

بررسی جامع عوامل مؤثر بر زمان شروع احتراق در یک موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن با سوخت متان

امید جهانیان

فارغ التحصیل دکتری مهندسی مکانیک-دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی
O_Jahanian@alborz.kntu.ac.ir

سید علی جزایری*

دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک-دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی
Jazayeri@kntu.ac.ir

* نویسنده مسئول/تاریخ دریافت: ۸۹/۱۰/۱۲ پذیرش نهایی مقاله: ۹۰/۰۳/۱۸

چکیده

استفاده از موتورهای اشتعال تراکمی سوخت همگن، ایده جدیدی برای کاهش مصرف سوخت و تولید آلاینده‌ها در موتورهای درونسوز به شمار می‌رود. در این گونه موتورها، مخلوط همگن هوا و سوخت طی مرحله تراکم تا حدی فشرده می‌شود که به شرایط خوداشتعالی رسیده و محترق شود به همین سبب احتراق به صورت کامل تابع سازوکار شیمیایی اکسایش سوخت است. در این مقاله یک موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن به وسیله یک الگوی گرماپویایی تک‌ناحیه‌ای با در نظر گرفتن سینتیک مفصل شیمیایی شبیه‌سازی شده است. سوخت موتور متان است. پس از صحت‌گذاری الگوی با نتایج تجربی، عوامل مؤثر بر زمان شروع احتراق و عملکرد موتور مورد بررسی قرار گرفته است. این عوامل شامل دمای مخلوط ورودی هوا و سوخت، پرخوران و دور موتور می‌باشد. برای تعیین زمان شروع احتراق از روش مشتق سوم فشار نسبت به زاویه لنگ استفاده شده و برای بررسی عملکرد موتور نیز پارامترهایی نظیر کار، توان و مصرف ویژه سوخت مد نظر قرار گرفته است.

کلیدواژه‌ها: موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن، شبیه‌سازی گرماپویایی، زمان شروع احتراق، متان

۱- مقدمه

کاهش ذخایر نفتی جهان، نوسانات شدید قیمت سوخت‌های هیدروکربنی مایع، سخت‌گیرانه‌تر شدن قوانین زیست محیطی و لزوم کاهش مصرف سوخت از جمله مسائلی است که بر روند کاری پژوهشگران فعال در زمینه موتورهای درونسوز تأثیر می‌گذارد. برای رفع این موانع، دو راهکار اصلی پیشنهاد می‌شود: استفاده از سوخت‌های جایگزین و به‌کارگیری فناوری‌های نوین. یکی از ایده‌هایی که در سال‌های اخیر مورد

توجه قرار گرفته است، استفاده از شیوه «احتراق تراکمی سوخت همگن» (HCCI) در موتورهای درونسوز است. استفاده از این شیوه، علاوه بر کاهش چشمگیر میزان مصرف سوخت و تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن (NOx)، توانایی استفاده از سوخت‌های گوناگون را به موتور می‌دهد. ایده احتراق تراکمی سوخت همگن اولین بار در سال ۱۹۷۹ توسط اونیشی و همکارانش [۱] تحت عنوان «احتراق ترمواتمسفری فعال» برای موتورهای دوزمانه مطرح شد. ناگوچی و همکارانش [۲] نشان دادند که این ایده برای حالت برخه‌بار بسیار مناسب است و سبب کاهش آلاینده‌ها و مصرف سوخت می‌شود. نجت و همکارانش [۳] از این ایده در موتورهای چهار زمانه استفاده کردند و سرانجام ترینگ [۴] در سال ۱۹۸۹

این الگوی‌های دارای مزایا و معایب مخصوص به خود بوده که به صورت جامع در مرجع [۱۳] مورد مقایسه قرار گرفته‌اند.

هدف اصلی این مقاله بررسی عملکرد یک موتور احتراق تراکمی سوخت همگن با سوخت متان است. به این منظور یک الگوی گرماپویایی صفر بعدی و تک ناحیه‌ای با در نظر گرفتن سینتیک مفصل شیمیایی ایجاد شده است. شرح مختصری از شیوه شبیه‌سازی و معادلات حاکم در بخش بعد ارائه شده است. الگوی ایجاد شده به وسیله نتایج تجربی موجود در مراجع صحه‌گذاری شده است. سپس به بررسی عوامل مختلف مؤثر بر زمان شروع احتراق پرداخته شده و اثرات هر یک بر عملکرد موتور نشان داده شده است.

۲- شبیه‌سازی گرماپویایی موتور احتراق تراکمی سوخت همگن

در این مقاله برای شبیه‌سازی موتور احتراق تراکمی سوخت همگن، از شیوه صفر بعدی تک ناحیه‌ای با در نظر گرفتن سینتیک مفصل شیمیایی استفاده شده است.

۲-۱- فرضیات شبیه‌سازی

فرضیات اصلی این شیوه عبارتند از:

- موتور احتراق تراکمی سوخت همگن مورد بررسی تک استوانه و چهار زمانه است.
- فقط چرخه بسته موتور از زمان بسته شدن دریچه ورودی (IVC) تا باز شدن دریچه خروجی (EVO) در نظر گرفته می‌شود.
- کل محفظه احتراق به صورت یک ناحیه با دما و فشار یکنواخت فرض می‌شود.
- محتویات داخل استوانه در تمام مراحل به صورت ترکیب گاز کامل در نظر گرفته می‌شود.
- از گازهای ناشی صرف‌نظر می‌شود.
- مخلوط هوا و سوخت در لحظه بسته شدن دریچه ورودی، همگن فرض می‌شود.
- برای در نظر گرفتن میزان انتقال حرارت به جداره استوانه از یک رابطه انتقال حرارت جابجایی معادل استفاده می‌شود.

با نامگذاری این ایده تحت عنوان احتراق تراکمی سوخت همگن و شرح خصوصیات، مزایا و معایب آن، دریچه جدیدی در گسترش موتورهای درونسوز باز شد.

در موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن، مخلوط همگن هوا و سوخت وارد استوانه شده و سپس در مرحله تراکم تا حد بروز خوداشتعالی، فشرده می‌شود. شرایط موتور به گونه‌ای تنظیم می‌شود که احتراق مخلوط همگن در نزدیکی نقطه مرگ بالا روی دهد. در این گونه موتورها هیچ‌گونه سازوکار جانبی (نظیر جرعه یا پاشش سوخت) برای ایجاد احتراق وجود ندارد و مخلوط همگن هوا و سوخت تنها به دلیل رسیدن به شرایط خوداشتعالی، محترق می‌شود. به همین دلیل می‌توان با تغییر شرایط عملکردی موتور، از سوخت‌های متنوعی نظیر گاز طبیعی [۵]، اتانول [۶]، دی‌متیل اتر [۷]، بنزین [۸]، و ... استفاده نمود. مرجع [۹] بررسی جامعی در خصوص انواع سوخت‌های مورد استفاده در موتور احتراق تراکمی سوخت همگن ارائه داده است.

