

# بررسی تأثیر پیش‌رسی جرقه، نسبت تراکم و درصد رطوبت هوای ورودی بر احتمال بروز پدیده کوبش در موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت متان

امید جهانیان\*

دانشجوی دکترای مهندسی مکانیک، تبدیل انرژی - دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی  
O\_Jahanian@alborz.kntu.ac.ir

سیدعلی جزایری

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

رضا ابراهیمی

دانشیار دانشکده مهندسی هوافضا دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی  
REbrahimi@kntu.ac.ir

\* نویسنده مسئول

پذیرش نهایی مقاله: ۱۳۸۷/۰۸/۱۴

## چکیده

در این تحقیق، موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت متان، به صورت ترمودینامیکی الگوسازی شده است. الگوسازی به شیوه دوناچی‌ای (ناحیه‌های سوخته و نسوخته) و با در نظر گرفتن سینتیک شیمیایی سوختن متان انجام شده است. سازوکار احتراق متان، شامل ۲۰ واکنش به همراه ۱۵ گونه شیمیایی است. دمای شعله بی‌دررو<sup>۱</sup> و غلظت گونه‌های شیمیایی در آن، تعادلی فرض شده و تمرکز بر روی ناحیه نسوخته بوده تا شرایط ایجاد کوبش<sup>۲</sup> و عوامل مؤثر بر آن، بررسی شود. برای پیش‌بینی کوبش از معیار «متغیر مشخصه کوبش»<sup>۳</sup> استفاده شده است. تأثیر متغیرهای پیش‌رسی جرقه، نسبت تراکم و درصد رطوبت هوای ورودی بر روی احتمال بروز کوبش نیز تحقیق شده و نتایج حاصل از این تحقیق با نتایج موجود در مراجع، صحت‌گذاری شده است. نتایج، نشان می‌دهد که افزایش پیش‌رسی جرقه، کاهش درصد رطوبت هوای ورودی و افزایش نسبت تراکم، احتمال بروز پدیده کوبش را در موتور افزایش می‌دهد.

**واژه‌های کلیدی:** موتور اشتعال جرقه‌ای، گاز طبیعی، کوبش، الگوسازی ترمودینامیکی، سینتیک شیمیایی

## ۱- مقدمه

در سال‌های اخیر، افزایش قیمت سوخت‌های هیدروکربنی مایع و وضع قوانین سخت‌گیرانه‌تر در مورد پایش<sup>۴</sup> آلودگی ناشی از گازهای خروجی از موتور، دنیا را به استفاده از سوخت‌های جایگزین در وسایل نقلیه واداشته و با توجه به قیمت مناسب و منابع عظیم گاز طبیعی نسبت به بنزین و گازوئیل، گرایش به سمت این سوخت، افزایش چشمگیری یافته است. گاز طبیعی به عنوان یک «سوخت پاک» برای وسایل نقلیه شناخته می‌شود. مزایای فنی گاز طبیعی عبارتند از: واکنش‌پذیری فتوشیمیایی پایین، کاهش آلودگی ناشی از شروع سرد<sup>۵</sup> به واسطه حذف غنی‌سازی مخلوط و سازگاری با فناوری رقیق‌سوزی سوخت<sup>[۱]</sup>.

در سال‌های اخیر، افزایش قیمت سوخت‌های هیدروکربنی مایع و وضع قوانین سخت‌گیرانه‌تر در مورد پایش<sup>۴</sup> آلودگی ناشی از گازهای خروجی از موتور، دنیا را به استفاده از سوخت‌های جایگزین در وسایل نقلیه واداشته و با توجه به قیمت مناسب و منابع عظیم گاز طبیعی نسبت به بنزین و گازوئیل، گرایش به سمت این سوخت، افزایش چشمگیری یافته است. گاز طبیعی به عنوان یک «سوخت پاک» برای وسایل نقلیه شناخته می‌شود. مزایای فنی گاز طبیعی عبارتند از: واکنش‌پذیری فتوشیمیایی پایین، کاهش آلودگی ناشی از شروع سرد<sup>۵</sup> به واسطه حذف غنی‌سازی مخلوط و سازگاری با فناوری رقیق‌سوزی سوخت<sup>[۱]</sup>.

- |              |                    |              |
|--------------|--------------------|--------------|
| 1- Advance   | 4- Knock Criterion | 7- Frequency |
| 2- Adiabatic | 5- Control         |              |
| 3- Knock     | 6- Cold Start      |              |

## ۲- الگوسازی ترمودینامیکی چرخه موتور

شرایط سخت و همچنین هزینه‌های زیاد انجام آزمایش مطمئن و دقیق بر روی موتورهای درون‌سوز، همواره باعث افزایش توجه متخصصین این رشته به بحث الگوسازی ریاضی فرآیندهای چرخه موتور می‌شود. با انجام یک الگوسازی دقیق، می‌توان به اطلاعات مورد نیاز، در هر لحظه از فعالیت موتور دسترسی داشت. در تحقیق حاضر از الگوی ترمودینامیکی دوناچه‌ای با در نظر گرفتن سینتیک شیمیایی سوختن متان استفاده شده است. فرض‌هایی که در این الگوسازی در نظر گرفته شده، عبارتند از:

- مخلوط داخل استوانه، همواره گاز کامل فرض می‌شود و از فرایند اتاق میل‌لنگ<sup>۲</sup> صرف‌نظر می‌شود.

- در همه مراحل و برای همه ناحیه‌ها، معادلات سینتیک حل می‌شود.

- خواص ترمودینامیکی نظیر دما، فشار، غلظت گونه‌های شیمیایی و ... برای هر ناحیه، یکنواخت فرض می‌شود و تمامی متغیرها جز فشار، برای دو ناحیه سوخته و نسوخته می‌تواند با یکدیگر تفاوت داشته باشد. فشار داخل استوانه همواره یکنواخت و برای دو ناحیه سوخته و نسوخته برابر است [۷].

- از حجم شعله، صرف‌نظر کرده، فرض می‌شود محصولات احتراق با آهنگ جرمی مشخص در غلظت‌های تعادلی و با دمای بی‌درروی شعله، وارد ناحیه سوخته می‌شوند. زمان تأخیر در اشتعال، معادل زمان لازم برای احتراق ۵ درصد سوخت فرض می‌شود [۱۱]، ۱۰ و ۲].

- مجموع انتقال حرارت به جداره استوانه، به وسیله الگوی انتقال حرارت و شنی، الگوسازی شده است.

## ۳- سینتیک شیمیایی

یک واکنش شیمیایی را می‌توان به صورت معادله (۱) در نظر گرفت:



است و آن نظریه قدیمی که «کوبش» را بر اساس افزایش شتاب شعله عادی و رسیدن آن به حد مافوق صوت تعبیر می‌کرد، اعتبار خود را از دست داده است [۳ و ۲].

