

شبیه‌سازی احتراق در موتورهای احتراق تراکمی با مخلوط همگن (HCCI) با سوخت گاز طبیعی و تحلیل اثر متغیرهای عملکردی موتور بر شروع احتراق

محمد ضابطیان طرقي*

دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، گرایش تبدیل انرژی، دانشگاه صنعتی شریف
zabetian@mech.sharif.edu

علی اصغر مظفري

استاد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف
mozafari@sharif.edu

*نویسنده مسؤل / پذیرش اولیه مقاله: ۱۳۸۶/۹/۱ پذیرش نهایی مقاله: ۱۳۸۷/۱۱/۲۱
شماره مقاله: ۸۶۰۶۹

چکیده

موتورهای احتراق تراکمی با مخلوط همگن^۱، نسل جدیدی از موتورهای احتراق داخلی هستند که با استفاده از ساز و کار خود اشتعالی به عنوان اساس احتراق، قدرت تولید می‌کنند و از نظر بهره‌وری حرارتی و آلاینده‌ها، شرایط بهتری نسبت به موتورهای متعارف^۲ دارند. در این مطالعه، شبیه‌سازی فرآیند احتراق موتور HCCI با سوخت گاز طبیعی با استفاده از الگوی سینتیک مفصل شیمیایی مورد توجه قرار گرفته است. نتایج شبیه‌سازی فرآیند خود اشتعالی نشان می‌دهد که با استفاده از تعاریف خاص موتورهای HCCI قابل تشریح است. همچنین، اثر متغیرهای پیش‌گرم مرحله احتراق HCCI، بر زمان شروع احتراق و فشار درون استوانه^۳ بررسی می‌شود و با استفاده از این شبیه‌سازی می‌توان احتراق پایدار پایش شده را در محدوده وسیعی از شرایط عملکردی این موتورها پیش‌بینی کرد. مقایسه نمودارهای محاسباتی $P-\theta$ (فشار - زاویه لنگ) از الگوی پیشنهادی با نمودارهای مرجع در دماهای ورودی مختلف، نشان‌دهنده دقت بسیار خوب الگو در پیش‌بینی زمان آغاز اشتعال است.

فناوری‌های جدید احتراق که بتوانند بر این چالش غلبه کنند، در سال‌های اخیر مورد توجه قرار گرفته‌اند. یکی از مهم‌ترین این فناوری‌ها، احتراق تراکمی با مخلوط همگن (HCCI) است که تحقیقات بر روی آن از سال ۱۹۷۹ توسط اونیشی و همکاران [۱] شروع شد و در سال ۱۹۸۳ توسط ناچت و فاستر [۲] ادامه یافت و تا به امروز مطالعات نظری و تجربی روی آن دنبال می‌شود.

موتورهای HCCI ویژگی‌های مشترکی از موتورهای بنزینی (SI) و دیزلی (CI) دارند، به این صورت که سوخت و هوا پیش از ورود به استوانه، کاملاً با هم مخلوط می‌شوند و سپس در درون استوانه با رسیدن به نقطه خوداشتعالی و بدون وجود عامل پایشگر خارجی (نظیر شمع یا افشانه) محترق می‌شوند. چون در این موتورها، سوخت و هوا پیش‌مخلوط هستند، ذرات معلق^۴ آن‌ها بسیار کاهش می‌یابد. این موتورها افت درجه‌گاز^۵ ندارند و به علت خنک‌تر بودن دمای احتراق، آلاینده^۶ NO_x آن‌ها بسیار ناچیز است.

کلیدواژه‌ها: خوداشتعالی، احتراق تراکمی، سینتیک شیمیایی، گاز طبیعی، شروع احتراق

۱- مقدمه

■ در سال‌های اخیر، افزایش قدرت موتور و کاهش آلاینده‌ها و توانایی تطابق موتور با سوخت‌های جدید و یا مخلوطی از سوخت‌ها، بسیار مورد توجه قرار گرفته است. همچنین محدودیت منابع سوخت‌های فسیلی، نیاز به فناوری‌های پیشرفته احتراق که توانایی به‌کارگیری سوخت‌های فوق را داشته باشند روزافزون می‌نماید.

برای موتورهای معمولی، افزایش قدرت در حین کاهش آلاینده‌ها، چالش اساسی به حساب می‌آید و عموماً فرآیندهای احتراقی که افزایش قدرت را دنبال می‌کنند، افزایش دمای بیشینه^۴ چرخه^۵ و در نتیجه افزایش NO_x و آلودگی را به دنبال دارند و برعکس.

1- Homogeneous Charge Compression Ignition
2- Classic
3- Cylinder

4- Cycle
5- Particulate Matter
6- Throttling Losses

۲-۲- معادلات حاکم

در این بخش تئوری الگوی پیشنهادی با استفاده از معادلات حاکم شرح داده می‌شود. شکل کلی واکنش‌های مقدماتی^۲ با معادله (۱) نشان داده می‌شود.

$$\sum_{k=1}^K v'_{ki} \chi_k \Leftrightarrow \sum_{k=1}^K v''_{ki} \chi_k \quad (i = 1, \dots, I) \quad (1)$$

در این معادله v'_{ki} و v''_{ki} ضرایب استوکیومتریکی، χ_k نماد مربوط به گونه k ام، χ_k بالانویس (') متعلق به واکنش‌های رفت و بالانویس (") متعلق به واکنش‌های برگشت است.

اگر معادله (۱) به صورت ماتریسی نوشته شود، بسیاری از درایه‌های ماتریس‌های ضرایب، برابر با صفر هستند، بنابراین این سامانه واکنشی، سامانه‌ای پراکنده^۳ است.

نرخ تولید گونه k ام ($\dot{\omega}_k$) بر حسب مجموع نرخ‌های تولید این گونه خاص در همه سامانه به این صورت بیان می‌شود:

$$\dot{\omega}_k = \sum_{i=1}^I v_{ki} q_i \quad (k = 1, \dots, I) \quad (2)$$

که در آن $v_{ki} = v''_{ki} - v'_{ki}$ و q_i نرخ پیشرفت واکنش i ام است که از تفاضل نرخ پیشرفت واکنش‌های رفت و برگشت مطابق معادله (۳) محاسبه می‌شود:

$$q_i = k_{fi} \prod_{k=1}^K [\chi_k]^{v'_{ki}} - k_{ri} \prod_{k=1}^K [\chi_k]^{v''_{ki}} \quad (3)$$

در این معادله، χ_k غلظت مولی گونه k ام و k_{fi} و k_{ri} ثابت‌های نرخ واکنش‌های رفت و برگشت برای واکنش i ام است.