ایده احتراق تراکمی سوخت همگن توانسته است با کنار هم قرار دادن ویژگی‌های مثبت هر یک از موتورهای اشتعال جرعه‌ای و اشتعال تراکمی، قابلیت ویژه‌ای در کاهش میزان آلاینده‌ها و مصرف سوخت داشته باشد. کاهش چشمگیر آلاینده‌های نیتروژن و ذرات معلق به همراه بازده حرارتی بالا و قابلیت استفاده از سوخت‌های متنوع از مزایای اصلی این گونه موتورها به شمار می‌رود [۱۰]. با این حال باید توجه داشت که موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن دارای معایبی نیز می‌باشند که از آن جمله می‌توان به محدود بودن شرایط کاری موتور، دشواری پایش زمان احتراق و همچنین آماده‌سازی مخلوط همگن هوا و سوخت اشاره کرد [۱۰]. یکی از راه‌های حل این مشکلات استفاده از سوخت‌های گازی سبک نظیر متان است. این گاز از لحاظ شیمیایی پایدار است و به راحتی می‌تواند مخلوط همگن با هوا تشکیل دهد از سوی دیگر ساختار ساده مولکولی آن سبب می‌شود تا در فرایند احتراق، گونه‌های شیمیایی میانی کمتری (نسبت به هیدروکربن‌های سنگین‌تر) تشکیل شود و آلاینده‌های خروجی تا حد چشمگیری کاهش پیدا کند. همچنین با توجه به مقاومت مناسب آن در برابر خوداشتعالی، می‌توان نسبت تراکم موتور را تا حد بیشتری افزایش داد و بدین ترتیب به بازدهی حرارتی بالاتری نیز دست یافت [۱۱ و ۱۲]. برای بررسی دقیق نحوه عملکرد موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن، علاوه بر تجربیات آزمایشگاهی، می‌توان از روش شبیه‌سازی موتور نیز استفاده کرد. در این روش، الگوی‌های مختلف ریاضی برای شبیه‌سازی فرایندهایی که در یک موتور احتراق تراکمی سوخت همگن صورت می‌گیرند، به کار برده می‌شود. هر یک از

این معادلات به تعداد گونه‌های شیمیایی موجود، می‌باشند و باید در کنار معادله تفاضلی دما به صورت همزمان حل شوند. برای یافتن نرخ تولید یا ازبین‌رفتن یک گونه شیمیایی در یک مخلوط گازهای کامل واکنش‌پذیر، به یک مجموعه از واکنش‌های شیمیایی برای بیان ساز و کار فرایند انجام شده و نیز روابط نرخ سینتیک واکنش نیاز است. نرخ تولید یا ازبین‌رفتن هر یک از گونه‌های شیمیایی در هر لحظه با توجه به سازوکار واکنش، بوسیله رابطه زیر قابل محاسبه است.

$$\dot{\omega}_i = \sum_{k=1}^{N_R} RR_k (\nu'_{i,k} - \nu''_{i,k}) \quad (6)$$

برای هر واکنش مقدماتی ساده سرعت واکنش به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$RR_i = k_{f,i} \prod_{k=1}^{N_s} [S_k]^{\nu'_{k,i}} - k_{b,i} \prod_{k=1}^{N_s} [S_k]^{\nu''_{k,i}} \quad (7)$$

برخی از واکنش‌ها (به خصوص واکنش‌های تجزیه یا ترکیب مجدد) برای انجام نیازمند یک جسم سوم می‌باشند. از آنجا که محاسبه نرخ پیشرفت این گونه واکنش‌ها، نیاز به غلظت مؤثر جسم سوم می‌باشد، معادله نرخ با رابطه (۷) تفاوت خواهد داشت و به صورت زیر تعیین می‌شود.

$$RR_i = \left(\sum_{k=1}^{N_s} a_{k,i} [TB_k] \right) \left(k_{f,i} \prod_{k=1}^{N_s} [S_k]^{\nu'_{k,i}} - k_{b,i} \prod_{k=1}^{N_s} [S_k]^{\nu''_{k,i}} \right) \quad (8)$$

۲-۴- سازوکار احتراق

از آنجا که فرایند احتراق در موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن ناشی از خوداشتعالی مخلوط هوا و سوخت است، برای شبیه‌سازی آن باید از سینتیک مفصل شیمیایی استفاده کرد. در این مقاله برای بررسی دقیق خصوصیات احتراقی متان از سازوکار GRI 3.0 [۱۵] استفاده شده است. این سازوکار مشتمل بر ۳۲۵ واکنش مقدماتی و ۵۳ گونه شیمیایی است و با در بر داشتن واکنش‌های اکسایش متان و همچنین در نظر گرفتن سازوکار زلدویچ توسعه یافته برای تعیین آلاینده‌های نیتروژن، بهترین گزینه برای بررسی احتراق متان به شمار می‌رود.

۲-۵- انتقال حرارت

برای تعیین میزان انتقال حرارت در موتورهای درونسوز معمولاً از روابط انتقال حرارت متعارف مانند روشنی استفاده می‌شود اما با توجه به

۲-۲- معادله بقای انرژی

در الگوی صفربعدی تک‌ناحیه‌ای، کل محفظه احتراق به عنوان حجم پایش در نظر گرفته می‌شود سپس معادله بقای انرژی برای این ناحیه حل می‌شود. قانون اول گرماپویایی برای این حجم پایش به صورت رابطه ۱ نوشته می‌شود.

$$\delta Q - \delta W = dU \quad (1)$$

با فرض اینکه میزان انتقال حرارت فقط ناشی از اتلاف حرارتی به جداره استوانه است و مخلوط داخل استوانه نیز ترکیبی از گازهای کامل است به دست می‌آید.

$$\frac{dq}{dt} - P \frac{dV}{dt} = m C_v \frac{dT}{dt} + m \sum_{i=1}^{N_s} u_i \frac{dy_i}{dt} \quad (2)$$

اگر رابطه فوق برای تعیین تغییرات دما مرتب شود، اولین معادله تفاضلی الگوی گرماپویایی تک ناحیه‌ای به دست می‌آید. معادله (۳) بیان می‌کند که تغییرات دمای داخل استوانه ناشی از دو فرایند مهم انرژی عبوری از مرز حجم پایش و تغییر ساختار تشکیل دهنده سامانه است.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\frac{1}{V} \left(\frac{dq}{dt} - P \frac{dV}{dt} \right) - \rho \sum_{i=1}^{N_s} u_i \frac{dy_i}{dt}}{\rho C_v} \quad (3)$$

