



## پیش‌بینی متغیرهای تنظیم در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با کمک الگوی تک‌ناحیه‌ای با سازوکار حرارتی مفصل شیمیایی

محسن نازک‌تبار<sup>۱\*</sup>، سید علی جزایری<sup>۲</sup>، امید جهانیان<sup>۳</sup>، مهدی شاه‌بختی<sup>۴</sup>

<sup>۱</sup>دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، [nazoktabar@riau.ac.ir](mailto:nazoktabar@riau.ac.ir)

<sup>۲</sup>دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، [jazayeri@kntu.ac.ir](mailto:jazayeri@kntu.ac.ir)

<sup>۳</sup>دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران، [o.jahanian@nit.ac.ir](mailto:o.jahanian@nit.ac.ir)

<sup>۴</sup>دانشگاه تکنولوژی میشیگان، میشیگان، آمریکا، [mshahbakhti@gmail.com](mailto:mshahbakhti@gmail.com)

\*نویسنده مسئول، شماره تماس: ۰۹۱۲۵۸۲۸۶۶۲

### اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۱۰ آذر ۱۳۹۱

پذیرش: ۱۰ فروردین ۱۳۹۲

کلیدواژه‌ها:

پیش‌بینی IMEP

شبیه‌سازی حرارتی

موتور اشتعال تراکمی

پیش‌بینی آغاز احتراق

### چکیده

امروزه موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، اندیشه‌ای نوین برای کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌ها هستند. از این‌رو بررسی‌های گوناگونی در این زمینه انجام شده است. مهم‌ترین مشکل در موتور HCCI برای تولید انبوه آن، مهار دشوار احتراق آن است. شماری از متغیرهای موتور در تنظیم زمان احتراق و کار تولیدی، تأثیر بیشتری نسبت به بقیه دارند. با بررسی تأثیر متغیرهای مؤثر بر عملکرد موتور، می‌توان زمان احتراق و اندازه کار خروجی موتور را با استفاده از الگوی حرارتی تک‌ناحیه‌ای پیش‌بینی و پایش کرد. در این مقاله تأثیر این متغیرها بر عملکرد و زمان آغاز احتراق با سوخت مرجع اصلی (مخلوط ایزو اکتان و هپتان نرمال) دیده شده است. این الگوی حرارتی شامل سینتیک مفصل شیمیایی احتراق PRF با در نظر گرفتن EGR است. برای صحت‌گذاری الگو از داده‌های تجربی بهره گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهند زمان شروع احتراق تحت تأثیر دما و فشار مخلوط ورودی، عدد اکتان و غنا است. از سوی دیگر IMEP نیز بیشتر به دمای ورودی، غنا و شار سوخت بستگی دارد. در پایان معادله‌ای برای زمان آغاز احتراق و IMEP ارائه شده و دقت آن با داده‌های آزمون مقایسه شده است.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

**(۱) مقدمه**

حرارتی کاهش یافته برای پیش‌بینی رفتار موتور HCCI شامل دما، فشار، مهلت اشتعال و آزادسازی انرژی استفاده کرد. همچنین الگوی تک ناحیه‌ای بی‌دررو، همگن و یک الگوی ۷ ناحیه‌ای با سازوکار مفصل سوخت‌های متان، n-هپتان، ایزو اکتان به توسط ایسلی<sup>۶</sup> آرایه شده است. آنها نشان دادند NO در یک بازه زمانی خیلی کوتاه تولید می‌شود و هیچ گونه تجزیه در آن مشاهده نمی‌شود و همچنین الگوی چند ناحیه‌ای برای محاسبه تغییرات فشار و میزان آلاینده‌های NOx، CO و HC بسیار مناسب است [۹]. شاه‌بختی و همکاران الگوی تک‌ناحیه‌ای با سینتیک کاهش یافته برای سوخت PRF را برای اصلاح متغیرهای انتگرال کوبش برای موتور HCCI توسعه دادند [۱۰]. جهانیان و جزایری نیز با کمک الگوی تک‌ناحیه‌ای و سینتیک مفصل سوخت متان، رفتار موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن را مورد بررسی قرار داده‌اند [۱۱].

سازوکار احتراق HCCI بسیار شبیه سازوکار کوبش در موتور اشتعال جرقه‌ای است [۱۲]. برای پیش‌بینی شرایطی که کوبش اتفاق می‌افتد، اولین بار معادله ای برای پیش‌بینی احتراق خود به خودی مخلوط همگن را آرایه شده است [۱۳] که بعدها روش انتگرالی کوبش<sup>۷</sup> نامیده شده است [۱۴]. در این معادله اندازه‌های ثابت برای هر موتور با کمک داده‌های آزمون بدست می‌آید.

برای محاسبه روش انتگرالی کوبش نیاز به متغیرهایی از موتور مانند فشار و دما در مرحله تراکم است که اگرچه اندازه‌گیری آن در الگو امکان‌پذیر است ولی در عمل ممکن نیست. از سویی در آن EGR در نظر گرفته نشده است. برای برطرف کردن نقص این روش، از روش انتگرالی اصلاح شده<sup>۸</sup> استفاده شده است [۱۰]. در این روش با در نظر گرفتن مرحله تراکم فرایند پلی‌تروپیک در نظر گرفته شده تا نیازی به دما و فشار هر لحظه داخل استوانه نباشد. در این روش تأثیر EGR و غنا نیز آورده شده است. مهم‌ترین نکته در مورد روش‌های انتگرالی کوبش ساده و اصلاح یافته این است که زمان محاسبه آن طولانی می‌باشد و از سویی فرایند محاسبه اندازه‌های ثابت برای هر موتور زمان‌بر و کمی مشکل است. یکی از راه‌های ساده برای این منظور استفاده مستقیم از الگوی حرارتی تک ناحیه‌ای برای محاسبه زمان آغاز احتراق است. در این بررسی معادله‌ای برای این منظور بدست آمده و با داده‌های آزمون صحه‌گذاری شده است.

**(۲) شبیه‌سازی حرارتی موتور HCCI**

یک الگوی حرارتی تک‌ناحیه‌ای با سازوکار مفصل شیمیایی برای تقریب آغاز احتراق و بررسی کیفی رفتار متغیرهای آن در موتور HCCI توسعه یافته و مورد استفاده قرار گرفته است. سوخت موتور در این بررسی سوخت مرجع اصلی (PRF) است. از نرم‌افزار متلب برای

رفتار موتورهای اشتعال تراکمی سوخت همگن ترکیبی از رفتار موتورهای دیزل و بنزینی است. همانند موتورهای بنزینی، سوخت به صورت مخلوط با هوا وارد اتاق احتراق می‌شود و مانند موتورهای دیزلی احتراق آن یک‌باره آغاز می‌شود. به سبب آمیختگی در پیش از ورود به اتاق احتراق، مخلوط همگن خواهد بود و به دلیل احتراق ناگهانی و نبود پیش‌روی شعله، دمای احتراق سردتری را خواهد داشت. در این موتورها مخلوط هوا و سوخت به درون استوانه مکش می‌شود و به دلیل افزایش فشار و دما با بالا آمدن سمبه، بدون جرقه شمع، پدیده خود اشتعالی در مخلوط اتفاق می‌افتد. شباهت رفتار این موتورها به موتورهای دیزل اندازه NOx و ذرات تولیدی اندک می‌باشد که دلیل آن احتراق در دمای خنکتر است. اولین کار روی HCCI را اونیشی و نوگوچی<sup>۱</sup> در سال ۱۹۷۹ انجام داده‌اند [۱-۲]. آنها پی بردند که در صورت احتراق خود به خودی در مخلوط داخل استوانه می‌توان به میزان چشمگیری از آلودگی و مصرف سوخت موتور کاست. آنها این نوع احتراق را احتراق ترمو اتمسفری فعال<sup>۲</sup> نامیدند. بر اساس کارهای صورت گرفته روی موتورهای دو زمانه، نجت و فاستر<sup>۳</sup> در سال ۱۹۸۳ این کار را برای موتور تک‌استوانه چهار زمانه گسترش دادند و تلاش کردند که به درک بیشتری از فیزیک نهفته در آن دست یابند [۳]. این پژوهش‌ها به توسط ترینگ<sup>۴</sup> برای بررسی اثر EGR و نسبت هوا به سوخت در چگونگی کارایی موتور ادامه یافت. برای اولین بار در سال ۱۹۸۹، ترینگ عنوان موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن (HCCI) را برای این گونه احتراق پیشنهاد داد. او کارهای قبلی انجام شده را برای یک موتور چهار زمانه با مخلوط کامل بنزین و هوا، گسترش داد [۴].