ثابت k_{ri} تابعی از نوع واکنش است و برای واکنش‌های فشار ثابت تابعی از دما فرض شده و از معادله آرنهئوس^۴ مطابق معادله (۴) به دست می‌آید:

$$k_{fi} = A_i T^{\beta_i} \exp\left(-\frac{E_i}{R_C T}\right) \quad (4)$$

که در آن انرژی فعال‌سازی واکنش k ام و ضرایب k_{fi} و k_{ri} از اطلاعات ورودی واکنش‌های شیمیایی است. ثابت واکنش برگشت در سامانه‌های گرمایی k_{ri} با ثابت واکنش رفت توسط ثابت تعادل و به صورت مرتبط می‌شود:

$$k_{ri} = \frac{k_{fi}}{k_{ci}} \quad (5)$$

k_{ci} ثابت تعادلی در واحد غلظت است و به ثابت تعادلی در واحد فشار k_{pi} مطابق معادله (۶)، مرتبط می‌شود.

$$k_{ci} = k_{pi} \left(\frac{P_{atm}}{R_g T}\right)^{\sum_{k=1}^K v_{ki}} \quad (6)$$

و ثابت تعادلی k_{pi} با استفاده از روابط زیر به دست می‌آید:

از مزایای دیگر موتورهای HCCI می‌توان به رقیق‌سوز بودن و در نتیجه بازده حرارتی بزرگتر و قابل‌رقابت با موتورهای دیزلی (CI) اشاره کرد. موتورهای HCCI می‌توانند با تغییرات سخت‌افزاری روی موتورهای دیزلی، از جمله تغییر در زمان‌بندی باز و بسته شدن دریچه‌ها و نوع سوخت استفاده‌شده و همچنین حذف افشانه، به‌وجود آیند. بنابراین برخلاف موتورهای دیگر نظیر موتور وانکل، امکان تولید انبوه آن‌ها در آینده نزدیک وجود دارد.

اما موتورهای HCCI در عین داشتن چنین مزایایی، دارای معایب و مشکلاتی هستند که محور تحقیقاتی پژوهشگران را در سال‌های اخیر تشکیل می‌دهد که مهم‌ترین آن‌ها عبارتند از:

- ۱- خود اشتعالی در محدوده کوچکی از شرایط کاری موتور
- ۲- افزایش فشار ناگهانی گازهای درون استوانه حین احتراق که می‌تواند موجب پدید آمدن ضربه شدید در موتور شود.
- ۳- تولید آلاینده‌های HC و CO به علت دمای احتراق نسبتاً خنک این موتورها
- ۴- محدودیت کارایی این موتورها در محدوده غنی‌سوز و در بارهای زیاد که احتراق رضایت‌بخشی ندارند.

در سال‌های اخیر، گاز طبیعی به عنوان سوختی مناسب در موتورهای HCCI در نظر گرفته شده و تحقیقاتی روی احتراق آن صورت گرفته است، از جمله فلاورز و همکاران [۳] با استفاده از سینتیک شیمیایی جزئی، احتراق گاز طبیعی و روش‌های پایش آن را بررسی کردند و ساتو [۴] و مورسی [۵] نیز احتراق متان و عوامل مؤثر بر آن را مورد توجه قرار دادند. آندو و همکارانش [۶] تلفیقی از الگو و آزمایش را برای مطالعه عوامل مؤثر بر خود اشتعالی گاز طبیعی تحلیل کردند و نتیجه گرفتند که دمای اولیه و ترکیب سوخت از مهم‌ترین متغیرهای تعیین‌کننده زمان شروع اشتعال هستند. سویلو [۷] با ارائه الگویی صفر بُعدی به پیش‌بینی مرحله احتراق HCCI و مطالعه پارامتریک روی راهبردهای پایش آن پرداخت. یکی از محورهای مهم تحقیقاتی، بررسی ترکیبات مختلف سوخت و افزودنی‌هاست. به طور مشخص یائو [۸] و همکارانش اثر سوخت ترکیبی دی‌متیل اتر و گاز طبیعی و همچنین جون [۹] و هیلنتر [۱۰] در مطالعات جداگانه‌ای عملکرد موتور HCCI را به ازای نسبت‌های مولی مختلف سوخت گاز طبیعی بررسی کردند. مطالعاتی نیز در تعیین محدوده عملکرد موتور HCCI صورت گرفته که می‌توان به کار جون و لیدا [۱۱] در مشخص کردن محدوده ضربه و احتراق ناقص به ازای شرایط کاری مختلف موتور اشاره کرد.

در این پژوهش، تمرکز ویژه‌ای روی اثر متغیرهای پایشی روی حد اشتعال‌پذیری و زمان وقوع خود اشتعالی متان و گاز طبیعی صورت گرفته و سعی شده تا متغیرهای مهم‌تر در پایش احتراق مشخص شوند.

۲- الگوسازی احتراق در موتورهای HCCI

۲-۱- فرضیات

الگوی پیشنهادی برای شبیه‌سازی احتراق در موتورهای HCCI برای سوخت گاز طبیعی الگویی صفر بُعدی مبتنی بر سینتیک شیمیایی است که در آن برای تشریح واکنش‌های شیمیایی از سازوکار GRI 3.0 استفاده شده است [۱۲]. این سازوکار شامل واکنش‌های اکسیدشدن گازهای متان، اتان و پروپان است و فرآیند تشکیل آلاینده‌های NO_x تابع زیر سازوکار توسعه یافته زلدوویچ است. این الگو فرآیندها را از زمان بسته شدن دریچه ورودی تا زمان باز شدن دریچه دود در نظر می‌گیرد و تأثیرات نسبت تراکم، افزایش دمای ورودی و همچنین افزایش تنفس متراکم^۱ را بررسی می‌کند.

1- Supercharge
2- Elementary Reactions

3- Sparse
4- Arrhenius

جزء جرمی ρ_k و چگالی این جزء است. با توجه به تغییرات دمای سامانه، معادله انرژی نیز برای آن در نظر گرفته می‌شود.

برای تکمیل معادله‌های حاکم بر سامانه نیاز به معادله تغییر حجم است که برای استوانه موتور احتراقی با رابطه (۱۹) بیان می‌شود.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{V}{V_C} \right) = \frac{d\theta}{dt} \left(\frac{C-1}{2} \right) \sin \theta \left[\frac{1 + \cos \theta}{\sqrt{R^2 - \sin^2 \theta}} \right] \quad (19)$$

در این رابطه $R = \frac{L_C}{L_A}$ نسبت طول دسته سمبه به شعاع لنگ و C نسبت تراکم است.

۲-۴- ملاحظات راجع به انتقال حرارت

برای محاسبه انتقال حرارت از گازهای درون استوانه به دیواره‌ها با رابطه وشنی [۷]، سرعت متوسط گازها به صورت:

$$\omega = \left(C_{11} + C_{12} \frac{v_{swirl}}{\bar{S}_p} \right) \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_i}{P_i V_i (P - P_m)} \quad (20)$$

محاسبه می‌شود. در نتیجه ضرایب مربوط به انتقال حرارت جابه‌جایی به دست می‌آید و در نهایت میزان انتقال حرارت به دیواره برابر می‌شود با:

$$Q_{wall} = hA(T - T_{wall}) \quad (21)$$

به این ترتیب، سامانه معادلات حاکم بر مسأله شامل معادله بقای جرمی گونه‌ها، معادله بقای انرژی، معادله حالت و معادله تغییر حجم است که به صورت همزمان حل می‌شوند و برای این منظور از حل‌کننده کمکین^۳ با گام زمانی معادل با ۰/۱ - ۰/۵ درجه لنگ استفاده شده و در هر مرحله از حل، اطمینان حاصل شده که نتایج حاصله با کوچک‌تر شدن گام‌های محاسباتی تغییر نخواهند کرد.

۳- نتایج حاصل از الگو

برای اعتباردهی الگوسازی احتراق گاز طبیعی، شبیه‌سازی برای سوخت متان انجام شده و نتایج حاصل با نتایج عددی ارائه‌شده توسط مورسی [۵] برای گاز طبیعی مقایسه شده است. مشخصات موتور تک استوانه استفاده شده در این حالت در جدول (۱) آمده است.

