱۲ مرداد ۱۳۹۲

کلیدواژه‌ها:

مخلوط هیدروژن - متان
موتور اشتعال جرقه‌ای رقیق سوز
تغذیه لایه‌ای مخلوط
الگوی ترمودینامیکی
پیش‌روی غیرکروی شعله

در این مقاله، تأثیر کسر مولی اجزا و نحوه توزیع مخلوط متان - هیدروژن بر عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای مطالعه شده است. این توزیع شامل فرآیند تغذیه لایه‌ای مخلوط در حالت رقیق سوز می‌باشد. مقادیر پیش‌بینی شده برای سوخت گاز طبیعی با نتایج تجربی با دقت قابل قبولی صحه‌گذاری شده‌اند. سپس عملکرد موتور برای مخلوط متان - هیدروژن پیش‌بینی شده است. کسرهای مولی هیدروژن از صفر تا ۴۵٪ در شبیه‌سازی استفاده شده‌اند. نتایج نشان‌دهنده تأثیر مثبت فرآیند تغذیه لایه‌ای مخلوط جزئی بر عملکرد موتور در کسرهای مولی مختلف هیدروژن است. انعطاف‌پذیری الگو امکان بهره‌گیری از آن را در بازه گسترده‌ای از توزیع هوا و سوخت درون استوانه فراهم کرده است. بر اساس نتایج، افزایش کسر مولی هیدروژن تأثیر بهره‌گیری از سامانه تغذیه لایه‌ای مخلوط را بیشتر می‌نماید.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

(۱) مقدمه

بهره بردن از سامانه تغذیه لایه ای مخلوط می‌تواند در صورت مهار صحیح مخلوط درون استوانه به طور چشمگیری پایداری احتراق را در مخلوط‌های رقیق افزایش دهد. بهره‌گیری از محفظه کمکی یکی از راه‌های اعمال تغذیه لایه ای مخلوط درون استوانه است [۱۶-۱۹].

سامانه تغذیه لایه ای مخلوط جزئی راه‌کار جدیدی برای پاشش مستقیم گاز طبیعی است که اوانز^۷ و همکاران ارائه کردند [۲۰-۲۱]. این روش شامل پاشش مقدار اندکی از سوخت و یا مخلوط غلیظ هوا و سوخت در اطراف شمع است.

کارهای تجربی و عددی مفیدی برای مطالعه سامانه تغذیه لایه ای مخلوط جزئی صورت گرفته است. ویژگی‌های عملکردی و آلاینده‌های این سامانه را رینولدز و اوانز بررسی کردند [۲۰]. آنها دریافتند بهره‌گیری از سامانه PSC می‌تواند به کاهش مصرف مخصوص سوخت، کاهش زمان احتراق و افزایش فشار مؤثر متوسط در شرایط رقیق‌سوز بینجامد. کارهای عددی بیشتری را نیز ارکومانیس^۸ و همکاران [۲۲] برای مطالعه شروع احتراق و فرایند پاشش صورت داده اند. چونگ^۹، هوتا^{۱۰} و اندراسی^{۱۱} [۲۳-۲۵] نیز به بررسی‌های تجربی تحلیلی زیادی در حوزه PSC پرداخته‌اند. چن^{۱۲} به بررسی تجربی- عددی سامانه PSC در محفظه حجم ثابت پرداخته است. او ثابت کرد می‌توان با کمک سامانه PSC حتی در نسبت هوا به سوخت دو برابر مقدار درست^{۱۳} آن، احتراق پایداری داشت [۲۶].

(۲) الگوی نظری

در این شبیه‌سازی فرآیندهای انجام گرفته در نواحی رقیق و غلیظ به طور کامل بررسی شده است. محاسبات شامل مراحل مکش، تراکم، مهلت اشتعال، احتراق و انبساط است. فرض تاخیر اشتعال مبتنی بر سوختن ۰٫۱ درصد از کل حجم داخل استوانه است که براساس نظریه بنسون^{۱۴} [۲۷] در نظر گرفته شده است. معادله شیمیایی نیز بر اساس کسر مولی هیدروژن به صورت $[(1-X_{H_2})CH_4 + X_{H_2}H_2]$ در نظر گرفته شده است.

فرایند احتراق سپس از ناحیه غلیظ اطراف شمع آغاز می‌گردد و در نواحی رقیق دورتر ادامه می‌یابد. فرض غیرکروی بودن پیش‌روی شعله نیز به دلیل غیر همگن بودن مخلوط در نظر گرفته شده است. این الگوی پیش‌روی غیرکروی شعله را نخستین بار علیرمضانی [۲۸] ارائه کرده است. فرایند پیش‌روی شعله تا اشغال کل محفظه به توسط جبهه شعله ادامه می‌یابد. سپس فرایند انبساط از این نقطه تا نقطه