سابقه الگوسازی ریاضی موتور به پیش از دهه پنجاه میلادی باز می‌گردد. با توجه به ناتوانی الگوی تک‌ناحیه‌ای برای محاسبه دقیق بسیاری از متغیرهای اساسی موتور و پیچیدگی‌های خاص الگوی سه ناحیه‌ای، مرسوم‌ترین روش الگوسازی ترمودینامیکی موتور، روش دوناچه‌ای است. وان ویلن و پاترسون [۴] برای نخستین بار الگوسازی دو ناحیه‌ای موتور را انجام دادند. هر چند الگوی آنان نرخ جریان و انتقال حرارت بین دو ناحیه را در نظر نمی‌گرفت؛ اما سرآغاز تاریخ الگوسازی چند ناحیه‌ای بود. بنسون و همکارانش [۵] در سال ۱۹۷۹ یک الگوی دوناچه‌ای نسبتاً دقیق با در نظر گرفتن غلظت‌های تعادلی گونه‌های شیمیایی برای سوخت پروپان ارایه دادند. پس از آن، استفاده از الگوهای دو ناحیه‌ای بیشتر رایج شد. کاتن و همکارانش [۴]، الگوسازی دو ناحیه‌ای را با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک انجام دادند. البغدادی [۶] در سال ۲۰۰۲، الگوسازی دوناچه‌ای موتور خود را با استفاده از سوخت جایگزین الکل ارایه داد. حاجی رضا [۷] در سال ۱۹۹۷ برای پیش‌بینی کوبش در یک موتور اشتعال جرقه‌ای از یک الگوی سه‌ناحیه‌ای با در نظر گرفتن سینتیک شیمیایی استفاده کرد.

با به‌کارگیری گاز طبیعی به عنوان سوخت جایگزین برای خودروها، بسیاری از پژوهشگران، فعالیت خود را روی این سوخت متمرکز کردند. در این میان، کای‌لول و همکارانش [۸]، هو سیمون و همکارانش [۹] با در نظر گرفتن یک الگوی دوناچه‌ای به بررسی سینتیک سوختن متان در موتورهای درون‌سوز پرداختند. کریم و همکارانش [۱۱، ۱۰ و ۲] نیز از جمله محققانی بودند که در این زمینه فعالیت‌های بسیاری انجام دادند. علی‌زاده [۲] نیز از یک الگوی دوناچه‌ای با در نظر گرفتن سینتیک شیمیایی بهره برده است.

می‌توان به جرأت گفت که مهم‌ترین فعالیت‌ها در زمینه الگوسازی کوبش را کریم انجام داده است [۱۱، ۱۰ و ۲]. او با در نظر گرفتن روش‌های مختلف الگوسازی ترمودینامیکی و الگوسازی کوبش، اقدام به پیش‌بینی زمان وقوع و شدت کوبش کرده است.

جدول ۱- سازوکار سوختن متان [۱۳]

1	$\text{CH}_4 + \text{M} \rightarrow \text{CH}_3 + \text{H} + \text{M}$	11	$\text{H} + \text{O}_2 \rightarrow \text{OH} + \text{O}$
2	$\text{O}_2 + \text{M} \rightarrow 2\text{O} + \text{M}$	12	$\text{O} + \text{H}_2 \rightarrow \text{OH} + \text{H}$
3	$\text{CH}_4 + \text{O} \rightarrow \text{CH}_3 + \text{OH}$	13	$\text{O} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow 2\text{OH}$
4	$\text{CH}_4 + \text{H} \rightarrow \text{CH}_3 + \text{H}_2$	14	$\text{H} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{H}_2 + \text{OH}$
5	$\text{CH}_4 + \text{OH} \rightarrow \text{CH}_3 + \text{H}_2\text{O}$	15	$\text{H} + \text{OH} + \text{M} \rightarrow \text{H}_2\text{O} + \text{M}$
6	$\text{CH}_3 + \text{O} \rightarrow \text{H}_2\text{CO} + \text{H}$	16	$\text{CH}_3 + \text{O}_2 \rightarrow \text{HCO} + \text{H}_2\text{O}$
7	$\text{CH}_3 + \text{O}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{CO} + \text{OH}$	17	$\text{HCO} + \text{M} \rightarrow \text{H} + \text{CO} + \text{M}$
8	$\text{H}_2\text{CO} + \text{OH} \rightarrow \text{HCO} + \text{H}_2\text{O}$	18	$\text{O} + \text{N}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{N}$
9	$\text{HCO} + \text{OH} \rightarrow \text{CO} + \text{H}_2\text{O}$	19	$\text{N} + \text{O}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{O}$
10	$\text{CO} + \text{OH} \rightarrow \text{CO}_2 + \text{H}$	20	$\text{N} + \text{OH} \rightarrow \text{NO} + \text{H}$

1- Detonation

2- BlowBy

ثابتی وابسته به هندسه موتور و  $W$  سرعت متوسط محلی گاز داخل استوانه است [۱].

### ۵- محاسبه زمان تأخیر در اشتعال

در این تحقیق، مدت زمان لازم برای احتراق ۵ درصد سوخت به عنوان معیار تأخیر در اشتعال در نظر گرفته شده است. برای محاسبه زاویه تأخیر در اشتعال از معادله نیمه تجربی (۶) استفاده می‌شود [۲]:

$$\Delta\theta_{ig} = A_{ig} \exp\left(\frac{\phi_{min} - \phi}{\sqrt{\phi - \phi_i}}\right) + B_{ig} \exp\left(\frac{\phi - \phi_{min}}{\sqrt{\phi_r - \phi}}\right) \quad (6)$$

در این عبارت  $\Delta\theta_{ig}$  زاویه تأخیر در اشتعال به درجه،  $\phi$  نسبت هم‌ارزی،  $\phi_r, \phi_i$  به ترتیب حد پایین و حد بالای نسبت هم‌ارزی برای بروز احتراق در شرایط کارکرد موتور است.  $\phi_{min}$  نسبت هم‌ارزی مربوط به کمترین تأخیر در اشتعال است و معمولاً برابر با ۱ در نظر گرفته می‌شود [۱۰ و ۲].  $A_{ig}, B_{ig}$  نیز ضرایبی هستند که به این صورت محاسبه می‌شوند:

$$B_{ig} = \frac{\Delta\theta_{ig, min}}{1 + \sqrt{(\phi_{min} - \phi_i) / (\phi_r - \phi_{min})}} \quad (7)$$

$$A_{ig} = \Delta\theta_{ig, min} \left[ \frac{\sqrt{(\phi_{min} - \phi_i) / (\phi_r - \phi_{min})}}{1 + \sqrt{(\phi_{min} - \phi_i) / (\phi_r - \phi_{min})}} \right]^{-1}$$

مقدار کمینه تأخیر در اشتعال نیز از معادله (۹) تعیین می‌شود:

$$\Delta\theta_{ig, min} = C' \frac{T_{st}^{1/2} S_p^{1/3}}{r_c^{1/2}} \quad (8)$$

در رابطه فوق  $C'$  یک ثابت تجربی وابسته به هندسه موتور،  $T_{st}$  دمای اتاق احتراق در لحظه زدن جرقه،  $S_p$  سرعت متوسط سمبه و  $r_c$  نسبت تراکم است. نتایج حاصل از این رابطه‌ها تطابق خوبی با واقعیت دارد که در شکل (۱) نشان داده شده است.