جدول ۱ مشخصات موتور

حجم جابه‌جایی	۱۱۳۲ cm ^۳
قطر داخلی استوانه	۱۱۲ mm
طول پیمایش دسته‌سمبه	۱۱۵ mm
طول دسته‌سمبه	۲۵۰ mm
نسبت تراکم	۱۷۰
زمان بسته شدن دریچه ورودی (θ_{IVC})	۱۳۲ BTDC
زمان باز شدن دریچه دود (θ_{EVO})	۱۳۲ ATDC

نتایج به دست آمده در این بخش برای فشار اولیه مخلوط ۱/۵ atm است و دمای

1- Ideal Gas
2- Mass fraction

$$k_{pi} = \exp \left(\frac{\Delta S_i^\circ}{R_g} - \frac{\Delta H^\circ}{R_g T} \right) \quad (7)$$

$$\frac{\Delta S_i^\circ}{R_g} = \sum_{k=1}^K v_{ki} \frac{S_k^\circ}{R_g} \quad (8)$$

$$\frac{\Delta H_i^\circ}{R_g T} = \sum_{k=1}^K v_{ki} \frac{H_k^\circ}{R_g T} \quad (9)$$

۲-۳- محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز آرمانی^۱ و مخلوط گازها

برای محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز ایده‌آل از روابط زیر استفاده شده است:

$$\frac{C_{pk}^\circ}{R_g} = a_{1k} + a_{2k} T_k + a_{3k} T_k^2 + a_{4k} T_k^3 + a_{5k} T_k^4 \quad (10)$$

$$\frac{H_k}{R_g T_k} = a_{1k} + \frac{a_{2k}}{2} T_k + \frac{a_{3k}}{3} T_k^2 + \frac{a_{4k}}{4} T_k^3 + \frac{a_{5k}}{5} T_k^4 + \frac{a_{6k}}{T} \quad (11)$$

$$\frac{S_k}{R_g} = a_{1k} \ln(T) + \frac{a_{2k}}{2} T_k + \frac{a_{3k}}{2} T_k^2 + \frac{a_{4k}}{3} T_k^3 + \frac{a_{5k}}{4} T_k^4 + \frac{a_{6k}}{T} + a_{7k} \quad (12)$$

$$C_{vk}^\circ = C_{pk}^\circ - R_g \quad (13)$$

$$U_k^\circ = H_{pk}^\circ - R_g T_k \quad (14)$$

$$G_k^\circ = H_k^\circ - T_k S_k^\circ \quad (15)$$

این خواص برای مخلوط گازها با استفاده از رابطه (۱۶) به دست می‌آیند.

$$\bar{C}_p = \sum_{k=1}^K C_{pk} \chi_k \quad (16)$$

از زمان بسته شدن دریچه ورودی تا زمان باز شدن دریچه دود برای سامانه بسته موردنظر، معادله بقای جرم به صورت:

$$m = \sum_{k=1}^K m_k = cte. \quad (17)$$

و معادله بقای جرمی گونه‌ها به صورت:

$$\rho \frac{dY_k}{dt} = \dot{\omega}_k \dot{W}_k \quad (18)$$

درمی‌آید. در رابطه (۱۸)، W_k وزن مولکولی گونه k ام، $\dot{\omega}_k$ نرخ تولید آن و Y

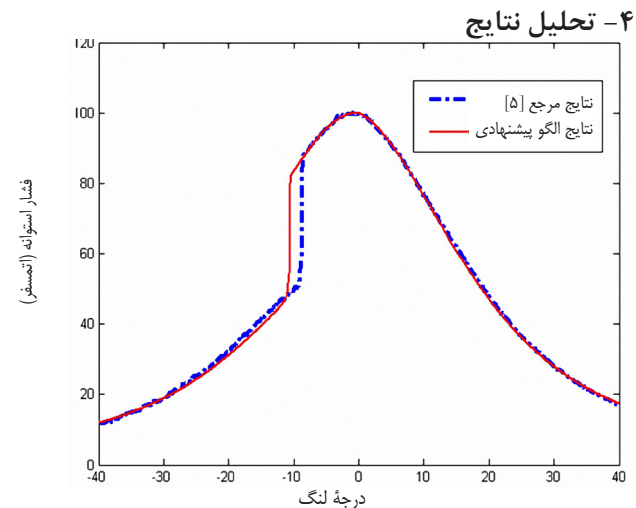
3- Chemkin

دیواره استوانه ثابت و برابر با ۳۵۳ درجه کلونین (پیشنهادی توسط [۵]) در نظر گرفته شده و دور موتور ۸۰۰ rpm است. برای افزایش دقت حل عددی گام زمانی معادل ۰/۱ درجه لنگ در نظر گرفته شده است. نتایج حل به ازای چهار دمای مخلوط ورودی در انتهای مکش، در شکل‌های (۱-۴) آمده است. شکل (۱) نتیجه الگوی پیشنهادی و مقایسه آن با نتایج مرجع [۵] را در دمای ۴۰۰ درجه کلونین نشان می‌دهد.

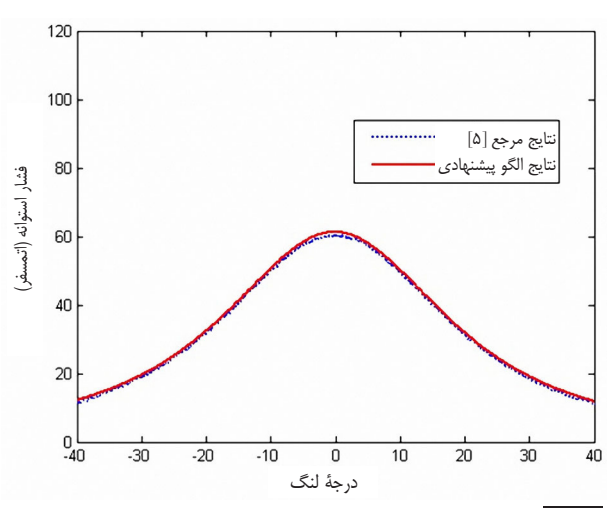
همان‌طور که ملاحظه می‌شود، احتراق خودبه‌خودی وجود ندارد. به طور کلی شروع خود اشتعالی در موتورهای HCCI همراه با افزایش فشار ناگهانی خواهد بود که این افزایش در پی آزاد شدن انرژی زیادی است که در پی مجموعه واکنش‌های زنجیره‌ای صورت می‌گیرد و در آن‌ها ریشه هیدروکسیل تولید می‌شود. بنابر این تعاریف متفاوتی برای زمان شروع خود اشتعالی بیان می‌شود، از جمله: نقطه عطف نمودار فشار، نقطه عطف نمودار دما، زمان مربوط به نرخ حرارت آزاد شده بیشینه و یا بیشینه شدن نرخ تولید گونه‌ای خاص. همین‌طور برای پایان خود اشتعالی نیز شواهدی فرض می‌شود که از آن جمله: زمان آزاد شدن درصد خاصی از ظرفیت حرارتی موجود در سوخت است. صرف نظر از این که چه تعریفی انتخاب شود، همه مطالعات یک هدف را دنبال می‌کند و آن تنظیم متغیرهای عملکردی موتور در شرایط کاری بهینه است. در این پژوهش زمان آغاز

خود اشتعالی برابر با نقطه عطف نمودار فشار - درجه لنگ در نظر گرفته شده است و زمان پایان آن زمانی فرض شده که خط مماس بر $Q = 0$ ، خط نشان‌دهنده بیشترین شیب نمودار فشار - درجه لنگ را قطع کند.