ویژگی‌های منحصر به فرد هیدروژن موجب ایجاد مزایای زیادی در برابر سوخت‌های هیدروکربنی شده است. بازه گسترده اشتعال‌پذیری، پایداری احتراق و سرعت سریع شعله از مهمترین ویژگی‌های سوخت هیدروژن است [۱]. هیدروژن نسبت به سوخت‌های هیدروکربنی دارای انرژی قابل توجهی بر واحد جرم است [۲]. حذف کامل آلاینده‌های شامل کربن نیز از دیگر مزایای بهره‌گیری از سوخت هیدروژنی است. سرعت سریع شعله هیدروژن، مهلت اشتعال کوتاه و دمای خود اشتعالی گرم همگی امکان وقوع پدیده کوبش را در موتور هیدروژن‌سوز را نسبت به موتور بنزینی کاهش می‌دهند. به همین سبب است که عدد اکتان هیدروژن (۱۲۰ [۳-۴]) بیشتر از بنزین (۹۱-۹۹ [۲]) است. این درحالیست که استفاده از هیدروژن به سبب دمای گرم شعله، احتمال ایجاد آلاینده NOx را افزایش می‌دهد. احتراق پایدار در شرایط فوق رقیق امکان کارکرد با کمترین آلاینده‌ها را فراهم می‌کند. کارکرد در مخلوط رقیق ضمن کاهش افت‌های حرارتی امکان بهره‌گیری از نسبت تراکم‌های بزرگ را فراهم می‌نماید که در عمل منجر به افزایش بازده حرارتی خواهد شد. مطالعات زیادی در مورد مخلوط رقیق هیدروژن-هیدروکربن صورت گرفته است. در این میان مخلوط هیدروژن-متان بیشتر مورد توجه بوده است [۵-۱۰]. بور^۱ و همکاران [۱۱] به بررسی تأثیر کسر حجمی هیدروژن بر عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت متان پرداخته‌اند. آنها کسر حجمی ۰،۲، ۰،۴، ۰،۶ و ۰،۸ را در سرعت‌های ۷۰۰ و ۹۰۰ د.د.د. و حالت درست^۲ و رقیق بررسی کرده‌اند. ژاو^۳ و همکاران [۱۲] به تأثیر افزودن هیدروژن بر احتراق مخلوط متان-هیدروژن پرداختند. نتایج نشان‌دهنده افزایش واکنش‌پذیری مخلوط با افزودن هیدروژن بوده است. ما^۴ و همکاران [۱۳] به بررسی تأثیر افزودن هیدروژن به متان در تغییرات چرخه به چرخه در حالت رقیق‌سوز پرداخته‌اند. نتیجه حاصل از پژوهش آنها نشان‌دهنده این موضوع بود که با افزایش مقدار هیدروژن موجود در سوخت مقدار پایداری احتراق افزایش یافته و نوسانات عملکرد چرخه به چرخه کاهش می‌یابد. آنها در پژوهشی دیگر [۱۴] به مطالعه روش‌های افزایش مرز رقیق‌سوزی مخلوط متان و هیدروژن پرداختند. ایشان دریافتند که با افزایش مقدار هیدروژن به مخلوط می‌توان محدوده رقیق‌سوزی را گسترش داد. هوانگ^۵ و همکاران [۱۵] به مطالعه تجربی ویژگی‌های موتور اشتعال جرقه‌ای پاشش مستقیم با سوخت گاز طبیعی-هیدروژن پرداخته‌اند. مطالعات آنها نشان داده است که وقتی کسر هیدروژن موجود در مخلوط از حد معینی می‌گذرد، کیفیت احتراق به طرز چشمگیری افزایش می‌یابد.

6 Partially stratified engine (PSC)

7 Evans

8 Arcoumanis

9 Chung

10 Hotta

11 Andreassi

12 Chan

13 Stoichiometric

14 Benson

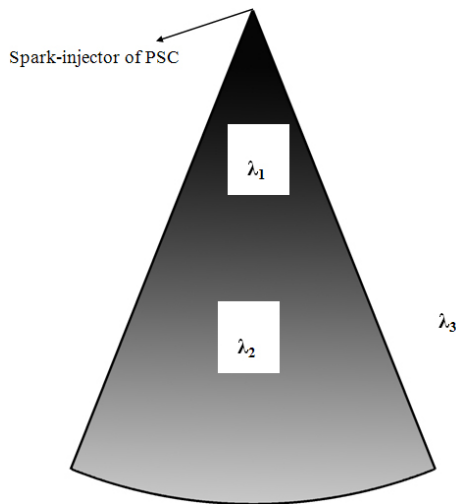
1 Bauer

2 Stoichiometric

3 Zhao

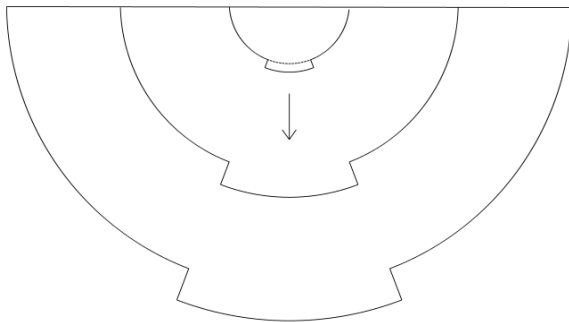
4 Ma

5 Huang



$$\lambda_1 < \lambda_2 < \lambda_3$$

شکل ۱: الگوی از توزیع مخلوط درون استوانه و در اطراف شمع در سامانه PSC



شکل ۲: طرحواره پیشروی شعله در سامانه تغذیه لایه ای مخلوط جزئی [۲۸]

سرعت شعله آرام مخلوط هیدروژن و متان از طریق معادله لی چاتریل که سارلی^۱ و همکاران [۳۱] بررسی دقیق کرده اند محاسبه گردیده؛ این معادله در بازه گسترده‌ای از مقدار هیدروژن و نسبت هوا به سوخت معتبر است.

$$u_l(\phi, X_{H_2}) = \frac{1}{X_{H_2} / u_{l_{H_2}}(\phi) + (1 - X_{H_2}) / u_{l_{CH_4}}(\phi)} \quad (7)$$

