

## بررسی اثر پارامترهای عملکردی بر آوانس جرقه آستانه کوبش و عدد اکتان مورد نیاز در موتور احتراق داخلی

مسعود نصرآبادی<sup>۱</sup>

دانشکده مهندسی مکانیک  
دانشگاه صنعتی بیرجند

امیرحسین کاکایی<sup>۲</sup>

دانشکده مهندسی خودرو  
دانشگاه علم و صنعت ایران

(تاریخ دریافت: ۸۹/۰۳/۲۶؛ تاریخ پذیرش: ۹۱/۰۴/۲۴)

### چکیده

در این مقاله، اثر پارامترهای عملکردی موتور بر زمان وقوع کوبش، شرایط عملکردی آستانه کوبش و همچنین اکتان مورد نیاز برای از بین بردن کوبش مورد مطالعه قرار گرفته است. به منظور پیش‌بینی کوبش و شدت آن، یک مدل نیمه تجربی که بر پایه مدل انتگرالی کوبش می‌باشد، با استفاده از نتایج آزمایشگاهی بهینه شده و با یک مدل ترمودینامیکی شبه‌ابعادی ترکیب شده است. مقایسه نتایج حاصل از این مدل با نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد که مدل مورد نظر با کمترین اختلاف (۱/۷ درجه به‌طور متوسط) قادر به پیش‌بینی شرایط عملکردی آستانه کوبش می‌باشد. در تحقیق حاضر، با در نظر گرفتن آوانس جرقه به‌عنوان یک پارامتر واسطه، اثر تغییر پارامترهایی همچون دما و فشار هوای ورودی به موتور، نسبت هوا به سوخت و نسبت تراکم، بر عدد اکتان مورد نیاز بررسی شده است. نشان داده شد با هر واحد افزایش در عدد اکتان سوخت، تقریباً افزایشی به‌همان اندازه را می‌توان در آوانس جرقه ایجاد کرد. این نتایج با نتایج حاصل از کارهای تجربی و آزمایشگاهی که مستلزم وقت و هزینه فراوان است، کاملاً مطابقت داشته و با توجه به روش ارائه شده دیگر نیازی به انجام آزمایش نخواهد بود.

**واژه‌های کلیدی:** موتور اشتعال جرقه‌ای، خوداشتعالی، کوبش، مدل انتگرالی کوبش، آوانس جرقه، عدد اکتان

## Investigation of the Effect of Operating Conditions on Knock Limited Spark Advance and Octane Requirement in Internal Combustion Engine

M. Nasrabadi

Mech. Eng. Dep't.

Birjand Univ. of Tech.

A. Kakaee

Automotive Eng. Dep't.

Iran Univ. of Sci. and Tech.

(Received: 16 June, 2010; Accepted: 14 July, 2012)

### ABSTRACT

In this paper, the effects of engine operating parameters on knock occurrence crank angle, knock-limited operating conditions and also octane requirement for knock prevention were studied. To predict knock occurrence crank angle and knock intensity, an experimentally based Knock Integral Method is optimized according to experimental results and is incorporated with the quasi-dimensional thermodynamic model. Comparison of the results of this study and experimental results indicates that the model is able to predict the knock-limited operating conditions with minimum error in magnitudes (1.7%). As shown in previous works and literature an increase in the octane number of the fuel allows approximately an equal increase in the spark advance. The effects of intake air temperature and pressure, air/fuel ratio and compression ratio on octane requirement were studied and a good agreement with the literature is observed. The results of this study show that the knock occurrence can be predicted by the numerical method via experimental ones, which are very expensive.

**Keywords:** Spark Ignition Engine, Auto Ignition, Knock, Knock Integral Method, Spark Advance, Octane Number

۱- مریبی: masoodnasrabadi@gmail.com

۲- استادیار (نویسنده پاسخگو): kakaee\_ah@iust.ac.ir

## ۱- مقدمه

کوبش مورد بررسی قرار داد. اغلب در تست‌های آزمایشگاهی و همچنین کدهای محاسباتی از این روش برای بررسی اثر شرایط عملکرد موتور روی کوبش استفاده می‌شود.

سوخت‌های رایج و قابل دسترس (که عدد اکتان تحقیقی آنها (RON) بین ۹۱ تا ۹۷ است) نسبت تراکم اغلب موتورهای موجود را به ۹ تا ۱۰/۵ محدود می‌کنند. با توجه به آزمایشات و تحقیقاتی که در مراجع [۵-۱] ملاحظه می‌شود، با افزایش عدد اکتان سوخت از ۹۱ به ۹۷ می‌توان آوانس جرعه را به اندازه  $6^\circ CA^2$  (زاویه لنگ) افزایش داد. بنابراین هر افزایش در عدد اکتان سوخت اجازه می‌دهد تقریباً افزایشی به همان اندازه را در آوانس جرعه بتوانیم ایجاد کنیم به عبارت دیگر:  $1^\circ SA^3 = 1ON^4$ .

نتایج حاصل از پژوهش حقیقی<sup>۵</sup> [۲] نشان می‌دهد که با افزایش دمای هوای ورودی به سیلندر از ۳۳ به ۶۶ درجه سانتی‌گراد، برای جلوگیری از وقوع کوبش باید KLSA را  $5^\circ$  (زاویه لنگ) کاهش داد، یعنی به‌ازای هر ۷ درجه افزایش دما،  $1^\circ$  کاهش در آوانس جرعه آستانه کوبش ( $1^\circ CA/YK$ )، پژوهش دیگری که در مرکز تحقیقات فورد<sup>۶</sup> [۶] بر روی محدوده بزرگ‌تری از شرایط عملکردی (۲۷ تا  $54^\circ$  درجه سانتی‌گراد، ۱۵۰۰ تا ۲۵۰۰ دور بر دقیقه، نسبت هوا به سوخت ۱۱/۵ تا ۱۳ و عدد اکتان تحقیقی ۹۱ تا ۹۷) انجام گرفته، نشان می‌دهد که آوانس جرعه آستانه کوبش اختلاف کمی با مقدار فوق داشته و برای هر ۹ درجه کلون افزایش دما، می‌بایست  $1^\circ$  آوانس جرعه آستانه کوبش را کاهش داد تا از کوبش جلوگیری شود ( $1^\circ CA/9K$ ).

فشار هوای ورودی یکی دیگر از پارامترهایی است که تأثیر زیادی بر تمایل موتور به کوبش دارد. نتایج حاصل از تحقیق کاریز<sup>۷</sup> و همکارانش [۳] نشان می‌دهد که چنانچه مکش مانیفولد از ۱۳/۵ kPa به ۶/۸ kPa (۴" Hg به ۲" Hg) کاهش یابد، برای جلوگیری از کوبش باید عدد اکتان سوخت نزدیک به ۳ واحد افزایش یابد. به عبارت دیگر، با افزایش فشار به اندازه ۱۰ kPa، آوانس جرعه آستانه کوبش<sup>۴</sup> کاهش خواهد

کوبش یکی از مهمترین عوامل در محدود کردن عملکرد موتورهای احتراق داخلی می‌باشد، بنابراین بهترین شرایط برای عملکرد موتور، شرایطی خواهد بود که با اعمال آن، موتور در آستانه وقوع کوبش کار کرده و کوبشی در آن رخ ندهد. برای تعیین استراتژی لازم برای جلوگیری از کوبش و نگه داشتن عملکرد موتور در حالت بهینه، باید مشخص شود که تغییر هر پارامتر چه مقدار بر توان خروجی و شرایط عملکردی آستانه وقوع کوبش اثر دارد.

همان‌طور که می‌دانیم آوانس جرعه اثری چشمگیر بر کوبش دارد. با هر افزایش در آوانس جرعه، فشار سیلندر (و دما) افزایش خواهد یافت. افزایش دمای گازهای نسوخته (گاز انتهایی) تمایل به خوداشتعالی و کوبش را افزایش خواهد داد. برای داشتن عملکردی بدون کوبش با سوختی که اکتان مشخصی دارد، در هنگام وقوع کوبش، کاهش مقدار آوانس جرعه (ریتارد کردن جرعه) بهترین و در دسترس‌ترین پارامتری است که می‌توان به کمک آن کوبش را از بین برد. در عمل، زمان جرعه نسبت به مقدار بهینه آن کمی ریتارد می‌شود که این عمل باعث کاهش یک تا دو درصدی در بیشینه گشتاور خروجی خواهد شد. در بازه‌ای از تایمینگ جرعه کوبش رخ می‌دهد، به مقادیر اولیه این بازه که با اعمال آنها به موتور کوبش آغاز می‌شود، آوانس جرعه آستانه یا مرز کوبش (KLSA)<sup>۱</sup> گفته می‌شود. این آوانس با استفاده از اندازه‌گیری فشار سیلندر مشخص می‌شود. فشار سیلندر در تست‌های آزمایشگاهی مورد نظر ده مرتبه در هر زاویه لنگ بعد از TDC ثبت می‌شود. با متوسط‌گیری از این ده نمونه، یک فشار متوسط به دست خواهد آمد. اگر اغتشاشات در این فشار متوسط از حد مشخص شده تجاوز کند (معمولاً bar ۰/۲۵)، آن سیکل به صورت سیکلی همراه با کوبش نمود خواهد یافت. آوانس جرعه آستانه کوبش (KLSA) به صورت آوانس جرعه‌ای که در آن ۵۰٪ از سیکل‌ها دارای کوبش باشند، تعیین می‌شود.