بزرگ‌ترین موتور بنزینی با احتراق خود اشتعال در اواخر دهه ۹۰ آرایه شد که حجم موتور ۱۲ لیتر و دارای ۶ استوانه بوده است [۵]. در سال ۱۹۹۲ برای اولین بار نشان داده شد که موتور بنزینی ۴ استوانه با خود اشتعالی در بازه محدود دور و بار با کمک نسبت تراکم بزرگتر و پیش گرم کردن هوای ورودی نیز می‌تواند کار کند [۶] در ادامه پژوهش‌ها درباره موتورهای بنزینی ۲ زمانه، کارهای دیگر نشان داد احتراق CAI برای موتورهای بنزینی ۴ زمانه برای بازه‌ای از دور و بار با هم‌پوشانی درجه‌ها امکان‌پذیر است [۷].

در دو دهه اخیر فعالیت‌های زیادی روی شبیه‌سازی تک‌ناحیه‌ای صورت گرفته است که اهمیت آن در بررسی و پیش‌بینی رفتار برخی متغیرها را نشان می‌دهد. الگوی تک ناحیه‌ای به توسط ژنگ<sup>۵</sup> با در نظر گرفتن گازهای ناشی و با استفاده از سازوکار حرارتی کاهش یافته آرایه شده است [۸]. آنها نشان دادند که می‌توان از الگوی سازوکار

<sup>1</sup> Onishi and Nogochi

<sup>2</sup> Active thermo atmospheric combustion (ATAC)

<sup>3</sup> Najt and Foster

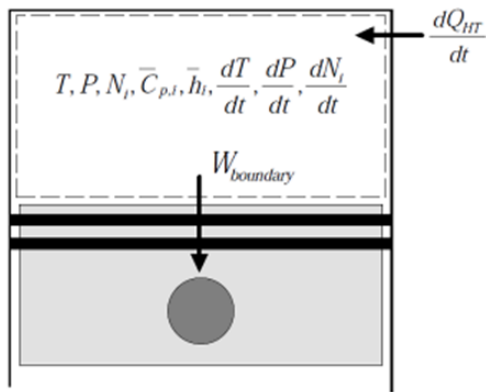
<sup>4</sup> Thring

<sup>5</sup> Zheng

<sup>6</sup> Easley

<sup>7</sup> Knock-integral method (KIM)

<sup>8</sup> Modified knock-integral model (MKIM)



شکل ۱: سامانه حرارتی در نظر گرفته شده برای الگوی تک‌ناحیه‌ای

برای تعیین نرخ انتقال حرارت، با توجه به نرخ انتقال حرارت سریع در موتورهای HCCI از معادلات اصلاح شده و شنی بهره گرفته شده است [۱۶].

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = hA(T - T_W) \quad (2)$$

در این معادله  $A$  مساحت تبادل کننده حرارت در استوانه،  $T$  دمای گاز درون سامانه،  $T_W$  دمای دیواره استوانه و  $h$  ضریب انتقال حرارت جابجایی که از معادله ۳ بدست می‌آید.

$$h = 129.8L^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.55} (2.28S_p + f(P))^{0.8} \quad (3)$$

با کاری که صرف تراکم گاز در مرحله تراکم می‌شود و یا کاری که در مرحله انبساط گاز روی سمبه یا محیط انجام می‌شود، انرژی می‌تواند از سامانه خارج و یا وارد شود. در این مراحل، کاری که انجام می‌شود از معادله ۴ بدست می‌آید.

$$\dot{W}_{boundary} = P \frac{dV}{dt} \quad (4)$$

که در آن  $\frac{dV}{dt}$  نرخ تغییر حجم اتاق احتراق است. فشار درون استوانه ( $P$ ) از معادله قانون گاز کامل می‌تواند محاسبه شود.

$$P = \frac{N_m \cdot R_u \cdot T_m}{V} \quad (5)$$

در این معادله  $m$  جزء سازنده مخلوط،  $N$  تعداد مول هر گونه،  $R_u$  ثابت جهانی گازها و  $V$  حجم هر لحظه استوانه که از سازوکار لنگ و لغزنده بدست می‌آید [۱۷].

تغییرات انرژی داخلی برای تعیین تأثیرات واکنش‌های شیمیایی بر کمیت‌های حرارتی استفاده می‌شود. با شروع واکنش، مخلوط هوا و سوخت به محصولات احتراق تبدیل شده که موجب تغییرات کمیت‌های حرارتی و ترکیبات درون سامانه خواهند شد اکنون با معادلات و موازنه انرژی می‌توان دما را بدست آورد. انرژی داخلی مولی برای مخلوط برابر است با:

$$U_m = m \sum_{i=1}^n y_i u_i \quad (6)$$

شبه سازی استفاده شده است. برای بهره‌گیری از سازوکار مفصل شیمیایی احتراق سوخت و تعیین ثابت‌های مورد نیاز در معادلات، از مدول منبع باز<sup>۱</sup> به نام CANTERA استفاده شده است. این مدول به نرم‌افزار متلب متصل شده و در شرایط گوناگون حرارتی مخلوط، اندازه‌های عددی متغیرهایی همانند سرعت واکنش، نرخ تولید گونه‌های شیمیایی، غلظت‌ها در هر لحظه و خاصیت‌های حرارتی را محاسبه می‌کند. سازوکار در نظر گرفته شده برای سازوکار حرارتی مفصل شیمیایی PRF\_2d\_Mech است که شامل ۷۵۵۸ واکنش مقدماتی و ۱۰۳۴ گونه شیمیایی است [۱۵] و از قابلیت‌های شاخص کانترا در نظر گرفتن چنین سازوکار حرارتی بزرگی می‌باشد.

در الگوی تک‌ناحیه‌ای فرض‌هایی در نظر گرفته شده است که از این قرارند:

- چرخه بسته موتور برای بررسی در نظر گرفته شده است که از لحظه بسته شدن دریچه هوا (IVC) تا لحظه باز شدن دریچه دود (EVO) می‌باشد.
- کل سامانه به صورت یک ناحیه با دما، فشار و غلظت ترکیبات یکسان در نظر گرفته شده است.
- سیال درون سامانه در پیش و پس از احتراق، گاز کامل انگاشته شده است.
- برای محاسبه انتقال گرما میان سیال و دیواره استوانه از معادله اصلاح شده و شنی بهره گرفته شده است.
- از نشستی گازها در چرخه چشم‌پوشی شده است.