نرخ تغییرات کسر مولی گونه‌های شیمیایی در رابطه فوق از روی نرخ انجام واکنش‌های سینتیک احتراق به دست می‌آید. برای بسته شدن مجموعه معادلات، علاوه بر نرخ تغییرات دما و جرم گونه‌های شیمیایی به یک معادله دیگر نیاز است. این معادله مربوط به تغییرات حجم استوانه است که از روابط متعارف موتور به دست می‌آید [۱۴].

$$V = V_c \left(1 + \frac{r_c - 1}{2} \left(R + 1 - \cos \theta - \sqrt{R^2 - \sin^2 \theta} \right) \right) \quad (4)$$

۲-۳- سینتیک شیمیایی

نرخ تغییرات جرمی گونه‌های شیمیایی به صورت معادله (۵) تعیین می‌شود.

$$\frac{dy_i}{dt} = \frac{M_i \dot{\omega}_i}{\rho} \quad (5)$$

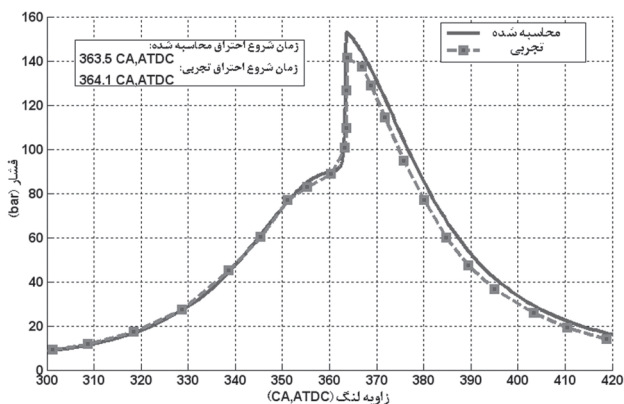
۳- صخه گذاری نمونه

برای اطمینان از صحت جواب‌های نمونه، فرایند صخه‌گذاری با استفاده از نتایج تجربی موجود در مراجع انجام شد. داده‌های تجربی این بخش از نتایج آزمایشگاهی فایولند و همکارانش [۱۱] استخراج شده است. مشخصات هندسی و عملکردی موتور مورد بررسی در جدول ۱ ارائه شده است.

شکل‌های ۱، ۲ و ۳ روند تغییرات فشار و دمای درون استوانه نسبت به زاویه لنگ را در دو حالت مختلف کارکردی موتور نشان می‌دهد. در مقایسه زمان شروع احتراق در نتایج نمونه و تجربی مشخص شد که در حالت مربوط به شکل ۱، زمان شروع احتراق پیش‌بینی شده توسط الگوی در حدود ۰/۶ درجه زاویه لنگ زودتر از نتایج تجربی است و برای حالت مربوط به شکل ۳، این اختلاف به حدود ۱/۰ درجه زاویه لنگ می‌رسد. همانگونه که مشاهده می‌شود، الگوی تک‌ناحیه‌ای حاضر قادر است با دقت مناسبی زمان شروع احتراق را پیش‌بینی کند.

جدول ۱ مشخصات موتور کاتریپلار ۳۵۰۰

| مقدار | واحد | مشخصه |
|-------|------|--------------------------------|
| ۱۷۰ | mm | قطر استوانه |
| ۱۹۰ | mm | طول پیمایش |
| ۳۵۰ | mm | طول دسته سمبه |
| ۳/۶۸ | - | نسبت طول دسته‌سمبه به شعاع لنگ |
| ۱۷ | - | نسبت تراکم |
| ۲۰ | ATDC | بسته شدن دریچه ورودی |
| ۴۰ | BBDC | باز شدن دریچه خروجی |
| ۴۰۰ | K | دمای جداره استوانه |



شکل ۱ تغییرات فشار درون استوانه، فشار ورودی ۲ بار دور موتور ۱۵۰۰ دور بر دقیقه، نسبت هم ارزی ۰/۳

نرخ سریع واکنش در موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن، در این مقاله از رابطه اصلاح شده وشنی که برای موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن معرفی شده [۱۶] استفاده شده است که به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\frac{dq}{dt} = hA(T - T_w) \quad (۹)$$

ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی معادل در رابطه فوق این‌گونه تعیین می‌شود.

$$h = 129.8L^{-0.2}P^{0.8}T^{-0.55}(2.28S_p + f(P))^{0.8} \quad (۱۰)$$

$$f(P) = 3.34 \times 10^{-4} \frac{V_d T_r}{P V_r} (P - P_{mot})$$

نقطه مرجع در رابطه فوق، لحظه بسته شدن دریچه هوا، در نظر گرفته می‌شود.

۲-۶- تعیین زمان شروع احتراق

در این الگوی برای تعیین زمان شروع احتراق (SOC) از روش مشتق سوم فشار استفاده شده است. در این روش، در هر لحظه مشتق سوم فشار نسبت به زاویه لنگ محاسبه شده و با رسیدن آن به یک حد بحرانی، احتراق آغاز می‌شود [۱۷].

$$\left. \frac{d^3P}{d\theta^3} \right|_{SOC} = 0.25 \quad (۱۱)$$

۲-۷- برنامه‌نویسی

برای ایجاد الگو تک ناحیه‌ای، از محیط برنامه‌نویسی MATLAB® و برای انجام محاسبات احتراقی از مدول CANTERA® استفاده شده است. این کد به راحتی قابلیت اتصال به سایر برنامه‌ها به خصوص سامانه‌های پایشی را دارد همچنین می‌تواند از کلیه اطلاعات موجود در کتابخانه نرم‌افزار CHEMKIN® استفاده کند.

حلقه‌ها شده و وارد مرحله احتراق نمی‌شود. از سوی دیگر در نمونه‌های تک‌ناحیه‌ای، فرایند نشتی گازها نیز در نظر گرفته نمی‌شود. به دلیل صرفنظر از این قسمت‌ها، نتایج حاصل از الگوی تفاوت‌هایی با رفتار واقعی خواهد داشت.