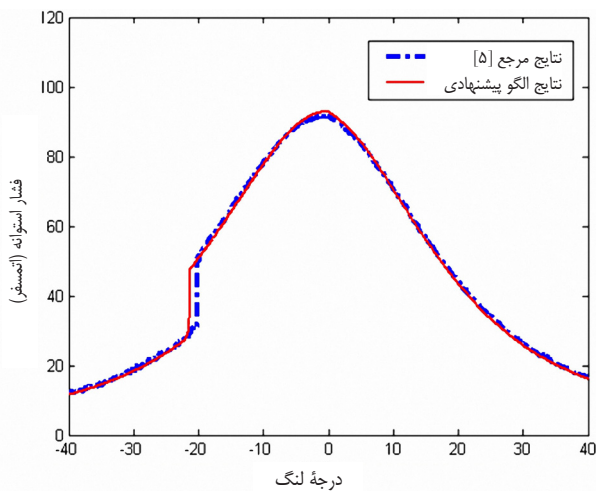
با توجه به این تعریف، مشاهده می‌شود که در شکل (۱) و برای دمای ورودی ۴۰۰ درجه کلونین خود اشتعالی اتفاق نمی‌افتد ولی با گرمایش هوای ورودی به ۴۵۰ درجه کلونین خود اشتعالی حاصل می‌شود و افزایش دمای ورودی مخلوط موجب پیش‌روی شدن زمان خود اشتعالی می‌شود، زیرا مخلوط سوخت و هوا زودتر به شرایط احتراق می‌رسند (شکل‌های ۲-۴).



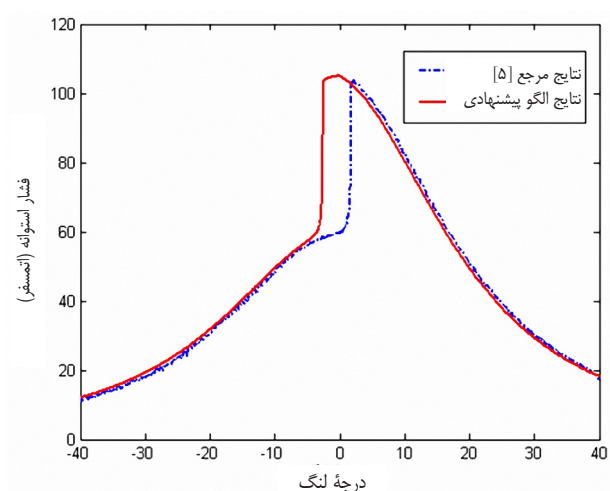
شکل ۳ تغییرات فشار- زاویه لنگ (دمای ورودی ۵۰۰ درجه کلونین)



شکل ۱ تغییرات فشار- زاویه لنگ (دمای ورودی ۴۰۰ درجه کلونین)



شکل ۴ تغییرات فشار- زاویه لنگ (دمای ورودی ۶۰۰ درجه کلونین)



شکل ۲ تغییرات فشار- زاویه لنگ (دمای ورودی ۴۵۰ درجه کلونین)

- 1- Advance
2- Adiabatic

۱۰۷۲ درجه کلوین) ارائه شده توسط جون و لیدا [۱۱] هم خوانی دارد.

۴-۱- شرایط خود اشتعالی گاز متان

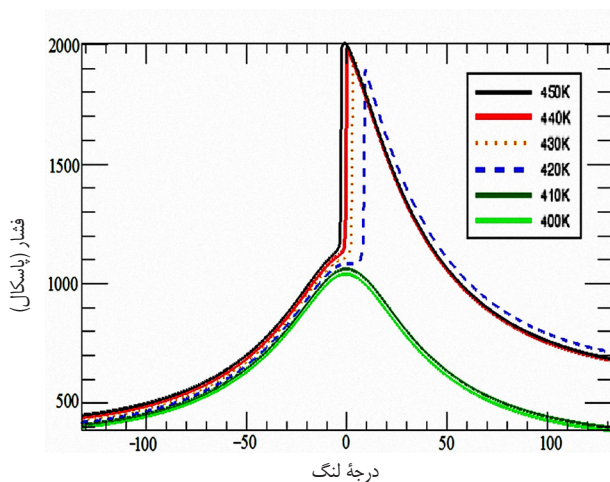
برای تعیین شرایط خود اشتعالی متان در شرایط کاری یادشده، محدوده دمای اولیه مخلوط را از ۴۰۰ درجه کلوین تا ۴۵۰ درجه کلوین به صورت ریزتر تغییر می دهیم، نتایج مربوط به دیاگرام های فشار و دما در شکل های ۵ و ۶ آمده است.

با توجه به نتایج حاصله تا دمای ورودی ۴۱۰ درجه کلوین، خود اشتعالی نخواهیم داشت و از دمای ۴۲۰ درجه کلوین شاهد نقطه عطف در نمودار فشار- زاویه لنگ و افزایش ناگهانی فشار و دما خواهیم بود. همان طور که ملاحظه می شود در دمای اولیه ۴۲۰ درجه کلوین خود اشتعالی بعد از TDC اتفاق می افتد. در این حالت از یک طرف افزایش فشار به علت واکنش های گرماده و از طرف دیگر کاهش فشار به علت انبساط حجم محفظه احتراق را خواهیم داشت. نکته دیگر وجود منطقه NTC است که معمولاً در دماهای پایین شاهد آن هستیم و پیشرفت واکنش های گرماده در این منطقه کند می شود. این عوامل باعث می شود تا ابتدا شاهد افتی در فشار استوانه باشیم، ولی با پیشرفت واکنش های احتراق و آزاد شدن سریع انرژی، دما به حدود ۱۹۰۰ درجه کلوین می رسد. با توجه به شکل ۶ می توان گفت که در شرایط کاری موردنظر دمای خود اشتعالی متان حدود ۱۰۷۰ درجه کلوین است که با نتایج مطالعات قبلی (مقدار ± 22)

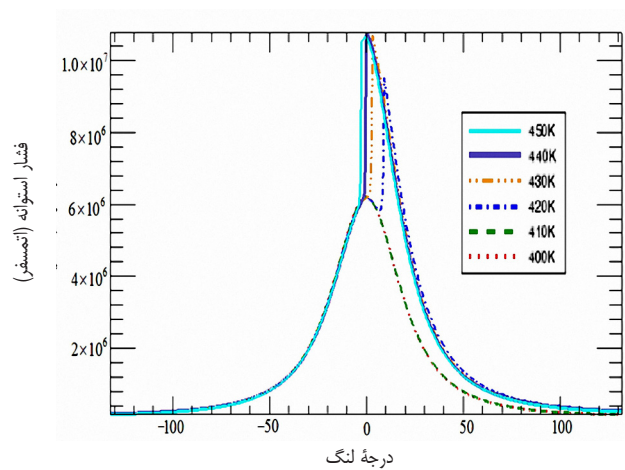
۴-۲- اثر افزودن اتان به متان

یکی از موارد مهم در تحلیل ها، بررسی اثر ترکیب سوخت بر روی ماهیت احتراق است. در شکل های ۷ و ۸ دیاگرام های تغییرات فشار و غلظت NO مربوط به افزودن اتان به متان آورده شده است. همان طور که ملاحظه می شود با ۱٪ افزایش اتان شاهد آوانس شدن زمان احتراق خواهیم بود و افت موضعی فشار از بین می رود و بیشینه فشار نیز افزایش می یابد. اما افزایش بیشتر اتان تغییر قابل توجهی در رفتار منحنی فشار نمی دهد، ولی در عوض میزان آلاینده NO تولیدی را مطابق شکل ۸ افزایش می دهد. بنابر این در بحث افزایش اتان به متان باید حد بهینه را در کنترل احتراق و آلاینده ها مدنظر قرار داد، به طوری که بیشینه قدرت تولیدی در حد مجاز آلودگی NO حاصل شود.