که در آن X_{H_2} کسر مولی هیدروژن در مخلوط است. سرعت شعله آرام هیدروژن با کمک معادله ایجیما^۲ و همکاران محاسبه شده است. [۳۲] که در آن فشار P و دمای ناحیه نسوخته است.

$$u_l = u_{l0} \cdot \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^{\alpha_T} \left[1 + \beta_P \text{Log} \left(\frac{P}{P_0} \right) \right] \quad (8)$$

$$\alpha_T = 1.54 + 0.026(\phi - 1) \quad (9)$$

$$\beta_P = 0.43 + 0.003(\phi - 1) \quad (10)$$

مکت پایین انجام می‌شود. شکل ۱ الگوی از توزیع هوا و سوخت در نزدیکی محل شمع در سامانه PSC ارائه می‌کند. نقاط تیره‌تر بیانگر مخلوط غنی‌ترند.

پیشروی شعله در نواحی غنی سریع‌تر از نواحی رقیق است، بنابراین شعله نمی‌تواند به صورت کروی به حرکت خود ادامه دهد. شکل ۲ نیز الگوی از پیشروی جبهه شعله ارائه می‌دهد [۲۸].

محاسبات پله به پله برای کسر مولی نواحی سوخته و نسوخته انجام شده است. خواص فیزیکی در نظر گرفته شده برای اجزاء بر اساس پژوهش مظفری [۲۹] صورت گرفته است. محاسبه ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت از دقت خوبی در گستره دمایی ۲۹۸ تا ۶۰۰۰ کلون برخوردار است:

$$Cp(T) = F_1(T)^3 + F_2(T)^2 + F_3(T) + F_4 + F_5(T)^{-1} + F_6(T)^{-2} + F_7(T)^{-3} + F_8(T)^{-4} + F_9(T)^{-5} + F_{10}(T)^{-6} \quad (1)$$

با داشتن ضرایب F_1 تا F_{10} برای اجزاء مختلف می‌توان به یافتن آنتالپی، انتروپی، انرژی درونی، تابع گیبس و سپس ثابت‌های تعادلی معادلات پرداخت. برای گرانیوی (ویسکوزیته) $\mu(T)$ و هدایت گرمایی $k(T)$ گاز کامل در دمای T نیز از معادلات به این شکل استفاده شده است:

$$\mu(T) = f_1(T)^{2.5} + f_2(T)^2 + f_3(T)^{1.5} + f_4(T) + f_5(T)^{0.5} + f_6 + f_7(T)^{-0.5} \quad (2)$$

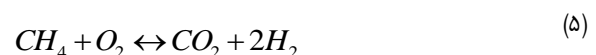
و

$$k(T) = f'_1(T)^{2.5} + f'_2(T)^2 + f'_3(T)^{1.5} + f'_4(T) + f'_5(T)^{0.5} + f'_6 + f'_7(T)^{-0.5} \quad (3)$$

که مظفری ارائه کرده است [۲۹].

انتقال حرارت بین محتویات استوانه و دیواره نیز با معادله آناند محاسبه شده است [۳۰].

محصولات واکنش به صورت متان، بخار آب، دی‌اکسیدکربن، مونواکسید کربن، اکسیژن، هیدروژن و نیتروژن در نظر گرفته شده‌اند. سه واکنش با احتمال وقوع بیشتر نیز به این صورت در نظر گرفته شده‌اند:



معادلات بقای جرمی هیدروژن، اکسیژن، کربن و نیتروژن به همراه ثوابت تعادلی معادلات ۱ تا ۳ برای محاسبات کسر مولی اجزاء به کار رفته‌اند. نرخ سوختن محتویات درون استوانه بر اساس منطق پیشروی شعله با سرعت آشفته (توربولان) $u_t = k_t u_l$ در نظر گرفته شده است که k_t ضریب آشفستگی سرعت و u_l سرعت آرام شعله است.

¹ Sarli

² Iijima

۳) بحث و نتایج

۳-۱) صحنه‌گذاری الگوی نظری با سوخت گاز طبیعی

برای ارزیابی صحت و دقت الگوی نظری، شبیه‌سازی انجام شده برای سوخت گاز طبیعی با نتایج تجربی رینولدز و همکاران [۲۱] صحنه‌گذاری شده است. ویژگی‌های اصلی موتور و شرایط کارکرد بترتیب در جداول ۲ و ۳ ارائه شده‌اند. تمام آزمون‌ها در دور ۲۰۰۰ د.د.د. و با درجه گاز کاملاً باز صورت گرفته‌اند. مقدار نسبت هوا به سوخت درست نیز در مقدار ۱.۶۶ تنظیم شده است. زمان چرخه نیز ۳۲ درجه پیش از نقطه مکث بالا در نظر گرفته شده است. توزیع نسبت هوا به سوخت نیز بر اساس الگوی رینولدز و همکاران [۲۱] به کار گرفته شده است. پس از اعمال فرضیات ذکر شده در الگو، نتایج بدست آمده در شکل‌های ۳ و ۴ ارائه شده‌اند.