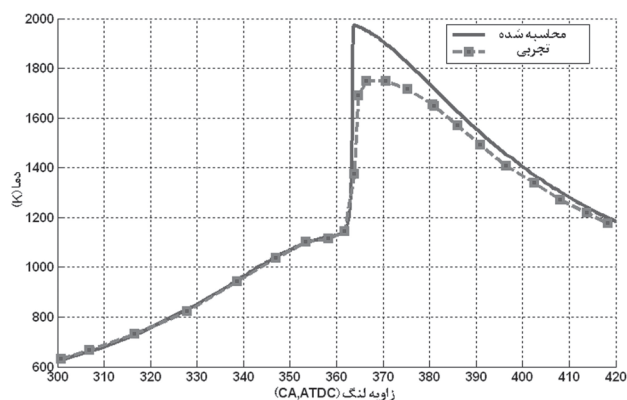
علاوه بر این مشکل، الگوی تک‌ناحیه‌ای قادر به محاسبه دقیق مونوکسیدکربن و آلاینده‌های هیدروکربنی نیست زیرا این مقادیر بستگی زیادی به شکاف‌های استوانه و حجم گاز نسوخته دارند [۱۳]. اما با وجود این موارد، الگوی تک‌ناحیه‌ای به علت سرعت بسیار مناسب، تعیین دقیق زمان شروع احتراق و محاسبه اکسیدهای نیتروژن با دقت مناسب، در بسیاری از مطالعات مورد استفاده قرار می‌گیرد [۵، ۱۱، ۱۲ و ۱۳]. نمونه‌های صفر بعدی تک‌ناحیه‌ای برای بررسی مقایسه‌ای تأثیر متغیرهایی نظیر ترکیب‌های مختلف سوخت، دمای چندراهه ورودی، تقویت کننده ویژه و ... به کار می‌رود و از آنجا که در این بررسی‌ها، تغییرات نسبی مورد نظر است، خطاهای نمونه قابل چشم‌پوشی است و عدم قطعیت آن در محدوده قابل قبول قرار می‌گیرد [۱۸]. با توجه به این که در این تحقیق نیز بررسی‌های مقایسه‌ای مدنظر بوده است، از این نمونه استفاده شده است. لازم به ذکر است که در کلیه نتایج ارائه شده هرگاه شرایط کاری عنوان نشده است، شرایط پیش‌فرض موتور مورد بررسی، یعنی دور ۱۵۰۰ دور بر دقیقه، نسبت هم‌ارزی ۰/۳ و فشار ورودی ۲ بار حاصل مد نظر بوده است.

۴- بحث و بررسی نتایج

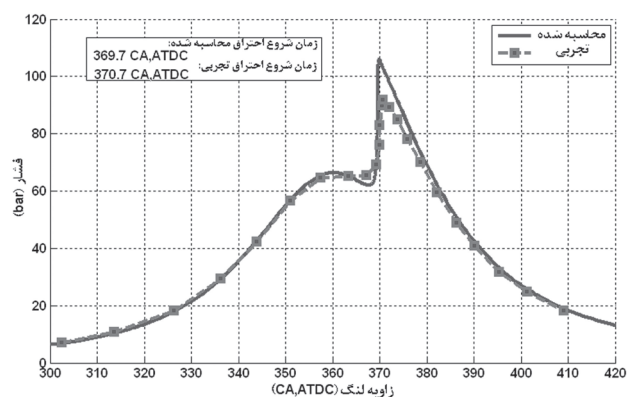
پس از صحنه‌گذاری، در این بخش به بررسی عوامل مؤثر بر زمان شروع احتراق و کارایی موتور احتراق تراکمی سوخت همگن پرداخته می‌شود.

۴-۱- اثر دمای اولیه

در اولین گام، عملکرد موتور در مقادیر مختلف دمای ورودی مخلوط هوا و سوخت مورد بررسی قرار گرفت. تغییرات دما و فشار درون استوانه در شرایط دمای ورودی مختلف در شکل‌های ۴ و ۵ نشان داده شده است. همانگونه که ملاحظه می‌شود در حالتی که دمای مخلوط هوا و سوخت در لحظه بسته شدن دریچه ورودی برابر ۴۰۰ درجه کلون است، اساساً احتراقی روی نمی‌دهد زیرا شرایط مناسب (فشاری و دمایی) برای خوداشتعالی مخلوط فراهم نمی‌شود. با بالا بردن دما به حد ۴۱۰ درجه کلون، احتراق اتفاق می‌افتد. اگر روند افزایش دما به همین صورت ادامه پیدا کند، مشاهده می‌شود که احتراق زودتر روی می‌دهد. ایجاد رادیکال‌های آزاد و گسترش آنها نقش ویژه‌ای در فرایند



شکل ۲ تغییرات فشار درون استوانه، فشار ورودی ۲ بار، دور موتور ۱۵۰۰ دور بر دقیقه، نسبت هم‌ارزی ۰/۳

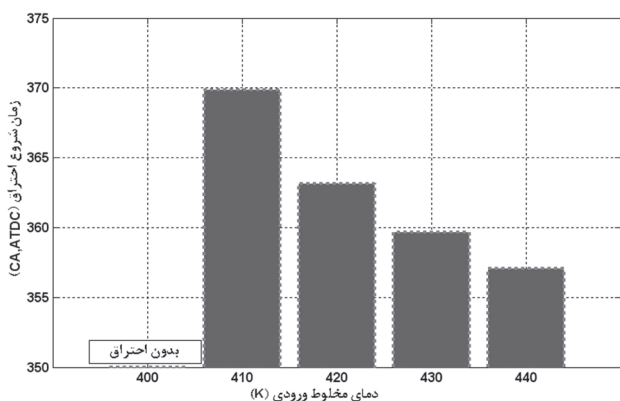


شکل ۳ تغییرات فشار درون استوانه، فشار ورودی ۱/۵ بار، دور موتور ۱۵۰۰ دور بر دقیقه، نسبت هم‌ارزی ۰/۳

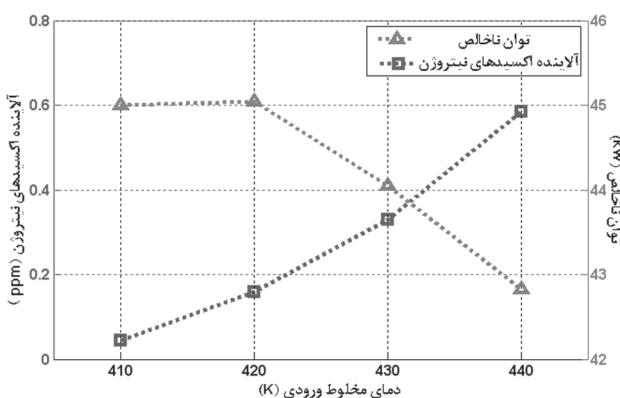
همچنین همانگونه که از شکل‌ها بر می‌آید، نمونه تک‌ناحیه‌ای تا حد مناسبی قابلیت پیش‌بینی روند عملکرد موتور را دارد. مقدار بیشینه فشار و دما، زیادتر از حد واقعی محاسبه می‌شود و همچنین زمان وقوع بیشینه فشار و دما اندکی زودتر روی می‌دهد. این رویه در همه شرایط مشاهده می‌شود. این اختلاف اصولاً به دو دلیل روی می‌دهد:

- نمونه تک‌ناحیه‌ای، کلیه خصوصیات گرمادینایی محتویات محفظه احتراق را به صورت همگن فرض می‌کند در حالی که از زمان بسته شدن دریچه ورودی، اندکی ناهمگنی در دمای مخلوط هوا و سوخت وجود دارد و از طرف دیگر در هنگام احتراق نیز، نواحی نزدیک به جداره استوانه به علت انتقال حرارت بیشتر، دارای دمای پایین‌تری نسبت به مناطق مرکزی می‌باشند.