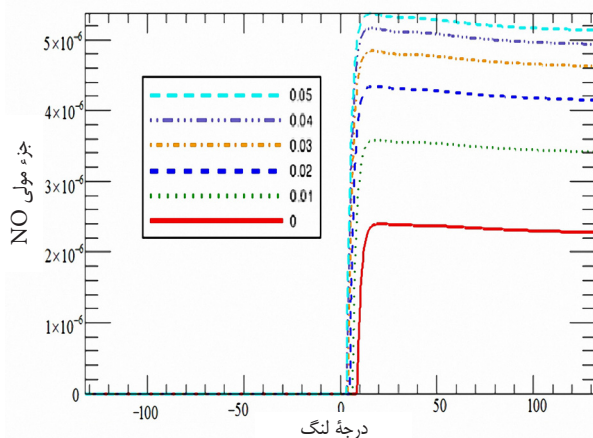
۴-۳- اثر افزایش فشار ورودی مخلوط روی احتراق گاز طبیعی



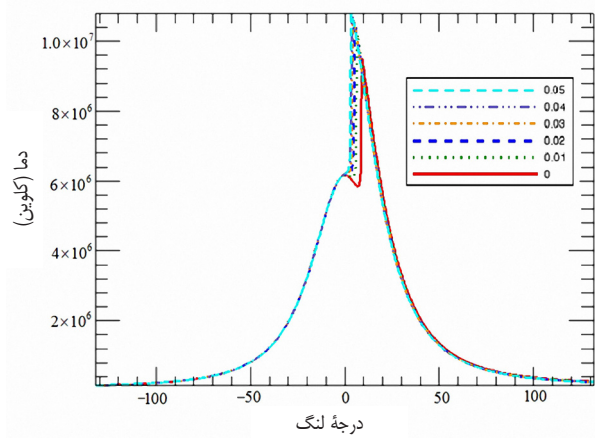
شکل ۶ تغییرات دما- زاویه لنگ به ازای دماهای ورودی مختلف



شکل ۵ تغییرات فشار- زاویه لنگ به ازای دماهای ورودی مختلف



شکل ۸ تغییرات جزء مولی NO بر حسب زاویه لنگ به ازای افزایش اتان به متان



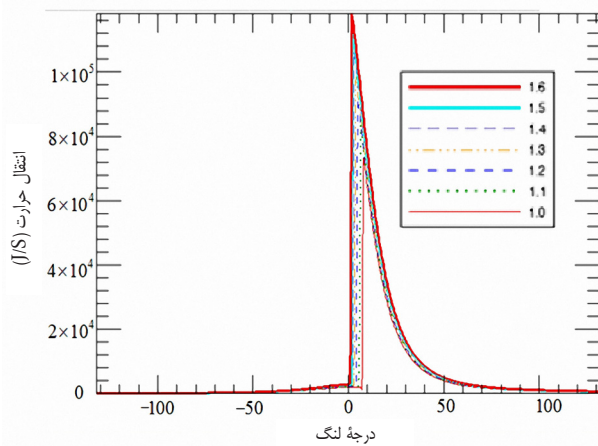
شکل ۷ تغییرات فشار بر حسب زاویه لنگ به ازای افزایش اتان به متان

یکی از مهم‌ترین ساز و کارهای پایش احتراق HCCI، استفاده از ساز و کار نسبت تراکم متغیر^۱ است. به این ترتیب که موتور در شرایط کاری متفاوت در نسبت تراکم بهینه کار کند. در این بخش نسبت تراکم از ۱۶ تا ۲۲ تغییر و نتایج الگوی حاضر برای دمای ورودی ۴۲۰ درجه کلوین و فشار اتمسفر یک در شکل ۱۱ ملاحظه می‌شود. به طوری که مشاهده می‌شود تا نسبت تراکم ۱۷ شاهد خود اشتعالی نخواهیم بود و از نسبت تراکم ۱۸ و بالاتر خود اشتعالی اتفاق می‌افتد که نشان‌دهنده آن است که با افزایش نسبت تراکم، مخلوط امکان بیشتری برای گرم شدن پیدا می‌کند تا به دمای خود اشتعالی برسد. شکل ۱۲ (دیگرام دما - درجه لنگ نیز مؤید همین مطلب است).

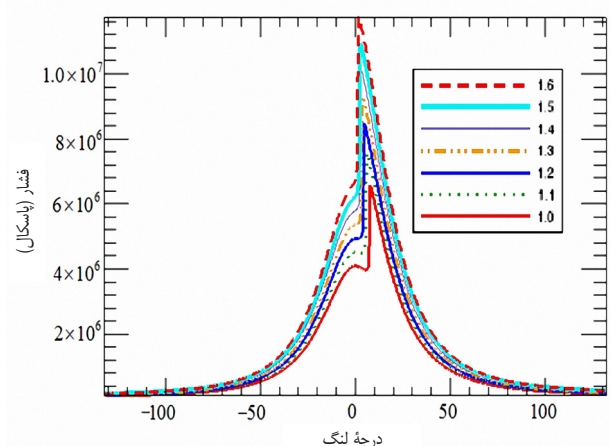
برای سوخت گاز طبیعی با ترکیب ۸۹٪ متان، ۷٪ اتان و ۴٪ پروپان فشار ورودی مخلوط سوخت و هوا در نسبت هم‌ارزی ثابت، از ۱/۰ اتمسفر تا ۱/۶ اتمسفر تغییر داده شده است. نتایج حاصل در شکل‌های ۹ و ۱۰ آمده که نشان می‌دهد با افزایش فشار از ۱/۰ به ۱/۳ اتمسفر، افت فشار در شروع خود اشتعالی از بین می‌رود و میزان اوج فشار رشد قابل توجهی دارد و اشتعال زودتر اتفاق می‌افتد، در ضمن دیگرام انتقال حرارت به دیواره استوانه نیز رشد خواهد داشت. دلیل آن این است که با افزایش فشار ورودی مخلوط، مقدار سوخت و هوای بیشتری متراکم و ظرفیت شیمیایی موجود در سوخت بیشتر می‌شود و در نتیجه میزان حرارت آزاد شده افزایش می‌یابد و دما و فشار بالاتری به دست می‌آید.

۴-۵- اثر نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا روی احتراق HCCI

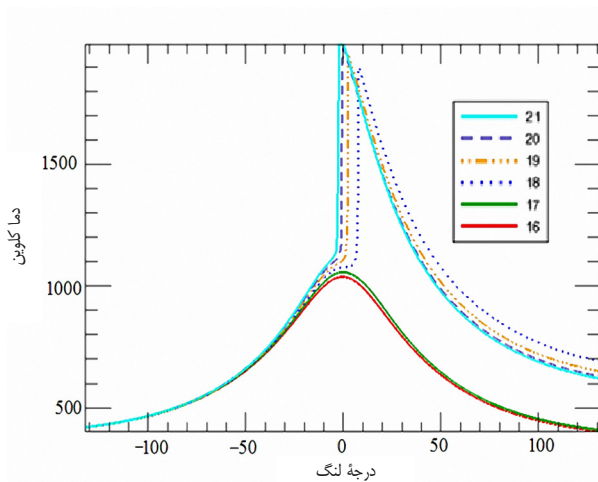
۴-۴- اثر نسبت تراکم روی خود اشتعالی



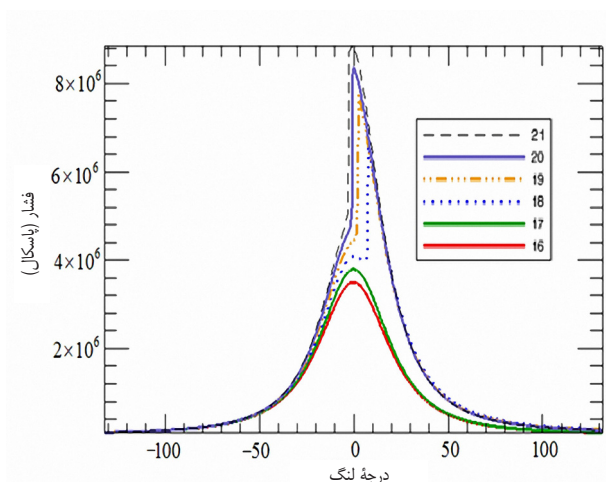
شکل ۱۰ تغییرات انتقال حرارت- زاویه لنگ به ازای فشارهای اولیه مختلف