### ۶- محاسبه طول دوره احتراق

در این تحقیق برای محاسبه طول دوره احتراق نیز از یک رابطه نیمه تجربی استفاده شده است [۲]. در این رابطه، طول دوره احتراق ( $\Delta\theta_c$ ) به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\Delta\theta_c = A e^x + B e^z \quad (9)$$

که در آن:

$$x = (\phi_{min} - \phi) / \sqrt{(\phi - \phi_i)}, z = -(\phi_{min} - \phi) / \sqrt{(\phi_r - \phi)} \quad (10)$$

در این رابطه،  $\phi$  نسبت هم‌ارزی است و  $\phi_{min}$  نیز معمولاً برابر با یک در نظر گرفته می‌شود. [۱۰ و ۲] ثابت‌های  $A$  و  $B$  نیز به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$A = \Delta\theta_{c, min} \left[ \frac{\sqrt{(\phi_{min} - \phi_i) / (\phi_r - \phi_{min})}}{1 + \sqrt{(\phi_{min} - \phi_i) / (\phi_r - \phi_{min})}} \right], B = \frac{\Delta\theta_{c, min}}{1 + \sqrt{(\phi_{min} - \phi_i) / (\phi_r - \phi_{min})}} \quad (11)$$

در رابطه‌های قبل  $\Delta\theta_{c, min}$  مقدار کمینه طول دوره احتراق است و طبق معادله (۱۲) به دست می‌آید:

$$\Delta\theta_{c, min} = C'' \frac{V_{st}^{1/3}}{r_c^{1/2}} P^{0.457} S_p^{1/3} \exp(764.8/T) \quad (12)$$

در رابطه (۱)  $S$  تعداد کل گونه‌های شیمیایی موجود را در واکنش نشان می‌دهد. طبق رابطه آرنیوس، سرعت واکنش‌های رفت و برگشت به این صورت محاسبه می‌شود:

$$RR_b = k_b \prod_{j=1}^s [M_j]^{v_j}, RR_f = k_f \prod_{j=1}^s [M_j]^{v_j} \quad (2)$$

که در آن  $[M_j]$  غلظت مولی گونه  $j$ ام و  $k_f$  و  $k_b$  به ترتیب ثابت، سرعت واکنش‌های رفت و برگشت است. این ثابت‌ها وابسته به دما ( $T$ ) و انرژی اکتیواسیون ( $E_a$ ) واکنش رفت یا برگشت هستند و به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$k_f = AT^n \exp\left(\frac{-E_a}{RT}\right) \quad (3)$$

در معادله (۳)،  $R$  ثابت جهانی گازهاست. نرخ تولید گونه  $M_i$  نیز بدین صورت محاسبه می‌شود:

$$\frac{d[M_i]}{dt} = (v_i' - v_i'') [RR_f - RR_b] \quad (4)$$

در هنگام تعادل  $k_f = k_b$  خواهد شد [۱۲].

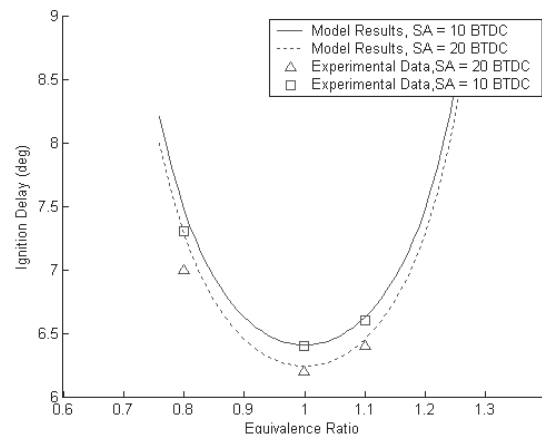
برای سینتیک شیمیایی سوختن متان از یک الگوی کاهش یافته و برای سازوکار تشکیل اکسید نیتروژن از الگوی زلدوویچ توسعه یافته استفاده شده است [۱۳]. در مجموع، این واکنش‌های شیمیایی شامل ۲۰ معادله و ۱۵ گونه شیمیایی بوده است. این سازوکار در جدول ۱ نشان داده شده است.

### ۴- الگوی انتقال حرارت و شنی

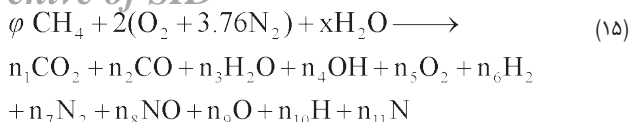
یکی از الگوهای انتقال حرارت پذیرفته شده در موتور، رابطه و شنی است [۲، ۱۰، ۱۱ و ۱۴]. در این باره، نرخ انتقال حرارت، به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q} = h_c A_{cv} (T_{cv} - T_c), h_c = C B^{m-1} P^m W^m T^{0.75-1.62m} \quad (5)$$

که در آن  $A_{cv}$  سطح استوانه،  $T_c$  دمای اتاق احتراق،  $T_{cv}$  دمای جداره استوانه و  $h_c$  ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی است. در قسمت دوم، رابطه (۵)،  $C$  یک ثابت تجربی و برابر با  $0.00326$ ،  $B$  قطر استوانه،  $P$  فشار اتاق احتراق،  $T$  دمای اتاق احتراق،  $m$



شکل ۱- مقایسه زاویه تأخیر در اشتعال محاسبه شده در الگوی با نتایج تجربی برای غناهای (نسبت هم‌ارزی‌های) مختلف و دو زاویه جرقه متفاوت (نتایج تجربی از [۲ و ۱۱])