- احتراق این موتورها اصولاً در زمان کوتاه، دمای پایین و فشار بالا صورت می‌گیرد به همین دلیل بخش کوچکی از سوخت وارد شکاف



شکل ۶ زمان شروع احتراق در شرایط دمایی ورودی مختلف



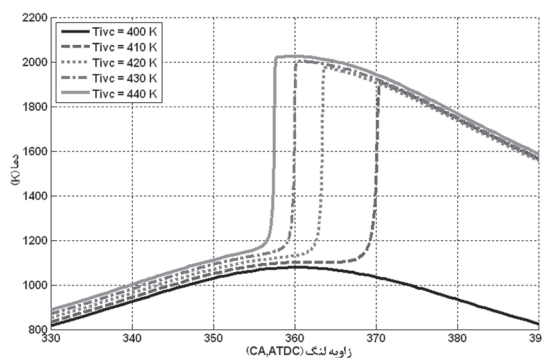
شکل ۷ میزان تولید توان و آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن در شرایط دمایی ورودی مختلف

۴-۲- اثر فشار اولیه

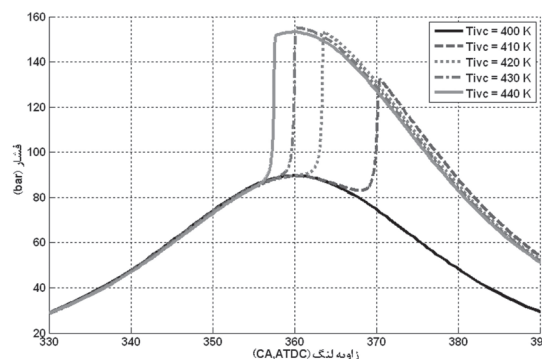
فشار ورودی مخلوط هوا و سوخت ورودی به موتور را می‌توان با استفاده از پرخوران افزایش داد. افزایش فشار از یک سو باعث افزایش مقدار سوخت وارد شده به استوانه در هر چرخه شده و توان موتور را بالا می‌برد و از سویی دیگر با فراهم نمودن شرایط خوداشتعالی، سبب پیش‌رسی زمان شروع احتراق می‌شود. دمای خوداشتعالی سوخت، با افزایش فشار کاهش می‌یابد. نمودار تغییرات فشار و دمای درون استوانه برای حالت فشار اولیه مختلف در شکل‌های ۸ و ۹ نشان داده شده است. در تمامی حالات مورد بررسی در این بخش، دمای ورودی مخلوط ۴۲۰ درجه کلوین در نظر گرفته شده است. در این شکل‌ها نیز مشاهده می‌شود که در شرایط فشار ورودی ۱ بار، احتراقی روی نمی‌دهد و علت آن هم فراهم نبودن شرایط برای انجام واکنش‌های آغازگر زنجیره احتراق است. با بالاتر رفتن فشار و دمای درون استوانه، احتراق سریع‌تر روی می‌دهد، این روند در شکل ۱۰ نشان داده شده است. همچنین افزایش فشار ورودی، سبب افزایش

خوداشتعالی مخلوط هوا و سوخت در موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن ایفا می‌کند. سرعت انجام واکنش‌هایی که باعث تولید^۱ یا انتشار^۲ این رادیکال‌ها می‌شود به شدت به دما وابسته است و با افزایش دما، افزایش چشمگیری می‌یابد به همین دلیل، افزایش دما سبب پیش‌رسی زمان شروع احتراق می‌شود. زمان شروع احتراق در هر یک از حالت‌های مورد نظر در شکل ۶ نشان داده شده است. افزایش ۳۰ درجه‌ای دمای ورودی می‌تواند باعث حدود ۱۲ درجه لنگ پیش‌رسی در زمان شروع احتراق شود.

البته باید به این نکته توجه داشت که افزایش دمای ورودی، از سویی باعث کاهش بازده حجمی موتور و مقدار سوخت وارد شده به استوانه در هر چرخه شده و تأثیر منفی بر روی کارایی آن خواهد داشت و از سوی دیگر با بالا رفتن دما میزان آلاینده اکسیدهای نیتروژن نیز به شدت بالا خواهد رفت. این موضوع به خوبی در شکل ۷ نشان داده شده است. افزایش بسیار ناچیز توان ناخالص در حالت دمای ورودی ۴۲۰ درجه کلوین نسبت به حالت ۴۱۰ درجه کلوین به علت نزدیک شدن زمان شروع احتراق به نقطه مرگ بالا است که در شکل‌های ۴ و ۵ قابل مشاهده است.