شکل ۳ نشان دهنده نتایج پیش‌بینی شده برای فشار مؤثر متوسط داخلی است. در شکل‌ها بیان شده است که بهره‌گیری از سامانه PSC به طور چشمگیری قادر به بهبود ویژگی‌های عملکردی موتور نسبت به حالت تغذیه همگن است. برای حذف تأثیر خطا در محاسبه نتایج متعلق به تغذیه همگن و در نظر گرفتن تأثیر انحصاری تغذیه لایه ای، یک متغیر بدون بعد که حاصل تقسیم فشار مؤثر متوسط داخلی PSC بر حالت متناظر تغذیه همگن است بکار گرفته شده است. شکل ۴ نیز ارائه دهنده مقدار مصرف مخصوص سوخت ترمزی است. نتایج شبیه‌سازی و تجربی هردو بر کاهش مقدار مصرف مخصوص سوخت در هنگام استفاده از سامانه PSC تأکید می‌کنند. بهره‌گیری از مخلوط غنی هوا و سوخت در اطراف شمع موجب کاهش چشم‌گیر زمان مهلت اشتعال و در نتیجه کاهش کلی زمان احتراق به واسطه افزایش سرعت شعله خواهد شد. کاهش زمان کلی احتراق به معنی نزدیک شدن فرآیند احتراق به آنچه در چرخه نظری اتو در نظر گرفته شده است. این امر به افزایش بازده موتور خواهد انجامید. طبیعی است مصرف مخصوص سوخت نیز به همین دلیل کاهش یابد. آغاز و پایداری احتراق با بکارگیری مخلوط غنی تر در اطراف شمع تضمین بیشتری پیدا می‌کند. ضمن اینکه بخش عمده‌ای از احتراق در ناحیه رقیق صورت می‌گیرد که به معنی بهبود بازده حرارتی و مصرف کمتر سوخت است.

نتایج برای فشار مؤثر متوسط داخلی، نشان دهنده خطای ۴،۴۹٪، ۱۳،۵٪، ۳،۹۶٪ و ۷،۱۷٪ برای حالات بدون PSC، PSC رقیق، PSC متوسط و PSC غنی است. برای مصرف مخصوص سوخت ترمزی این خطا بترتیب برابر با ۱۳٪، ۱۴،۳۳٪، ۱۱،۶۲٪ و ۱۵،۷۱٪ است.

۳-۲) نتایج برای مخلوط متان و هیدروژن

شکل ۵ نشان دهنده الگویی از توزیع مخلوط درون استوانه است. این توزیع به صورت قطاعی از کره در نظر گرفته شده است که به صورت لایه لایه تا شعاع مشخصی (r_0) بتدریج رقیق می‌گردد.

محاسبه می‌گردند. و برای u_{10} خواهیم داشت:

$$u_{l0} = 2.98 - (\varphi - 1)^2 + 0.32(\varphi - 1.7)^3 \quad (11)$$

سرعت شعله آرام متان نیز بر اساس الگوی بوگرین^۱ محاسبه شده است [۳۳].

$$u_l = sl^0 \cdot \left(\frac{T_u}{T_0}\right)^{\alpha_T} \cdot \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\alpha_P} \left(1 - \alpha_{res} \cdot f(Y_{res}^u)\right) \quad (12)$$

$$sl^0 = a_0 \varphi^{a_1} e^{a_2(\varphi + a_3)^2} \quad (13)$$

$$\alpha_T = \alpha_{T0} + \alpha_{T1}\varphi + \alpha_{T2}\varphi^4 + \alpha_{T3}\left(\frac{T_0^2}{T_u^2}\right) \cdot \varphi^2 \quad (14)$$

$$\alpha_P = \alpha_{P0} + \alpha_{P1}\varphi + \alpha_{P2}\varphi^4 + \alpha_{P3}\left(\frac{T_u}{T_0}\right) \cdot \left(\frac{P}{P_0}\right) \cdot \varphi^2 \quad (15)$$

$$\alpha_{res} = \alpha_{res0} + \alpha_{res1}\varphi + \alpha_{res2}\varphi^4 + \alpha_{res3}\left(\frac{T_u}{T_0}\right) \cdot \left(\frac{P}{P_0}\right) \cdot \varphi^2 \quad (16)$$

$$f(Y_{res}^u) = \left(\frac{Y_{res}^u}{100}\right) + f_1\left(\frac{Y_{res}^u}{100}\right)^2 + f_2\left(\frac{Y_{res}^u}{100}\right)^3 \quad (17)$$

که در آن α_i ، α_{Ti} ، α_{Pi} ، α_{resi} و f_i از جدول ۱ محاسبه می‌شوند و $P_0 = 10^5$ Pa و $T_0 = 300$ K. الگوی پیش روی شعله، شامل سه ناحیه است. ناحیه نسوخته، ناحیه سوخته قدیمی و ناحیه جدید سوخته. در هرگام پیشروی شعله یک لایه از مخلوط نسوخته تبدیل به ناحیه جدید سوخته می‌شود. سپس در زیر مرحله بعدی در نظر گرفته شده برای احتراق ناحیه جدید سوخته و ناحیه سوخته قدیمی تشکیل ناحیه یکپارچه جدیدی را می‌دهند. این عمل تا اشغال کل محفظه به توسط ناحیه سوخته شده، ادامه می‌یابد.