به دلیل تأثیر به‌سزای آوانس جرعه بر زمان و شدت کوبش، برای بررسی چگونگی تأثیر پارامترهای مختلف بر کوبش، می‌توان اثر تغییر هر پارامتر را بر آوانس جرعه آستانه

2- Crank Angle  
3- Octane Number  
4- Spark Advance  
5- Haghgoie  
6- Ford SRM  
7- Caris

1- Knock-Limited Spark Advance

## ۲- تنظیمات آزمایشگاهی

آزمایشات لازم بر روی یک موتور ۱/۶ لیتری چهار سیلندر توربوشارژ SI در حالت بنزین سوز صورت گرفته است، که مشخصات آن در جدول ۱ مشاهده می شود:

جدول (۱): مشخصات هندسی موتور EF7.TC.

مدل و نوع موتور	EF7, Dual (gasoline and CNG), Turbo charge
تعداد سیلندر	۴ سیلندر خطی
سیستم احتراق	اشتعال جرعه ای
نسبت تراکم	۹/۹
حجم جابه جایی کل	۱/۶۴۶ لیتر
قطر سیلندر	۷۸/۶ میلی متر
کورس پیستون	۸۵ میلی متر
طول شاتون	۱۳۴/۵ میلی متر
زاویه بسته شدن سوپاپ هوا	۲۶ABDC
زاویه باز شدن سوپاپ دود	۲۵BBDC

محدوده تغییرات شرایط عملکردی موتور، برای انجام تستها در جدول ۲ آورده شده است. در طول هر آزمایش برای ایجاد احتراق همراه با کوبش، زمان جرعه شمع نسبت به مقدار استاندارد آن آوانس شده است [۹]، توجه شود که در این مقاله تنها از ۲۱ سیکل همراه با کوبش استفاده شده است که از این تعداد، ۱۹ سیکل برای بهینه سازی مدل کوبش و بررسی خطای مدل بهینه شده و ۲ سیکل جهت صحت گذاری مدل کوبش و نمودار فشار حاصل، مورد استفاده قرار گرفته است.

جدول (۲): شرایط عملکردی موتور برای انجام آزمایشات

دور موتور	۶۰۰۰ - ۱۰۰۰ rpm ( با افزایش ۵۰۰ rpm در هر مرحله )
لامبدا	۰/۷ - ۱/۲
عدد اکتان بنزین	۹۵
دمای آب خنک کاری	۹۰°C
زمان جرعه زنی	از حالت بدون کوبش تا کوبش سنگین

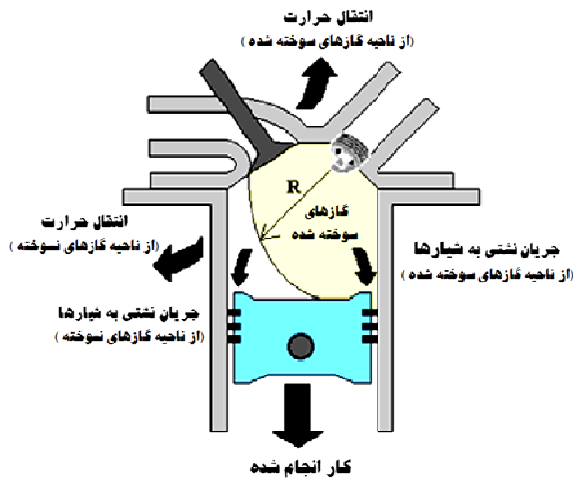
یافت (افزایش فشار ۴ CA/۱۰ kPa). همچنین با توجه به تحقیقات رنو<sup>۱</sup> [۴] چنانچه فشار ورودی از ۹۱ به ۱۰۵ kPa در دور ۴۵۰۰ rpm، افزایش یابد، آوانس جرعه ای که به کوبش خفیف منجر می شود، از ۳۵ به ۲۷ کاهش خواهد یافت (۵/۷ CA/۱۰ kPa).

پارامتر دیگری که در این پژوهش مورد بررسی قرار گرفته، نسبت تراکم می باشد. بازده حرارتی موتور مستقیماً به نسبت تراکم آن وابسته است، بنابراین نسبت تراکم بالاتر، فشار و دمای گاز بالاتری را نتیجه داده و در پی آن تمایل به کوبش افزایش می یابد. با توجه به تحقیقات کاریز و نلسون<sup>۲</sup> [۷]، چنانچه نسبت تراکم از ۹ به ۱۱ افزایش یابد، می بایست عدد اکتان تحقیقی سوخت را به اندازه ۹ واحد افزایش داد. همچنین نتایج حاصل از پژوهش ترینگ و اورینگلتون<sup>۳</sup> [۸] نشان می دهد که به طور متوسط، افزایشی از ۹ به ۱۰ در نسبت تراکم به افزایشی معادل ۵ واحد در اکتان منجر می شود (۵ON / ۱CR).

با توجه به مدل توسعه داده شده در این تحقیق، در هر شرایط عملکردی موتور، زمان وقوع کوبش با کمترین خطا قابل پیش بینی است. بنابراین کلیه پارامترهای عملکردی موتور در حالت آستانه کوبش در دسترس است. همچنین آوانس جرعه در این شرایط، که در واقع آوانس جرعه ای است که منجر به رسیدن احتراق به آستانه کوبش می شود (KLSA)، به عنوان یک پارامتر کلیدی در جهت کنترل کوبش نیز در دسترس می باشد. حال چنانچه کلیه پارامترهای ورودی موتور را ثابت نگه داشته و تنها یک پارامتر را تغییر دهیم تا به شرایط آستانه وقوع کوبش برسیم، خواهیم توانست اثر آن پارامتر را بر KLSA مشاهده نمائیم. از طرفی، با توجه به اینکه هر تغییر در آوانس جرعه معادل تغییری به همان میزان در عدد اکتان سوخت است، می توان در هر شرایط عملکردی اثر پارامتر مذکور را بر اکتان مورد نیاز سوخت جهت احتراز از وقوع کوبش تعیین کرد.

- 1- Renault
- 2- Caris and Nelson
- 3- Thring and Overington

گونه ديگر براي اين مخلوط ( $H_2$ ,  $CO$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $H_2O$ ,  $CO_2$ )،  $H$ ،  $O$ ،  $OH$ ،  $NO$ ) محاسبه مي‌شود.



شکل (۱): مدل ترمودینامیکی دو ناحیه‌ای مورد استفاده.

با توجه به اینکه از انتقال حرارت بین نواحی سوخته و نسوخته چشم‌پوشی شده، ناحیه شعله از نظر تئوری به‌عنوان یک دیواره بی‌درو فرض شده است. بنابراین انتقال حرارت کل سیلندر برابر با مجموع انتقال حرارت هر یک از نواحی سوخته و نسوخته می‌باشد. فلاکس‌های حرارتی گازهای سوخته شده و نسوخته تابع دما بوده و به‌صورت زیر بیان می‌شوند:

$$\dot{Q}_b = h \sum_{i=h,p,l} A_{bi}(T_b - T_{wi}), \quad (1)$$

$$\dot{Q}_u = h \sum_{i=h,p,l} A_{ui}(T_u - T_{wi}). \quad (2)$$

در اینجا،  $A_{bi}$  و  $A_{ui}$  به ترتیب سطح تماس گازهای سوخته شده و نسوخته با سطوح داخلی محفظه احتراق می‌باشند، که هر کدام در دمای  $T_{wi}$  هستند، اندیس‌های  $h$ ،  $p$ ،  $l$  به ترتیب نشان‌دهنده سطوح مربوط به سرسیلندر، تاج پیستون و دیواره سیلندر هستند که برای محاسبه هر کدام از روش پیشنهادی آناند<sup>۳</sup> [۱۰] استفاده می‌شود. در روابط (۱) و (۲)،  $h$  ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در شرایط استاندارد را نشان می‌دهد. چنانچه بخواهیم از این معادلات هنگام کارکرد موتور استفاده کنیم، باید از ضریب تصحیح شده آن ( $hc$ ) استفاده کرد. برای این منظور از رابطه ضریب انتقال حرارت و شنی<sup>۴</sup> [۱۱] جهت محاسبه انتقال حرارت به دیواره‌ها استفاده شده است.

معادله اصلی که برای مدل کردن سیکل قدرت به‌کار

اندازه‌گیری فشار سیلندر به‌کمک یک سنسور فشار از نوع AVL-GH12D انجام شده است. فرکانس طبیعی این سنسورها ۱۱۵kHz می‌باشد. این سنسور به‌صورت هم‌تراز با محفظه احتراق روی سرسیلندر نصب شده که با کمترین پارازیت و اجتناب از مدهای نوسانات فشاری جنبی، قادر به تعیین کوبش می‌باشد. با استفاده از نرم‌افزار AVL670 Indimaster داده‌های فشار سیلندر ذخیره شده و می‌توان تحلیل‌های دلخواه را روی آنها انجام داد و شدت کوبش<sup>۱</sup> را نیز از روش‌های متفاوت محاسبه کرد. وضوح زاویه داده‌برداری  $CA$  ۰/۱ و بین فاصله ۳۰- تا  $CA$  ۶۰، حول نقطه مرگ بالا و در سراسر مرحله احتراق است. برای هر شرایط عملکردی، داده‌های ۳۰۰ سیکل ثبت و مورد استفاده قرار می‌گیرد. برای توضیحات بیشتر به مرجع [۹] مراجعه شود.

### ۳- شبیه‌سازی سیکل قدرت

مدل‌های شبیه‌ساز سیکل قدرت از جمله ابزارهای تحلیلی مرجع برای توسعه و گسترش موتورهای احتراق داخلی هستند. از آنجائی که تنها متغیر مستقل، زمان یا همان زاویه لنگ ( $CA$ ) می‌باشد، معادلات حاکم بر مدل شبه‌ابعادی مورد استفاده در این مقاله، که بر پایه قانون اول ترمودینامیک است، معادلات دیفرانسیل مرتبه اول هستند. قبل از احتراق، مدل، یک ناحیه‌ای است و با شروع احتراق ناحیه دوم (ناحیه سوخته) به‌وجود می‌آید. شکل ۱ مدل ترمودینامیکی دو ناحیه‌ای مورد استفاده را نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود نواحی سوخته و نسوخته بوسیله پیشانی شعله‌ای که ضخامت آن ناچیز فرض شده، از هم جدا شده‌اند.

