

توسعه یک مدل کنترلی برای پیش‌بینی زمان احتراق در موتورهای HCCI

ساسان اکبرپور^۱، رحیم خوش‌بختی‌سرای^۲، مهدی میرزایی^۳، وحید محمدی^۴ و قاسم سلیمانی^۵

۱- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، sasan.akbarpour@yahoo.com

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند (نویسنده مسئول)، khoshbakhti@sut.ac.ir

۳- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، mirzaie@sut.ac.ir

۴- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، v_mahammadi@sut.ac.ir

۵- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، soleimani@sut.ac.ir

(دریافت: ۱۳۹۱/۱۲/۵، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۲/۸/۱، پذیرش: ۹۲/۸/۳۰)

یکی از چالش‌های موجود در موتورهای HCCI عدم وجود سیستم کنترلی مناسب نظیر موتورهای احتراق داخلی مرسوم است. از این‌رو، کنترل احتراق HCCI می‌تواند راه را برای توسعه تجاری این موتورها هموار کند. در کار حاضر، یک مدل کنترلی (COM) توسعه یافته است که قادر است زمان شروع احتراق (SOC)، دوره احتراق (BD) و زاویه میل‌لنگی که در آن ۵۰ درصد آزادسازی گرما اتفاق افتاده است (CA50) را پیش‌بینی کند. کارایی مدل با استفاده از مقایسه پارامترهای مذکور با مقادیر متناظر تجربی آنها (از تحلیل داده‌های فشار داخل سیلندر اندازه‌گیری شده) در محدوده وسیعی از شرایط عملکردی موتور مورد ارزیابی قرار گرفته است. در ادامه، مقادیر مختلف برای دمای مخلوط ورودی، فشار ورودی و نسبت هم‌ارزی، برای موتور HCCI گازسوز در مدل توسعه‌یافته اعمال شد. از این نتایج برای بهینه‌سازی ضرایب موجود در رابطه اصلی مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده و سایر روابط موجود برای پیش‌بینی پارامترهای احتراقی استفاده شد. دسترسی به شرایط مناسب ورودی جهت عملکرد پایدار موتور از محاسن این سیستم کنترلی است.

کلیدواژگان: موتور HCCI، مدل کنترلی (COM)، زمان شروع احتراق (SOC)، دوره احتراق (BD)، CA50

مقدمه

افزایش روزافزون مصرف سوخت و انتشار آلاینده‌ها سبب شده است تا تکنولوژی‌های برتر در زمینه‌های مختلف از جمله موتورهای احتراقی گسترش یابند. از این رو می‌توان به احتراق موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن (HCCI)^۱ به‌عنوان یک اصل جایگزین برای موتورهای احتراقی، که دربرگیرنده مصرف پایین سوخت و کاهش انتشار آلاینده‌هایی همچون NO_x و PM است، اشاره کرد [۲، ۱]. این تکنولوژی را می‌توان تلفیقی از احتراق در موتورهای SI و CI دانست. احتراق در HCCI متکی بر خوداشتعالی مخلوط فشرده هوا و سوخت در نقاط محلی داغ و توزیع آن به سرتاسر مخلوط است [۳]. همگن بودن مخلوط سوخت و هوا در این نوع تکنولوژی و پایین بودن دمای احتراق سبب کاهش شدید آلاینده‌هایی همچون NO_x و PM می‌شود. همچنین بالا بودن نسبت تراکم، پایین بودن افت‌های دریچه گاز^۲ و کوتاه‌تر بودن مدت زمان احتراق همگی این تکنولوژی را به‌سمت بهره‌وری بالاتری هدایت می‌کنند. مزایای استفاده از موتورهای HCCI با مشکلات عمده‌ای نیز همراه است که از جمله می‌توان به محدود بودن گستره کارکرد، انتشار زیاد آلاینده‌های UHC و CO و مشکلات در کنترل زمان احتراق اشاره کرد [۴]. به‌منظور غلبه بر این اشکالات و همچنین حاصل شدن تمامی مزایای موجود در موتورهای HCCI چالشی به‌نام کنترل زمان احتراق در موتورهای HCCI در پیش‌روی محققان قرار دارد. در واقع می‌توان گفت که با پیش‌بینی و کنترل زمان احتراق در موتورهای HCCI می‌توان تاثیر معایب ذکر شده را تا حد بسیار زیادی کاهش و همچنین تأثیرات مزایای مذکور را به‌شکل قابل توجهی

1. Homogeneous Charge Compression Ignition
2. Throttling losses

افزایش داد [۶،۵]. یکی از راه‌های گسترش محدوده کارکرد در موتورهای HCCI به کار بردن حالت کارکرد دوگانه HCCI/SI و یا HCCI/CI است [۸،۷]، که این مستلزم کنترل دقیق زمان احتراق HCCI به دلیل تأثیرگذاری بسیار بالای آن بر روی دمای گازهای خروجی و تغییرات آن در هر یک از مدل‌های اشاره شده است [۹]. زمان احتراق همچنین تأثیر قابل توجهی در انتشار آلاینده‌ها در طول مدت زمان احتراق و بعد از احتراق دارد [۱۰،۶]. همچنین، تأثیر آن روی ترکیب گازهای باقی‌مانده و دمای آن‌ها برای چرخه‌های بعدی بسیار زیاد است [۱۱]. پس می‌توان گفت کنترل زمان احتراق HCCI برای عملکرد مطلوب موتور لازم و ضروری است، ولی دشواری‌هایی نیز در این راه وجود دارد و آن، نبود یک منبع مستقیم شروع‌کننده احتراق در این نوع موتورها مانند شمع در موتورهای SI و پاشش سوخت در موتورهای CI است که کنترل زمان احتراق را با چالش روبه‌رو می‌کند. در واقع زمان شروع احتراق در موتور HCCI تابعی از شرایط مخلوط از قبیل شرایط بار ورودی، و دما و ترکیبات گازهای باقی‌مانده از چرخه قبل است. مدل‌های شبیه‌سازی که در این راستا توسعه می‌یابند به‌عنوان ابزاری برای درک هرچه بهتر تأثیر عوامل مختلف روی زمان احتراق و بررسی دینامیکی تغییرات شرایط بار ورودی به کار می‌روند. از آنجایی که فرایند خوداشتعالی در موتورهای HCCI با سینتیک شیمیایی هدایت می‌شود، این مدل‌ها اغلب با بهره‌گیری از سینتیک شیمیایی می‌توانند شبیه‌سازی ایدئالی از آنچه که در این فرایند رخ می‌دهد را داشته باشند. اختلاف این مدل‌ها اغلب در میزان پیچیدگی و جزئیات مربوط به مکانیزم‌های سینتیک شیمیایی است. می‌توان از نوع مدل‌های ترموشیمیایی^۱ به گروه‌های زیر اشاره کرد:

1. CFD-kinetic TKMs [12]
2. Sequential CFD based multi-zone TKMs [13]
3. Multi zone TKMs [14]
4. Zero dimensional TKMs [15]

با جستجو و بررسی کلیه این گروه‌ها در ادبیات فن در کارهای گذشته، می‌توان به این مسئله پی برد که مدل‌های تک‌منطقه‌ای می‌توانند، علی‌رغم سادگی و زمان محاسباتی پایین‌تر، پیش‌بینی خوبی از عملکرد کلی موتور داشته باشند [۱۶]. بنابراین از شبیه‌سازی انجام‌شده توسط مدل‌های ترموشیمیایی می‌توان برای توسعه مدل‌های بر مبنای کنترلی^۲ استفاده کرد. مدل‌های بر مبنای کنترلی خود به دو دسته تقسیم می‌شوند. دسته اول شامل مدل‌هایی‌اند که زمان احتراق را در حالت پایا پیش‌بینی می‌کنند. دسته دوم شامل مدل‌هایی‌اند که قادرند در حالت گذرا زمان احتراق را پیش‌بینی کنند. این مدل‌ها قادرند کنترل احتراق در حالت چرخه به چرخه^۳ را برعهده گیرند. به‌عنوان مثال، در شرایطی که بار و سرعت در حال تغییر است، می‌توان از این نوع مدل برای پیش‌بینی زمان احتراق استفاده کرد. از جمله مدل‌های گروه اول می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

1. Simple look-up table approach [18] or temperature threshold method [19]
2. Shell model [21,20]
3. Arrhenius-type rate threshold models [24,23,22,19]
4. Knock Integral Models [28,27,26,25]
5. Modified Knock Integral Models [30,29,17]

این مدل‌ها دقت و زمان محاسباتی متفاوتی دارند. همچنین، داده‌های ورودی در آن‌ها برای پیش‌بینی زمان احتراق کاملاً متفاوت است. برای مثال، مدل آستانه دمایی مدل بسیار ساده‌ای است که نیازی نیز به داده‌هایی که اندازه‌گیری آن‌ها سخت و هزینه‌بر باشد ندارد، ولی دقت آن بسیار پایین است. در حالی که مدل نوع سوم بسیار دقیق است، اما داده‌هایی که به‌عنوان ورودی در آن به کار می‌رود به‌سختی قابل اندازه‌گیری است و اندازه‌گیری آن‌ها هزینه‌بر است. به‌طور مثال، برای استفاده از این مدل می‌بایست در هر لحظه غلظت سوخت و اکسیژن و دمای گازهای داخل سیلندر را دانست که اندازه‌گیری آن بسیار دشوار است. بنابراین، نیاز به توسعه مدل‌های جدید غیرقابل انکار است. مدل‌هایی که بتوانند با دقت خوب و مناسب و بدون نیاز به داده‌های ورودی هزینه‌بر و غیر قابل اندازه‌گیری، پیش‌بینی خوبی از زمان احتراق داشته باشند.

1. Thermo- Kinetic Model (TKM)
2. Control Oriented Model (COM)
3. Cycle to Cycle

توصیف کار حاضر

در کار حاضر، با کوپل یک مدل تک منطقه‌ای ترمودینامیکی با مکانیزم‌های سینتیکی، یک مدل ترموشیمیایی برای پیش‌بینی زمان احتراق توسعه یافته است. این مدل ابزار بسیار مناسبی برای پیش‌بینی زمان شروع احتراق [۳۱،۱۵] و مطالعات عملکردی [۱۶] است، اما همانند سایر مدل‌های تک منطقه‌ای دقت کافی در پیش‌بینی فشار بیشینه و طول مدت زمان احتراق ندارد. توسعه این مدل بر مبنای مشخصات موتور (CFR)^۱ موجود در دانشگاه آلبرتا کانادا و سوخت گاز طبیعی است. شایان ذکر است که مدل، انعطاف‌پذیری مناسبی در انواع مختلف سوخت‌ها دارد. از این رو می‌توان با تغییر مکانیزم‌های سینتیکی برای سوخت‌های دیگر نیز از این مدل استفاده کرد.

شکل ۱ و جدول ۱ به ترتیب طرحواره آزمایشگاهی مربوط به موتور (CFR) و مشخصات موتور مذکور را نشان می‌دهند. در مدل توسعه یافته هدف اصلی از مدل‌سازی احتراق HCCI بررسی زمان شروع احتراق است. با پیش‌بینی زمان شروع احتراق در مدل ترموشیمیایی توسعه یافته از نتایج آن برای بهینه‌سازی ضرایب موجود در رابطه اصلی مدل انتگرال کوبشی اصلاح شده^۲ و تابع ویب استفاده می‌شود. بدین ترتیب می‌توان با استفاده از مدل انتگرال کوبشی اصلاح شده و تابع ویب، پیش‌بینی‌های دقیق و مناسبی از پارامترهایی همچون SOC^۳، CA50^۴ و BD^۵ داشت.