برای محاسبه مقادیر  $n_1, \dots, n_{11}$  نیاز به داشتن ۱۱ معادله است. ۴ معادله از قانون بقای جرم چهار اتم H و N, C, O به دست می‌آید. ۷ معادله دیگر (با توجه به تعادلی در نظر گرفتن محصولات واکنش) از روابط ثابت تعادل به دست می‌آید. برای حل این دستگاه غیرخطی می‌توان از روش نیوتن-رافسون استفاده کرد. در شکل ۳ نمودار تغییرات دمای بی‌دررو شعله متان با نسبت هم‌ارزی مشاهده می‌شود. نتایج حاصل از کد با نتایج تجربی مقایسه شده که در شکل نیز ملاحظه می‌شود. در محدوده  $\phi < 1$  نتایج حاصل از کد با داده‌های تجربی، تطابق قابل قبولی دارد؛ اما در محدوده  $\phi > 1$  اختلاف بین نتایج زیاد می‌شود و خطا به حدود ۶/۲۵٪ می‌رسد. چون در موتورهای گاز طبیعی سوز، معمولاً مخلوط هوا و سوخت به صورت رقیق مصرف می‌شود، [۲۰] استفاده از این شیوه الگوسازی برای محاسبه ترکیب تعادلی و دمای بی‌دررو شعله متان منطقی به نظر می‌رسد. علت اصلی تفاوت نتایج در ناحیه  $\phi > 1$  مربوط به نوع گونه‌های شیمیایی در نظر گرفته شده است. در غلظت‌های بالای متان، ترکیب محصولات احتراق گونه‌های شیمیایی دیگری نیز دارد که نمی‌توان به آسانی از آن‌ها صرف‌نظر کرد و به همین دلیل در این ناحیه، نتایج الگوی تعادلی در نظر گرفته شده با نتایج تجربی اختلاف دارد.

#### ۷- معادله بقای انرژی

قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل داخل استوانه را می‌توان به صورت معادله (۱۶) نوشت.

$$\dot{Q} = \dot{W} + \frac{dE_{cv}}{dt} + \frac{dE_{ch}}{dt} + \frac{dE_{R}}{dt} \quad (16)$$

مفهوم هر یک از متغیرهای معادله یادشده و نحوه محاسبه آن‌ها در موتور، بدین صورت است:

#### ۷-۱- نرخ انتقال حرارت

$\dot{Q}$  از رابطه وشنی که در بخش‌های قبل توضیح داده شد، محاسبه می‌شود.

#### ۷-۲- نرخ انجام کار

تغییر حجم اتاق احتراق باعث به وجود آمدن این عبارت می‌شود که به وسیله معادله (۱۷) قابل محاسبه است:

$$\dot{W} = -P \frac{dV}{dt} \quad (17)$$

#### ۷-۳- نرخ تغییرات انرژی داخلی

$$dE_{cv} = dU_{cv} = d(mu) = d[m(h - Pv)] = \quad (18)$$

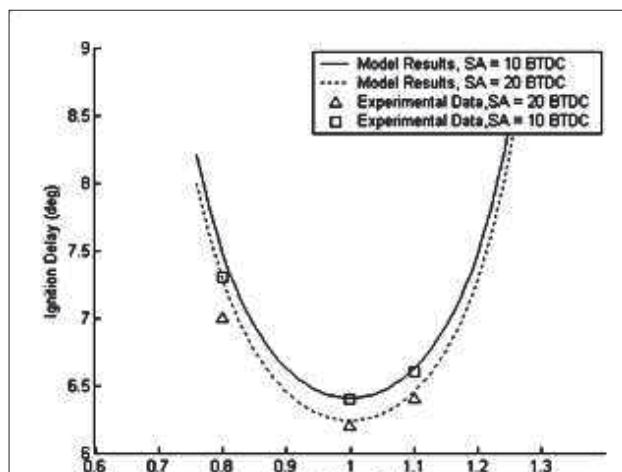
$$: d(mh - PV) = mdh - PdV - VdP$$

در عبارت بالا،  $mdh$  نشان دهنده تغییرات آنتالپی مخلوط درون استوانه است که به صورت  $mdh = m\overline{C}_p dT$  محاسبه می‌شود.  $\overline{C}_p$  ظرفیت گرمایی فشار ثابت متوسط مخلوط درون استوانه است. با توجه به این موارد می‌توان نوشت:

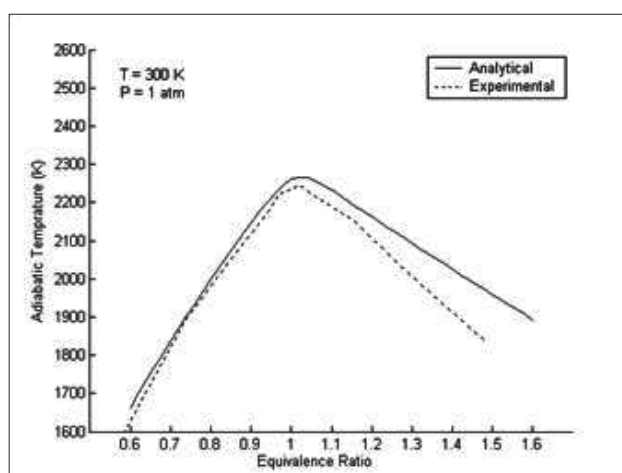
$$dE_{cv} = m\overline{C}_p dT - PdV - VdP \quad (19)$$

#### ۷-۴- نرخ تغییرات انرژی ناشی از انجام واکنش‌های شیمیایی

تغییر غلظت گونه‌های شیمیایی موجود در اتاق احتراق، باعث ایجاد تغییر انرژی در



شکل ۲- مقایسه طول دوره احتراق محاسبه شده در الگو با نتایج تجربی برای نسبت هم‌ارزی‌های مختلف و دو زاویه جرقه متفاوت (نتایج تجربی از [۲] و [۱۲])

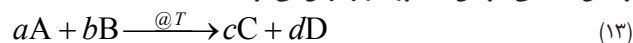


شکل ۳- مقایسه دمای بی‌دررو شعله محاسبه شده در الگو با نتایج تجربی برای نسبت هم‌ارزی‌های مختلف (نتایج تجربی از [۱۷])

در این رابطه،  $V_{st}$  حجم اتاق احتراق در لحظه زدن جرقه،  $r_c$  نسبت تراکم،  $P$  فشار درون استوانه،  $S_p$  سرعت متوسط سمه،  $T$  دمای اتاق احتراق و  $C$  یک ثابت هندسی وابسته به هندسه موتور است. نتایج حاصل از این الگو نیز تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارد. شکل ۲ بیانگر این موضوع است.

#### محاسبه دمای بی‌دررو شعله و غلظت‌های تعادلی

اگر یک فرآیند احتراق به صورت بی‌دررو انجام شود و در آن کار یا تغییر انرژی جنبشی و پتانسیل صورت نگیرد؛ درجه حرارت محصولات را دمای بی‌دررو شعله می‌نامند [۱۵]. واکنش شیمیایی سوختن به صورت زیر فرض می‌شود:



با توجه به این که هیچ گونه انتقال کار و انرژی صورت نمی‌گیرد، آنتالپی محصولات با آنتالپی مواد اولیه برابر است. مقادیر آنتالپی گونه‌های مختلف شیمیایی در دماهای متفاوت از چند جمله‌ای‌های NASA [۱۶] قابل محاسبه است. برای تعیین محصولات واکنش سوختن متان ترکیب تعادلی ۱۱ گونه شیمیایی به این صورت در نظر گرفته شد:

سامانه می‌شود. برای محاسبه این تغییرات به این صورت عمل می‌شود:

$$\frac{dE_{ch}}{dt} = m \sum_{i=1}^{N_s} \left[ h_i \frac{M_i}{\rho} \sum_{j=1}^{N_s} (v_{i,j} \omega_k) \right] \quad (20)$$

در رابطه فوق  $E_{ch}$  انرژی شیمیایی داخلی،  $m$  جرم داخل استوانه،  $N_s$  تعداد گونه‌های شیمیایی،  $N_r$  تعداد واکنش‌های سازوکار احتراق،  $h_i$  آنتالپی جزء  $i$ ام،  $M_i$  وزن مولی جزء  $i$ ام،  $\rho$  چگالی متوسط،  $v_{i,j}$  ضریب جزء  $i$ ام در واکنش  $j$ ام و  $\omega_k$  سرعت پیشرفت واکنش  $j$ ام است.