در این مدل خواص ترمودینامیکی مخلوط نسوخته (با در نظر گرفتن کسر مولی سوخت و گونه  $N_2$ ،  $H_2O$ ،  $CO_2$ ،  $O_2$ ،  $CO$ ،  $H_2$  برای این مخلوط) به‌صورت تابعی از دما، فشار، نسبت هوا به سوخت و کسر گاز باقی‌مانده از سیکل قبل در هر زاویه لنگ محاسبه می‌شود. همچنین با فرض تعادل شیمیایی برای مخلوط سوخته شده<sup>۲</sup> (ECP)، خواص ترمودینامیکی این مخلوط به‌صورت تابعی از دما، فشار و نسبت هم‌ارزی و با در نظر گرفتن کسر مولی سوخت و ۱۰

3- Annand  
4- Woschni

1- Knock Intensity-KI  
2- Equilibrium Combustion Products

در اینجا،  $\omega$  سرعت دورانی موتور و ثابت  $C_b$  ثابت نشتی پیستون است که مقدار آن به طراحی رینگ‌های پیستون بستگی دارد. بطور مثال، اگر کل افت جرم، حدود ۲/۵٪ فرض شود، ضریب آن ۰/۸ است.  $m$  مقدار جرم در هر زاویه لنگ،  $m_1$  جرم در شروع کورس تراکم و لحظه بسته شدن سوپاپ هوا، و  $\theta_1$  زاویه لنگ بسته شدن سوپاپ هوا می‌باشد [۱۳].

برای کورس انبساط با در نظر گرفتن وضعیت ترمودینامیکی گازهای حاصل از احتراق، از روابط فوق برای محاسبه فشار و دما در این مرحله نیز استفاده می‌شود. برای حل معادلات (۴) و (۷) از روش عددی رونگ-کوتا استفاده شده است.

#### ۵- معادلات حاکم بر مرحله احتراق

مرحله احتراق پس از دوره تأخیر اشتعال شروع شده و در دو بخش ادامه پیدا می‌کند. بخش اول تشکیل دو ناحیه در محفظه احتراق بوده، که این بخش بر پایه مدل پیشنهادی بنسون<sup>۱</sup> و همکارانش در سه مرحله دنبال می‌شود [۱۴].

بخش دوم، مرحله پیشرفت و گسترش جبهه شعله می‌باشد. پس از شکل‌گیری هسته اولیه شعله، محفظه احتراق به دو ناحیه تقسیم می‌شود، ناحیه سوخته که با اندیس  $b$  و ناحیه نسوخته که با اندیس  $u$  نشان داده می‌شود. تغییرات فشار و دما در نواحی سوخته و نسوخته با توجه به گسترش جبهه شعله به صورت زیر بیان می‌شود [۱۲]:

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{1}{m_u c_{p,u}} \left( V_u \frac{dP}{d\theta} - \frac{dQ_u}{d\theta} \right), \quad (8)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{P}{m_b R_b} \left[ \frac{dV}{d\theta} - \left( \frac{V_b}{m_b} - \frac{V_u}{m_u} \right) \frac{dM_b}{d\theta} + \frac{V_u}{m_u} \frac{dm_{l,u}}{d\theta} + \frac{V_b}{m_b} \frac{dm_{l,b}}{d\theta} + \frac{V}{P} \frac{dP}{d\theta} - \frac{V_u}{T_u} \frac{dT_u}{d\theta} \right], \quad (9)$$

$$\frac{dP}{d\theta} = \left( \frac{c_{v,u}}{c_{p,u}} - \frac{c_{v,b}}{R_b} \frac{R_u}{c_{p,u}} V_u + \frac{c_{v,b}}{R_b} V \right)^{-1} \left\{ - \left( 1 + \frac{c_{v,b}}{R_b} \right) P \frac{dV}{d\theta} - c_{p,b} T_b \frac{dm_{l,b}}{d\theta} - \frac{R_u}{R_b} c_{p,u} T_u \frac{dm_{l,u}}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta} - \left[ (u_b - u_u) - c_{v,b} \left( T_b - \frac{R_u}{R_b} T_u \right) \right] \frac{dM_b}{d\theta} + \left( \frac{c_{v,u}}{c_{p,u}} - \frac{c_{v,b}}{R_b} \frac{R_u}{c_{p,u}} \right) \frac{dQ_u}{d\theta} \right\}. \quad (10)$$

در روابط (۱۰-۱)،  $Q$  انتقال حرارت بین نواحی گازهای سوخته و نسوخته و دیواره سیلندر،  $V$  حجم،  $\frac{dM_b}{d\theta}$  نرخ سوختن جرم و  $\frac{dm_{l,u}}{d\theta}$  نشتی جرم از ناحیه سوخته و  $\frac{dm_{l,b}}{d\theta}$

می‌رود، شکل دیفرانسیلی معادله بقاء انرژی برای حجم سیلندر (سوخته و نسوخته) می‌باشد:

$$dU = -\delta Q - \delta W + \sum_i h_i dm_i, \quad (3)$$

که  $U$  انرژی داخلی مخلوط سیلندر،  $Q$  حرارت جابه‌جا شده از مخلوط به دیواره سیلندر که برای انتقال حرارت از گاز به دیواره سیلندر  $Q > 0$  می‌باشد،  $W$  کار انجام شده روی پیستون است که برای کار دریافت شده به وسیله گاز داخل سیلندر  $W > 0$  است.  $h_i$  آنتالپی مخصوص گاز خروجی یا ورودی به سیلندر است و  $dm_i$  جریان جرمی به داخل (+) یا خارج (-) از سیلندر می‌باشد. کار  $\delta W$  را می‌توان به صورت  $PdV$  نشان داد که در آن  $P$  فشار و  $V$  حجم سیلندر است.

اولین ترم سمت راست معادله (۳) نشان‌دهنده افت حرارت به دلیل تماس گاز داخل سیلندر با دیواره‌های آن است که توسط مدل انتقال حرارت مشخص می‌شود. دومین ترم کار انجام شده و سومین ترم انرژی کل جریان ورودی و یا خروجی از سیلندر است که در اینجا تغییر در جرم داخل سیلندر فقط به خاطر نشتی پیستون در نظر گرفته شده است. رابطه فوق برای هر کدام از نواحی سوخته و نسوخته به کار برده می‌شود. در ادامه روابط حاکم بر مراحل تراکم، انبساط و همچنین احتراق آورده شده است. این معادلات بر پایه جرمی می‌باشند، که می‌توان آنها را به صورت مولی نیز بیان کرد.

#### ۴- معادلات حاکم بر مراحل تراکم و انبساط

کورس تراکم از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی، شروع و تا انتهای دوره تأخیر اشتعال (شکل‌گیری هسته اولیه شعله) به طول می‌انجامد. با توجه به شرایط ترمودینامیکی مخلوط گاز نسوخته و معادله بقاء انرژی و همچنین با در نظر گرفتن اینکه تغییرات جرم داخل سیلندر تنها به صورت نشتی پیستون می‌باشد، تغییرات فشار و دما در این مرحله با استفاده از روابط زیر محاسبه می‌شود [۱۲]:

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{m c_v} \left[ - \frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} + \frac{dm}{d\theta} RT \right], \quad (4)$$

که در آن،  $R$  ثابت گاز است با در نظر گرفتن اینکه  $\frac{dm}{d\theta}$  (تغییر جرم داخل سیلندر) به خاطر نشتی پیستون باشد، داریم:

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dml}{d\theta} = \frac{-C_b m}{\omega}, \quad (5)$$

$$m = m_1 \exp \left[ - \frac{C_b (\theta - \theta_1)}{\omega} \right], \quad (6)$$

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{1}{V} \left( \frac{dml}{d\theta} RT + mR \frac{dT}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} \right). \quad (7)$$

نشئی جرم از ناحیه سوخته به محفظه لنگ است.

## ۶- احتراق

برای تخمین نرخ سوختن جرم از روابط پیشنهادی هیوود<sup>۱</sup> استفاده شده است که بر پایه شکل شعله و سرعت پیشروی آشفته آن می‌باشد [۱۵]:

$$\frac{dM_b}{dt} = A_{fl} \cdot \rho_u \cdot ST, \quad (11)$$

که در آن،  $A_{fl}$  سطح پیشانی شعله،  $\rho_u$  چگالی مخلوط نسوخته و  $ST$  سرعت شعله آشفته می‌باشد که به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$ST = ff \cdot SL \cdot \left\{ \frac{\left( \frac{\rho_u}{\rho_b} \right)}{\left( \left( \left( \frac{\rho_u}{\rho_b} \right) - 1 \right) \times Xb + 1 \right)} \right\}, \quad (12)$$

در این رابطه،  $ff$  فاکتور شعله آشفته است که به صورت زیر بیان می‌شود:

$$ff = (1 + 0.0018 \times rpm). \quad (13)$$

و نیز سرعت شعله لامینار ( $SL$ ) برای مخلوط سوخت بنزین، هوا و گاز باقی‌مانده از سیکل قبل به صورت زیر است:

$$SL = SL_0 \left( \frac{T_u}{T_0} \right)^{2.18 - 0.8 \times (\theta - 1)} \cdot \left( \frac{P}{P_0} \right)^{-0.16 + 0.22 \times (\theta - 1)} \cdot (1 - 2.06Xr^{0.77}), \quad (14)$$

که در آن

$$SL_0 = (30.5 - 54.9 \times (\theta - 1.21))^2. \quad (15)$$

در روابط فوق،  $\varphi, \rho_b, \rho_u, rpm, Xb, Xr, P_0, P, T_0, T_u$  به ترتیب دمای ناحیه نسوخته، دمای شرایط استاندارد (۲۹۸K)، فشار داخل محفظه احتراق، فشار استاندارد (۱atm)، کسر مولی گازهای باقی‌مانده از سیکل قبل، کسر جرمی سوخته شده، سرعت دورانی موتور، چگالی مخلوط نسوخته و سوخته و نسبت هم‌ارزی هوا و سوخت هستند [۱۵].