در این بخش جزئیات مربوط به بالانس انرژی در منطقه احتراق، مکانیزم‌های سینتیکی و روش حل معادلات حاکم در مدل توسعه داده شده از لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی (IVC)^۶ تا لحظه باز شدن سوپاپ خروجی (EVO)^۷ آورده می‌شود. در مدل حاضر، کل محفظه احتراق به صورت یک منطقه و با در نظر گرفتن شرایط ترمودینامیکی یکسان فرض شده است. همچنین، فرض بر این است که تمامی گونه‌ها در آن منطقه می‌توانند رفتار گاز ایدئال را داشته باشند. جرم داخل سیلندر نیز ثابت فرض شده است. از مقدار سوخت تبخیر شده در دریچه^۸ ورودی صرف نظر شده و فرض می‌شود که تمام مخلوط در فاز گازی است. همچنین، دمای متوسط دیواره محفظه احتراق جهت محاسبه انتقال حرارت همرفتی استفاده شده است. از این رو معادله انرژی با در نظر گرفتن اثر اختلاط، مطابق آنچه که پایتون و همکارانش انجام داده‌اند [۳۲]، به صورت زیر خواهد بود که در آن β عکس زمان اختلاط است که بسته به هندسه و سرعت دورانی موتور قابل تنظیم است:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m C_{v, mix}} (Q_w(t) - \beta m_{int} C_{p, int} (T - T_{int}) - P \frac{dV}{dt} - m U_i \frac{dY}{dt}) \quad (1)$$

مدل انتقال حرارت استفاده شده در مدل ترموشیمیایی توسعه یافته مدل وشنی^۹ اصلاح شده است [۳۴].

$$Q_w(t) = -h_c(t) A_s (T_g - T_w) \quad (2)$$

$$h_c(t) = \alpha [L(t)^{-0.2} P(t)^{0.8} T(t)^{-0.73} W(t)^{0.8}] \quad (3)$$

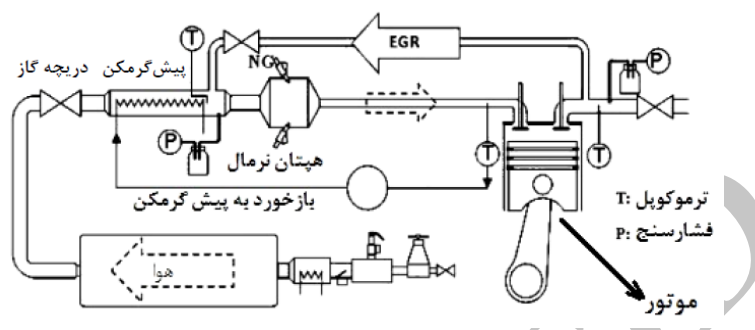
$$W(t) = C_1 S_p + \frac{C_2 V_d T_r}{6 P_r V_r} (P - P_{mot}) \quad (4)$$

$$S_p = 2. \text{rpm. Stroke} \quad (5)$$

که در آن L ارتفاع لحظه‌ای محفظه احتراق، P و T به ترتیب فشار و دمای گاز داخل سیلندر، W سرعت محلی گاز، S_p سرعت متوسط پیستون، T_r و P_r به ترتیب دما، فشار و حجم در لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی، V_d حجم جابه‌جایی و P و

1. Cooperative Fuels Research
2. Modified Knock Integral Model (MKIM)
3. Start of Combustion
4. Crank Angle for %50 burnt fuel
5. Burn Duration
6. Intake Valve Closing
7. Exhaust Valve Opening
8. Port
9. Woschni

P_{mot} به ترتیب فشار لحظه‌ای و فشار موتورگردانی^۱ در موقعیت زاویه‌ای میل‌لنگ یکسان است. شایان ذکر است که در کار موجود ضرایب C_1 ، C_2 و α که مربوط به معادله انتقال حرارت‌اند و همچنین ضریب β موجود در معادله انرژی برای در نظر گرفتن اثر اختلاط با استفاده از الگوریتم ژنتیک و کد توسعه‌یافته در محیط برنامه‌نویسی فرترن ۹۰ بهینه‌سازی شده به‌طوری که نتایج به‌دست آمده از مدل و نتایج تجربی مربوط به آنالیز نمودارهای فشار داخل سیلندر، برای شرایط مختلف آزمایشگاهی، تطابق خوبی دارند.



شکل ۱- طرحواره آزمایشگاهی موتور CFR

جدول ۱- مشخصات موتور CFR

مشخصات	پارامتر
Waukesha CFR	مدل موتور
۱	تعداد سیلندر
آب	سیال خنک‌کاری
سرسیلندر دیسکی، پیستون سرفاف	محفظه احتراق
کاملاً باز	دریچه گاز
۸۲٫۶ mm	قطر سیلندر
۱۱۴٫۳ mm	طول کورس
۶۱۲ cc	حجم جابه‌جایی
۱۷٫۲۵ برای گاز طبیعی، ۱۱٫۵ برای هپتان نرمال	نسبت تراکم
۳۷۰ CAD ATDC	زمان باز شدن سوپاپ ورودی
۱۴۶ CAD BTDC	زمان بسته شدن سوپاپ ورودی
۱۴۰ CAD ATDC	زمان باز شدن سوپاپ خروجی
۳۷۵ CAD ATDC	زمان بسته شدن سوپاپ خروجی

روابط به‌دست آمده برای T_{ive} و P_{ive}

دما و فشار در لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی از اطلاعات ورودی مدل ترموشیمیایی‌اند. از داده‌های تجربی که در دسترس‌اند، دمای بار داخل سیلندر در لحظه IVC معادل با دمای چندراهه^۲ ورودی فرض شده است. برای به‌دست آوردن فشار در لحظه IVC، از رابطه (۶) استفاده می‌شود که ثابت‌های توانی هر کدام از متغیرها در این رابطه با به‌کار بردن داده‌های تجربی استخراج شده است. این ثابت‌ها، با معلوم بودن فشار چندراهه ورودی، فشار در لحظه IVC، سرعت موتور (N)، نسبت هم‌ارزی مخلوط سوخت و هوا (ϕ) و دمای چندراهه ورودی در چندین شرایط مختلف کارکردی، استخراج شده است. بدین صورت که با معلوم

1. Motoring Pressure
2. Manifold

بودن هریک از پارامترهای مذکور، ضرایب مجهول به گونه‌ای تعیین شده‌اند که کمترین خطا در محاسبات فشار لحظه IVC وجود داشته باشد [۳۱].

$$P_{ivc} = \frac{N^{0.01379} \phi^{0.00744}}{T_m^{0.00039}} P_m \quad (۶)$$

$$T_m = T_{ivc} \quad (۷)$$

در رابطه (۶)، N سرعت موتور برحسب دور در دقیقه (rpm)، P_m و T_m به ترتیب فشار و دمای گاز برحسب kPa و °C و ϕ نسبت هم‌ارزی است. با مقایسه مقادیر به دست آمده از رابطه (۶) با داده‌های تجربی می‌توان گفت که این رابطه قادر است P_{ivc} را با دقت $\pm 2/4$ کیلوپاسکال پیش‌بینی کند.