## ۱-۲) معادلات حاکم

ناحیه مشخص شده با خط چین در شکل ۱ سامانه حرارتی در نظر گرفته شده را نشان می‌دهد. برای الگوی تک‌ناحیه‌ای فرض‌هایی شده است که از این قرار است:

- کمیت‌ها یا حالت‌های حرارتی سراسر ناحیه یکسان در نظر گرفته شده است به عبارتی تغییرات دما، فشار و اجزای سازنده ناچیز انگاشته شده است.
  - جرم سامانه ثابت بوده و نشستی blowby گذرنده از شکاف میان استوانه‌ها صفر انگاشته شده است.
  - همه اجزای سازنده سامانه گازی شکل بوده و رفتار گاز کامل را دارا هستند.
- با این فرض‌ها قانون اول یا موازنه انرژی برای سامانه در نظر گرفته شده را اینچنین می‌توان نوشت:

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = \frac{dU}{dt} + \dot{W} \quad (1)$$

<sup>1</sup> Open source module

و موتوری که در این بررسی به آن پرداخته شده است نیز آمده است. موتوری که داده‌های آن برای این منظور در نظر گرفته شده است، موتوری تک‌استوانه ریکاردو است که ویژگی‌های هندسی آن در جدول ۱ آمده است.

جدول ۱: ویژگی‌های هندسی موتور Ricardo [۲۰]

اندازه	ویژگی	اندازه	ویژگی
۱۰	نسبت تراکم	۸۰ (mm)	قطر استوانه
۶	بسته شدن دریچه هوا (ABDC)	۸۸,۹ (mm)	پیمایش سمبه
۷۰	باز شدن دریچه دود (BBDC)	۱۶۰ (mm)	دسته سمبه
۴	شماره دریچه‌ها	۰,۴۴۷ (lit)	حجم موتور

شبیه‌سازی در آغاز فرایند تراکم شروع شده و تا زمان باز شدن دریچه دود ادامه پیدا می‌کند. متغیرهایی که برای صحت‌گذاری در نظر گرفته شده‌اند، دمای ورودی، فشار، غنا، نرخ EGR، سرعت موتور و عدد اکتان مختلف می‌باشند.

جدول ۲: شرایط کارکردی موتور برای صحت‌گذاری

شماره آزمون	ON	IVC	N (rpm)	Phi	EGR	Ti (°C)	Pivc (kPa)
۱	۱۰	۵۵	۸۰۰	۰,۴۷	۱,۲	۱۲۷	۱۰۶,۴
۲	۱۰	۵۵	۸۰۰	۰,۶۷	۶,۰	۷۹	۱۰۵,۳
۳	۲۰	۵۵	۱۰۰۰	۰,۶۵	۲,۱	۱۱۰	۱۰۵,۴
۴	۲۰	۵۵	۱۰۰۰	۰,۷۶	۸,۴	۵۸	۱۰۹,۸
۵	۲۰	۶۰	۸۰۰	۰,۷۱	۰,۰	۱۲۰	۱۰۱,۶

جدول ۲ شرایط مختلف کارکردی موتور ریکاردو را برای صحت‌گذاری نشان می‌دهد. شاخص‌های متغیر برای بررسی رفتار موتور، PRF، سوخت، زاویه بسته شدن دریچه ورودی، دور موتور، EGR، دما و فشار مخلوط در ورودی می‌باشند.

شکل ۲ روند تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ برای حالت کارکردی موتور در شرایط آزمون ۱ را نشان می‌دهد. داده‌های تجربی از مرجع [۲۰] آورده شده است. با توجه به شکل، روند تغییرات فشار برای داده‌های آزمون و حل الگوی شبیه هم می‌باشد. فشار بیشینه داده‌های بدست آمده از حل، بزرگ‌تر از داده‌های آزمون است که این رفتار قابل پیش‌بینی است. به دلیل فشار بیشینه بزرگ‌تر الگو، سطح زیر منحنی و پیرو آن کار هر چرخه و بازده آن بیشتر از شرایط واقعی است. دلیل چنین رفتاری را به چند عامل اصلی می‌توان نسبت داد:

- بکنواخت بودن دما، فشار و غلظت ترکیبات مخلوط درون استوانه که چنین فرضی موجب احتراق آبی مخلوط درون استوانه می‌شود.

$y_i$  کسر جرمی و  $u_i$  انرژی درونی ویژه جز  $i$  ام می‌باشد. با مشتق گرفتن از معادله بالا نسبت به زمان و قرار دادن آن در معادله قانون اول می‌توان نرخ تغییرات دما را در آن بدست آورد. در این معادله  $\rho$  چگالی گاز داخل سیستم است.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{V} \left( \frac{dq}{dt} - P \frac{dV}{dt} \right) - \rho \sum_{i=1}^n u_i \frac{dy_i}{dt} \quad (7)$$

در معادله ۷،  $y_i$  به صورت مجهول‌هایی وارد حل مسئله شده که دانستن آن هم برای حل مسئله و هم به عنوان خروجی‌های الگو، مورد استفاده می‌باشد. از این رو با کمک قانون بقای جرم که با توجه به واکنش‌های شیمیایی در این مسئله قانون بقای گونه‌های شیمیایی نیز می‌تواند بیان شود، می‌توان آنها را بدست آورد. شماره معادله‌های بقای گونه‌های شیمیایی برابر شماره گونه‌ها می‌باشد. برای جزئیات بیشتر به مرجع [۱۸] مراجعه شود.

## ۲-۲) تعریف و تعیین زمان شروع احتراق

از ویژگی‌های موتور HCCI نبودن ابزاری مشخص برای تعریف و تعیین زمان شروع احتراق می‌باشد. از این رو باید زمان شروع احتراق تعریف شود. چون قرار است داده‌های آزمون و الگو با هم سنجیده شوند، نقطه آغاز احتراق در هر دو حالت باید به یک روش تعیین شود. برای این منظور روش‌های گوناگونی ارائه شده است که هر یک دارای برتری‌ها و کاستی‌هایی می‌باشند. با توجه به برتری‌ها و کاستی‌ها، یکی از راه‌های دیدن کوبش درون موتورهای احتراق جرقه‌ای دنبال کردن رفتار فشار درون استوانه می‌باشد. چون ماهیت احتراق در این گونه از موتورها شبیه پدیده کوبش است تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ می‌تواند روش مناسبی برای تعریف آغاز احتراق باشد. در این روش زمان احتراق با رسیدن مشتق سوم فشار نسبت به زاویه لنگ به اندازه‌ای مشخص تعیین می‌شود [۱۹]. در موتورهای HCCI گرمای حاصل از احتراق شروع به آزاد شدن کرده و در پی آن فشار درون استوانه را افزایش می‌دهد.

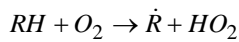
$$\frac{d^3P}{d\theta^3} > \left( \frac{d^3P}{d\theta^3} \right)_{lim} = C \left[ \frac{kPa}{CAD^3} \right] \quad (8)$$

اندازه C به نوع موتور و سوختی که مصرف می‌شود بستگی داشته و در آزمون مشخص می‌شود. در این بررسی که داده‌های آزمون موتور ریکاردو مورد استفاده قرار می‌گیرد اندازه C برابر ۲۵ است [۲۰].