در این مدل هندسه شعله به صورت نیم‌کره و فاصله زمانی بین لحظه ایجاد جرقه در شمع تا رسیدن پیشانی شعله به دورترین نقطه از شمع، به عنوان طول دوره احتراق در نظر گرفته شده است. هندسه شعله و نحوه افزایش شعاع آن تا انتهای دوره احتراق بر پایه مدل پیشنهادی آناند [۱۰] مدل شده است.

## ۷- مدل کوبش

کوبش به صورت احتراقی غیر عادی تعریف می‌شود، بدین صورت که گاز انتهایی (End Gas)، قبل از اینکه جبهه شعله توربولانس به آن برسد، ناگهان مشتعل می‌شود. آزاد شدن حرارت ناگهانی به خاطر احتراق غیر عادی باعث افزایش ناگهانی فشار در داخل محفظه احتراق شده و صدای ناهنجاری را ایجاد می‌کند. امروزه مشخص شده است که علت اصلی وقوع کوبش، بروز خوداشتعالی در ناحیه گازهای نسوخته (مخلوط سوخت و هوا) است و نظریه مافوق صوت (دتونیشن) که بیان می‌کند کوبش بر اثر افزایش شتاب شعله عادی و رسیدن آن به حد مافوق صوت ایجاد می‌شود، اعتبار خود را از دست داده است [۱۶-۱۹].

در طول سالیان گذشته، برای پیش‌بینی اثر پارامترهای عملکردی بر وقوع کوبش، از مدل‌های صفر بعدی ساده گرفته تا مدل‌های دینامیک سیالاتی چندبعدی، توسعه یافته و به کار گرفته شده‌اند. با ترکیب کردن این مدل‌ها با مدل‌های کوبش، شرایط عملکردی مرز کوبش را می‌توان پیش‌بینی کرد. به طور کلی مدل‌های کوبش را می‌توان به دو دسته تقسیم کرد:

- ۱- روابط خوداشتعالی تجربی و
- ۲- مدل‌های سینتیک شیمیایی تفصیلی و مدل‌های تقلیل یافته.

مدل‌های سینتیک شیمیایی تفصیلی به خاطر در نظر گرفتن کلیه واکنش‌هایی که منجر به خوداشتعالی می‌شوند و برآورد مناسب محصولات احتراق، برتری زیادی یافته‌اند، اما انجام محاسبات لازم برای صدها واکنش و گونه نیازمند مدت زمان زیادی جهت محاسبات مربوطه، آن هم با پردازشگرهای بسیار قدرتمند هستند.

ضرایب نرخ واکنش بر اساس مراحل شیمیایی پایه تعیین می‌شود و چنانچه همه واکنش‌های ابتدایی مشخص باشند، دیگر نیازی به تطابق ضرایب نرخ واکنش برای سوخت‌های مختلف نیست. به هر حال به خاطر پیچیده بودن فرمول سوخت موتورها ممکن است که تمامی واکنش‌های ابتدایی مشخص نباشند. بنابراین، حتی در روند مدل‌های سینتیک شیمیایی تفصیلی نیز به کالیبره کردن نیاز خواهد بود. علاوه بر این، طراحان موتور ممکن است نیازمند پیش‌بینی عملکرد موتور در شرایط ورودی و اولیه مختلفی باشند، که این امر

باید به صورت تجربی مشخص شوند.

در این مقاله، برای مدل کردن کوبش از روش فوق استفاده شده است. مدل مذکور به منابع محاسباتی زیاد نیاز نداشته و می‌توان به راحتی آن را با هر مدل شبیه‌ساز موتور تلفیق کرد. همچنین میزان صحت و دقت پیش‌بینی این مدل از وضعیت گاز انتهایی، در مقایسه با زیرمدل‌های خوداشتعالی دیگر، از درجه اطمینان بالایی برخوردار است. با ترکیب معادلات (۱۶) و (۱۷)، معادله (۱۸) که یک معادله غیرخطی است، حاصل خواهد شد:

$$\int_{t=0}^{t_{\text{knock}}} \frac{dt}{X_1 P(t)^{-X_2} \exp(X_3/T_u(t))} = 1. \quad (18)$$

با توجه به رابطه فوق، چنانچه وضعیت گاز انتهایی یعنی فشار و دمای آن در شرایط کارکرد مختلف معلوم باشد و نیز رابطه زمان تأخیر اشتعال (مقدار ضرایب  $X_1$  و  $X_2$  و  $X_3$ ) مشخص باشد، آنگاه می‌توان از این رابطه برای پیش‌بینی KOCA و همچنین تعیین شرایط عملکردی آستانه کوبش<sup>۵</sup> استفاده کرد. و نیز برعکس، اگر وضعیت گاز انتهایی به همراه KOCA معلوم باشد، آنگاه می‌توان ضرایب  $X_1$  و  $X_2$  و  $X_3$  (رابطه زمان تأخیر اشتعال) را با استفاده از نتایج آزمایشگاهی تعیین نمود و رابطه مناسبی برای پیش‌بینی KOCA به دست آورد.

در فعالیت حاضر اطلاعات فشار سیلندر برای شرایط مختلف کارکرد موتور با استفاده از نتایج آزمایشگاهی موتور EF7.TC جمع‌آوری شده و برای هر سیکل مشخص شده است. از طرفی با استفاده از مدل شبه‌ابعادی، تغییرات دمای ناحیه گازهای نسوخته برای هر شرایط عملکردی به طور جداگانه محاسبه شده است. حال با داشتن اطلاعات فشار و زاویه لنگ وقوع کوبش از نتایج آزمایشگاهی و همچنین دمای نسوخته در هر زاویه لنگ از مدل شبه‌ابعادی، می‌توان ضرایب ثابت معادله (۱۸) را به نحوی که بهترین نتیجه جهت پیش‌بینی کوبش را در پی داشته باشد، به دست آورد. معادله (۱۹) جمع مربعات<sup>۶</sup> اختلاف بین مقدار انتگرال تا زمان رخ دادن اولین کوبش ( $t_{\text{knock}}$ ) و مقدار تئوری این انتگرال، که یک است، را نشان می‌دهد و  $K$  در آن تعداد سیکل‌های مورد استفاده می‌باشد:

باعث بیشتر شدن حجم محاسبات شده و بدلیل اینکه کدهای سیالاتی چندبعدی به مدت زمان زیادی جهت محاسبات خود نیاز دارند، استفاده‌ای برای طراحان موتور نخواهند داشت.

استفاده از روابط خوداشتعالی تجربی از روش‌های اولیه و پایه برای پیش‌بینی خوداشتعالی در موتورهای اشتعال جرقه‌ای به شمار می‌رود. در این روش به جزئیات واکنش‌های صورت گرفته در زمان خوداشتعالی پرداخته نمی‌شود. تأخیر اشتعال در موتور اشتعال جرقه‌ای به معنی فاصله زمانی بین انتهای تراکم و شروع خوداشتعالی می‌باشد. زمان تأخیر اشتعال نشان‌دهنده زمان ایجاد شدن استخر گونه‌های رادیکالی است. پس از اینکه استخر رادیکال‌ها ایجاد شد، این رادیکال‌ها به سرعت مولکول‌های سوخت را مصرف می‌کنند. برای اولین بار لایونگود و وو<sup>۱</sup> [۲۰] رابطه تأخیر اشتعال را برای موتور اشتعال جرقه‌ای به کار گرفتند و توسعه دادند. آنها با استفاده از مخلوط هپتان نرمال و ایزواکتان به عنوان سوخت و در گستره وسیعی از شرایط عملکردی موتور، زمان وقوع کوبش<sup>۲</sup> را با اختلاف کمی با مقادیر اندازه‌گیری شده، پیش‌بینی کردند. این روش تحت عنوان روش انتگرالی کوبش<sup>۳</sup> نیز شناخته می‌شود، انتگرال کوبش به شکل زیر است:

$$\int_{t=0}^{t_{\text{knock}}} \left(\frac{1}{P}\right) dt = 1. \quad (16)$$

در رابطه فوق،  $\tau$  زمان تأخیر اشتعال برحسب میلی‌ثانیه است و از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی ( $t=0$ ) تا لحظه خوداشتعالی ( $t_{\text{knock}}$ )، از معکوس آن انتگرال گیری می‌شود. برطبق این تئوری زمانی که این انتگرال برابر یک شود، در گاز انتهایی خوداشتعالی رخ خواهد داد. روش معمول برای مدل کردن زمان تأخیر اشتعال استفاده از یک رابطه تجربی است که با تطبیق تابع آرنیوس<sup>۴</sup> با اطلاعات آزمایشگاهی مربوط به دما و فشار گاز انتهایی، به دست می‌آید. معادله (۱۷) رابطه استفاده شده جهت این بحث می‌باشد [۲۱ و ۲۲]:

$$\tau = X_1 P^{-X_2} \exp\left(\frac{X_3}{T_u}\right), \quad (17)$$

که در آن،  $P$  فشار داخل سیلندر در هر زاویه لنگ، برحسب کیلوپاسکال و  $T_u$  دمای گازهای نسوخته در هر زاویه لنگ، برحسب کلونین می‌باشد.  $X_1$  و  $X_2$  و  $X_3$ ، ثوابتی هستند که

- 1- Livengood and Wu
- 2- Knock Occurrence Crank Angel (KOCA)
- 3- Knock Integral Method
- 4- Arrhenius Function