شکل ۹ تغییرات فشار برحسب زاویه لنگ به ازای فشارهای اولیه مختلف



شکل ۱۲ تغییرات دما برحسب زاویه لنگ به ازای نسبت های تراکم مختلف



شکل ۱۱ تغییرات فشار برحسب زاویه لنگ به ازای نسبت های تراکم مختلف

گاز طبیعی

در بررسی دیگری، اثر نسبت هم‌آزری سوخت به هوا روی احتراق بررسی شده است، سوخت بررسی شده گاز طبیعی بود و دمای اولیه مخلوط ۴۰۰ درجه کلوین و فشار اولیه ۱ atm فرض شده است. دیاگرام فشار-زاویه لنگ نشان می‌دهد که تغییرات ϕ باعث شروع اشتعال در این حالت نخواهد شد (شکل ۱۳ را ببینید). شکل ۱۴ نشان می‌دهد که برای دمای ورودی مخلوط ۴۲۰ درجه کلوین و فشار ورودی ۱/۵ atm به جز در نسبت $\phi = 0.1$ در بقیه موارد خود اشتعالی وجود دارد. اما در همین دما و فشار ورودی ۰/۱ $\phi =$ با غلیظتر شدن مخلوط، خود اشتعالی با تأخیر مواجه و به پس از TDC منتقل می‌شود (شکل ۱۵)، با ادامه این روند و در $\phi = 0.16$ دیگر شاهد احتراق نخواهیم بود، زیرا گرمای آزاد شده از واکنش‌های شیمیایی قادر به غلبه بر افت فشار حاصل از انبساط گازهای درون استوانه نیست. پس یک حد بالا برای غلیظتر شدن سوخت و هوا در این شرایط کاری وجود دارد.

۴-۶- اثر EGR روی کنترل احتراق HCCI

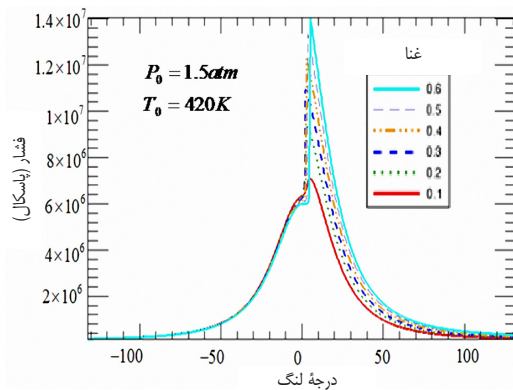
بازخوانی گازهای مجرای دود از مهم‌ترین ابزارهای پایش احتراق HCCI است که با استفاده از آن می‌توان زمان خود اشتعالی را پیش‌بینی کرد. در این پژوهش درصد پژوهش بازخوانی گازهای مجرای دود به این صورت تعریف شده است:

$$\%EGR = \frac{\chi_{N_2} + \chi_{CO_2} + \chi_{H_2O} + \chi_{CO} + \chi_{O_2}}{(\chi_{N_2} + \chi_{CO_2} + \chi_{H_2O} + \chi_{CO} + \chi_{O_2}) + \chi_{Air} + \chi_{Fuel}} \quad (22)$$

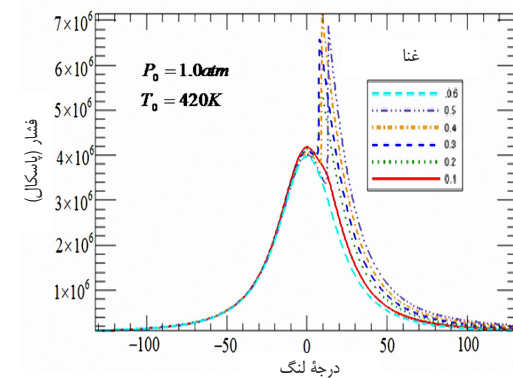
که χ جزء مولی گونه مربوطه است و دمای مخلوط اولیه (T_{mix}) که متشکل از گازهای EGR (زیرنویس ۱) و سوخت و هوای تازه (زیرنویس ۲) است. از معادله (۲۳) محاسبه می‌شود.

$$T_{mix} = \frac{m_1 C_{p1} T_1 + m_2 C_{p2} T_2}{m_1 C_{p1} + m_2 C_{p2}} \quad (23)$$

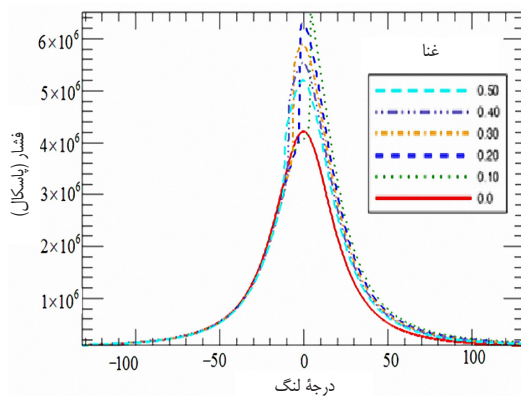
نتایج حاصل به ازای مقدار EGR از ۰٪ تا ۵۰٪ و دمای EGR برابر با ۶۵۰ درجه کلوین در شکل‌های ۱۶ و ۱۷ آمده است. شرایط مخلوط ورودی در IVC عبارت است از ۱ atm و ۴۲۰ درجه کلوین. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در صورت نبود EGR، اشتعالی مشاهده نمی‌شود، ولی با افزایش ۱۰٪ EGR شاهد خود اشتعالی و افزایش بسیار زیاد دما و فشار خواهیم بود و با افزایش بیشتر EGR از ۱۰٪ به ۵۰٪ زمان شروع اشتعال تقریباً ۱۵ درجه لنگ پیش می‌افتد می‌شود.