جدول ۱: فراسنج‌های متعلق به سرعت لایه‌ای شعله [۳۳]

a_0	۱۵۰.۸۱۶۸	α_{P0}	-۰.۵۴۰۶
a_1	۴.۵۳۸۶	α_{P1}	۰.۱۳۴۷
a_2	-۲.۴۴۸۱	α_{P2}	-۰.۰۱۲۵
a_3	-۰.۲۲۴۸	α_{P3}	۲.۲۸۹۱e-۴
α_{T0}	۳.۲۴۶۶	α_{res0}	۴.۱۵۷۰
α_{T1}	-۱.۰۷۰۹	α_{res1}	-۱.۷۴۳۶
α_{T2}	۰.۱۵۱۷	α_{res2}	۰.۵۱۲۴
α_{T3}	-۱.۰۳۵۹	α_{res3}	-۸.۶۹۴۰e-۴
f_1	-۱.۱۱۵۰	f_2	۱.۳۲۲۹

¹ Bougrine

جدول ۲: متغیرهای متعلق به توزیع مخلوط درون استوانه

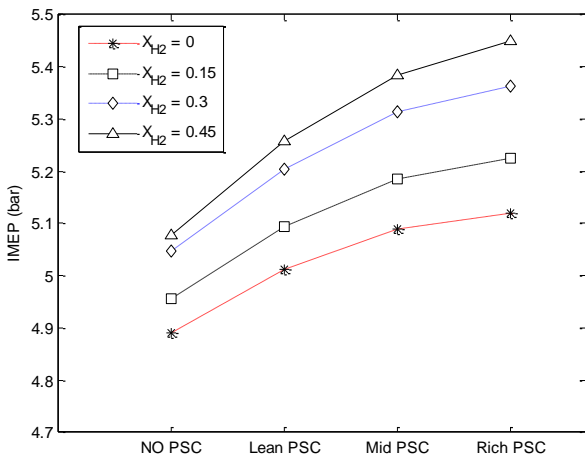
نوع تغذیه لایه‌ای مخلوط	R0/φ0	R1/φ1	R2/φ2	R3/φ3	α°
NO PSC	صفر	-	-	-	-
Lean PSC	۰,۰۱۹/۰,۷۵	۰,۰۰۹/۰,۸	۰,۰۰۶/۰,۹	۰,۰۰۳/۱,۱	۲۰
Mid PSC	۰,۰۲/۰,۸	۰,۰۰۹/۰,۹	۰,۰۰۶/۱	۰,۰۰۳/۱,۱	۳۰
Rich PSC	۰,۰۲۶/۰,۸	۰,۰۱۲/۱	۰,۰۰۶/۱,۰۵	۰,۰۰۴/۱,۱	۳۵

شکل ۶ نشان دهنده مقادیر پیش‌بینی شده برای فشار مؤثر متوسط داخلی در هر چهار حالت تغذیه لایه ای مخلوط است. کسر مولی هیدروژن نیز مقادیر ۰, ۰,۱۵, ۰,۳ و ۰,۴۵ را به خود اختصاص داده است. همان‌طور که در این شکل‌ها نشان داده شده است، به طور کلی سامانه PSC منجر به افزایش مقدار فشار مؤثر متوسط داخلی می‌گردد.

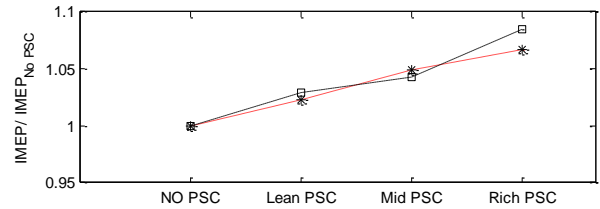
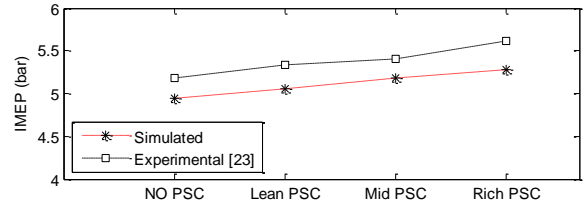
بکارگیری ناحیه غنی تر در اطراف شمع منجر به افزایش نرخ سوختن در ابتدای فرایند احتراق می‌گردد. با متمرکز شدن فرآیند احتراق در نزدیکی نقطه مکث بالا مقدار فشار بیشینه داخل استوانه نیز افزایش می‌یابد و این امر در عمل موجب بهبود فشار مؤثر متوسط داخلی خواهد شد. مقدار فشار مؤثر متوسط داخلی ۴,۶۷۹٪، ۵,۳۹۲٪، ۶,۳۴۸٪ و ۷,۳۱۸٪ برای کسر مولی هیدروژن ۰, ۰,۱۵, ۰,۳ و ۰,۴۵ افزایش یافته است.

شکل ۷ نشان دهنده مقادیر پیش‌بینی شده مصرف مخصوص سوخت داخلی است. در نظر گرفتن مقدار یکسان برای نسبت کلی هوا به سوخت باعث شده است که متناظر با بهبود فشار مؤثر متوسط داخلی، مصرف مخصوص سوخت نیز کاهش یابد. در واقع با کمک این روش برای تولید مقدار مشخصی از توان سوخت کمتری مصرف خواهد شد. مقدار مصرف مخصوص سوخت داخلی ۴,۴۷۸٪، ۵,۱۱۶٪، ۵,۸۸۱٪ و ۶,۸۱۶٪ برای کسر مولی هیدروژن صفر، ۰,۱۵, ۰,۳ و ۰,۴۵ کاهش یافته است.

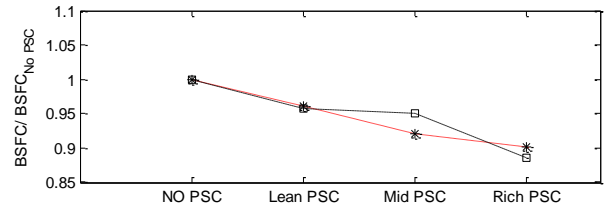
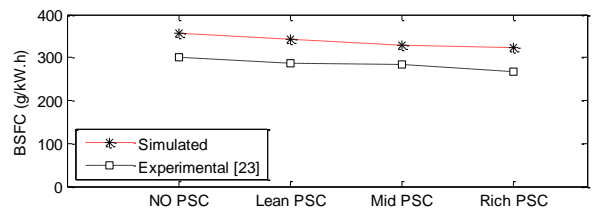
مقدار بازده حرارتی داخلی نیز در شکل ۸ ارائه گردیده است.