5- Knock-Limited Operating Conditions  
6- Sum of the Squares(SS)

$$\int_{\theta=ivc}^{\theta=KOAC} \frac{d\theta}{6NX_1P(\theta)^{-X_2} \exp(X_3/T_u(\theta))} = 1 \quad (21)$$

$$X_1: 0.0065, X_2: 1.6, X_3: 3800.$$

از ترکیب این مدل با کد شبیه‌سازی سیکل قدرت، می‌توان برای پیش‌بینی KOCA، تعیین شرایط عملکردی مرز کوبش و همچنین بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر KOCA و شدت کوبش (KI) استفاده کرد. در منابع مختلف روش‌های متفاوتی برای تعیین شدت کوبش ارائه شده است. در این مقاله، تعیین KI بر پایه این فرض استوار است که تمام گاز انتهایی انرژی شیمیایی خود را در مدت زمان بسیار کوتاهی، در لحظه KOCA آزاد می‌سازد و KI به صورت افزایش فشار سیلندر مشخص می‌شود:

$$Q_{auto} = m_{end-gas} C_v (T - T_u) \quad (22)$$

$$P = \frac{T}{T_u} P_u \quad (23)$$

در روابط فوق،  $Q_{auto}$  انرژی آزاد شده از گاز انتهایی،  $m_{end-gas}$  جرم گاز انتهایی،  $C_v$  گرمای مخصوص در حجم ثابت (که برابر با مقدار آن برای هوا فرض می‌شود)،  $T$  دمای مخلوط بعد از خوداشتعالی،  $T_u$  دمای گاز انتهایی قبل از خوداشتعالی و  $P$  فشار بعد از خوداشتعالی می‌باشد [۲۱].

هر چند روش فوق، روش ساده‌ای برای مدل کردن KI است و نیز مقدار KI و روند تغییر فشار سیلندر با مقادیر واقعی آن در حین وقوع کوبش و پس از آن متفاوت است، اما با استفاده از این مدل می‌توان بیشینه KI را با تغییر شرایط عملکردی موتور مشاهده کرد. بنابراین مدل فوق می‌تواند اطلاعات مفیدی را در اختیار طراحان موتور قرار دهد.

#### ۸- صحنه‌گذاری مدل کوبش

جهت اطمینان از نتایج مدل ارائه شده، با استفاده از نتایج آزمایشگاهی مربوط به موتور EF7.TC در یازده سیکل همراه با کوبش، در شکل ۲ زاویه لنگ کوبش اندازه‌گیری شده با زاویه لنگ کوبش پیش‌بینی شده به وسیله مدل کوبشی که در این پژوهش بهینه شده و همچنین مدل پیشنهادی دود و آیزات [۱]، مقایسه و درصد خطا در هر سیکل مشخص شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، با استفاده از ضرایب پیشنهادی دود و آیزات ( $X_1=0/02$ ،  $X_2=1/7$  و  $X_3=3800$ ) اختلاف زاویه لنگ کوبش پیش‌بینی شده با مقادیر اندازه‌گیری شده در هر سیکل، حدود ۴-۵ درجه و خطای

$$SS = \sum_{i=1}^K \left[ \int_{t=0}^{t=t_{knock}} \frac{dt}{X_1 P(t)^{-X_2} \exp(X_3/T_u(t))} - 1 \right]^2 \quad (19)$$

در منابع مختلف روش‌های زیادی برای تعیین سیستم‌های چند متغیره وجود دارد. در فعالیت حاضر برای تعیین ضرایب ثابتی که مقدار SS را کمینه کند، از معادله (۲۰) و روش بهینه‌سازی استیپست-آسنت<sup>۱</sup> استفاده شده است [۲۳]. معادله (۲۰) مانند معادله (۱۹) می‌باشد، با این تفاوت که متغیر زمان به زاویه لنگ تغییر یافته است. در این معادله N دور موتور برای سیکل نام (دور بر دقیقه) است:

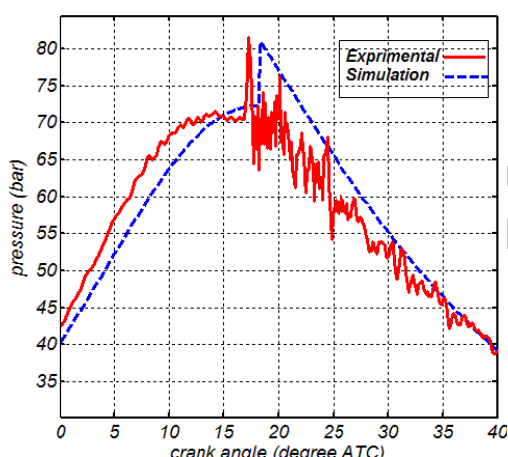
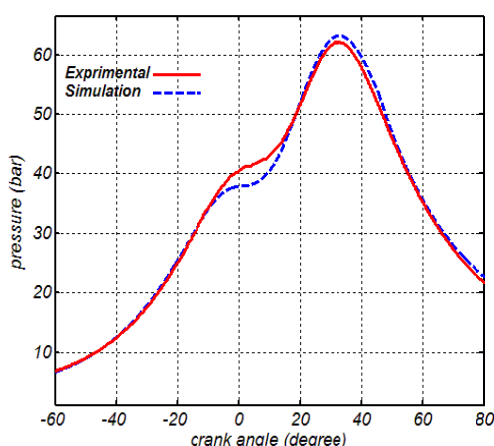
$$SS = \sum_{i=1}^K \left[ \int_{\theta=ivc}^{\theta=KOAC_i} \frac{d\theta}{6N_i X_1 P_i(\theta)^{-X_2} \exp(X_3/T_{ui}(\theta))} - 1 \right]^2 \quad (20)$$

در محیط نرم‌افزار متلب، کدی برای بهینه‌سازی ضرایب  $X_1$  و  $X_2$  و  $X_3$  نوشته شده است. محاسبات در این برنامه با گرفتن مقادیر تقریبی این ضرایب، و داده‌های فشار و دمای هر سیکل شروع می‌شود. متناسب با هر داده فشار، در یک سیکل مشخص، مدل شبه‌ابعادی، داده‌های دمای ناحیه نسوخته را برای همان سیکل در اختیارمان قرار خواهد داد. فرض شده است که ناحیه نسوخته به هنگام تعیین دمای آن، آدیباتیک باشد. اگرچه در شرایط واقعی موتور، دما در هر قسمت از گاز انتهایی متفاوت است، ولی به هر حال خوداشتعالی در جایی که بیشترین دما را داراست شروع می‌شود. با تمام این تفاسیر بهترین تخمین برای دمای گاز انتهایی، فرض شرایط آدیباتیک است، که البته این فرض برای مدل‌های کوبش، فرض رایجی می‌باشد [۲۴ و ۲۵]. در رابطه (۲۰) انتگرال‌گیری از لحظه بسته شدن سوپاپ هوا<sup>۲</sup> تا زمان KOCA (که به وسیله نتایج آزمایشگاهی مشخص شده است) ادامه پیدا می‌کند. آنگاه مقدار محاسبه شده با مقدار اندازه‌گیری شده، برای تعیین مربع خطا، مقایسه می‌شود. این محاسبات برای K سیکل منفرد که هر کدام شرایط کارکرد مختلفی بر آن حاکم بوده است، تکرار می‌شود و جمع مربعات (SS) خطا برای همه این N سیکل محاسبه می‌شود. اگر (SS) کمتر از تلورانس مورد نظر باشد، محاسبات قطع شده و پایان می‌یابد. با انجام مراحل بهینه‌سازی ذکر شده، فرم نهایی انتگرال کوبش برای موتور EF7.TC به صورت زیر پیشنهاد می‌شود [۲۳]:

1- Steepest-Ascent Method  
2- Intake Valve Closed (IVC)



که در نمودار احتراق عادی ملاحظه می‌شود، با توجه به اهمیت نمودار تغییرات فشار برحسب زاویه لنگ در مدل‌های شبه ابعادی، سازگاری این نمودار با داده‌های تجربی به معنای تأیید ماهیت اصلی شبیه‌سازی و امکان استفاده از نتایج تغییرات فشار، برای مقاصد بعدی می‌باشد.



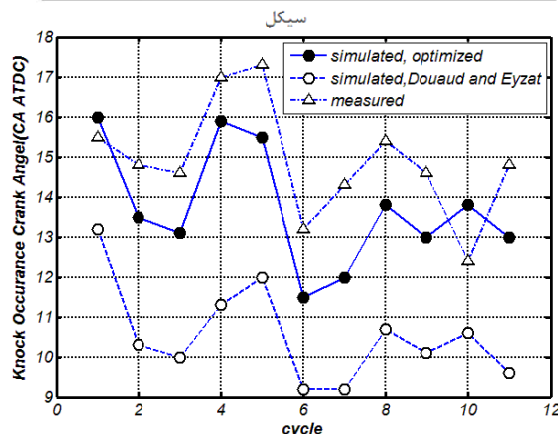
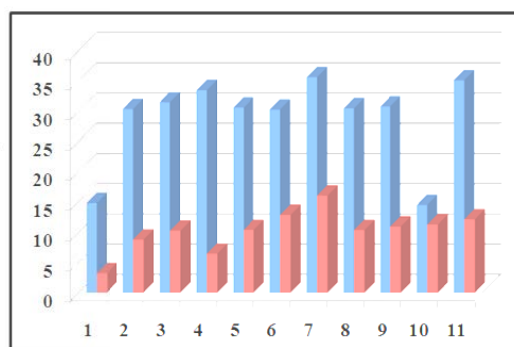
شکل (۳): مقایسه نمودار فشار در دو حالت محاسبه شده و تجربی (موتور EF7TC).