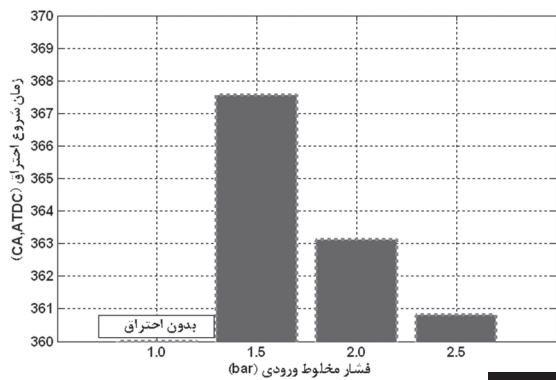


شکل ۴ تغییرات دمای درون استوانه، در دماهای ورودی مختلف

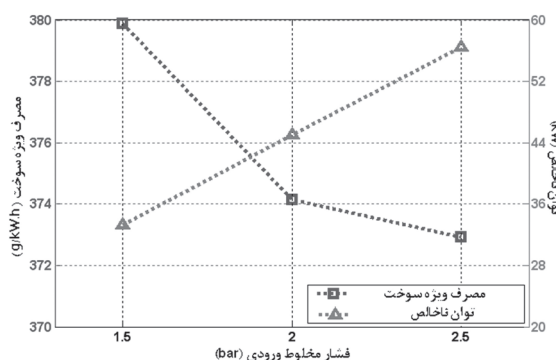


شکل ۵ تغییرات فشار درون استوانه، در دماهای ورودی مختلف

- ۱- Chain Initiating Reactions
- ۲- Chain Propagating/Branching Reactions



شکل ۱۰ زمان شروع احتراق در شرایط فشار ورودی مختلف



شکل ۱۱ تولید توان و مصرف ویژه سوخت در شرایط دمای ورودی مختلف

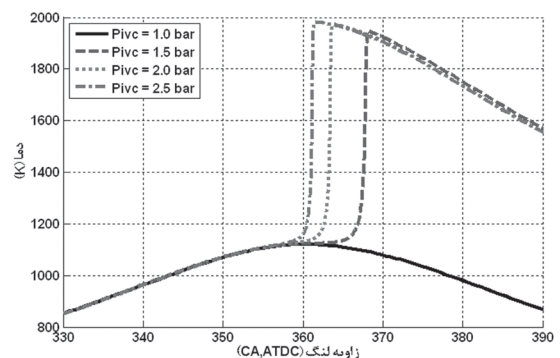
۴-۳- اثر دور موتور

برای بررسی تأثیر دور موتور بر عملکرد موتور احتراق تراکمی سوخت همگن، در شرایط فشار ورودی ۲ بار و دمای ورودی ۴۲۰ درجه کلوین، دور موتور در بازه ۱۱۰۰-۱۷۰۰ دور بر دقیقه تغییر داده شد. شکل ۱۲ نمودار تغییرات فشار در دوره‌های مختلف موتور را نشان می‌دهد. همانگونه که در شکل مشاهده می‌شود، افزایش دور موتور سبب دیرتر روی دادن احتراق می‌شود. دور موتور به صورت مستقیم بر روی متغیرهای وابسته به زمان، تأثیر می‌گذارد. از آنجا که افزایش دور تأثیر چشمگیری بر روند تغییرات دما و فشار استوانه قبل از شروع احتراق ندارد، واکنش‌های آغازگر زنجیره در کلیه دوره‌های مورد بررسی تقریباً به صورت همزمان شروع به انجام می‌کنند و زمان لازم برای رسیدن از این واکنش‌های آغازگر به لحظه شروع احتراق برای تمام این حالات تقریباً یکسان است اما در دوره‌های موتور بالاتر این زمان مترادف با دوران بیشتری از میل‌لنگ و در نتیجه زاویه لنگ بیشتر است. بنابراین، در دوره‌های بالاتر، زمان شروع احتراق در زاویه لنگ دیرتری اتفاق می‌افتد. این تغییر در زمان شروع احتراق به صورت کمی در شکل ۱۳ نشان داده شده است. خطی بودن رابطه بین زمان شروع احتراق و دور موتور دلیل محکمی بر صحت این

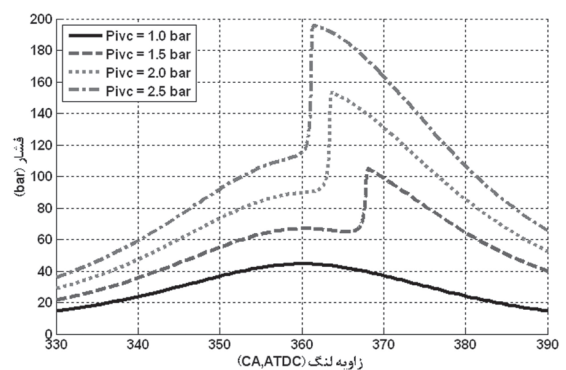
چشمگیر مقدار بیشینه فشار استوانه می‌شود به گونه‌ای که از مقدار بیشینه ۱۰۵ بار در فشار ورودی ۱/۵ بار به حدود ۱۹۶ بار در فشار ورودی ۲/۵ بار می‌رسد. این مقدار بیشینه فشار باعث بالا رفتن توان موتور می‌شود اما باید در طراحی استحکامی قطعات موتور به آن توجه شده باشد.

شکل ۱۱ مقایسه‌ای بین توان ناخالص موتور در شرایط مختلف فشار ورودی را نشان می‌دهد. همانگونه که ذکر شد، افزایش فشار بیشینه استوانه سبب افزایش توان در فشارهای ورودی بالاتر شده است. افزایش فشار ورودی از ۱/۵ بار به ۲/۵ بار در حدود ۷۰٪ افزایش در توان ناخالص موتور به همراه خواهد داشت.

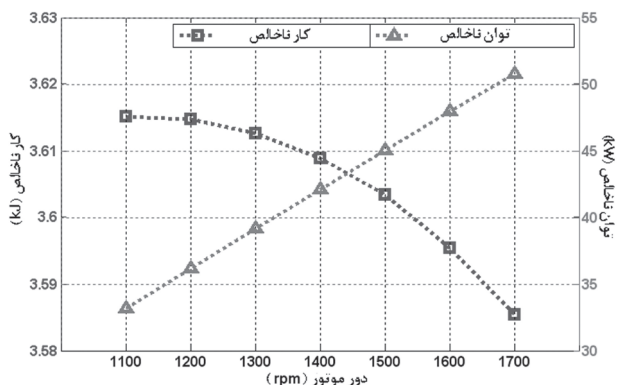
افزایش فشار ورودی مخلوط هوا و سوخت باعث بالا رفتن چگالی مخلوط شده و بنابراین مقدار بیشتری سوخت و هوا وارد موتور می‌شود. اما از سوی دیگر مقدار توان تولیدی موتور نیز افزایش می‌یابد. از آنجا که مصرف ویژه سوخت به هر دو عامل بستگی دارد، باید بررسی شود که تأثیر کدام متغیر بیشتر خواهد بود. نتایج این بررسی در شکل ۱۱ نشان داده شده است. با توجه به این نتایج مشخص می‌شود که اثر افزایش توان ناخالص بیشتر از اثر افزایش مقدار ورودی سوخت بوده است و در نتیجه مصرف ویژه سوخت موتور با افزایش فشار ورودی، کاهش یافته است.



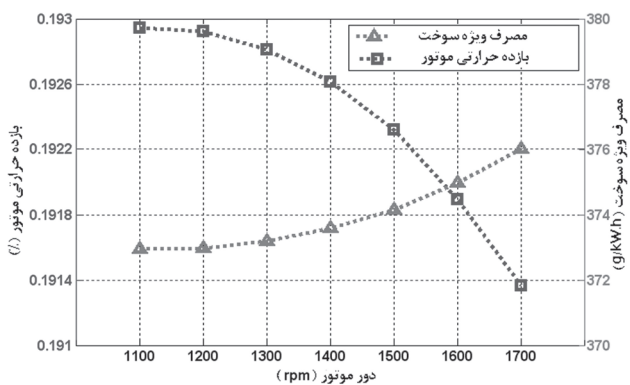
شکل ۸ تغییرات دمای درون استوانه، در فشارهای ورودی مختلف