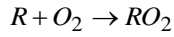
## ۳-۲) صحت‌گذاری الگو

به منظور صحت‌گذاری داده‌های الگوی حاضر، از داده‌های آزمون موجود در مرجع [۲۰] استفاده شده است. چگونگی صحت‌گذاری این الگو برای سوخت گاز طبیعی در کارهای پیشین آمده است [۲۱-۲۲]. اما در کار حاضر که نتایج صحت‌گذاری برای سوخت‌های مرجع اصلی

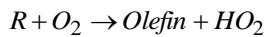
که کوچک‌تر است به سبب واکنش‌های دما پایین بوده و قله بزرگتر و اصلی به احتراق دمای گرم سوخت که در آن تولید  $H_2O_2$  سریع‌تر از تجزیه آن است مربوط می‌شود. واکنش با جدا شدن  $H$  از مولکول سوخت ( $RH$ ) و تولید رادیکال  $\dot{R}$  و  $HO_2$  آغاز می‌شود.



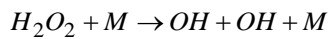
در دمای خنک واکنش مهم دیگری نیز رخ می‌دهد؛



این واکنش گرمازا بوده و در ادامه، تولید  $H_2O$  و  $ROOH$  می‌کند. با ادامه این روند دما به اندازه‌ای افزایش می‌یابد تا با تولید  $HO_2$  مرحله اول احتراق که احتراق دما خنک است به پایان می‌رسد.



این واکنش مهم‌ترین عامل تأخیر در شروع احتراق است که با افزایش عدد اکتان اندازه تأخیر نیز افزایش می‌یابد. پس از این مرحله، مرحله دوم با واکنشی گرمازا همراه با افزایش دما و تولید  $H_2O_2$  آغاز می‌شود. در این حالت دما افزایش یافته تا جایی که واکنش تجزیه  $H_2O_2$  با جسم سوم آغاز می‌شود که پس از اتمام آن، مرحله دوم پایان می‌یابد.



در این مرحله به دلیل افزایش رادیکال‌ها، واکنش با سرعت بیشتری رخ داده و تولید  $H_2O$  و  $CO$  می‌کند که در نهایت  $CO$  به  $CO_2$  تبدیل می‌شود و احتراق پایان می‌پذیرد. زمان واکنش‌های بالا به درصد حجمی سوخت (عدد اکتان)، دما، فشار اولیه و غنا مخلوط بستگی دارد. بررسی‌ها نشان می‌دهد که با کاهش عدد اکتان فاصله میان دو قله (احتراق دما گرم و دما خنک) افزایش می‌یابد به عبارتی با افزایش عدد اکتان احتراق به تأخیر می‌افتد، این موضوع در شکل ۳ نیز نشان داده شده است.

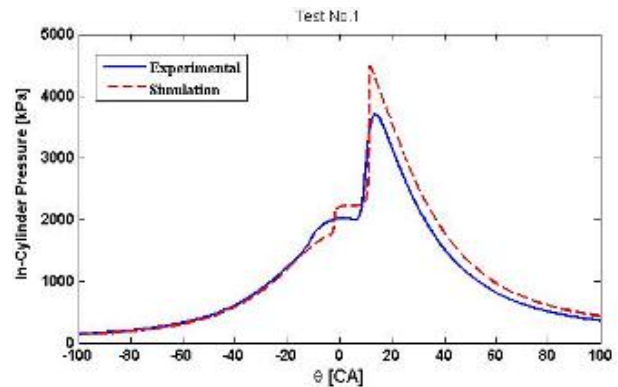
### ۳) بحث و بررسی نتایج

الگوی تک‌ناحیه‌ای حاضر، با سازوکار مفصل شیمیایی سوخت‌های مرجع اصلی توسعه یافته و صحت‌گذاری شده است. توانایی این الگو، پیش‌بینی زمان احتراق با اکتان مختلف سوخت است. متغیرهای مسئله برای بررسی رفتار موتور در زمان آغاز احتراق؛ دما و فشار هوای ورودی، دور موتور، PRF، غنا، EGR و زمان بسته شدن دریچه هوا است. با این الگو می‌توان تأثیر متغیرهای مؤثر موتور مانند عدد اکتان، دمای ورودی، غنا و دور موتور روی زمان احتراق و کار خالص به عنوان دو متغیر مهم تنظیم را بررسی کرد.

#### ۳-۱) تأثیر عدد اکتان و سرعت موتور

شکل ۳ تغییرات زاویه آغاز احتراق را با دور موتور و برای سه عدد اکتان صفر، ۱۰ و ۲۰ را نشان می‌دهد. این منحنی‌ها نشان می‌دهند برای یک دور ثابت موتور، با کاهش عدد اکتان آغاز احتراق جلو

- نشستی مخلوط و گازها در چرخه مورد نظر الگو که البته تأثیر اندکی دارد، صفر در نظر گرفته شده است.
- برخلاف حالت واقعی، بخش‌های از مخلوط نزدیک دیواره‌ها و شکاف‌های سمبه به دلیل دمای متفاوت با سایر نقاط، احتمال وجود احتراق در آن نواحی کمتر است.



شکل ۲: تغییرات فشار درون استوانه با زاویه لنگ برای آزمون ۱

داده‌های آزمون و حل الگوی تک ناحیه‌ای برای زاویه شروع احتراق در پنج آزمون مختلف در جدول ۲ با هم مقایسه شده است. دلیل اینکه زاویه شروع احتراق موتور در داده‌های آزمون به صورت بازه آورده شده است به نتایج زیادی از آزمون بر می‌گردد که در این محدوده متغیر بوده‌اند.

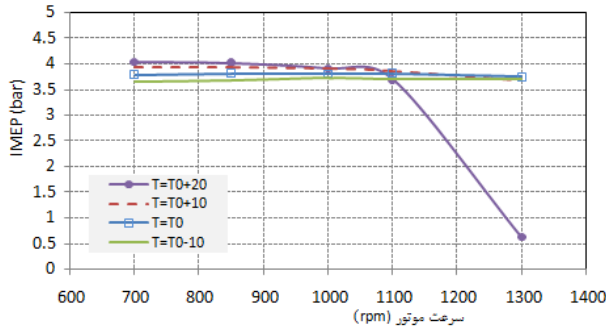
جدول ۳: مقایسه داده آزمون [۲۰] و الگو برای زمان آغاز احتراق CAD

شماره آزمون	داده‌های آزمون	الگوی تک ناحیه‌ای
۱	۷,۵ → ۱۱,۶	۱۰,۵
۲	۷,۴ → ۹,۹	۹,۴
۳	۳,۷ → ۵,۴	۵,۴۵
۴	۱۳ → ۱۶,۷	۱۶
۵	۱۰,۲ → ۱۲,۳	۱۲,۱

همان‌گونه این جدول نشان می‌دهد همه داده‌های الگو (جز آزمون شماره ۳) درون بازه بدست آمده از آزمون است. در این حالت تنها ۰,۰۵ درجه زاویه لنگ بیش از حد بالای آن در آزمون است. نکته قابل توجه این است که داده‌های بدست آمده به حد بالای بازه آزمون نزدیک است، در واقع در الگوی حرارتی، احتراق کمی دیرتر رخ می‌دهد. دلیل این موضوع نیز همگن نبودن دما، فشار و ترکیبات در الگوی واقعی بوده که سبب می‌شود احتراق زودتر رخ می‌دهد [۲۰]. از دیگر ویژگی منحنی فشار شکل ۲ دو قله بودن آن است که به دو مرحله‌ای بودن احتراق در سوخت‌های PRF برمی‌گردد [۲۳]. قله اول

### ۳-۲) تأثیر دمای مخلوط ورودی و سرعت موتور

اکنون رفتار متغیرهایی مانند کار ناخالص و زمان آغاز احتراق برای یک چرخه، با توجه به دور موتور و دمای مخلوط ورودی بررسی می‌شود. در این بررسی سرعت موتور از ۷۰۰ تا ۱۳۰۰ دور بر دقیقه و دمای آن نیز از ۱۰ درجه سانتی‌گراد کمتر از دمای آزمون تا ۲۰ درجه بیشتر از آن تغییر می‌کند.