بالا- احتراق عادی: دور موتور  $5500 \text{ rpm}$ ،  $\Phi=1/2$ ،  $310 \text{ K}$ ،  
 $\text{Spark Timing}=11/5 \text{ BTDC}$ ،  $\text{Pivc}=1/4 \text{ bar}$ ،  $\text{Tivc}=\text{Pivc}$ ،  
 پایین- احتراق همراه با کوبش:  $5000 \text{ rpm}$ ،  $\Phi=1/2$ ،  
 $\text{Pivc}=1/4 \text{ bar}$ ،  $\text{Tivc}=360 \text{ K}$ ،  
 $\text{Spark Timing}=21 \text{ BTDC}$

با توجه به نمودار احتراق همراه با کوبش در شکل فوق، زاویه لنگ پیش‌بینی شده با زاویه لنگ کوبش در منحنی تجربی، که تقریباً به صورت اولین و بیشترین پرش در این منحنی در نظر گرفته می‌شود، اختلاف قابل قبولی داشته و همچنین

متوسط  $4/3$  درجه است. در صورتی که اختلاف زاویه لنگ کوبش پیش‌بینی شده با استفاده از ضرایب بهینه شده در این پژوهش ( $X_1=0/065$ ،  $X_2=1/6$  و  $X_3=3800$ ) در هر سیکل به  $2-1/5$  درجه کاهش یافته و خطای متوسط  $1/7$  درجه است. دلیل اینکه در دو سیکل مقادیر مدل‌سازی بیشتر از مقادیر تجربی شده و نیز اختلاف این مقادیر ثابت نیست، شرایط آزمایش، دستگاه‌های اندازه‌گیری و خطای ایجاد شده در اندازه‌گیری این دو سیکل می‌باشد. این مسئله با مقایسه مقادیر حاصل از مدل بهینه شده با مدل دواد و آیزات روشن تر می‌شود، زیرا روند تغییر منحنی حاصل از دو روش مذکور کاملاً شبیه هم می‌باشد.

درصد خطای مدل بهینه شده در دواد و آیزات مدل



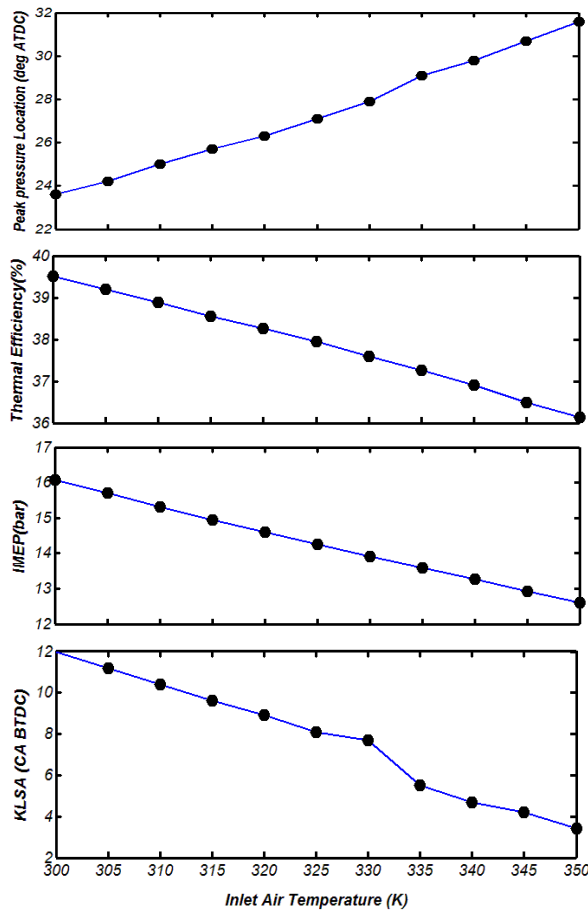
شکل (۲): مقایسه زاویه لنگ کوبش پیش‌بینی شده در یازده سیکل مختلف با مقادیر اندازه‌گیری شده.

## ۹- نتایج

در شکل ۳ خروجی مدل معرفی شده در این مقاله به همراه داده‌های آزمایشگاهی مربوط به دو سیکل احتراق عادی و احتراق همراه با کوبش [۹] نشان داده شده است. همان‌طور

در دمای هوای ورودی، جهت احتراز از کوبش، ۱ درجه ریتارد لازم است [۹].

در این تحقیق، دمای هوای ورودی در دور ۳۰۰۰ rpm و نسبت تراکم ۱ : ۹/۹، از ۳۰ تا ۳۵۰ درجه کلون تغییر داده شده است و نتایج آن در شکل ۴ آورده شده است.



شکل (۴): اثر دمای هوای ورودی روی عملکرد آستانه کوبش  
( $\Phi=1$ ,  $3000\text{ RPM}$ ,  $9/9\text{ CR}$ ,  $P_{\text{ivc}}=1/1\text{ bar}$ ).

همان طور که مشاهده می شود تقریباً KLSA، از  $13^\circ$  به  $4^\circ$  (۱/۶K) کاهش پیدا کرده است. با افزایش دمای هوای ورودی، تایمینگ جرقه به اندازه ۸ ریتارد شده است، این وضعیت باعث کاهش نرخ سوختن شده و بنابراین موقعیت بیشینه فشار (LPP) با توجه به شکل مذکور ۸ ریتارد شده است (تقریباً به همان اندازه ای که جرقه ریتارد شده است). با توجه به این نتایج، در خصوص تأثیر دمای هوای ورودی بر عدد اکتان، می توان گفت به ازای هر ۶ درجه کلون افزایش در

مدل در نظر گرفته شده برای محاسبه شدت کوبش نیز سازگاری مناسبی با نتایج تجربی دارد.

## ۹-۱- اکتان و آوانس جرقه

همان طور که در مقدمه بیان شد، با توجه به نتایج آزمایشات و تحقیقاتی که در مراجع [۵-۱۱] ملاحظه می شود، با هر افزایش در عدد اکتان سوخت، تقریباً افزایشی به همان اندازه را می توان در آوانس جرقه ایجاد کرد، به عبارت دیگر:  $1^\circ \text{SA} = 1 \text{ON}$ . با توجه به این نتیجه می توان اثر تغییر هر پارامتر عملکردی را بر آوانس جرقه آستانه کوبش و بنابراین بر عدد اکتان مورد نیاز سوخت مورد بررسی قرار داد.

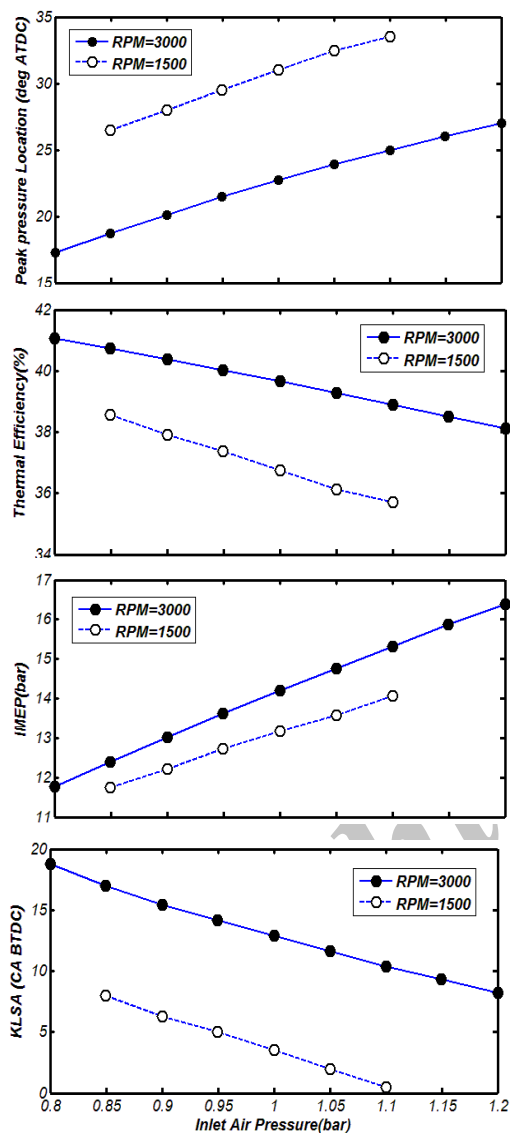
موقعیت بیشینه فشار (LPP) در نمودار تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ، برای بررسی چگونگی فاز احتراق بسیار مفید است. با اعمال جرقه در زمان بهینه آن (آوانسی که به ازای آن بیشترین گشتاور خروجی به دست آید)، بیشینه فشار در  $12-14^\circ$  درجه بعد از نقطه مرگ بالا حاصل می شود. باید توجه داشت که اگر نرخ سوختن تغییری نکند، یک تغییر کم در آوانس جرقه اغلب تغییری به همان اندازه در موقعیت بیشینه فشار ایجاد می کند.

با توجه به مطالب فوق در تحقیق حاضر و در ادامه اثر تغییر پارامترهایی همچون دما و فشار هوای ورودی، نسبت هوا به سوخت و نسبت تراکم، بر عدد اکتان بررسی شده است.

## ۹-۲- اثر دمای هوای ورودی

به طوری که از قسمت نمایی تابع آربنوس انتظار می رود، مقدار دمای گاز انتهایی اثری بسیار قوی روی کوبش دارد و همان طور که می دانیم، مقدار اولیه برای دمای گاز انتهایی در طول یک سیکل، دمای هوای ورودی می باشد. همان طور که در مقدمه اشاره شد، با توجه به تحقیقات گذشته [۶ و ۲] به ازای هر ۷ درجه افزایش دما، می بایست  $1^\circ$  آوانس جرقه آستانه کوبش را کاهش داد تا از کوبش جلوگیری شود ( $1^\circ \text{YK}$ ). همچنین مؤمنی موحد در مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) اثر این پارامتر را بر عملکرد موتور EF7.TC به صورت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار داد که نتیجه حاصل نشان می دهد به ازای هر ۶ درجه کلون افزایش

را داشته و در همین شرایط است که بیشترین احتمال وقوع کوبش وجود دارد. این مطلب با استفاده از مدل شبیه‌سازی در شکل ۶ نشان داده شده است.