شکل ۹ تغییرات فشار درون استوانه، در فشارهای ورودی مختلف



شکل ۱۴ تولید توان و کار در دورهای مختلف موتور



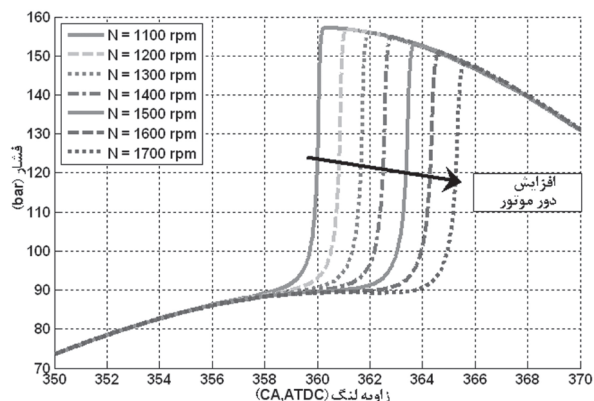
شکل ۱۵ بازده و مصرف ویژه سوخت در دورهای مختلف موتور

۴-۴- اثر ترکیبی دور موتور و دمای ورودی

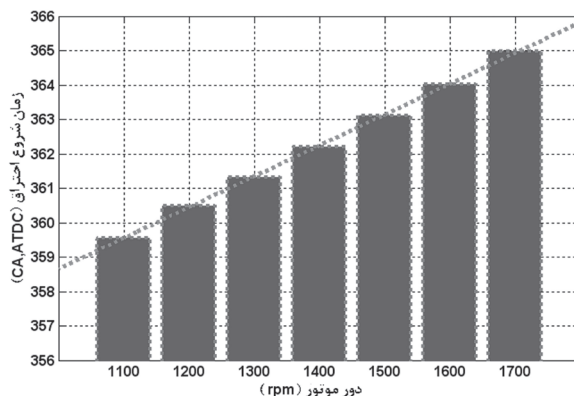
برای بررسی همزمان اثرات دور موتور و دمای مخلوط ورودی، شرایط مختلف دما و دور با فشار ورودی ثابت ۲ بار مورد تحلیل قرار گرفت. شکل ۱۶ تغییرات توان ناخالص موتور در این شرایط را نشان می‌دهد. همانگونه که ملاحظه می‌شود، در این شرایط، افزایش دور موتور و کاهش دمای مخلوط ورودی سبب افزایش توان ناخالص می‌شود. این رویه به شکل یک پوسته نسبتاً مسطح در شکل مشخص است که تنها در نقطه مربوط به دور موتور ۱۷۰۰ دور بر دقیقه و دمای مخلوط ورودی ۴۱۰ درجه کلوین، از روند ملایم خارج می‌شود. علت اصلی بروز این اتفاق، دیررسی زمان شروع احتراق در این شرایط است که تا حد زیادی از نقطه مطلوب (قبل از نقطه مرگ بالا) فاصله می‌گیرد. برای بررسی دقیق‌تر این موضوع، تغییرات زمان شروع احتراق در شکل ۱۷ نشان داده شده است.

برهان است.

در بررسی اثرات دما و فشار اولیه نشان داده شد که دورتر شدن زمان شروع احتراق از نقطه مرگ بالا، باعث کاهش کارایی موتور می‌شود. بنابراین با توجه به نتایج مربوط به دورهای مختلف موتور می‌توان پیش‌بینی نمود که با افزایش دور موتور در شرایط حاضر، کارایی موتور کاهش می‌یابد. شکل ۱۴ اثر دور موتور بر مقدار ناخالص کار و توان تولیدی را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که طبق پیش‌بینی، کار تولید شده با افزایش دور موتور کاهش یافته است اما توان موتور روند افزایشی از خود نشان می‌دهد. این امر به دلیل کاهش زمان انجام کار روی می‌دهد، یعنی کار انجام شده توسط موتور در زمان کمتری تولید شده است. برای بررسی بیشتر نمودارهای بازده موتور و مصرف ویژه سوخت نیز در شکل ۱۵ ترسیم شده است. همانگونه که ملاحظه می‌شود، علیرغم افزایش توان ناخالص موتور در دورهای بالاتر، بازده موتور کاهش یافته و میزان مصرف ویژه سوخت آن افزایش می‌یابد.



شکل ۱۶ تغییرات فشار درون استوانه، در دورهای مختلف موتور



شکل ۱۷ زمان شروع احتراق در دورهای مختلف موتور

که دما و فشار ورودی از حد خاصی پایین تر باشد، اصولاً احتراقی روی نمی دهد.

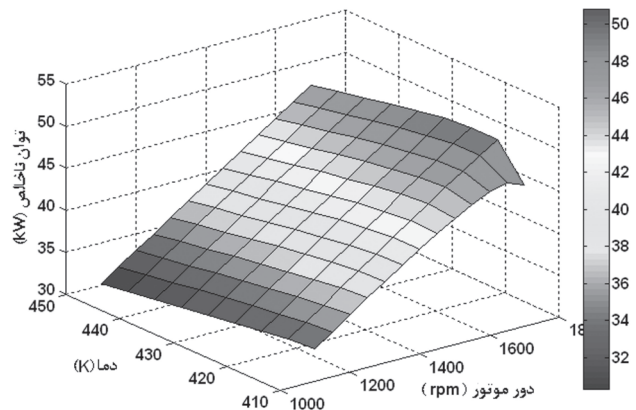
- افزایش دمای ورودی مخلوط هوا و سوخت، سبب پیشرسی زمان شروع احتراق می شود اما به علت کاهش بازده تنفسی و مقدار سوخت وارد شده به استوانه، کارایی موتور را کاهش خواهد داد.

- در شرایط مورد استفاده در این مقاله، افزایش فشار ورودی مخلوط هوا سوخت سبب پیشرسی زمان احتراق، افزایش توان موتور و کاهش مصرف ویژه سوخت می شود.

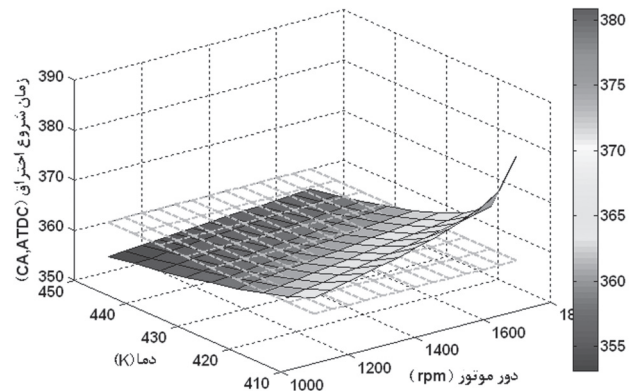
- افزایش دور موتور تأثیر چشمگیری بر روند انجام واکنش های آغازگر زنجیره و زمان لازم برای رسیدن از این واکنش های آغازگر به لحظه شروع احتراق ندارد اما در دورهای موتور بالاتر این زمان مترادف با دوران بیشتری از میل لنگ و در نتیجه زاویه لنگ بیشتر است. بنابراین، در دورهای بالاتر، زمان شروع احتراق در زاویه لنگ دیرتری اتفاق می افتد.
- هرچند افزایش دور موتور در این شرایط، سبب افزایش توان ناخالص می شود اما کاهش کارایی موتور و افزایش مصرف ویژه سوخت را به دنبال خواهد داشت.