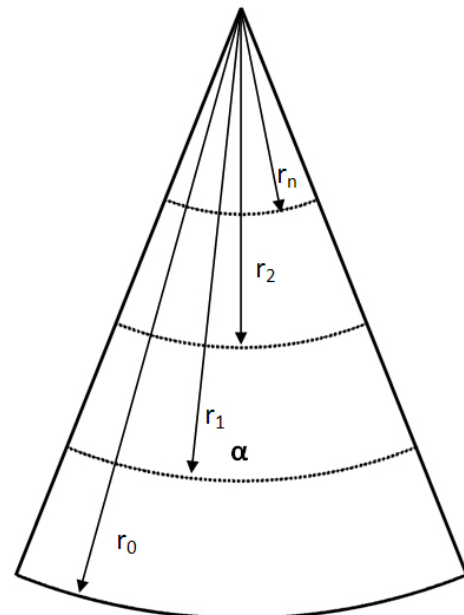
شکل ۶: نتایج فشار مؤثر متوسط داخلی



شکل ۳: نتایج متعلق به فشار مؤثر متوسط داخلی برای گاز طبیعی



شکل ۴: نتایج متعلق به مصرف مخصوص ترمزی برای گاز طبیعی



شکل ۵: توزیع مخلوط هوا و سوخت در اطراف شمع

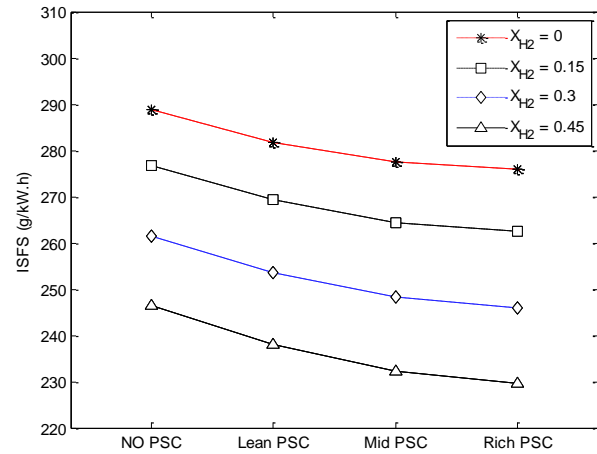
جدول ۲ نشان دهنده فراسنج‌های متعلق به توزیع است. در تمامی حالات مقدار نسبت هوا به سوخت درست کل معادل ۱,۵ در نظر گرفته شده است.

هیدروژن را داراست. ویژگی‌های مهم عملکردی موتور از جمله فشار مؤثر متوسط داخلی، مصرف مخصوص سوخت داخلی و بازده حرارتی داخلی پیش بینی شده‌اند. نتایج بدست آمده برای فشار مؤثر متوسط و مصرف مخصوص سوخت برای گاز طبیعی با نتایج تجربی صحه‌گذاری شده‌اند. نتایج بدست آمده برای سوخت های گاز طبیعی، و مخلوط هیدروژن- متان همگی نشان دهنده بهبود ویژگی‌های عملکردی موتور با بهره‌گیری از روش تغذیه لایه‌ای مخلوط جزئی می‌باشند. بعلاوه بهره‌گیری از مخلوط رقیق امکان استفاده از نسبت تراکم بزرگتر را بدون ایجاد نگرانی از وقوع پدیده کوبش فراهم می‌نماید. نتایج بدست آمده مؤید این نکات است:

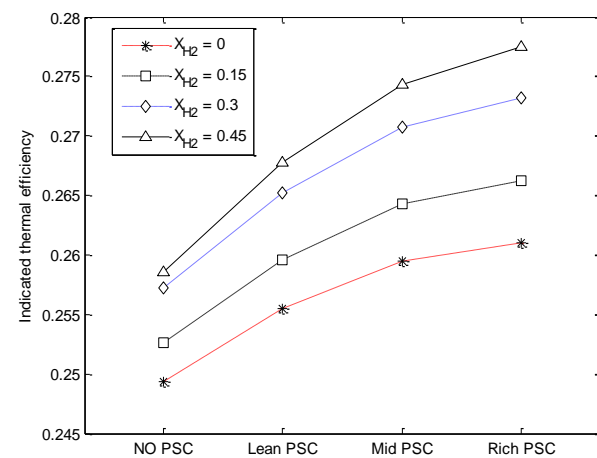
۱. الگوی ارائه شده به طور مناسبی قادر به پیش بینی فشار مؤثر متوسط داخلی و مصرف مخصوص سوخت ترمزی برای گاز طبیعی بوده است. و برای مخلوط متان-هیدروژن نیز قابل استفاده است.
۲. در نظر گرفتن الگوی پیش روی شعله غیرکروی با توجه به توزیع ناهمگن سوخت درون استوانه فرضی منطقی و با دقت بوده است.
۳. نتایج برای فشار مؤثر متوسط داخلی، نشان دهنده خطای ۴۹٪، ۱۳٪، ۵٪، ۳٪، ۹۶٪ و ۱۷٪ برای حالات بدون PSC، PSC رقیق، PSC متوسط و PSC غنی است. برای مصرف مخصوص سوخت ترمزی این خطا بترتیب برابر با ۱۳٪، ۴۳٪، ۱۱٫۶۲٪ و ۱۵٫۷۱٪ است.
۴. مقدار فشارمؤثر متوسط داخلی ۴۶۷۹٪، ۳۹۲٪، ۲۴۸٪، ۳۱۸٪ و ۷٪ برای کسر مولی هیدروژن ۰، ۰٫۱۵، ۰٫۳ و ۰٫۴۵ افزایش یافته است.
۵. مقدار مصرف مخصوص سوخت داخلی ۴۷۸٪، ۵۱۱۶٪، ۵۸۸۱٪ و ۶۸۱۶٪ برای کسر مولی هیدروژن ۰، ۰٫۱۵، ۰٫۳ و ۰٫۴۵ کاهش یافته است.