### ۷-۵- نرخ تغییر انرژی ناشی از ورود محصولات احتراق به ناحیه سوخته

$$\frac{dE_R}{dt} = \dot{m}_b \sum_{i=1}^{N_s} [Y_{if} (h_{i,b} - h_{i,f})] \quad (21)$$

در رابطه (۲۱)،  $\dot{m}_b$  نرخ سوختن،  $Y_{if}$  کسر جرمی جزء  $i$ ام در شعله،  $h_{i,f}$  آنتالپی مخصوص جزء  $i$ ام در دمای ناحیه سوخته و  $h_{i,b}$  آنتالپی مخصوص جزء  $i$ ام در دمای شعله است. این متغیر در مراحل تراکم و انبساط که اتاق داخل استوانه، شامل یک ناحیه است و شعله وجود ندارد، برابر صفر است.

### ۸- محاسبه متغیرهای ناحیه‌های سوخته و نسوخته

برای محاسبه فشار، حجم و دمای ناحیه‌های سوخته و نسوخته در ابتدای هر گام زمانی باید مجموعه معادلات (۲۲ تا ۲۷) حل شوند [۱۸].

$$\frac{dE_R}{dt} = \dot{m}_b \sum_{i=1}^{N_s} [Y_{if} (h_{i,b} - h_{i,f})] \quad (22)$$

$$V = V_u + V_b \quad (23)$$

$$PV_u = m_u R_u T_u \quad (24)$$

$$PV_b = m_b R_b T_b \quad (25)$$

$$m_u C_{vu} \frac{dT_u}{dt} = -P \frac{dV_u}{dt} - \frac{dQ_u}{dt} + (h_u - e_u) \frac{dm_u}{dt} \quad (26)$$

$$m_b C_{vb} \frac{dT_b}{dt} = -P \frac{dV_b}{dt} - \frac{dQ_b}{dt} + (h_b - e_b) \frac{dm_b}{dt} \quad (27)$$

در این معادلات، زیرنویس‌های  $b, u$  به ترتیب مربوط به نواحی نسوخته و سوخته است و نرخ سوختن از تابع وایب، معادله (۲۹) به دست می‌آید:

$$\frac{dm_u}{dt} = -\frac{dm_b}{dt} = m \frac{dX_b}{dt} \quad (28)$$

$$X_b = \frac{m_b}{m} = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_b} \right)^{m-1} \right] \quad (29)$$

در معادله (۲۹)،  $\Delta\theta_b$  طول دوره احتراق،  $\theta_0$  زاویه شروع احتراق و  $X_b$  کسر جرمی سوخته در زاویه  $\theta$  است.  $a$  و  $m$  ثوابت تجربی هستند که معمولاً برای موتورهای اشتعال جرقه‌ای به ترتیب برابر با ۵ و ۳ در نظر گرفته می‌شوند [۴].

نرخ انتقال حرارت به جداره استوانه در هر دو ناحیه ( $\frac{dQ_b}{dt}, \frac{dQ_u}{dt}$ ) از الگوی انتقال حرارت

وشتی که در بخش‌های قبل توضیح داده شده، محاسبه می‌شود.

معادلات دیفرانسیل به دست آمده، بسیار بد وضعیت و تا حد بسیار زیادی به حدس اولیه حساس هستند. در این تحقیق، برای حل دستگاه معادلات غیرخطی از روش نیوتن-رافسون و برای حل دستگاه معادلات دیفرانسیل غیر خطی از روش ضمنی با کمک ماتریس ژاکوبین استفاده شده است.

### ۹- الگوسازی کوبش

برای پیش‌بینی وقوع کوبش در یک موتور درون‌سوز اشتعال جرقه‌ای، اولین قدم الگوسازی ترمودینامیکی موتور است. با توجه به این که کوبش در واقع شروع یک سلسله از واکنش‌های شیمیایی و افزایش ناگهانی دما و فشار در ناحیه سوخته است، باید سینتیک شیمیایی نیز در الگوی ترمودینامیکی لحاظ شده باشد. برای تعیین لحظه شروع کوبش، الگوهای ریاضی فراوانی ارائه شده که در این تحقیق از معیار متغیر مشخصه کوبش استفاده شده است.

کریم و همکارانش [۱۰ و ۱۱] نشان دادند که وقوع هر خوداشتعالی در ناحیه سوخته، باعث بروز پدیده کوبش نمی‌شود و باید نرخ انجام واکنش‌ها از حد خاصی بیشتر باشد. به همین منظور عددی را به عنوان متغیر مشخصه کوبش تعریف کردند که هرگاه این عدد به یک حد بحرانی رسید، کوبش اتفاق افتاده است. آن‌ها با این روش، علاوه بر زمان وقوع کوبش، شدت کوبش را نیز پیش‌بینی کردند. متغیر مشخصه کوبش بدین صورت تعریف می‌شود:

$$K_c = \frac{\text{Energy of End Gas Reactions} / V_t}{\text{Energy of Combustion} / V_{t0}} \quad (30)$$

$V_t$  حجم لحظه‌ای استوانه و  $V_{t0}$  حجم اولیه استوانه است. با توجه به این که احتراق معمولاً در نزدیکی نقطه مرگ بالا اتفاق می‌افتد، می‌توان نتیجه‌گیری کرد:

$$\frac{V_{t0}}{V_t} = r_c - 1 \quad (31)$$

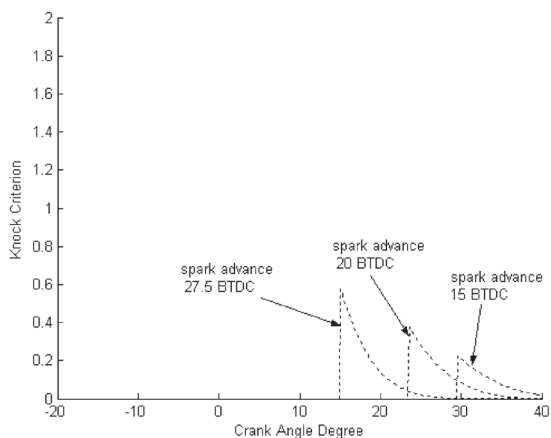
با در نظر گرفتن معادله (۳۱) می‌توان معادله (۳۰) را به این صورت ساده‌سازی کرد:

$$K_c = \left( \frac{m_{ut}}{m_{u0}} \right) \frac{C_0 - C_t}{C_0} (r_c - 1) \quad (32)$$