شکل ۵: تغییرات فشار متوسط نظری هر چرخه با دور موتور برای دمای ورودی گوناگون

شکل ۵ تغییرات فشار متوسط نظری (کار ناخالص) هر چرخه با دور موتور با توجه به دماهای گوناگون را نشان می‌دهد. همان‌گونه که دیده می‌شود در دورهای پایین، با افزایش دما اندازه آن افزایش می‌یابد دلیل چنین رفتاری را به افزایش بیشینه فشار و تأخیر در آغاز احتراق می‌توان نسبت داد که مانع کار منفی در چرخه می‌شود. دو عامل گفته شده با هم‌افزایی یکدیگر باعث افزایش فشار متوسط نظری می‌شوند. اما با افزایش دور موتور، هنگامی که دمای مخلوط پایین است به دلیل احتراق ناقص، فشار کافی درون استوانه وجود نخواهد آمد (شکل ۵). معادله میان کار ناخالص موتور با دمای ورودی برای دورهای پایین و میانی را می‌توان با معادله ۱۰ بیان کرد.

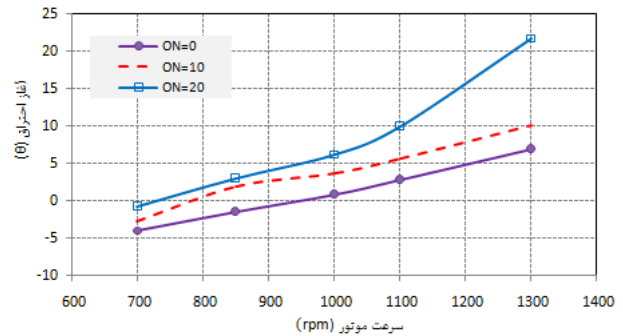
$$W \text{ (or IMEP)} \propto T^{0.9} \quad (10)$$

شکل ۶ تغییرات زاویه آغاز احتراق با دور موتور و با توجه به تغییر دمای گفته شده را نشان می‌دهد. با توجه به این منحنی‌ها هنگامی که دور موتور ثابت است، با افزایش دما، آغاز احتراق جلو می‌افتد (پیش‌رسی احتراق). تغییر زمان آغاز احتراق با دور موتور برای دماهای مختلف ورودی تقریباً شبیه هم می‌باشد البته در دورهای بالا رفتاری متفاوت دارد با این حال رفتار را به صورت خطی می‌توان انگاشت.

$$SOC \propto T^{-0.43} \quad (11)$$

معادله جالبی میان رفتار منحنی‌های این شکل با کار ناخالص موتور وجود دارد. کار ناخالص بیشینه با توجه به دمای گوناگون مخلوط در ورودی، در دوره‌هایی اتفاق می‌افتد که سببه در نقطه مکث بالا است. یا زاویه مربوط به آغاز احتراق کمی بیش از زاویه صفر درجه است. چرا که در این زاویه کار گازهای احتراق منفی نبوده و از سوی دیگر مخلوط زمان کافی برای احتراق کامل و افزایش در فشار بیشینه دارد،

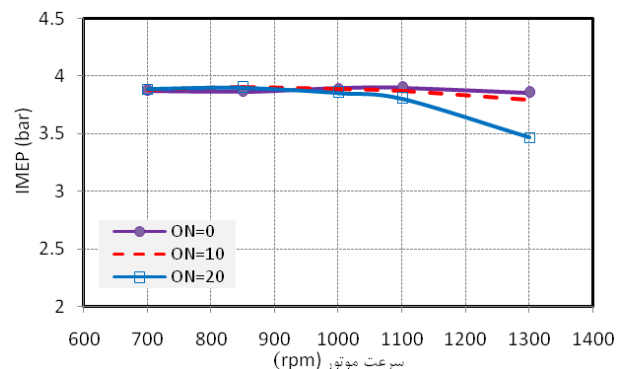
می‌افتد (آوانس شدن احتراق). زمان آغاز احتراق با دور موتور هنگامی که عدد اکتان صفر است، رفتار خطی دارد. این رفتار برای اکتان‌های بالاتر تا سرعت ۱۱۰۰ دور بر دقیقه نیز تقریباً خطی است. دلیل افزایش زمان آغاز احتراق با دور به ماهیت احتراق HCCI بر میگردد، زیرا در این گونه احتراق‌ها واکنش‌هایی که منجر به خود اشتعالی می‌شوند به زمان بستگی دارند.



شکل ۳: تغییرات زاویه آغاز احتراق (ATDC) با دور موتور و عدد اکتان

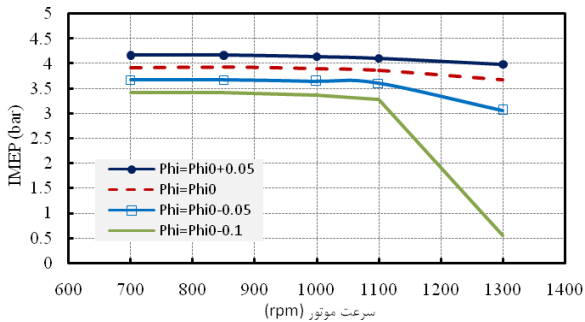
شکل ۴ تغییرات فشار متوسط نظری با دور موتور برای سه عدد اکتان مختلف را نشان می‌دهد. تقریباً می‌توان گفت تا سرعت ۱۱۰۰ دور بر دقیقه فشار متوسط نظری که شاخص کار خالص در هر چرخه است با تغییر عدد اکتان تغییر چندانی ندارد.

$$SOC \propto ON^{1.2} \quad (ON > 0) \quad (9)$$



شکل ۴: تغییرات فشار متوسط نظری با دور موتور و عدد اکتان

رفتار منحنی‌های شکل ۳ و ۴ بیانگر این موضوع است که عدد اکتان متغیر بسیار مناسب برای تنظیم زمان احتراق است و از آن نمی‌توان در مهار کار خروجی موتور بهره گرفت. از سوی شکل ۵ نشان می‌دهد در عدد اکتان بالا، احتراق در موتور با افزایش دور ناپایدار می‌شود در واقع چنین رفتاری در عدد اکتان بزرگ موجب افزایش تغییرات چرخه به چرخه می‌شود [۲۴]. تناسب تغییر زمان آغاز احتراق با عدد اکتان از معادله ۹ با کمک داده‌ها یا شبیه‌سازی کار حاضر بدست می‌آید.