فهرست علائم

k_t	ضریب شعله آشفته (توربولان)
P	فشار، Pa
T	دما، K
u	سرعت شعله
علائم یونانی	
λ	نسبت هوا به سوخت درست
ϕ	نسبت سوخت به هوا درست
μ	گرانروی (لزجت) دینامیکی
زیر نویس ها	
t	آشفته (توربولان)
l	لایه‌ای (آرام)



شکل ۷: نتایج مصرف مخصوص سوخت داخلی



شکل ۸: نتایج بازده حرارتی داخلی

طبیعیست با افزایش فشار مؤثر متوسط و کاهش مصرف مخصوص سوخت داخلی، بازده حرارتی نیز متناظراً برای حالات مورد نظر افزایش یابد. همان طور که در شکل‌ها نشان داده شده است، افزایش کسر مولی هیدروژن تأثیر PSC را پررنگ‌تر می‌کند. دلیل وقوع چنین رفتاری را می‌توان تأثیر بیشتر افزایش غلظت هیدروژن بر سرعت شعله دانست [۳۱ و ۳۴]. این درحالی است که این اثر در مقادیر کم هیدروژن موجود در مخلوط نسبتاً ناچیز است. طبق معادله سارلی و همکاران [۳۱] هنگامی که کسر مولی هیدروژن در مخلوط کمتر از ۰٫۵ باشد، در عمل مقدار سرعت شعله در مخلوط تا حد بسیار زیادی نزدیک به متان خواهد بود. با توجه به صحه‌گذاری نتایج با سوخت گاز طبیعی (بیش از ۹۴٪ متان)، تعمیم آن برای مخلوط با کسر هیدروژن کمتر از ۰٫۵ بسیار منطقی و قابل اعتماد خواهد بود.

۴ نتیجه‌گیری

یک الگوی ترمودینامیکی بر پایه پیش‌روی غیرکروی شعله در داخل استوانه ارائه شده است که قابلیت استفاده برای مخلوط متان-

[15] Z. Huang, J. Wang, B. Liu, Combustion characteristics of a direct-injection engine fueled with natural gas-hydrogen mixtures, *Energy Fuels*, Vol. 20, No. 2, pp. 540-546, 2006

[16] R. Daniel, H. Xu, C. Wang, D. Richardson, Combustion performance of 2.5-dimethylfuran blends using dual-injection compared to direct-injection in a SI engine, *Applied Energy*, Vol. 98, pp. 59-68, 2012

[17] A.K. Sen, J. Wang, Z. Huang, Investigating the effect of hydrogen addition on cyclic variability in a natural gas spark ignition engine: Wavelet multi-resolution analysis, *Applied Energy*, Vol. 88, No. 12, pp. 4860-4866, 2011

[18] E.C. Chan, M.H. Davy, G.D. Simone, V. Mulone, Numerical and experimental characterization of a natural gas engine with partially stratified charge spark ignition, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 133, No. 2, pp. 022801, 2011

[19] A.K. Sen, J. Zheng, Z. Huang, Dynamics of cycle-to-cycle variations in a natural gas direct-injection spark-ignition engine, *Applied Energy*, Vol. 88, No. 7, pp. 2324-2334, 2011

[20] C.C.O.B. Reynolds, R. Evans, Improving emissions and performance characteristics of lean burn natural gas engines through partial stratification, *International Journal of Engine Research*, Vol. 5, No. 1, pp. 105-114, 2004

[21] C.C.O. Reynolds, R.L. Evans, L. Andreassi, S. Cordiner, The effect of varying the injected charge stoichiometry in a partially stratified charge natural gas engine, *SAE International*, Paper No. 01-0247, 2005

[22] C. Arcoumanis, D. Hull, J. Whitelaw, Optimizing local charge stratification in a lean-burn spark ignition engine, *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 211, No. 2, pp. 145-154, 1997

[23] S. Chung, J. Ha, J. Park, M. Lee, Rapid bulk combustion of lean premixture by using radical injection method and an application to an actual engine, *SAE International*, Paper No. 01-3212, 2003

[24] K. Hotta, T. Inoue, O. Moriue, T. Tatefuku, Combustion of lean mixtures initiated by an imploding detonation plug, *Nippon Kikai Gakkai, Jidosha Gijutsukai Nainen Kikan Shinpojiumu Koen Ronbunshu*, Vol. 18, 2005

[25] L. Andreassi, S. Cordiner, V. Mulone. Numerical-experimental comparison of the performance of a partially stratified charge natural gas fuelled engine, *ASME ICEF Conference*, 2004

[25] E.C. Chan, Spark ignition of partially stratified gaseous fuel-air mixtures, PhD Thesis, 2010