شکل (۵): اثر فشار ورودی روی عملکرد مرز کوبش  
( $T_{ivc}=310\text{ K}$ ,  $\Phi=1$ ,  $\lambda=9/9$ ,  $1\text{ CR}$ )

همان‌طور که اشاره شد بیشترین گشتاور زمانی حاصل می‌شود که مخلوط سوخت و هوا از حالت استوکیومتریکی کمی غنی‌تر باشد. این‌گونه نسبت‌های هوا به سوخت، اکتان مورد نیاز سوخت را به‌خاطر چندین اثر افزایش می‌دهند:  
۱- سرمایش کمتر مخلوط ورودی به‌وسیله تبخیر سوخت با مقدار و وسعت کمتر،

دمای هوای ورودی باید عدد اکتان سوخت را به اندازه ۱ واحد افزایش دهیم ( $1\text{ ON}/6\text{ K}$ ). همان‌طور که مشاهده می‌شود، نتیجه حاصل از این شبیه‌سازی، که در آن هندسه و شرایط عملکرد موتور EF7.TC در نظر گرفته شده، مطابق با نتیجه مؤمنی‌موحد [۹] می‌باشد.

### ۹-۳- اثر فشار مطلق مانیفولد

افزایش فشار هوای ورودی (فشار مانیفولد) به واکنش‌های پیش‌شعله<sup>۱</sup> شتاب می‌بخشد. فشار مانیفولد همچنین می‌تواند بر مقدار گازهای باقیمانده از سیکل قبل تأثیرگذار باشد. بدین ترتیب که با داشتن فشار ورودی خیلی بالا، مقدار جریان برگشتی به مانیفولد ورودی کمتر خواهد بود؛ بنابراین نرخ سوختن افزایش یافته و تمایل موتور به کوبش کاهش پیدا خواهد کرد. همان‌طور که در مقدمه اشاره شد، با توجه به تحقیقات گذشته [۳ و ۴] با افزایش فشار به اندازه  $10\text{ kPa}$ ، آوانس جرقه آستانه کوبش تنها  $4^\circ$  کاهش خواهد یافت (افزایش فشار  $10\text{ kPa}$ ).

نتایج حاصل از شبیه‌سازی انجام شده در این تحقیق، که روی گستره‌ای از فشار مانیفولد ورودی انجام شده، در شکل ۵ نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، در دور  $1500\text{ rpm}$  با افزایش فشار از  $85$  به  $110\text{ kPa}$  KLSA از  $8^\circ$  به  $1^\circ/5^\circ$  کاهش یافته است. به‌عبارت دیگر:  $3^\circ/10\text{ kPa}$ . همچنین در دور  $3000\text{ rpm}$  با تغییر فشار از  $80$  به  $120\text{ kPa}$ ، آوانس جرقه از  $18/8^\circ$  به  $8/2^\circ$  کاهش یافته است، یعنی:  $2^\circ/7^\circ/10\text{ kPa}$ . با توجه به این نتایج، می‌توان گفت به‌طور متوسط به ازای هر  $10\text{ kPa}$  افزایش فشار در مانیفولد ورودی، می‌بایست ۳ درجه کاهش در KLSA و یا به‌عبارت دیگر ۳ واحد افزایش در عدد اکتان ایجاد شود.

### ۹-۴- اثر نسبت هوا به سوخت

تغییر نسبت هوا به سوخت می‌تواند سبب تغییر در سرعت شعله، دمای شعله و دیواره و درنهایت زمان واکنش گاز انتهایی شود. گشتاور خروجی موتور و دمای بیشینه سیکل در شرایط کمی غنی‌تر از حالت استوکیومتریکی، بیشترین مقدار

1- Pre-Flame Reactions

افزایش می‌یابد. می‌توان گفت عدد اکتان مورد نیاز با تقریباً ۸٪ غنی شدن مخلوط نسبت به حالت استوکیومتریک، به اوج خود می‌رسد (نسبت هوا به سوخت ۱۴-۱۳/۵ برای سوخت بنزین)، بنابراین با در نظر گرفتن یک بازه متقارن، از لامبدای ۰/۷۵ تا لامبدای ۱/۰۵ در این نمودار، عدد اکتان مورد نیاز نسبت به این بیشینه، به ازای هر ۰/۱ لامبدا، در حدود دو واحد (۲ON) کاهش می‌یابد (لامبدا ۰/۱/۲ON).

#### ۹-۵- اثر نسبت تراکم

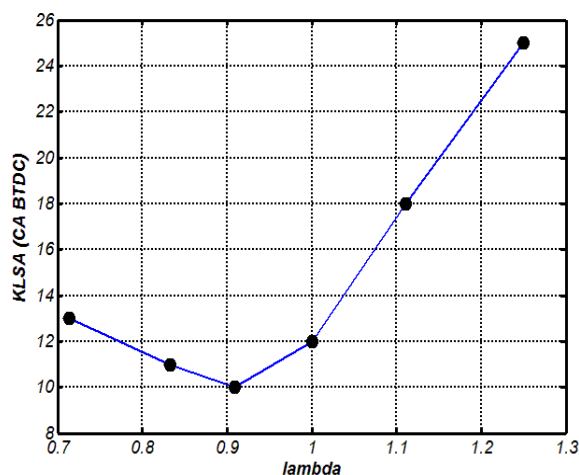
هرچه نسبت تراکم موتور بالاتر باشد، فشار و دمای محفظه احتراق بیشتر شده و در نتیجه تمایل به کوبش افزایش خواهد یافت. همان‌طور که در مقدمه گفته شد، با توجه به نتایج تجربی گذشته [۸ و ۷] به‌ازای هر واحد افزایش در نسبت تراکم باید عدد اکتان سوخت را ۵ واحد افزایش دهیم تا عملکردی بدون کوبش داشته باشیم (۵ON/۱CR).

در شکل ۷ مقایسه‌ای از عملکرد آستانه کوبش برای موتور EF7.TC در نسبت تراکم‌های ۱:۹/۹ و ۱:۱۱ نشان داده شده است. با توجه به این نمودار، در نسبت تراکم ۹/۹ کوبش عملکرد موتور را تنها تا دور موتور ۲۵۰۰ محدود کرده است در صورتی که با نسبت تراکم ۱۱ تا دورهای میانی و حتی بیشتر، موتور دچار محدودیت به‌وسیله کوبش شده است. آوانس جرعه در نسبت تراکم بالاتر و در دورهای پایین (۲۰۰۰ دور بر دقیقه و کمتر)، ۵ تا ۶ ریتارد شده، اما در دورهای بالاتر با همین نسبت تراکم تنها ۳ تا ۴ ریتارد شده است. توجه داشته باشید که مقادیر مشخص شده در هر کدام از منحنی‌ها مربوط به آستانه کوبش بوده و برای هر کدام از نسبت تراکم‌ها کلیه پارامترها به‌جز دور موتور ثابت می‌باشد. به‌طور مثال در یک دور مشخص، برای اینکه عملکرد موتور در نسبت تراکم بالاتر بدون کوبش باشد، نمی‌توانیم آوانس جرعه بالایی داشته باشیم. بنابراین مقدار IMEP در مقایسه با نسبت تراکم پایین‌تر در همان شرایط محدودتر خواهد شد. این نتایج نشان می‌دهند که با یک واحد افزایش در نسبت تراکم برای داشتن عملکردی بدون کوبش، در هر دور موتور دلخواه، تقریباً به افزایشی معادل ۵ واحد در عدد اکتان (۵ON) احتیاج است.

۲- با داشتن مخلوطی این‌گونه، دمای گازهای سوخته شده و در نتیجه دمای قطعات بالاتر خواهد بود، این مسئله انتقال حرارت به مخلوط ورودی را افزایش می‌دهد و

۳- با داشتن نسبت هوا به سوخت کمی غنی، نسبت گرمای ویژه افزایش یافته، بنابراین رشد دمای بزرگ‌تری را در طول تراکم شاهد خواهیم بود.

همه این اثرات باعث می‌شوند که دمای گاز انتهایی افزایش یافته و تمایل به کوبش بیشتر شود. اگر مخلوط غنی‌تر شود، آنگاه سرعت شعله لامینار و نرخ سوختن به بیشینه مقدار خود خواهد رسید. با توجه به پژوهش کاریز و همکارانش [۳]، در نسبت هوا به سوخت ۱:۱۳/۵ اکتان مورد نیاز بیشینه است و همچنین نسبت به این بیشینه نسبتاً متقارن بوده و در صورتی که مخلوط تا ۱:۱۲ غنی شود یا تا ۱:۱۵ رقیق شود، به اندازه ۲ ON کاهش می‌یابد. با توجه به تحقیقات رنو [۴] اکتان مورد نیاز برای داشتن کوبش خفیف (اکتانی که باعث رخ دادن کوبشی ضعیف شود) در موتوری با دور ۴۵۰۰ RPM، با وجود ۵٪ غنی بودن نسبت به حالت استوکیومتریک، به بیشینه رسیده و در حالت استوکیومتریک به اندازه یک واحد (۱ON) کاهش می‌یابد. در صورتی که مخلوط تا نسبت هم ارزی ۱/۱۵ غنی شود، مقدار اکتان مورد نیاز بیش از سه واحد (۳ON) کاهش می‌یابد.