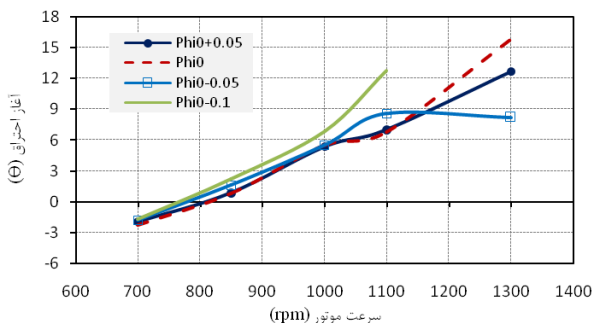
شکل ۷: تغییرات IMEP با دور موتور برای غناهای مختلف

چون کار یا توان موتور معادله مستقیم با اندازه هوای ورودی و شار سوخت دارد، برای دیده شدن تأثیر آنها در محاسبه IMEP نیاز است بطور همزمان شار سوخت و غنا در معادله آورده شود. روشن است که با تغییر نسبت هم ارزی، شار سوخت نیز تغییر می‌کند. از این رو با در نظر گرفتن تأثیر نسبت هم‌ارزی در محاسبه کار ناخالص، معادله میان شار سوخت با آن، با کمک داده‌های الگو و شکل ۷ از معادله ۱۳ بدست می‌آید.

$$IMEP \propto FR^{0.9} \quad (13)$$

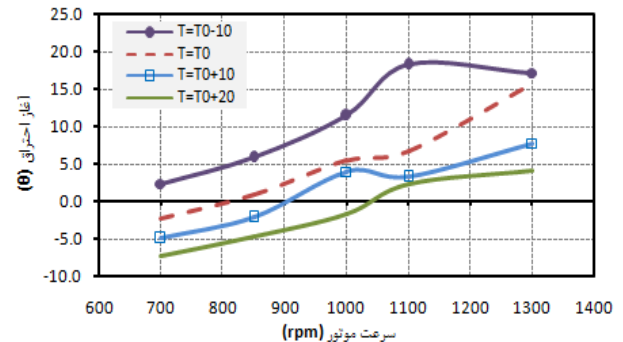
شکل ۸ تغییرات زاویه آغاز احتراق با دور موتور برای غنا مختلف را نشان می‌دهد. همچنین این شکل نشان می‌دهد تغییرات زاویه شروع احتراق از سرعت ۷۰۰ تا ۱۰۰۰ دور بر دقیقه خطی است و پس از آن رفتار غیر خطی می‌شود. دلیل این رفتار در سرعت‌های تند موتور، به سبب تأثیر تغییرات فشار در نتیجه افزایش حجم موتور بوده و سرعت بیش از ۱۰۰۰ دور بر دقیقه مورد توجه نمی‌باشد.

با مقایسه دو شکل ۶ و ۸ می‌توان حساسیت زمان آغاز احتراق به دمای ورودی مخلوط و غنا را سنجید. بازه تغییرات دمای مخلوط در ورودی نسبت به دمای پایه ۳۰ درصد و بازه تغییرات غنا در مقایسه با غنا پایه ۲۳ درصد است. این دو شکل نشان می‌دهند که حساسیت زمان آغاز احتراق به دمای ورودی بسیار بیشتر از غنا است.



شکل ۸: تغییرات زاویه آغاز احتراق با دور موتور برای غناهای مختلف

به بیان دیگر نسبت تراکم مؤثر در این شرایط افزایش می‌یابد. در واقع با آغاز احتراق در زمان مناسب برای تولید کار بیشینه، همواره می‌توان احتراق بهینه را در موتور بوجود آورد.



شکل ۹: تغییرات زمان آغاز احتراق (ATDC) با دور موتور در دماهای مختلف

همانند منحنی‌های مربوط به فشار بیشینه، این منحنی‌ها نشان می‌دهند برای افزایش دور موتور دمای ورودی مخلوط باید افزایش یافته تا احتراق پایدار درون استوانه اتفاق بیافتد.

### ۳-۳) تأثیر غنا و سرعت موتور

یکی از عوامل تأثیرگذار بر احتراق، غنا است. شکل ۷ تغییرات کار ناخالص با دور موتور برای غنا مختلف را نشان می‌دهد. می‌توان گفت کار ناخالص موتور برای بازه سرعت موتور ۷۰۰ تا ۱۱۰۰ دور بر دقیقه رفتار خطی دارد که با افزایش نسبت سوخت به هوا، کار و توان موتور افزایش می‌یابد. این یعنی برای تغییر دور موتور، غنا می‌تواند یک عامل مهم و کارایی باشد.

همانگونه که در شکل ۷ مشاهده می‌شود، کار ناخالص چرخه و فشار درون استوانه با ثابت ماندن غنا، برای بازه سرعت موتور از ۷۰۰ تا ۱۱۰۰ دور بر دقیقه ثابت می‌ماند. اما در سرعت ثابت موتور با افزایش غنا، کار ناخالص چرخه افزایش می‌یابد. با توجه به این شکل اندازه افزایش کار ناخالص با غنا برای سرعت‌های مختلف موتور یکسان است. این رفتار معادله منطقی میان غنا و کار ناخالص را نشان می‌دهد. با توجه به شکل ۷ و به کمک داده‌های حل مسئله، معادله میان کار خروجی موتور و غنا را برای دور ثابت موتور می‌توان بدست آورد.

$$IMEP \propto Phi^{0.81} \quad (12)$$

جدول ۴: مقایسه اندازه زمان آغاز احتراق بدست آمده از معادله ۱۸ و آزمون

پارامترها	Phi=0.71 ON=20		T=386 K ON=0		Phi=0.66 ON=20	
	معادله ۱۸	آزمون	معادله ۱۸	آزمون	معادله ۱۸	آزمون
N (rpm)						
۷۰۰	-۱,۹	-۱,۵	-۴,۱	-۴,۳	-۲,۳	-۱,۳۹
۸۵۰	۰,۸۵	۱,۲۷	-۱,۵	-۱,۹	۰,۸۴	۱,۳۹
۱۰۰۰	۵,۴	۴,۰۳	۰,۸	۰,۸	۵,۵	۴,۱۶
۱۱۰۰	۷,۰	۵,۹	۲,۸	۲,۶	۶,۸	۶,۰۱

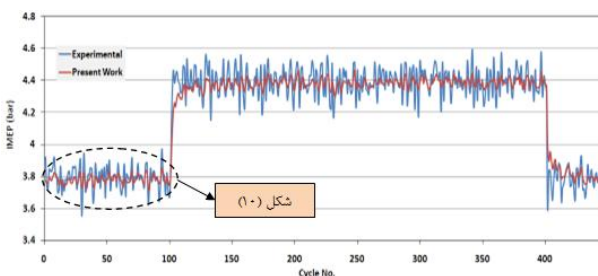
جدول ۴ مقایسه داده‌های بدست آمده از معادله ۱۸ و آزمون را نشان می‌دهد. از این معادله می‌توان در الگوی فیزیکی که پایه طراحی الگوی تنظیم است با بیشینه خطای ۴ درصد در نقاط کاری بکار گرفته شود. در الگوی فیزیکی یکی از متغیرهای مهم، تعیین زاویه آغاز احتراق برای محاسبه دمای مخلوط در آغاز احتراق در آن زاویه است.

یکی دیگر از متغیرهای مهم تنظیم، کار ناخالص یا IMEP به عنوان یک متغیر خروجی می‌باشد. زیرا از مهم‌ترین اهداف هر موتور کار خروجی بوده و در الگوی فیزیکی و یا تنظیم اندازه آن را می‌توان با IMEP بیان کرد. مانند روش ارائه شده در بالا معادله ۱ را می‌توان برای محاسبه فشار متوسط نظری در موتور HCCI ارائه کرد.

$$IMEP = (FR)^{C_4} (C_1 \cdot Phi \cdot T_{ivc} + C_2 \cdot Phi + C_3) \quad (19)$$

اندازه‌های ثابت  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  و  $C_4$  در این معادله بترتیب برابر با ۰,۱۳۲, ۰,۲۸, ۲۸, -۲۸, ۶,۴۳ و ۰,۹ هستند.