مدل انتگرال کوبشی

سینتیک احتراق در HCCI بسیار شبیه به سینتیک شیمیایی کوبش در موتورهای SI است [۳۳]. برای پیش‌بینی شرایطی که در آن کوبش در موتورهای SI رخ می‌دهد، لیونگود و وو رابطه زیر را توسعه داده‌اند [۲۵].

$$\int_{\theta_0}^{\theta_e} \frac{1}{w \tau} d\theta = 1.0 \quad (۸)$$

$$\tau = A e^{(b/T) p^n} \quad (۹)$$

که در این رابطه θ_e زاویه میل‌لنگ که در آن کوبش یا خوداشتعالی رخ می‌دهد، θ_0 زاویه میل‌لنگ اولیه که انتگرال‌گیری از آن آغاز می‌شود، w سرعت موتور برحسب دور در دقیقه، p فشار برحسب کیلوپاسکال kPa و T دما برحسب کلوین (K) است. θ_0 مبنای آغاز انتگرال، معادل با θ_{ivc} فرض می‌شود ($\theta_0 = \theta_{ivc}$) که هنوز در آن زاویه میل‌لنگ، واکنش‌ها به شکل محسوسی آغاز نشده‌اند. دقت مدل انتگرال کوبشی^۱ کافی است، ولی وجود پارامترهایی همچون دما و فشار داخل سیلندر که می‌بایست به صورت لحظه‌ای محاسبه یا اندازه‌گیری شوند کاری سخت و پرهزینه و در مواقعی غیرممکن است؛ بنابراین در عمل نمی‌توان از آن استفاده کرد.

مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده

با توجه به غیرعملی بودن روش مدل انتگرال کوبشی نیاز به توسعه مدلی است تا در عمل بتوان با پارامترهایی که اندازه‌گیری آن‌ها بسیار سهل و ارزان‌قیمت است شروع احتراق را پیش‌بینی کرد. با سه فرض زیر می‌توان مدل انتگرال کوبشی را به مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده [۳۱]، که در واقع مدلی تصحیح‌یافته است، تبدیل کرد. این سه فرض عبارت است از پلی‌تروپیک بودن فرایند تراکم، استفاده از نسبت هوا به سوخت به جای غلظت لحظه‌ای سوخت و هوا و اعمال تأثیر EGR و رقیق‌سازها در مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده.

$$\int_{\theta_{ivc}}^{\theta_{soc}} \frac{\phi^B}{AN \exp \left[\frac{C(P_{ivc} V_c^{kc})^D}{T_{ivc} V_c^{kc-1}} \right]} d\theta = 1.0 \quad (۱۰)$$

$$V_c(\theta) = \frac{V_{ivc}}{V(\theta)} ; A = f(\text{EGR}) \quad (۱۱)$$

برای استفاده از مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده می‌بایست ضرایب A ، B ، C ، D و K_c مشخص شوند.

1. Knock Integral Model (KIM)
2. Modified Knock Integral Model (MKIM)

مدل آهنگ سوختن

برای محاسبه سایر پارامترهای احتراق، اعم از CA50 و یا مدت زمان احتراق، می‌توان از تابع تصحیح‌یافته ویب استفاده کرد.

$$X_b(\theta) = 1 - \exp\left(-A \left[\frac{\theta - \theta_{soc}}{\theta_d}\right]^B\right) \quad (12)$$

که در آن x_b کسر جرمی سوخت مصرف‌شده، θ_{soc} زاویه میل‌لنگ در لحظه شروع احتراق، θ زاویه میل‌لنگ مربوط به کسر جرمی سوخت سوخته‌شده است. θ_d نیز برابر است با:

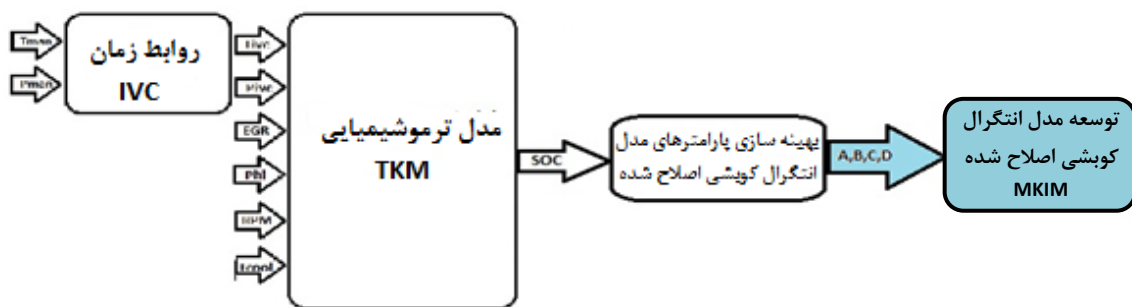
$$\theta_d = C(1 + X_d)^D \varphi^E \quad (13)$$

که φ نسبت هم‌ارزی، X_d مقدار EGR و C, B, A و D ضرایب ثابتی‌اند که برای استفاده از این تابع می‌بایست مشخص شوند. برای استفاده از تابع ویب و تعیین پارامترهایی همچون CA50 و یا مدت زمان احتراق می‌بایست ضرایب A, B, C و D در روابط (12) و (13) تعیین شود. با به‌کارگیری داده‌های تجربی موجود و روابط (14) و (15) این ضرایب قابل محاسبه‌اند.