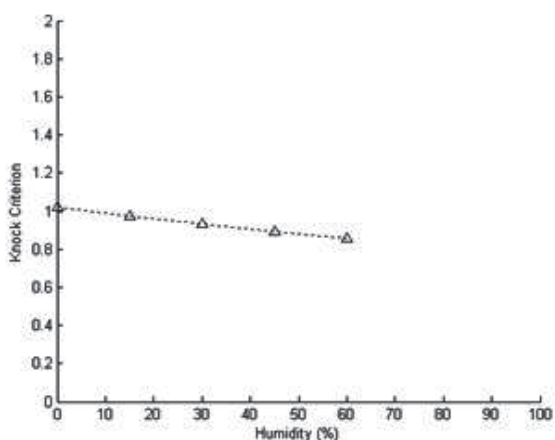
در رابطه فوق،  $r_c$  نسبت تراکم،  $m_{ut}$  جرم ناحیه سوخته در زمان  $t$ ،  $m_{u0}$  جرم ناحیه سوخته در لحظه اولیه،  $C_t$  درصد غلظت مولی سوخت در لحظه  $t$  و  $C_0$  درصد غلظت مولی سوخت در لحظه اولیه است. در شرایط دور از حدود کوبش،  $C_t \cong C_0$  است و به تبع آن، مقدار  $K_c$  کوچک خواهد بود. اما در شرایط نزدیک به کوبش، مقدار  $C_t$  کوچک می‌شود و باعث می‌شود تا  $K_c$  بسیار بزرگ شود. با استفاده از رابطه‌های بالا می‌توان در هر لحظه، متغیر مشخصه کوبش را تعیین نمود. در لحظه‌ای که اندازه این متغیر از یک حد بحرانی فراتر رود، کوبش اتفاق افتاده است. این مقدار بیشینه متغیر مشخصه کوبش، نیز بیانگر شدت کوبش است؛ یعنی هر چه این مقدار بیشتر باشد؛ کوبش شدیدتری اتفاق خواهد افتاد. حد بحرانی کوبش از ویژگی‌های فیزیکی موتور است و برای موتور استفاده شده در این تحقیق که خصوصیات آن در جدول ۲ آمده، در حدود ۱/۵ است [۱۱]. در تحقیق حاضر از زبان برنامه‌نویسی MATLAB برای ایجاد رمز استفاده شده است.

### ۱۰- بررسی نتایج

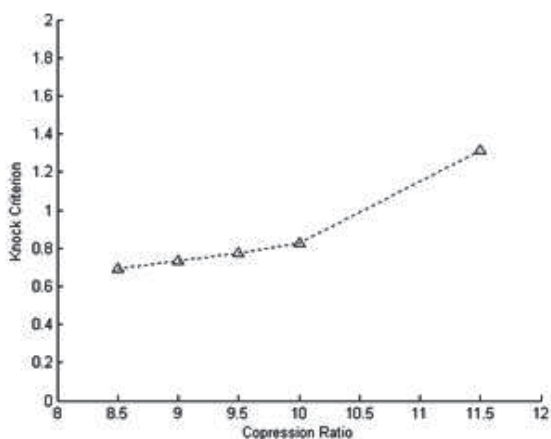
این الگو به دفعات مورد آزمایش قرار گرفته و توانایی خود را در پیش‌بینی متغیرهای



شکل ۷- نمودار تغییرات متغیر مشخصه کوبش در چرخه برای سه پیشرسی جرقه مختلف

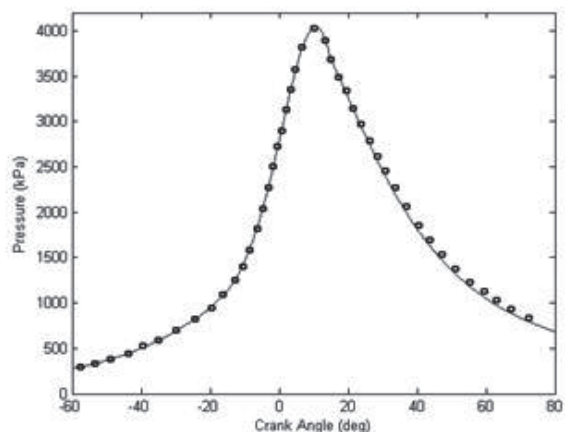


شکل ۸- نمودار تغییرات متغیر مشخصه کوبش بر حسب درصد رطوبت هوا

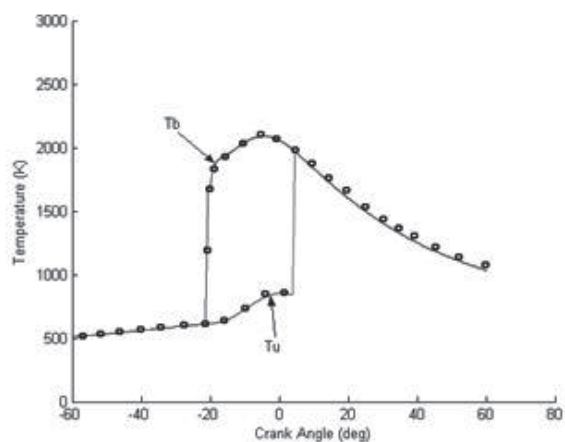


شکل ۹- نمودار تغییرات متغیر مشخصه کوبش بر حسب نسبت تراکم

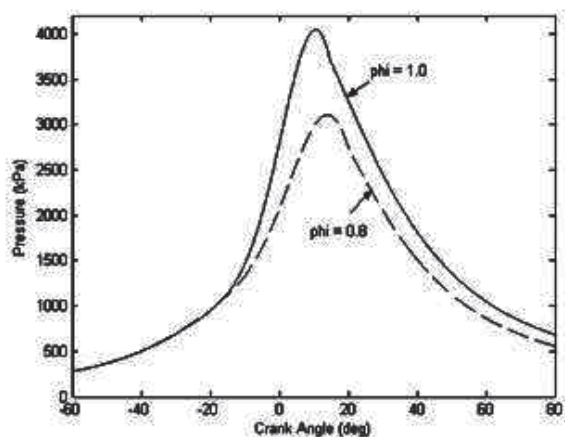
صورت تقریباً هم‌انتهایی افزایش می‌یابد [۱۵]. این روند پس از زدن جرقه، تا انتهای زمان تأخیر در اشتعال ادامه پیدا می‌کند و بعد از آن، به علت آزاد شدن انرژی ناشی از احتراق، افزایش فشار چشمگیرتر می‌شود. پس از نقطه مرگ بالا، آزاد شدن انرژی عاملی برای افزایش فشار و افزایش حجم اتاق احتراق، عاملی برای کاهش فشار به شمار می‌رود. تا مدت زمانی بعد از نقطه مرگ بالا، تأثیر آزاد شدن انرژی بیشتر است و