معادله ۱۹ نشان می‌دهد با بیرون آوردن Phi از معادله، جمع ضرایب آن همواره بزرگتر از صفر است (با در نظر گرفتن دمای بالای ۳۰۰ درجه کلون دمای ورودی). از این رو با توجه به این معادله، IMEP همواره با شار سوخت و غنا در نقطه کاری موتور همواره افزایش می‌یابد.



شکل ۹: صحنه‌گذاری معادله ۱۹ با داده‌های آزمون برای یک تغییر پله‌ای غنا و عدد اکتان در شرایط کارکردی زیر

$$P_m = 110 \text{ kPa}, T_m = 91 \text{ }^\circ\text{C}, \text{ External EGR} = 0\%$$

$$P_{exh} = 99 \text{ kPa}, N = 815 \text{ rpm}, \text{ Cycle No} = 445$$

مانند شکل ۸ و با استفاده از داده‌های حل مسئله، معادله میان زمان آغاز احتراق و غنا با دور ثابت موتور را می‌توان از معادله ۱۴ بدست آورد. این معادله نشان می‌دهد برای یک دور ثابت، تغییر غنا تأثیر چندانی بر زمان آغاز احتراق ندارد. این بیان می‌کند که غنا، متغیر مناسبی برای تنظیم آغاز احتراق نیست.

$$SOC \propto Phi^{-0.1} \quad (14)$$

با بررسی شکل های ۳، ۶ و ۸ در می‌یابیم زمان آغاز احتراق با سرعت موتور برحسب دور بر دقیقه معادله خطی دارد. در حالیکه با توجه به شکل‌های ۴، ۵ و ۷ کار ناخالص موتور مستقل از دور موتور است.

$$SOC \propto N (rpm) \quad (15)$$

#### ۴ محاسبه متغیرهای تنظیم (IMEP و SOC)

همانگونه که قبلاً گفته شد؛ یکی از کاربردهای الگوی تک‌ناحیه‌ای محاسبه برخی متغیرهای مهم در کنترل موتور HCCI است. با توجه به معادلات بدست آمده از مباحث پیشین، می‌توان معادله کلی هر یک از متغیرها با زمان احتراق را با ثابت در نظر گرفتن تأثیر دیگر متغیرها مانند معادله ۱۶ نوشت که در آن C اندازه‌های ثابت و X متغیر مورد نظر است.

$$SOC = C_n X^n + C_{n-1} X^{n-1} + \dots + C_1 + C_0 \quad (16)$$

برای تأثیر همزمان همه متغیرها، معادله‌های بدست آمده از تأثیر متغیرهای مختلف در هم ضرب شده و مقادیر ثابت جدید با استفاده از داده‌های آزمون بدست می‌آید (معادله ۱۷). باید یادآوری شود که با ضرب معادله بالا بعضی متغیرهای که تأثیر کمی دارند و اندازه آنها در برابر دیگر متغیرها ناچیز می‌باشد می‌توان از آنها چشم‌پوشی کرد.

$$SOC = \prod_{i=1}^n (C_n X^n + C_{n-1} X^{n-1} + \dots + C_0)_i \quad (17)$$

در این بررسی مهم‌ترین متغیرهای مؤثر بر زمان آغاز احتراق عدد اکتان، غنا، دمای مخلوط و دور موتور هستند. معادله ۱۸، زاویه آغاز احتراق در پس از نقطه مکث بالای سمیه را محاسبه می‌کند. از آنجایی که ON می‌تواند صفر باشد، در معادله ۱۸ به تنهایی و با یک ضریب ثابت آورده شد تا هنگامی که اندازه آن صفر است، اندازه SOC و یا عبارتی که در آن ضرب می‌شود صفر نشود.

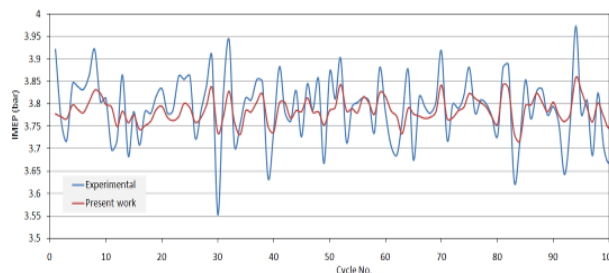
$$SOC = \frac{C_1 \times N}{(T^{0.43} \times Phi^{0.1})} + (C_2 \times ON^{1.3}) + C_3 \quad (18)$$

که در آن  $C_1$ ,  $C_2$  و  $C_3$  اندازه‌های ثابت بوده و به ترتیب برابر با ۰,۲۳, ۰,۰۶ و ۱۷,۳- هستند. برای یافتن اندازه‌های ثابت اشاره شده، از نتایج حاصل از الگوی حاضر و معادلات ۹ تا ۱۷ استفاده شده است.

با الگوی حرارتی صفر بعدی تک‌ناحیه‌ای می‌توان به صورت کیفی و کمی رفتار موتور HCCI را برای شرایط گوناگون مورد بررسی قرار داده و زمان آغاز احتراق و IMEP را با معادله‌ای تعیین کرد. معادله‌های ۱۸ و ۱۹ که با کمک الگوی بدست آمده است با داده‌های آزمون مقایسه شده و نشان داد که از دقت مطلوبی برخوردار است. کار حاضر نشان می‌دهد که الگوی تک‌ناحیه‌ای قابلیت پیش‌بینی کمی و کیفی تأثیر متغیرهای ورودی موتور بر متغیرهای تنظیم را دارد و از این الگو می‌توان برای بدست آوردن معادلاتی برای پیش‌بینی آنها بهره برد.

## References

- [1] S. Onishi, S.H. Jo, K. Shoda, S. Kato, Active thermo-atmosphere combustion (ATAC) - A new combustion process for internal combustion engines, SAE International, Paper No. 790501, 1979
- [2] M. Noguchi, T. Tanaka, Y. Takeuchi, A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion, SAE International, Paper No. 790840, 1979
- [3] P.M. Najt, D.E. Foster, Compression-ignited homogenous charge combustion, SAE International, Paper No. 830264, 1983
- [4] R.H. Thring, Homogenous charge compression ignition (HCCI) engines, SAE International, Paper No. 892068, 1989
- [5] J.O. Olsson, P. Tunestal, B. Johansson, Boosting for high load HCCI, SAE International, Paper No. 01-0940, 2004
- [6] V. Stockinger, H. Schapertons, U. Kuhlmann, Investigations on a gasoline engine working with self-ignition by compression, MTZ Magazine, Vol. 53, pp. 80-85, 1992
- [7] N. Kavian, Investigation of CAI and SI combustion in a 4-cylinder direct injection gasoline engine, PhD thesis, Brunel University, 2006
- [8] J. Zheng, W. Yang, D. Miller, N. Cernansky, Prediction of pre-ignition reactivity and ignition delay for HCCI using a reduced chemical kinetic model, SAE International, Paper No. 2001-01-1025, 2001
- [9] W. Easley, A. Agarwal, G. Lavoie, Modeling of HCCI combustion and emissions using detailed chemistry, SAE International, Paper No. 2001-01-1029, 2001
- [10] M. Shahbakhti, R. Lupul, C. Koch, Predicting HCCI auto-ignition timing by extending a modified knock-integral method, SAE International, Paper No. 2007-01-0222, 2007
- [11] O. Jahanian, S.A. Jazayeri, A comprehensive study on natural gas HCCI engine via a single zone thermo-kinetic engine model, 12th Conference of Fluid Dynamics (FD2009), Babol, Iran, May 2009