$$X_b = 0.5 \quad (14)$$

$$BD = CA90 - CA10 \quad (15)$$

ابتدا کارایی مدل با استفاده از مقایسه پارامترهای احتراق، به‌ویژه زمان شروع احتراق، با مقادیر متناظر تجربی، که از تحلیل داده‌های فشار داخل سیلندر اندازه‌گیری‌شده حاصل شده است، در محدوده وسیعی از شرایط عملکردی موتور ارزیابی شد. در ادامه مقادیر مختلف برای دمای مخلوط ورودی، فشار ورودی، نسبت هم‌ارزی و EGR برای موتور HCCI گازسوز در مدل توسعه‌یافته اعمال شد. پارامترهای احتراقی نظیر SOC و CA50 و BD در سی‌وپنج حالت عملکردی مختلف موتور محاسبه شده و از این نتایج برای توسعه یک مدل کنترلی و بهینه‌سازی ضرایب موجود در روابط مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده و تابع ویب استفاده شده است. بهینه‌سازی ضرایب توسط نرم‌افزار متلب و یک کد الگوریتم ژنتیک، که در همین نرم‌افزار توسعه یافته، انجام شده است. آنچه که در شکل ۲ و ۳ مشاهده می‌شود طرحواره‌ای از چگونگی توسعه مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده و تعیین و بهینه‌سازی ضرایب مربوط به آن است.



شکل ۲- طرحواره‌ای از چگونگی تعیین و بهینه‌سازی مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده (MKIM)

در ادامه، با مطالعه و بررسی تأثیر عوامل مختلف بر روی پارامترهای احتراقی، دما به‌عنوان تأثیرگذارترین پارامتر بر روی آن‌ها تعیین شده است [۲۸،۳۲]. بنابراین، می‌توان با طراحی یک کنترل‌کننده که در آن دما به‌عنوان یک عملگر است، با اعمال شرایط اولیه مناسب، پارامترهای احتراقی را به سمت وسویی هدایت کرد که عملکرد موتور مطلوب‌تر از شرایط پیشین شود، چرا که در صورت عدم رسیدن به عملکرد مطلوب در موتور HCCI بهره‌مندی از محاسن و اجتناب از تأثیر معایب آن عملاً غیرممکن خواهد بود. در این راستا یک مدل کنترلی، که قادر به محاسبه دمای ورودی مناسب جهت کارکرد مطلوب و قابل

قبول موتور است، توسعه داده شد. این مدل، که برگرفته از مدل انتگرال کوبشی اصلاح شده و تابع ویب توسعه یافته است، در محیط برنامه نویسی فرترن ۹۰ توسعه داده شده است و نحوه عملکرد آن به این ترتیب است که باتوجه به اینکه دو پارامتر SOC و CA50 در عملکرد مطلوب موتور نقش بسزایی ایفا می کنند، موقعیت رخداد مناسب این دو پارامتر به عنوان ورودی در مدل کنترلی اعمال می شود. با ثابت بودن سایر پارامترهای ورودی، مدل قادر است دمای ورودی را به گونه ای تنظیم کند که SOC و CA50 دقیقاً دارای مقادیر اعمال شده ورودی باشند. مبنای تنظیم این دما موقعیت زمان شروع احتراق در نظر گرفته شده است، بدین صورت که SOC در بازه صفر تا ۵ درجه میل لنگ بعد از نقطه مرگ بالا رخ دهد [۱۵]. مدل به گونه ای طراحی شده است که قابلیت اعمال بازه SOC و CA50 و یا هر دو وجود دارد. شکل ۳ نحوه عملکرد آن را به خوبی نمایان می سازد.

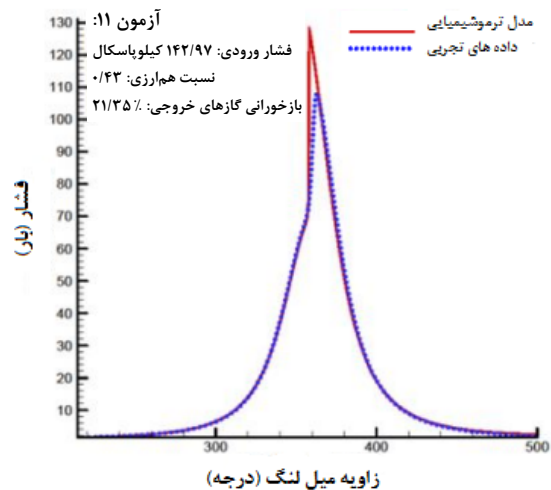
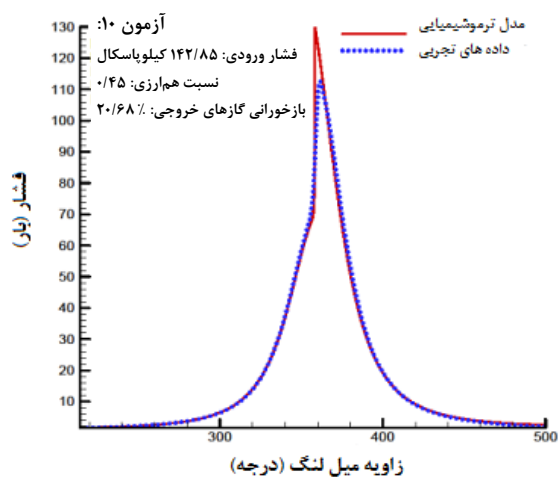
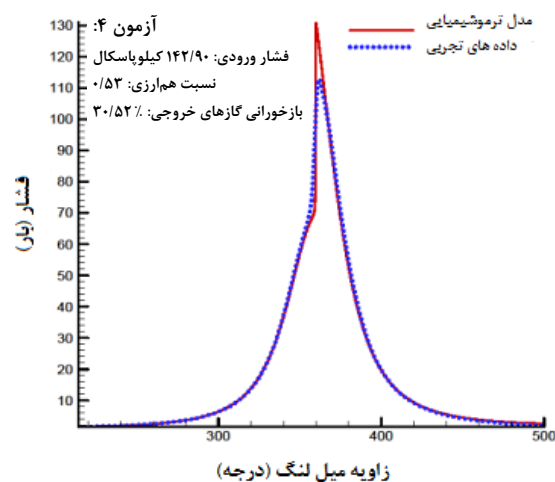
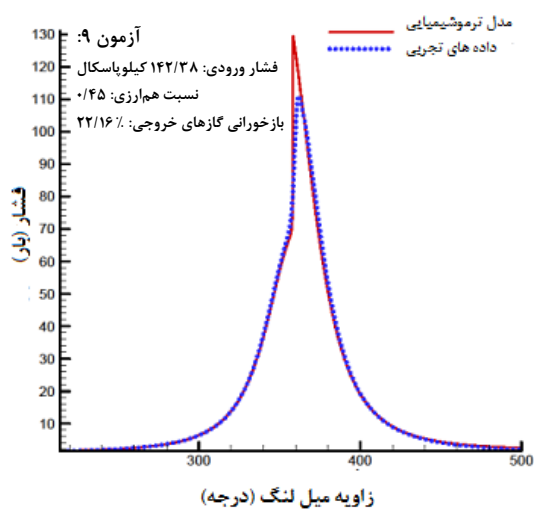