تقدیر و تشکر

نویسندگان مقاله لازم می دانند تا کمال قدردانی خود را از جناب آقای دکتر مهدی شاهبختی که با راهنمایی های بی دریغ خود، کمک شایانی در انجام این تحقیق داشت، اعلام نمایند.



شکل ۱۶ اثر دمای ورودی و دور بر توان موتور



شکل ۱۷ اثر دمای ورودی و دور موتور بر زمان شروع احتراق

روند تأثیر دمای مخلوط ورودی و دور موتور بر روی زمان شروع احتراق به خوبی در این شکل نشان داده شده است. کاهش دور موتور و افزایش دمای مخلوط ورودی باعث پیشرسی زمان شروع احتراق می شود. برای درک بهتر زمان شروع احتراق، صفحه متناسب با نقطه مرگ بالا نیز در شکل ترسیم شده است.

۵- خلاصه نتایج و نتیجه گیری

نتایج مقاله حاضر را می توان به صورت زیر خلاصه و بیان نمود:

- الگوی تک ناحیه ای ایجاد شده قادر است با دقت مناسبی رفتار یک موتور احتراق تراکمی سوخت همگن را پیش بینی کرده و می توان از آن برای بررسی های مقایسه ای استفاده نمود.
- وقوع احتراق ناشی از خوداشتعالی در موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن به شرایط دما و فشار ورودی مخلوط وابسته است. هنگامی

نمادها

| | | | |
|------|-------------------|-------|---------------------------|
| | | [...] | غلظت مولی |
| b | واکنش برگشت | A | سطح انتقال حرارت |
| c | تراکم، لقی | C | ظرفیت حرارتی |
| d | جابجایی | h | ضریب انتقال حرارت جابجایی |
| f | واکنش رفت | k | ثابت نرخ واکنش |
| i, k | شمارنده | L | ارتفاع محفظه احتراق |
| mot | موتور گردانی | m | جرم |
| p | سمبه | M | جرم مولی |
| R | واکنش‌های شیمیایی | N | تعداد |
| r | نقطه مرجع | P | فشار |
| S | گونه‌های شیمیایی | Q, q | انتقال حرارت |
| v | حجم ثابت | R | نسبت اهرم‌بندی |
| W | جداره استوانه | RR | سرعت واکنش |
| | | r | نسبت |
| | | S | سرعت متوسط، گونه شیمیایی |
| | | t | زمان |
| | | T | دما |
| | | TB | جسم سوم |
| | | U | انرژی داخلی |
| | | u | انرژی داخلی ویژه |
| | | V | حجم |
| | | W | کار |
| | | y | کسر مولی |

اختصارات

| | |
|------|--|
| ATDC | After Top Dead Center |
| BBDC | Before Bottom Dead Center |
| CA | Crank Angle |
| EVO | Exhaust Valve Opening |
| HCCI | Homogenous Charge Compression Ignition |
| IVC | Inlet Valve Closing |
| NOx | Nitrogen Oxides |
| SOC | Start of Combustion |

نمادهای یونانی

| | |
|-------------|-------------------------|
| θ | زاویه لنگ |
| $'v$ | ضرایب صحیح جهت رفت |
| $"v$ | ضرایب صحیح جهت برگشت |
| ρ | چگالی |
| \acute{o} | نرخ تولید / از بین رفتن |

References:

1. Onishi S., Hong Jo S., Shoda K. and Kato S. "Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) – A New Combustion Process for Internal Combustion Engines." *SAE Technical Paper*, No. 790501.
2. Noguchi M., Tanaka T. and Takeuchi Y. "A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion." *SAE Technical Paper*, No. 790840.
3. Najt P. M. and Foster D. E. "Compression-Ignited Homogenous Charge Combustion." *SAE Technical Paper*, No. 830264.
4. Thring R. H. "Homogenous Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines." *SAE Technical Paper*, No. 892068.
5. Jahanian O. and Jazayeri S.A. "A Comprehensive Study on Natural Gas HCCI Engine Response to Different Initial Conditions via a Thermo-Kinetic Engine Model." *ASME Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference (ICEF2009)*, Paper No. ICEF2009-14084.
6. Mozafari A.A. and Rahbari A. "Modeling of HCCI Engine Performance Using Ethanol Fuel." *Journal of Engine Research* 12 (2008): 3-8.
7. Shahangian S. N. and Jazayeri S. A. "Effect of Initial Temperature and EGR on Combustion and Performance Characteristics of Homogenous Charge Compression Ignition Engine Fueled with Dimethyl Ether." *Journal of Engine Research* 14 (2009): 63-70.
8. Price P., Stone R., Misztal J., Xu H., Wyszynski M., Wilson T. and Qiao J. "Particulate Emissions from a Gasoline Homogeneous Charge Compression Ignition Engine." *SAE Technical Paper*, No. 2007-01-0209.
9. Christensen M., Hultqvist A. and Johansson B. "Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio." *SAE Technical Paper*, No. 1999-01-3679.
10. Stanglmaier R. H. and Roberts C. E. "Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications." *SAE Technical Paper*, No. 1999-01-3682.
11. Fiveland S. B. and Assanis D.N. "Development and Validation of a Quasi-Dimensional Model for HCCI Engine Performance and Emissions Studies under Turbocharged Conditions." *SAE Technical Paper*, No. 2002-01-1757.
12. Fiveland S. B., Christensen M., Johansson B., Hiltner F. and Assanis D. N. "Experimental and Simulated Results Detailing the Sensitivity of natural Gas HCCI Engines to Fuel Composition." *SAE Technical Paper*, No. 2001-01-3609.
13. Wang Z., Shuai S. J., Wang J. X., Tian G. H. and An X. L. "Modeling of HCCI Combustion: From 0D to 3D." *SAE Technical Paper*, No.2006-01-1364.
14. Heywood, John B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill Inc, 1988.
15. http://www.me.berkeley.edu/gri_mech
16. Chang J., Guralp O., Filipi Z., Assanis D., Kuo T. W. Najt, P. and Rask, R. "New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux." *SAE Technical Paper*, No. 2004-01-2996.
17. Shahbakhti M. and Koch R. "Thermo-Kinetic Combustion Modeling of an HCCI Engine to Analyze Ignition Timing for Control Applications." *Spring Technical Meeting Combustion Institute / Canadian Section*, 2007.
18. Morsy M. H. "Ignition Control of Methane Fueled Homogenous Charge Compression Ignition Engines Using Additives." *Journal of Fuel* 86 (2007): 533-540.