شکل ۴- نمودار تغییرات فشار در چرخه (-) نتایج الگو (o) نتایج تجربی [۱۱]



شکل ۵- نمودار تغییرات دمای ناحیه‌های سوخته و نسوخته در چرخه (-) نتایج الگو (o) نتایج تجربی [۱۱]



شکل ۶- نمودار تغییرات فشار در چرخه برای دو غنای مختلف

عملکردی موتور مانند تغییرات دما، فشار و ... به اثبات رسانده است. شکل‌های ۴ و ۵ بیانگر نمونه‌هایی از مقایسه نتایج به دست آمده از الگو با اطلاعات تجربی موجود است. در شکل ۴ نمودار تغییرات فشار داخل استوانه بر حسب زاویه لنگ رسم و با نتایج تجربی مقایسه شده است. فشار داخل استوانه قبل از زدن جرقه به علت تراکم اتاق احتراق به

جدول ۲ - مشخصات موتور [۱۱]

موتور یک استوانه چهارزمانه ASTM-CFR		
مشخصه	علامت اختصاری	مقدار
قطر استوانه	D	82.6 mm
طول پمپایش سمبه	S	114.3 mm
طول شاتون	L	254 mm
حجم کل جابه‌جایی	Vd	611.7 cc
زمان بسته شدن دریچه هوا	IVC	34 ABDC
زمان باز شدن دریچه دود	EVO	40 BBDC
نسبت تراکم	rc	متغیر
زمان جرقه‌زنی	$\theta_{st}$	متغیر
شرایط مخلوط هوا و سوخت ورودی $T = 300K$ و $P = 0.87atm$ در نظر گرفته شده است.		

افزایش یافته، به حد کوبش (در حدود ۱/۵) نزدیک‌تر می‌شود. این پدیده، مهم‌ترین عامل محدودکننده افزایش پیشرسی جرقه است.

شکل ۸ تغییرات متغیر شدت کوبش را برحسب درصد رطوبت هوای ورودی نشان می‌دهد. نمودار با افزایش درصد رطوبت روند کاهشی دارد که نشان‌دهنده دور شدن از شرایط ایجاد کوبش است. بنابراین می‌توان برای خودروهایی که صرفاً در مناطق مرطوب کار می‌کنند، حد بزرگ‌تری از نسبت تراکم را در نظر گرفت تا بدون بروز کوبش، افت قدرت آن‌ها تا حدی جبران شود.

شکل ۹ بیانگر این موضوع است که هرچه نسبت تراکم افزایش یابد، موتور به شرایط بروز کوبش نزدیک‌تر می‌شود. افزایش نسبت تراکم (به علت بزرگ بودن بازده حرارتی موتور) همواره مطلوب طراحان موتور است؛ اما بروز پدیده کوبش مقدار این افزایش را محدود می‌کند.

### ۱۱- نتیجه‌گیری

با توجه به توضیحات بخش قبل، می‌توان نتایج حاصل از این تحقیق را بدین صورت بیان کرد:

در محدوده‌ای که مقدار پیشرسی جرقه کمتر از  $MBT^1$  باشد، با بیشتر شدن پیشرسی جرقه، فشار درون استوانه افزایش پیدا می‌کند و این امر سبب افزایش قدرت موتور می‌گردد؛ اما با افزایش پیشرسی جرقه، احتمال بروز کوبش نیز افزایش می‌یابد که این امر در موتور مطلوب نیست. پیشرسی جرقه، مهم‌ترین متغیر پایش کوبش در موتور است. در سامانه‌های پایشی کنونی با ردیابی کوبش، زاویه زدن جرقه کمی با تاخیر عمل می‌کند تا در چرخه بعدی از بروز این پدیده جلوگیری شود.

نسبت تراکم موتور، مهم‌ترین متغیر تأثیرگذار در بازده حرارتی آن است. همواره در طراحی موتور سعی بر این است تا حد امکان نسبت تراکم افزایش یابد؛ اما همان طور که در نتایج این تحقیق نیز نشان داده شد، با افزایش نسبت تراکم، احتمال بروز کوبش نیز بیشتر می‌شود. به همین علت کوبش همواره به عنوان محدودکننده متغیرهای طراحی موتور به شمار می‌رود.

هر چند با افزایش رطوبت هوا قدرت موتور کاهش می‌یابد؛ اما احتمال بروز کوبش نیز کاهش می‌یابد. بنابراین می‌توان برای خودروهایی که صرفاً در مناطق مرطوب کار می‌کنند، حد بزرگ‌تری از نسبت تراکم را در نظر گرفت تا بدون بروز کوبش، افت قدرت آن‌ها تا حدی جبران شود.

امکان وقوع کوبش در مرحله تراکم وجود ندارد؛ زیرا برای بروز آن باید نسبت تراکم تا حد غیرقابل قبولی افزایش یابد.

به طور کلی هر عاملی که باعث افزایش دوره احتراق شود، احتمال بروز کوبش را کمتر می‌کند.

فشار افزایش می‌یابد، بعد از آن تأثیر افزایش حجم اتاق احتراق غالب می‌شود و فشار شروع به کاهش می‌کند. به همین علت، محل وقوع بیشینه فشار، کمی بعد از نقطه مرگ بالاست. روند تغییرات ذکر شده در شکل به خوبی مشخص است. علاوه بر آن که در شکل ملاحظه می‌شود، نتایج حاصل از الگو و نتایج تجربی اختلاف بسیار کمی با یکدیگر دارند که نشان‌دهنده توانایی الگو برای پیش‌بینی فشار اتاق احتراق است. علت این دقت مناسب، استفاده از معادلات نیمه‌تجربی در الگو است که بسیاری از متغیرهای آن با توجه به نوع موتور تعیین شده است.

در شکل ۵ نیز دمای ناحیه‌های سوخته و نسوخته بر حسب زاویه لنگ رسم شده است. در این نمودار نیز مانند نمودار تغییرات فشار قبل از زدن جرقه، افزایش دما به علت کاهش حجم اتاق احتراق است و بعد از شروع احتراق به علت آزاد شدن انرژی سوخت، دما نیز افزایش می‌یابد. افزایش دما، اصولاً در ناحیه سوخته است و به واسطه آن دمای ناحیه نسوخته نیز تا حدی افزایش می‌یابد. این بار نیز دقت نتایج الگو در حد قابل قبولی است و با نتایج تجربی همخوانی دارد.