شکل ۳- طرحواره ای از نحوه عملکرد سیستم کنترلی ارائه شده

نتایج و بحث در مورد آن ها

در کار حاضر، از یک مدل ترموشیمیایی از پیش توسعه یافته بهره گرفته شده است. در مدل اشاره شده یک مدل تک منطقه ای ترمودینامیکی با سازوکارهای سینتیکی کوپل شده، و یک مدل ترموشیمیایی در محیط برنامه نویسی فرترن ۹۰ برای شبیه سازی چرخه بسته موتور و فرآیندهای مربوط به آن توسعه یافته است. با توجه به تک منطقه ای بودن مدل ارائه شده و پایین بودن زمان محاسباتی آن، می توان از سازوکارهای سینتیکی شیمیایی مفصل استفاده کرد که در این صورت، به دلیل وابستگی کامل احتراق HCCI به سینتیک شیمیایی، مدل پیش بینی مناسبی از خصوصیات عملکردی و احتراقی از جمله پیش بینی زمان شروع احتراق را خواهد داشت. اگرچه این مدل، به دلیل در نظر نگرفتن گرادیان دمایی در داخل محفظه احتراق و مناطق نزدیک به جداره، فشار، دما و NOx را بیشتر از مقدار واقعی پیش بینی می کند. لذا می توان گفت که مدل قادر به پیش بینی صحیح مدت زمان احتراق و غلظت محصولات نهایی احتراق نیست. شایان ذکر است که هدف کار حاضر مدل سازی احتراق نیست و از مدل احتراقی تک منطقه ای صرفاً به عنوان ابزار ساده و مناسبی برای بهینه سازی ضرایب مدل انتگرال کوبشی تصحیح یافته استفاده می شود. در شکل ۴ به عنوان نمونه چهار حالت از نتایج مدل ترموشیمیایی گنجانده شده است.

جدول ۲ نتایج به دست آمده از مدل های ترموشیمیایی و داده های تجربی موجود برای زمان شروع احتراق را نشان می دهد. با مقایسه و بررسی آن برای تمامی شرایط اعمال شده می توان به این نتیجه رسید که مدل ترموشیمیایی توسعه یافته قادر به پیش بینی زمان شروع احتراق با دقت بسیار خوب و مناسبی است. معیار شروع زمان احتراق زاویه میل لنگی انتخاب شده است که در آن ده درصد از گرمای بیشینه آزاد شده در طی واکنش، آزاد می گردد. با اعمال ورودی ها در مدل انتگرال کوبشی اصلاح شده، ضرایب موجود در آن توسط کد الگوریتم ژنتیک توسعه یافته در نرم افزار متلب، بهینه سازی شدند. ابتدا ضرایب A, B, C, D و Kc برای تمام شرایط و موارد مشخص شد. در این مرحله EGR دخالت داده نشده بود.



شکل ۴- روند تغییرات فشار بر حسب زاویه میل‌لنگ پیش‌بینی‌شده توسط مدل ترموشیمیایی در مقایسه با نتایج تجربی دمای ورودی 140°C ، سرعت موتور 800 دور دقیقه (آزمون‌های شماره ۴، ۹، ۱۰ و ۱۱)

جدول ۲- مقایسه نتایج به‌دست آمده از مدل ترموشیمیایی با داده‌های تجربی (دمای ورودی 140°C ، سرعت موتور 800 دور دقیقه)

شماره آزمون	نسبت هم‌ارزی	EGR (%)	فشار اولیه IVC [kPa]	زمان شروع احتراق SOC [CAD]	
				تجربی	شبیه‌سازی
۲	۰/۶۹	۴۱/۱۶	۱۵۶/۴۹	۳۶۳/۰	۳۶۴/۲
۴	۰/۵۳	۳۰/۵۲	۱۵۵/۷۴	۳۵۷/۸	۳۵۹/۷
۵	۰/۵۰	۳۰/۰۰	۱۵۵/۶۴	۳۶۰/۵	۳۵۹/۷
۹	۰/۴۵	۲۲/۱۶	۱۵۴/۹۵	۳۵۷/۹	۳۵۸/۲
۱۰	۰/۴۴	۲۰/۶۸	۱۵۵/۶۳	۳۵۷/۴	۳۵۸/۱
۱۱	۰/۴۳	۲۱/۳۵	۱۵۶/۴۳	۳۵۸/۷	۳۵۸/۲
۱۲	۰/۳۳	۱۰/۱۰	۱۵۵/۵۲	۳۵۸/۳	۳۵۶/۵