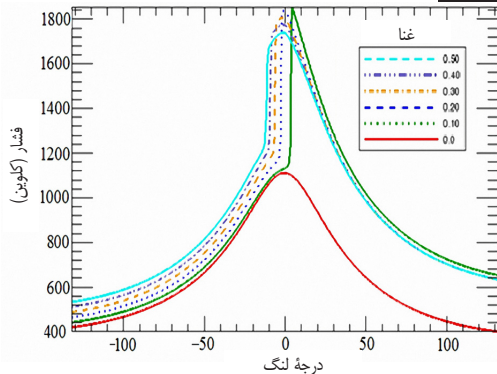
شکل ۱۴ تغییرات فشار- زاویه لنگ به ازای نسبت‌های هم‌آزری سوخت به هوا (۲)



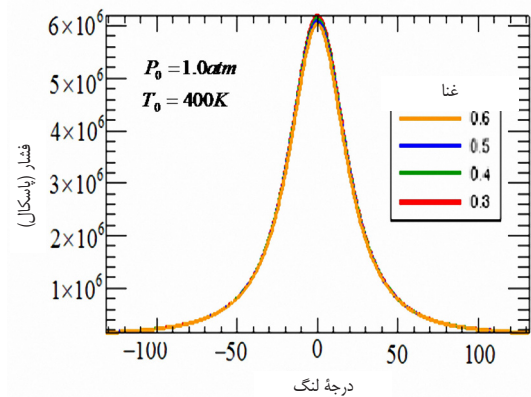
شکل ۱۵ تغییرات فشار- زاویه لنگ به ازای نسبت‌های هم‌آزری سوخت به هوا (۳)



شکل ۱۶ تغییرات فشار- زاویه لنگ به ازای درصد‌های مختلف EGR



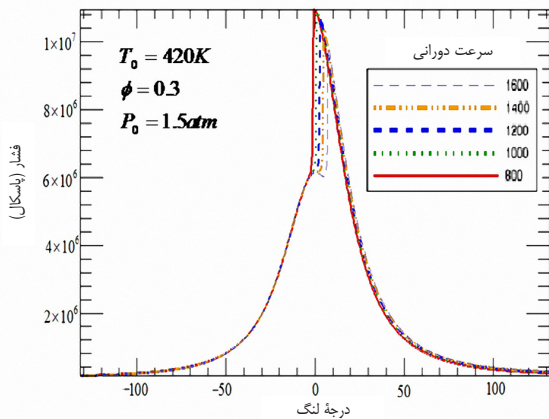
شکل ۱۷ تغییرات دما - زاویه لنگ به ازای درصد‌های مختلف EGR



شکل ۱۳ تغییرات فشار- زاویه لنگ به ازای نسبت‌های هم‌آزری سوخت به هوا (۱)

۴-۷- اثر دور موتور بر احتراق HCCI و پایش آن

یکی از مهم‌ترین چالش‌های پیش روی موتورهای HCCI، پایش زمان شروع خود اشتعالی در سرعت‌های کاری مختلف است. تحلیل‌های صورت گرفته در بخش‌های پیشین در کمترین دور یعنی ۸۰۰ rpm است. در این تحلیل، تغییرات دور موتور از ۸۰۰ تا ۱۶۰۰ rpm در نظر گرفته شده است و نتایج شبیه‌سازی در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ آمده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش دور موتور زمان آغاز خود اشتعالی دچار تأخیر می‌شود و اوج فشار کاهش می‌یابد. تأخیر در شروع احتراق به علت کم شدن فرصت برای انجام واکنش‌های شیمیایی و آزاد شدن حرارت است، بنابراین این شروع احتراق HCCI به پس از TDC منتقل می‌شود تا این که در ۱۴۰۰ دور در دقیقه، شاهد افت موضعی فشار و احتراق ناقص هستیم و در ۱۶۰۰ دور در دقیقه به علت تأخیر بیش از حد در شروع واکنش‌های گرمازا، احتراق انجام نمی‌شود. شکل ۱۹ تغییرات جزء مولی NO_x را در اثر تغییر دور نشان می‌دهد، با افزایش دور شاهد کاهش دمای بیشینه مخلوط هوا و سوخت هستیم و بنابراین این از غلظت آلاینده مونوکسید نیتروژن کاسته می‌شود. برای غلبه بر این مشکلات باید از راهبرد پایش احتراق استفاده کرد. یکی از مؤثرترین راهبردهای پایش احتراق، گرمایش ورودی متناسب با شرایط کاری است، شکل ۲۰ تغییرات فشار را به ازای دمای ورودی ۴۳۰ درجه کلوین نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است افزایش دور موتور در این حالت، تأثیر کمی (در حدود ۵ درجه لنگ) در زمان شروع خود اشتعالی می‌گذارد، بنابراین این می‌تواند از این شیوه به عنوان راهبرد مفید پایشی در دورهای بالا استفاده کرد. البته افزایش دمای ورودی بیش از حد می‌تواند موجب تولید ضربه در موتور شود.

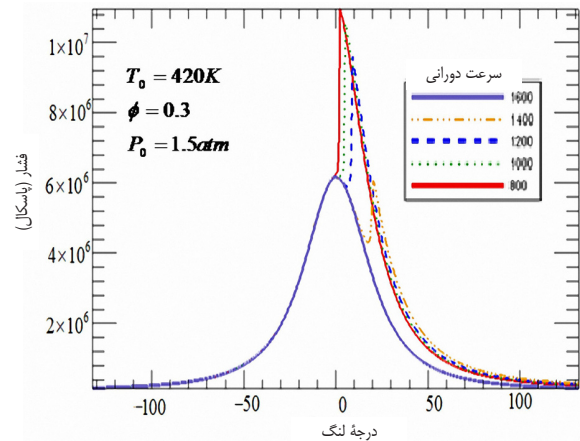


شکل ۲۰ تغییرات فشار بر حسب زاویه لنگ در دورهای مختلف با دمای اولیه ۴۳۰ درجه کلوین

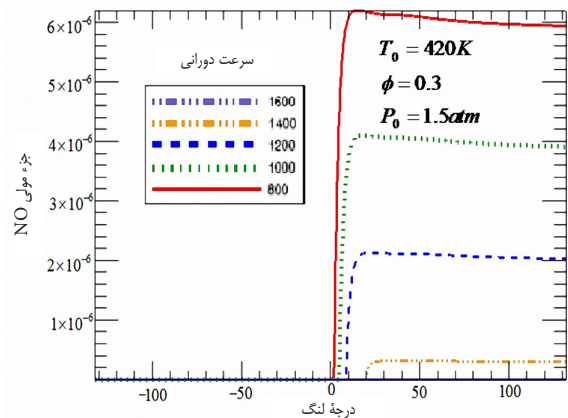
۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، الگوی سینتیکی صفر بؤدی با در نظر گرفتن انتقال حرارت برای شبیه‌سازی احتراق در موتورهای HCCI گازسوز ارائه شده است. نتایج الگو برای سوخت گاز متان با نتایج پژوهشی منتشر شده، تطابق بسیار خوبی دارد. بر اساس نتایج حاصل از این پژوهش‌ها می‌توان گفت:

- ۱- میان درصد EGR و میزان آوانس شدن خود اشتعالی نسبت مستقیمی وجود دارد و بنابراین، ساز و کار EGR، ابزار پایش مؤثر احتراق است.
- ۲- موتورهای HCCI حد رقیق‌سوز و حد غنی‌سوز دارند؛ یعنی این موتورها در بارهای زیاد، کارایی رضایت‌بخشی ندارند و امکان بروز ضربه در آن‌ها وجود دارد.
- ۳- گرمایش هوای ورودی، مهم‌ترین عامل پایش احتراق است و برای هر شرایط کاری حداقل دما برای هوای ورودی مورد نیاز است. تنفس متراکم نیز به علت تأثیر بر دمای محتویات درون استوانه در وقوع خود اشتعالی تأثیر مهمی دارد.
- ۴- استفاده از ساز و کار نسبت تراکم متغیر موجب می‌شود، در بارها و سرعت‌های مختلف بتوان موتور HCCI را در شرایط کاری بهینه قرار داد.
- ۵- ترکیب شیمیایی گاز طبیعی تا حدی می‌تواند زمان خود اشتعالی را پایش کند. به‌علاوه افزودنی‌ها می‌توانند به کاهش اوج فشار و حرارت آزاد شده کمک و ظرفیت حرارتی را در همه چرخه پخش کنند، از این رو پیشنهاد می‌شود، اثر افزودنی‌هایی مانند: دیمتیل اتر (CH_3OCH_3)، فرمالدهید (CH_2O)، آب اکسیژنه (H_2O_2) و هیدروژن بر خود اشتعالی بررسی شود.
- ۶- موتورهای HCCI در دورهای بالا دارای عملکرد مناسبی نیستند و باید برای دستیابی به عملکرد رضایت‌بخش از راهبرد پایش مناسب مانند گرمایش هوای ورودی استفاده کرد.