شکل (۶): تغییرات KLSA در مقابل نسبت هوا و سوخت (Pivc=۱/۱bar, Tivc=۳۱۰K, ۳۰۰۰RPM, ۹/۹:۱CR)

با توجه به شکل ۶، به‌طور متوسط با تغییر لامبدا از ۰/۹ به ۱، آوانس جرعه آستانه کوبش تقریباً ۲ برای موتور EF7.TC

تحقیقات مختلف ممکن است متفاوت باشد، نتایج این تحقیق به دقت با نتایج تجربی مختلف (تحقیقات معتبر گذشته) مقایسه شده است. بر این اساس اثر پارامترهای مختلف روی مقدار اکتان مورد نیاز جهت داشتن عملکردی بدون کوبش، به طور خلاصه به صورت زیر است:

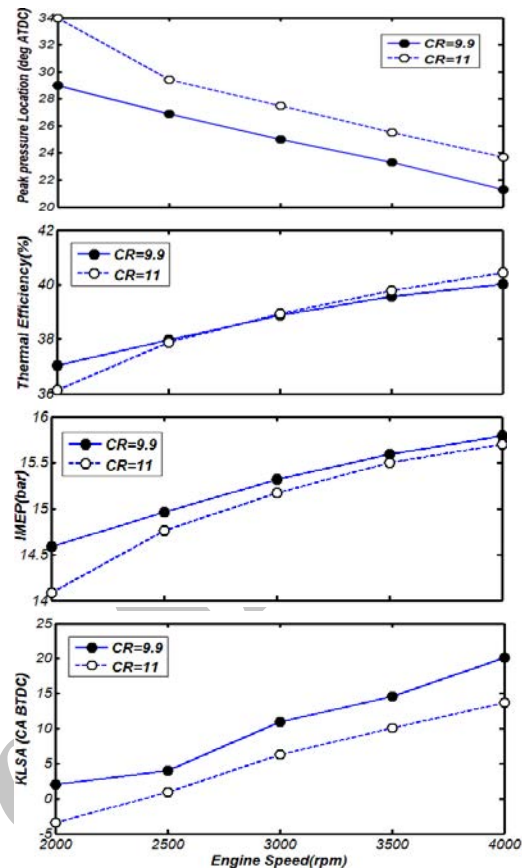
- **آوانس جرقه:** با هر واحد افزایش در عدد اکتان سوخت، تقریباً افزایشی به همان اندازه را می‌توانیم در آوانس جرقه ایجاد کنیم. ( $1\text{ON}/1^\circ\text{SA}$ )
- **دمای هوای ورودی:** به ازای هر  $6^\circ\text{C}$  درجه کلون افزایش در دمای هوای ورودی می‌بایست به اندازه  $1$  واحد در اکتان سوخت افزایش داشته باشیم. ( $1\text{ON}/6^\circ\text{K}$ )
- **فشار هوای ورودی:** به طور متوسط به ازای هر  $10\text{kPa}$  افزایش فشار در مانیفولد ورودی، می‌بایست  $3$  درجه کاهش در KLSA و یا به عبارت دیگر  $3$  واحد افزایش در عدد اکتان ایجاد شود. ( $3\text{ON}/10\text{kPa}$ )
- **نسبت سوخت و هوا:** عدد اکتان مورد نیاز با تقریباً  $8\%$  غنی شدن نسبت به حالت استوکیومتریک، به اوج خود می‌رسد (نسبت هوا به سوخت  $14 - 13/5$  برای سوخت بنزین). اگر لامبدا نسبت به این بیشینه  $0/1$  کم یا زیاد شود، آنگاه عدد اکتان مورد نیاز در حدود دو واحد ( $2\text{ON}$ ) کاهش خواهد یافت (لامبدا  $0/1$  یا  $2\text{ON}$ ).
- **نسبت تراکم:** با یک واحد افزایش در نسبت تراکم برای داشتن عملکردی بدون کوبش در هر دور موتور دلخواه، به افزایشی معادل  $5$  واحد در عدد اکتان ( $5\text{ON}$ ) احتیاج است ( $5\text{ON}/1\text{CR}$ ).

#### ۱۱- تشکر و قدردانی

نویسندگان از بذل توجه و همکاری آقای مهندس مؤمنی موحد و همچنین از همکاری مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) در جمع‌آوری اطلاعات آزمایشگاهی لازم، سپاسگزاری می‌کنند.

#### مراجع

1. Douaud, A.M. and Eyzat, P. "Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines", SAE 780080, 1978.



شکل (۷): اثر نسبت تراکم بر عملکرد آستانه کوبش

( $P_{ivc}=1/1\text{bar}$ ,  $\Phi=1$ ,  $T_{ivc}=310\text{K}$ )

#### ۱۰- نتیجه‌گیری

در این مقاله با ترکیب مدل شبیه‌ساز سیکل قدرت با مدل کوبشی که با استفاده از نتایج آزمایشگاهی بهینه شده است، اثر چند پارامتر عملکردی بر شرایط آستانه کوبش و عدد اکتان مورد نیاز برای جلوگیری از این پدیده، مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به نتایجی که در مراجع [۵-۱] با کار آزمایشگاهی و شبیه‌سازی مورد تأیید قرار گرفته‌اند، با هر واحد افزایش در عدد اکتان سوخت، تقریباً افزایشی به همان اندازه را می‌توانیم در آوانس جرقه ایجاد کنیم. بنابراین در تحقیق حاضر با در نظر گرفتن آوانس جرقه به‌عنوان یک پارامتر وابسته، اثر تغییر پارامترهایی همچون دما و فشار هوای ورودی به موتور، نسبت هوا به سوخت و نسبت تراکم، بر عدد اکتان مورد نیاز جهت عملکردی بدون کوبش بررسی شده است. با توجه به اینکه نوع موتور و شرایط عملکرد آن در

13. Ferguson, C.R. "Internal Combustion Engine, Applied Thermosciences", Wiley, 1986.
14. Benson, R.S., Annand, W.J.D., and Baruah, P.C. "A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine", *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 17, No. 4, pp. 97- 124, 1975.
15. Heywood, J.B. "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw – Hill, Inc 1988.
16. Nakagawa, Y., Takagi, Y., Itoh, T., and Iijima, T. "Laser Shadowgraphic Analysis of Knocking in S.I. Engine", SAE Paper 845001, 1984.
17. Nakajima, Y., Nagai, T., Iijima, T., Yokayama, J., and Nakamura, K. "Analysis of Combustion Pattern Effective in Improving Anti-knock Performance of a Spark Ignition Engine", *JSAE Review*, Vol. 4, No. 2, pp. 124-139, 1984.
18. Konig, G. and Sheppard, C.G.W. "End Gas Autoignition and Knock in a Spark Ignition Engine", SAE Paper 902135, 1990.
19. Affleck, W.S. and Fish, D. "Knock Flame Acceleration or Spontaneous Ignition", *Comb. and Flame*, Vol. 12, No. 7, pp. 243-252, 1968.
20. Livengood, J.C. and Wu, P.C. "Correlation of Auto Ignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines", *Fifth Symposium on Combustion*, Vol. 1, No. 1, pp. 347–356, 1955.
21. Soyulu, S. "Prediction of Knock Limited Operating Conditions of a Natural Gas Engine", *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, No. 2, pp. 121–138, 2005.
22. Elmqvist, Ch. and Kalghatgi, G. "Optimizing Engine Concepts by Using a Simple Model for Knock Prediction", SAE paper 2003-01-3123, 2003.
23. Nasrabadi, M. Kakaee, A.H., "Development of an Autoignition Submodel for Knock Prediction in SI Engine", *J. Fuel and Combustion*, Vol. 3, No. 2, pp. 53-36, 2010 (In Persian).
24. Chun, K.M. and Heywood J.B. "Characterization of Knock in a Spark Ignition Engine" SAE Paper 890156, 1989.
25. Cowart, J.S., Haghgooe, M., Newman, C.E., and Davis, G.C.4 "The Intensity of Knock in an Internal Combustion Engine: An Experimental and Modeling Study", SAE Paper 922327, 1992.
2. Haghgooe, M. "The Effect of Fuel Octane Number and Inlet Air Temperature on Knock Characteristics of a Single Cylinder Engine", SAE Paper 902134, 1990.
3. Caris, D.F., Mitchell, B.J., McDuffie, A.D., and Wyczalek, F.A. "Mechanical Octanes for Higher Efficiency", *SAE Trans.*, Vol. 64, No. 7, pp. 76-100, 1956.
4. Renault, F. "A New Technique to Detect and Control Knock Damage", SAE Paper 820073, 1982.
5. Zhao, H., Collings, N., and Ma, T. "Characterization of Knock and Its Effect on Surface Temperatures", SAE Paper 920514, 1992.
6. Warren, C.C. and Mencik, D. "Correction of Borderline Detonation Spark Advance for Engine Inlet Air Temperature", *Ford SRM*, Vol. 4, No. 2, pp. 85-19, 1985.
7. Caris, D.F. and Nelson, E.E., "A New Look at High Compression Engines", *SAE Trans.*, Vol. 67, No. 6, pp. 112-124, 1959.
8. Thring, R.H. and Overington, M.T., "Gasoline Engine Combustion - The High Ratio Compact Chamber", SAE Paper 820166, 1982.
9. Momeni, M. "Optimum Empirical Method for Knock Detection in a Spark Ignition Engine for Engine Mapping & Calibration", MSc Thesis, Automotive Eng. Dep't., Iran Univ. Sci. and Tech., 2009 (In Persian).
10. Annand, W.J.D. "Geometry of Spherical Flame Propagation in a Disc-shaped Combustion Chamber", *J. Mech. Eng. Sci.*, Vol. 12, No. 8, pp.146-149, 1970.
11. Woschni, G. "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine", SAE Paper 670931, 1967.
12. Verhelst, S. and Sheppard, C.G.W. "Multi-zone Thermodynamic Modeling of Spark Ignition Engine Combustion – An Overview", *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 9, pp. 1326–1335, 2009.