در شکل ۶ نمودار تغییرات فشار داخل استوانه برای دو نسبت هم‌ارزی مختلف رسم شده است. همان گونه که پیش‌بینی می‌شد، با کاهش نسبت هم‌ارزی، فشار استوانه تا حدی افت کرده و زمان وقوع فشار بیشینه، کمی دیرتر اتفاق افتاده است. علت عمده این امر، کاهش مقدار سوخت ورودی و در نتیجه کاهش مقدار انرژی آزاد شده است که فشار را تا حد کمتری افزایش می‌دهد. همچنین کاهش غنا در طول دوره احتراق را افزایش می‌دهد و نرخ سوختن کمتر می‌شود؛ به همین دلیل محل وقوع بیشینه فشار (با توجه به توضیحاتی که در مورد شکل ۴ داده شد)، کمی دیرتر اتفاق می‌افتد.

در شکل ۷ تغییرات متغیر شدت کوبش در سه پیشرسی جرقه مختلف رسم شده است. همان گونه که ملاحظه می‌شود با بیشتر شدن پیشرسی جرقه، مقدار بیشینه این متغیر

### نمادها و نشانه‌ها

$A$	مساحت	$h$	آنتالپی مخصوص	$N$	دور موتور	$T$	دما
$a$	شعاع لنگ	$h_c$	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی	$N_r$	تعداد واکنش‌ها	$V$	حجم
$a, m$	ثابت‌های تابع وایب	$K_c$	متغیر مشخصه کوبش	$N_s$	تعداد گونه‌ها	$W$	کار
$B$	قطر استوانه	$K_p$	ثابت تعادل	$n$	تعداد مول	$\Phi$	رطوبت نسبی
$C$	غلظت	$k_f$	ثابت سرعت واکنش رفت	$P$	فشار	$\phi$	نسبت هم‌ارزی

1- Minimum (Spark Advance for) Best Torque

ظرفیت گرمایی حجم ثابت	$C_v$	$k_b$	ثابت سرعت واکنش برگشت	$Q$	انرژی، انتقال حرارت	$\nu$	ضرایب (درست) استوکیومتریکی در واکنش‌های جزء
ظرفیت گرمایی فشار ثابت	$C_p$	$L$	جابه‌جایی سمبه	$Q_{CH}$	انرژی حاصل از احتراق	$\theta$	زاویه میل‌لنگ
انرژی	$E$	$l$	طول شاتون	$R$	ثابت جهانی گازها	$\theta_0$	زمان زدن جرقه
انرژی تحریک (اکتیواسیون)	$E_a$	$M$	جرم مولی گونه شیمیایی	$r_c$	نسبت تراکم	$\rho$	چگالی
انرژی داخلی مخصوص	$e$	$m$	جرم	$\overline{S_p}$	سرعت متوسط سمبه	$\tau$	ثابت زمانی
<b>زیر نویس‌ها</b>							
لحظه اولیه	$0$	$CV$	حجم کنترل	$l, r$	حد بالا و پایین	$r$	مرجع
بی‌دررو	$ad$	$CV$	جداره استوانه	$m$	موتورینگ	$real$	واقعی
سوخته	$b$	$f$	شعله	$min$	کمینه	$st$	درست
دوره احتراق	$c$	$ig$	مهلت (تأخیر در اشتعال)	$max$	بیشینه	$u$	نسوخته

### منابع

- Jahani, O., et al. Using a Stand-Alone Model to Investigate Knock Criterion in an SI Gas Engine Fueled with Methane. ISME2007-2411, 15 th. Annual (International) Conference on Mechanical Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran, 2007.
- Alizadeh Attar, A. Optimization and Knock Modeling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering Calgary, Alberta, 1997.
- پورمحسن یکتا، م. ابتری، ع. مظفری، ا. «پیش‌بینی زمان وقوع خوداشتعالی در موتورهای بنزینی به روش سینتیک شیمیایی سوخت»، سومین همایش بین‌المللی موتورهای درون‌سوز، شرکت ایپکو، مجموعه مقالات، تهران، ۱۳۸۲.
- Caton, A. A Cycle Simulation Including the Second Law of Thermodynamics for a Spark-Ignition Engine: Implications of the Use of Multiple-Zone for Combustion, SAE Technical Paper Series 2002-01-0007, 2002.
- Benson, R.S. , Annand, W.J.D. , Baruah, and P. O. , A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder Four Stroke Cycle Spark Ignition Engine, Int. mech. Sci. Vol. 17 (1975): 97-124.
- Al-Baghdadi, Maher Abdul-Resul. Computer Simulation for Combustion and Exhaust Emissions in Spark Ignition Engine Fueled with Ethanol, Department of Mechanical Engineering, Yefren, Libya, 2002.
- Shahrokh, HajiReza, Sunden, Bengt, Mauss, Fabian. A Three-Zone Model for Investigation of Gas Behavior in the Combustion Chamber of SI Engines in Relation to Knock, SAE Technical Paper Series, 1999-01-0219, 1999.
- Caillol, Christian, Delorme, Thierry & all, A Combustion Model for Analyzing the Effect of Natural Gas Composition on the Operation of a Spark Ignition Engine, SAE Technical Paper Series, 2002-01-2236, 2002.
- Ho, Simon, Amlee, Duane, Johns, Richard, A Comprehensive Knock Model for Application in Gas Engines, SAE TECHNICAL PAPER SERIES, 961938, 1996.
- G.A. Karim, J. Gao, Prediction of the Performance of Spark Ignition Gas Engines Including Knock, SAE Technical Paper Series, 932823, 1993.
- Bade Shrestha, S. O., et all. A Predictive Model for Gas Fueled Spark Ignition Engine Applications, SAE Paper 1999-01-3482, 1999.
- K. K.Kuo. Principles of Combustion, John Wiley & Sons, Inc., 1th Edition, 1986.
- ۱۳- گلاسمن، الف. ترجمه و. پیروزپناه، «احتراق»، انتشارات دانشگاه تبریز، ۱۳۷۲
- Heywood, J. B.. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, 1st Edition, 1988.
- ۱۵- ون وایلن، جی. و دیگران. «مبانی ترمودینامیک کلاسیک»، ترجمه کاشانی حصار و دیگران، نشر نیما، چاپ دوم، ۱۳۶۹.
- [http://diesel.me.berkeley.edu/~gri\\_mech/new21/version21/files21/thermo211.dat](http://diesel.me.berkeley.edu/~gri_mech/new21/version21/files21/thermo211.dat).
- [http://www.gexcon.com/index.php?src=handbook/GEXHBchap4.htm#sect4\\_8](http://www.gexcon.com/index.php?src=handbook/GEXHBchap4.htm#sect4_8).
- J. I., Ramos, Internal Combustion Engine Modeling. Hemisphere Publishing Corporation, 1th Edition, 1989.