شکل ۱۸ تغییرات فشار بر حسب زاویه لنگ در دورهای مختلف



شکل ۱۹ تغییرات آلاینده‌های NO بر حسب زاویه لنگ در دورهای مختلف

نمادها

نوع نماد	توضیح	واحد	نوع نماد	توضیح	واحد
A	سطح مقطع	m^2	EGR	بازخورانی گازهای مجرای دود	-
ATDC	پس از نقطه مکث بالا	-	EVO	زمان بازشدن دود	-
a_k	ضرایب متعلق به خواص	-	h	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی	$\frac{W}{m^2 K}$
A_i	ثابت آرهنیوس	$\frac{m^3}{mole s}$	IVC	زمان بسته‌شدن دریچه ورودی	-
BDC	نقطه مکث پایین	-	H	آنتالپی	$\frac{J}{mole}$
BTDC	پیش از نقطه مکث بالا	-	K_{ci}	ثابت تعادلی در واحد غلظت	$\frac{m^3}{mole s}$
C	نسبت تراکم	-	K_{fi}	ثابت واکنش رفت	$\frac{m^3}{mole s}$
C_p	ظرفیت گرمایی در فشار ثابت	$\frac{J}{mole K}$	K_{ri}	ثابت واکنش برگشت	$\frac{m^3}{mole s}$
E	انرژی فعال‌سازی	J	K_{pi}	ثابت تعادلی در واحد فشار	$\frac{m^3}{mole s}$
نوع نماد	توضیح	واحد	نوع نماد	توضیح	واحد
m	جرم هوا و سوخت	kg	U	انرژی داخلی	J
NTC	منطقه ضریب دمای منفی	-	V	حجم محفظه احتراق	m^3
P	فشار مخلوط هوا و سوخت	kPa	V_C	حجم لقی	m^3
P_{atm}	فشار محیط	kPa	V_D	حجم جابه‌جایی	m^3
Q_{wall}	انتقال حرارت به دیواره استوانه	W	W	وزن مولکولی	kg
\dot{q}	نرخ پیشرفت واکنش	$\frac{mole}{s}$	Y	نسبت جرمی	-
R	نسبت طول دسته سمبه به شعاع لنگ	-	χ	غلظت مولی	-
RPM	دور موتور	-	ω	نرخ تولیدگونه	$\frac{mole}{s}$
R_g	ثابت گاز ایده‌آل	$\frac{kJ}{kmole K}$	β	ضریب محاسبه K_{fi}	-
S	آنتروپی	$\frac{J}{K}$	ρ	چگالی	$\frac{m^3}{mole}$
\bar{S}_p	سرعت متوسط دسته‌سمبه	$\frac{m}{s}$	θ	درجه لنگ	درجه
T	دمای مخلوط هوا و سوخت	K	ϕ	نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا	-
TDC	نقطه مکث بالا	-			

Reference:

1. Onishi, S., Jo, S. H., Shoda, K., Jo, P. D. And Kato, S. "Active Thermo-Atmosphere Combustion (Atac), a New Combustion Process For Internal Combustion Engines", Sae Paper, No. 790501.
2. Najt, P., And Foster, D. E. "Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion", SAE Paper, No. 830264.
3. Flowers, D., Aceves, S., Westbrook, C. K., Smith, J. R. And Dibble, R. "Detailed Chemical Kinetic Simulation Of Natural Gas HCCI Combustion: Gas Composition Effects And Investigation Of Control Strategies", Journal Of Engineering For Gas Turbines And Power, Vol. 123 (2001): 433-439.
4. Sato, Yamasaki, Kawamura, Lida. "Research On The Influence Of Hydrogen And Carbom Monoxide On Methane HCCI Combustion", JSME International Journal, Series B, Vol. 48, No. 4 (2005): 725-734.
5. Morsy, M. H. "Ignition Control Of Methane Fueled Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Using Additives", Fuel, Vol. 86 (2007): 533-540.
6. Ando T., Isobe Y., Sunohara D., Daisho Y. And Kusaka J., "Homogeneous Charge Compression Ignition And Combustion Characteristics Of Natural Gas Mixtures: The Visualization And Analysis Of Combustion", JSAE Review, Vol. 24 (2003): 33-40.
7. Soylu, S. "Examination Of Combustion Characteristics And Phasing Strategies Of A Natural Gas HCCI Engine", Energy Conversion And Management, Vol. 46 (2005): 101-119.
8. Yao, Zheng., Qin, "Experimental Study On Homogenous Charge Compression Ignition Combustion With Fuel Of Dimethyl Ether And Natural Gas", Journal Of Engineering For Gas Turbine And Power, Vol. 128 (2006): 1814-1822.
9. Jun, D., Ishii K. And Lida, N. "Autoignition And Combustion Of Natural Gas In A 4 Stroke Hcci Engine", JSME International Journal, Sereis B, Vol. 46, No. 1 (2003): 60-67.
10. Hiltner, Agama, Mauss, Johansson, Christense. "Homogeneous Charge Compression Ignition Operation With Natural Gas: Fuel Composition Implications", Journal Of Engineering For Gas Turbine And Power, Vol. 125, (2003): 837-844.
11. Jun, Lida. "A Study Of High Combustion Efficiency And Low CO Emission In A Natural Gas HCCI Engine", Sae Paper, No. 2004-01-1974.
12. Bowman, Hanson, Davidson, Gardiner, Lissinsky, Smith, Golden, Frenklach, Goldenberg. GRI Mech. 3.0, [Http://www.me.berkeley.edu/gri_mech](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech).

Combustion Simulation of Natural Gas in Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines and Analysis of Effect of Engine Operating Conditions on Combustion Initiation

M. Zabetian*

PhD. Student
School of Mechanical Engineering
Sharif University of Technology
Zabetian@mech.sharif.edu

A. Mozaffari

Professor
School of Mechanical Engineering
Sharif University of Technology
mozafari@sharif.edu

*Corresponding Author

Received: Nov. 22, 2007
Accepted in Revised Form: Feb. 10, 2009
Article No. 86069

Abstract

Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engine is considered as a new combustion technology based on auto-ignition with higher thermal efficiency and lower emissions compared with the classic engines. In the present research, a theoretical model is provided to study the combustion regimes of HCCI engines fueled with natural gas using detailed chemical kinetics. Simulation results show that the auto-ignition process can be described using specific definitions of HCCI engines. Also the effects of combustion control parameters on the combustion initiation and in-cylinder pressure have been studied. The model is able to predict conditions for a stable controlled combustion applicable for a wide range of operating conditions. The P- θ curves obtained from the model is compared with the data published in the literature and the comparison showed a reasonable compatibility in prediction of combustion initiation.

Keywords: Auto-ignition, Compression Ignition, Chemical Kinetics, Natural Gas, Combustion Initiation