شکل ۱۰: از چرخه ۱ تا چرخه ۱۰۰

شکل ۹ صحنه‌گذاری معادله ۱۹ با داده‌های آزمون موتور ریکاردو را نشان می‌دهد. شماره چرخه‌های آزمون ۴۴۵ بوده و در آن غنا و عدد اکتان به صورت پله‌ای تغییر کرده است. مقایسه نشان می‌دهد که معادله مذکور هم به صورت کمی و هم به صورت کیفی تغییرات در IMEP را با دقت مطلوبی می‌تواند پیش‌بینی کند. برای مقایسه بهتر، صد چرخه اول داده‌های مربوط به آزمون و معادله ۱۹ دوباره در شکل ۱۰ نشان داده شده است. نکته جالب و درخور توجه این است که معادله ارایه شده تغییرات چرخه به چرخه IMEP را همانند داده‌های آزمون بخوبی نشان می‌دهد. در بیشتر چرخه‌ها خطای پیش‌بینی کمتر از ۲٫۵ درصد است. با توجه به این شکل، معادله ۱۹ نوسان‌های متوسط و بزرگ را براحتی پیش‌بینی می‌کند و تنها نوسانات چرخه به چرخه بسیار کوچک را نمی‌تواند بخوبی پیش‌بینی کند که در عمل این نوسانات کوچک تأثیر چندانی بر رفتار موتور ندارند. به بیان دیگر، الگوی تک‌ناحیه‌ای حاضر توانایی پیش‌بینی کمی و کیفی تأثیر متغیرها روی IMEP را نیز بخوبی دارا می‌باشد.

## ۵) خلاصه و نتیجه‌گیری

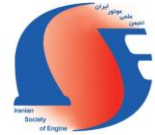
در این بررسی، با کمک الگوی حرارتی و سازوکار مفصل شیمیایی، تأثیر متغیرهای مختلف روی احتراق و عملکرد موتور بررسی شده است. هدف این بررسی‌ها بدست آوردن معادلاتی برای متغیرهای مهم تنظیم (زمان‌بندی احتراق و کار ناخالص موتور) است. نتایج و دست آوردهای این بررسی را می‌توان اینگونه بیان کرد: زمان آغاز احتراق به دمای ورودی و عدد اکتان حساسیت بیشتری دارد تا غنا سوخت. دمای ورودی یکی از متغیرهای مهم برای پایداری و تغییر دور موتور بوده و عدد اکتان مناسب‌ترین متغیر برای تنظیم زمان‌بندی احتراق است. در دوره‌های تند موتور با کاهش زیاد دما و غنا، احتراق صورت نگرفته و موتور از بازه کاری خود خارج می‌شود. در واقع برای هر دور، دما و غنا کمینه با کمک الگوی قابل پیش‌بینی است. اندازه IMEP و یا کار ناخالص موتور بیشتر از سایر متغیرها به غنا و شار سوخت بستگی دارد. یعنی برای تنظیم IMEP و یا توان موتور در الگوی تنظیم یکی از ورودی‌های آن باید غنا یا شار سوخت باشد.

- [19] M.D. Checkel, J.D. Dale, Computerized knock detection from engine pressure records, SAE International, Paper No. 860028, 1986
- [20] P. Kirchen, M. Shahbakhti, C. R. Koch, A skeletal kinetic mechanism for PRF combustion in HCCI engines, Journal of Combustion Science and Technology, Vol. 179, pp. 1059-1083, 2007
- [21] O. Jahanian, S.A. Jazayeri, A comprehensive study on natural gas HCCI engine response to different initial conditions via a thermo-kinetic engine model, ASME Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference (ICEF2009), Switzerland, September, 2009
- [22] O. Jahanian, S.A. Jazayeri, A thermo-kinetic model base study on natural gas HCCI engine response to different initial conditions, International Congress on Combustion Engines, Poland, June, 2009
- [23] S. Tanaka, F. Ayala, J.C. Keck, J.B. Heywood, Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives, Journal of Combustion and Flame, Vol. 132, pp. 219-239, 2003
- [24] M. Shahbakhti, C.R. Koch, Characterizing the cyclic variability of ignition timing in an HCCI engine fueled with n-heptane/iso-octane blend fuels, International Journal of Engine Research, Vol. 9, pp. 361-397, 2008
- [12] C.J. Chiang, A.G. Stefanopoulou, Dynamic modeling of combustion and gas exchange processes for controlled auto-ignition engines, The American Control Conference, 2006
- [13] J.C. Livengood, P.C. Wu, Correlation of auto-ignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machines. 15th International Symposium on Combustion, 1955
- [14] J.B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill Book Company, 1st Edition, 1988
- [15] [www-pls.llnl.gov/data/docs/science\\_and\\_technology/chemistry/combustion/prf\\_2d\\_mech.txt](http://www-pls.llnl.gov/data/docs/science_and_technology/chemistry/combustion/prf_2d_mech.txt)
- [16] J. Chang, O. Guralp, Z. Filipi, D. Assanis, T.W. Kuo, P. Najt, R. Rask, New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux, SAE International, Paper No. 2004-01-2996, 2004
- [17] K.K. Kuo, Principles of combustion, John Wiley & Sons, Incorporated, 1986
- [18] M. Nazoktabar, S.A. Jazayeri, O. Jahanian, M. Shahbakhti, Numerically comparing of performance of an HCCI engine fueled with PRFs, 1st National Conference on Combustion Engines (NCICE-1), Iran, November 14-15, 2012



# The Journal of Engine Research

Journal Homepage: [www.engineersearch.ir](http://www.engineersearch.ir)



## Using a single zone thermodynamic model in an HCCI engine to predict effective controlling parameters

M. Nazoktabar<sup>1\*</sup>, S.A. Jazayeri<sup>2</sup>, O. Jahanian<sup>3</sup>, M. Shahbakhti<sup>4</sup>

<sup>1</sup>K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran, [nazoktabar@riau.ac.ir](mailto:nazoktabar@riau.ac.ir)

<sup>2</sup>K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran, [jazayeri@kntu.ac.ir](mailto:jazayeri@kntu.ac.ir)

<sup>3</sup>Babol Noushirvani University of Technology, Babol, Iran, [o.jahanian@nit.ac.ir](mailto:o.jahanian@nit.ac.ir)

<sup>4</sup>Michigan Technological University, Michigan, USA, [mshahbakhti@gmail.com](mailto:mshahbakhti@gmail.com)

\*Corresponding Author, Phone Number: +98-912-5838662

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received: 30 November 2012

Accepted: 30 March 2013

#### Keywords:

HCCI Engine

IMEP prediction

Starts of combustion

Thermo-kinetic model

### ABSTRACT

Nowadays, the homogenous charge compression ignition (HCCI) engine is a new idea to satisfy two main strategies in the design of internal combustion engines: reducing the fuel consumption and emissions. The robust control of combustion phasing in HCCI engines is a main challenge limiting the automotive industry for the mass production. In controlling combustion phasing and the IMEP (as two main controlling parameters) in the HCCI engine, some parameters are more effective than others. Effects of these parameters such as the inlet temperature and pressure, the equivalence ratio, the engine speed and also PRFs on the start of the ignition and the IMEP have been investigated in this study using a thermo-kinetic zero-dimensional model. This model coupled to a full kinetic mechanism of PRFs. The model was validated with a large number of experimental data taken from the Ricardo engine. Results show that the start of the combustion depends on the inlet temperature, the octane number, the engine speed and the equivalent ratio. On the other hand, the IMEP depends on the fuel mass flow rate, the inlet temperature and the equivalent ratio. As a result, a correlation has been presented to predict the start of the combustion and the IMEP; and its accuracy has been checked with some experimental data.

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