[26] A.W. Benson, P.C. Baruah, A simulation model including intake and exhaust systems for a single cylinder four-stroke cycle spark-ignition engine, *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 17, pp. 97-124, 1975

References

[1] R.W. Schefer, C. White, J. Keller, Lean hydrogen combustion, in lean combustion, Editor: D.R. Derek, Academic Press, Burlington, pp. 213-VIII, 2008

[2] J.B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988

[3] J.A. Topinka, M.D. Gerty, J.B. Heywood, J.C. Keck, Knock behavior of a lean-burn, H₂ and CO enhanced, SI gasoline engine concept, *SAE International*, Paper No. 2004-01-0975, 2004

[4] X. Tang, D. Kabat, R. Natkin, W. Stockhausen, Ford P2000 hydrogen engine dynamometer development, *SAE International*, Paper No. 2002-01-0242, 2002

[5] W.I. Kilchyk, Flammability limits of hydrogen-carbon monoxide mixtures at moderately elevated temperatures, Elsevier, Kidlington, Royaume University, 2001

[6] Z. Huang, J. Wang, B. Liu, K. Zeng, Combustion characteristics of a direct-injection engine fueled with natural gas-hydrogen blends under different ignition timings, *Fuel*, Vol. 86, No. 3, pp. 381-387, 2007

[7] J. Goldwitz, J. Heywood, Combustion optimization in a hydrogen-enhanced lean-burn SI engine, *SAE International*, Paper No. 2005-01-0251, 2005

[8] Z. Huang, J. Wang, B. Liu, Combustion characteristics of a direct-injection engine fueled with natural gas-hydrogen blends under various injection timings, *Energy Fuels*, Vol. 20, No. 4, pp. 1498-1504, 2006

[9] K.G. Shrestha Sob, Hydrogen as an additive to methane for spark ignition engine applications, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 24, No. 6, pp. 577-586, 1999

[10] L.M. Das, R. Gulati, P.K. Gupta, A comparative evaluation of the performance characteristics of a spark ignition engine using hydrogen and compressed natural gas as alternative fuels, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 25, No. 8, pp. 783-793, 2000

[11] C.G. Bauer, T.W. Forest, Effect of hydrogen addition on the performance of methane-fueled vehicles, Part I: effect on S.I. engine performance, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 26, No. 1, pp. 55-70, 2001

[12] K. Zhao, D. Cui, T. Xu, Q. Zhou, Effects of hydrogen addition on methane combustion, *Fuel Processing Technology*, Vol. 89, No. 11, pp. 1142-1147, 2008

[13] F. Ma, Y. Wang, H. Liu, Y. Li, Effects of hydrogen addition on cycle-by-cycle variations in a lean burn natural gas spark-ignition engine, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 33, No. 2, pp. 823-831, 2008

[14] F. Ma, Y. Wang, Study on the extension of lean operation limit through hydrogen enrichment in a natural gas spark-ignition engine, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 33, No. 4, pp. 1416-1424, 2008

- [32] S. Bougrine, On the combination of complex chemistry with a 0-D coherent flame model to account for the fuel properties in spark ignition engines simulations: Application to methane-air-diluent mixtures, Proceedings of The Combustion Institute, Vol. 33, pp. 3123-3130, 2011
- [33] E. Hu, Z. Huang, J. He, C. Jin, Experimental and numerical study on laminar burning characteristics of premixed methane-hydrogen-air flames, International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 34, No. 11, pp. 4876-4888, 2009
- [27] M. Aliramezani, Prediction of stratified charge engine performance using HC fuels, MSc Thesis, 2012
- [28] A. Mozafari, Predictions and measurement of spark ignition engine characteristics using ammonia and other fuels, PhD Thesis, 1988
- [29] W.N. Benson, Internal combustion engines, Pergamon Press, London, 1983
- [30] V. Di Sarli, A.D. Benedetto, Laminar burning velocity of hydrogen-methane/air premixed flames, International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 32, No. 5, pp. 637-646, 2007
- [31] T. Iijima, T. Takeno, Effects of temperature and pressure on burning velocity, Combustion and Flame, Vol. 65, No. 1, pp. 35-43, 1986



The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineersearch.ir



Effect of hydrogen mole fraction and air-fuel distribution of hydrogen-methane blend on SI engine performance

M. Aliramezani¹, I. Chitsaz^{2*}

¹Calibration Department, Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, m_aliramezani@ip-co.com

²Fuel and Combustion Department, Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, i_chitsaz@ip-co.com

*Corresponding Author, Phone Number: +98-912-4395731

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 15 April 2013

Accepted: 03 August 2013

Keywords:

Hydrogen-methane blend

Lean burn spark ignition engine

Stratified charge

Thermodynamic model

Non-spherical flame progress

ABSTRACT

The effect of the hydrogen mole fraction and the air-fuel distribution of the Hydrogen-methane blend on the SI engine performance is studied in the present work. Presented model was validated with experimental data for the natural gas at the lean condition and was generalized to predict the engine performance for hydrogen-methane blends for a variety of hydrogen contents. Results showed that the charge stratification improved the engine performance by increasing the indicated mean effective pressure and decreasing the specific fuel consumption. The effect of the hydrogen mole fraction was also investigated. Results indicated that increasing mole fraction of the hydrogen content would improve the stratification effect on the engine performance. An advantage of presented model was its flexibility and simplicity that made it possible to investigate several effects, such as the mixture distribution and fuel constituents on the engine performance more practical than other types of the simulation.

© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.