در گام بعدی برای تمامی شرایط دارای EGR یکسان، ضریب A تنظیم شد. بدین صورت که سایر ضرایب (B, C, D, K_c) ثابت نگه داشته شدند و ضریب A برای شرایط دارای EGR یکسان توسط کد الگوریتم ژنتیک تنظیم شد. سپس با معلوم بودن ضریب A برای هر یک از EGRها بهترین نمودار روی داده‌ها برازش شد. بدین صورت ضریب A تابعی از EGR با درجه چهار است که می‌توان آن را در مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده اعمال کرد. با اعمال ضرایب به‌دست آمده در معادله (۱۰) مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده کامل شده و می‌توان از آن برای پیش‌بینی زمان شروع احتراق استفاده کرد. ضرایب اعمال‌شده در معادله (۱۰) به‌شرح زیر است:

$$B = 0.119$$

$$C = 616.0$$

$$D = -0.1e-3$$

$$A = P_1(EGR)^4 + P_2(EGR)^3 + P_3(EGR)^2 + P_4(EGR) + P_5$$

$$P_1 = 6.261e-3$$

$$P_2 = -1.822e-3$$

$$P_3 = 0.7889e-3$$

$$P_4 = 8.556e-5$$

$$P_5 = 0.9697e-3$$

جدول ۳ مقایسه نتایج مربوط به پیش‌بینی شروع احتراق توسط مدل ترموشیمیایی و مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده توسعه‌یافته را برای ۳۵ شرایط مختلف نشان می‌دهد که به دلیل کمبود فضا تعداد حالت‌ها در جداول با تعداد کم گزارش شده است. میانگین خطای پیش‌بینی شروع احتراق توسط مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده برابر ۱/۱۳ CAD و بیشینه خطای پیش‌بینی شروع احتراق برای آن برابر ۲/۶ CAD است. این امر بیانگر این است که مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده قادر به پیش‌بینی مناسب زمان شروع احتراق است. با روشی مشابه آنچه ذکر شد، ضرایب مربوط به تابع تصحیح‌یافته ویب بهینه‌سازی شده و با مدل آهنگ سوختن ذکرشده (معادله ۱۲) می‌توان سایر پارامترهای احتراقی را پیش‌بینی کرد. ضرایب به‌دست آمده برای معادله (۱۲) به‌شرح زیر است:

$$A=8.980, B=2.018, C=2.001, D=0.035, E=-0.020$$

حال، با مشخص بودن ضرایب معادله (۱۲) با فرض $X_b = 0.5$ می‌توان CA50 را پیش‌بینی کرد.

جدول ۴ نتایج مربوط به مقایسه پیش‌بینی CA50 توسط مدل ترموشیمیایی و تابع ویب را نشان می‌دهد. میانگین خطای پیش‌بینی CA50 توسط تابع ویب برابر ۰/۱۸ CAD و بیشینه خطای موجود برای آن ۰/۳۴ CAD است، که نشان از دقت کافی این مدل در پیش‌بینی CA50 است. حالت‌های آزمایشگاهی ۱، ۲ و ۳ دارای زمان شروع احتراق در بازه تعریف‌شده‌اند. بنابراین نیازی به تنظیم دمای ورودی آن‌ها وجود ندارد. برای سایر حالت‌های آزمایشگاهی این دما توسط مدل توسعه‌یافته با دقت ۰/۱ کلون تنظیم شد.

بدیهی است با توجه به اینکه زمان شروع احتراق برای تمامی حالت‌ها، پیش از تنظیم دما، قبل از نقطه مرگ بالاست، دمای تنظیم‌شده ورودی برای این حالت‌ها، کمتر از دمای ورودی حالت پیشین آن‌ها (۴۱۳/۱۵ کلون) خواهد بود، تا با اعمال اندکی تأخیر زمان شروع احتراق در بازه تعریف‌شده قرار گیرد. با اعمال دمای تنظیم‌شده برای حالت‌های آزمایشگاهی مذکور پارامترهای عملکردی موتور با مقادیر متناظر شرایط پیشین مقایسه شد. در جدول ۵ مقایسه کار و فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری در حالت مذکور آورده شده است.

جدول ۳- مقایسه نتایج مربوط به پیش‌بینی شروع احتراق توسط مدل ترموشیمیایی و مدل انتگرال کوبشی اصلاح شده توسعه‌یافته (دمای ورودی ۱۴۰°C، سرعت موتور ۸۰۰ دور دقیقه)

شماره آزمون	نسبت هم‌ارزی	EGR (%)	فشار اولیه IVC [kPa]	زمان شروع احتراق SOC [CAD]	
				مدل ترموشیمیایی TKM	مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده MKIM
۱	۰/۷۱۹۴۳	۳۹/۷۹۲۹	۱۵۷/۰۴	۳۶۵/۴	۳۶۲/۹
۲	۰/۶۹۲۱۲	۴۱/۱۵۵۹	۱۵۶/۴۹	۳۶۴/۲	۳۶۴/۹
۳	۰/۶۷۶۵۹	۴۰/۵۱۲۲	۱۵۵/۷۴	۳۶۳/۹	۳۶۴/۴
۴	۰/۵۲۶۳۶	۳۰/۵۲۰۱	۱۵۵/۷۴	۳۵۹/۷	۳۵۸/۴
۵	۰/۵۰۰۴۴	۳۰/۰۰۱۲	۱۵۵/۶۴	۳۵۹/۷	۳۵۸/۶
۶	۰/۴۸۴۶۴	۳۰/۲۳۸۰	۱۵۴/۸۶	۳۵۹/۱	۳۵۹/۱
۷	۰/۴۶۹۳۷	۳۰/۷۹۰۶	۱۵۴/۷۵	۳۵۸/۸	۳۵۹/۷
۸	۰/۴۵۱۶۷	۳۰/۰۵۶۴	۱۵۵/۰۹	۳۵۸/۶	۳۵۹/۷
۹	۰/۴۵۴۰۹	۲۲/۱۵۵۲	۱۵۴/۹۵	۳۵۸/۲	۳۵۵/۹
۱۰	۰/۴۴۷۰۵	۲۰/۶۷۶۵	۱۵۵/۶۳	۳۵۸/۱	۳۵۵/۵
۱۱	۰/۴۳۰۰۲	۲۱/۳۵۲۱	۱۵۶/۴۳	۳۵۸/۲	۳۵۶/۱
۱۲	۰/۳۳۷۲۱	۱۰/۰۹۹۷	۱۵۵/۵۲	۳۵۶/۵	۳۵۵/۷
۱۳	۰/۳۲۲۷۶	۱۰/۵۶۲۰	۱۵۶/۲۰	۳۵۵/۹	۳۵۶/۲
۱۴	۰/۲۸۶۰۸	۰/۰۰۰۰	۱۵۵/۶۷	۳۵۵/۲	۳۵۶/۰
۱۵	۰/۳۱۹۲۷	۰/۰۰۰۰	۱۳۲/۵۶	۳۵۶/۸	۳۵۴/۹

جدول ۴- مقایسه پیش‌بینی CA50 توسط مدل ترموشیمیایی و تابع ویب (دمای ورودی ۱۴۰°C، سرعت موتور ۸۰۰ دور دقیقه)

شماره آزمون	نسبت هم‌ارزی	EGR (%)	فشار اولیه IVC [kPa]	زمان آزاد شدن ۵۰ درصد انرژی CA50 [CAD]	
				مدل ترموشیمیایی TKM	تابع ویب
۱	۰/۷۱۹۴۳	۳۹/۷۹۲۹	۱۵۷/۰۴	۳۶۵/۷	۳۶۵/۵۵۷۳
۲	۰/۶۹۲۱۲	۴۱/۱۵۵۹	۱۵۶/۴۹	۳۶۴/۵	۳۶۴/۳۵۷۵
۳	۰/۶۷۶۵۹	۴۰/۵۱۲۲	۱۵۵/۷۴	۳۶۴/۲	۳۶۴/۰۵۷۵
۴	۰/۵۲۶۳۶	۳۰/۵۲۰۱	۱۵۵/۷۴	۳۶۰/۰	۳۵۹/۸۵۷۹
۵	۰/۵۰۰۴۴	۳۰/۰۰۱۲	۱۵۵/۶۴	۳۵۹/۶	۳۵۹/۴۵۸۱
۶	۰/۴۸۴۶۴	۳۰/۲۳۸۰	۱۵۴/۸۶	۳۵۹/۶	۳۵۹/۲۵۸۲
۷	۰/۴۶۹۳۷	۳۰/۷۹۰۶	۱۵۴/۷۵	۳۵۹/۱	۳۵۸/۹۵۸۳
۸	۰/۴۵۱۶۷	۳۰/۰۵۶۴	۱۵۵/۰۹	۳۵۸/۹	۳۵۸/۷۵۸۴
۹	۰/۴۵۴۰۹	۲۲/۱۵۵۲	۱۵۴/۹۵	۳۵۸/۵	۳۵۸/۳۵۸۰
۱۰	۰/۴۴۷۰۵	۲۰/۶۷۶۵	۱۵۵/۶۳	۳۵۸/۳	۳۵۸/۲۵۸۰
۱۱	۰/۴۳۰۰۲	۲۱/۳۵۲۱	۱۵۶/۴۳	۳۵۸/۱	۳۵۷/۹۵۸۱
۱۲	۰/۳۳۷۲۱	۱۰/۰۹۹۷	۱۵۵/۵۲	۳۵۶/۴	۳۵۶/۲۵۸۴
۱۳	۰/۳۲۲۷۶	۱۰/۵۶۲۰	۱۵۶/۲۰	۳۵۶/۲	۳۵۶/۰۵۸۵
۱۴	۰/۲۸۶۰۸	۰/۰۰۰۰	۱۵۵/۶۷	۳۵۵/۶	۳۵۵/۳۵۸۴
۱۵	۰/۳۱۹۲۷	۰/۰۰۰۰	۱۳۲/۵۶	۳۵۷/۱	۳۵۶/۹۵۸۰

جدول ۵- تأثیر اعمال دمای تنظیم شده بر روی کار و فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری

IMEP(bar)		کار (ژول)			دمای تنظیم شده (کلوین)	دمای اولیه (کلوین)	شماره آزمون
میزان افزایش (بار)	دمای تنظیم شده	دمای اولیه	درصدافزایش	دمای تنظیم شده			
۰٫۹۲	۴٫۳۵	۳٫۴۳	۲۷	۲۶۶٫۳۰	۲۱۰٫۳۵	۴۰۰٫۶	۴۱۳٫۱۵
۰٫۷۶	۴٫۰۳	۳٫۲۷	۲۳	۲۴۷٫۰۱	۲۰۰٫۳۲	۴۰۱٫۶	۴۱۳٫۱۵
۰٫۵۵	۳٫۶۹	۳٫۱۴	۱۷	۲۲۶٫۰۵	۱۹۲٫۴۹	۴۰۳٫۹	۴۱۳٫۱۵
۰٫۳۱	۳٫۳۴	۳٫۰۳	۱۰	۲۰۴٫۵۶	۱۸۵٫۴۴	۴۰۷٫۲	۴۱۳٫۱۵
۰٫۳۲	۳٫۲۶	۲٫۹۴	۱۱	۱۹۹٫۶۲	۱۸۰٫۰۷	۴۰۶٫۹	۴۱۳٫۱۵
۲٫۰۲	۵٫۱۱	۳٫۰۹	۶۵	۳۱۲٫۸۸	۱۸۹٫۲۹	۳۸۸٫۷	۴۱۳٫۱۵
۲٫۲۹	۵٫۳۸	۳٫۰۹	۷۴	۳۲۹٫۷۱	۱۸۸٫۹۸	۳۸۷٫۰	۴۱۳٫۱۵
۱٫۶۹	۴٫۶۶	۲٫۹۸	۵۷	۲۸۵٫۶۱	۱۸۲٫۲۲	۳۸۹٫۹	۴۱۳٫۱۵
۱٫۳۹	۳٫۹۲	۲٫۵۳	۵۵	۲۴۰٫۱۰	۱۵۵٫۰۸	۳۸۷٫۹	۴۱۳٫۱۵
۱٫۱۳	۳٫۵۸	۲٫۴۵	۴۶	۲۱۹٫۰۴	۱۵۰٫۰۵	۳۹۰٫۴	۴۱۳٫۱۵
۱٫۱۰	۳٫۴۴	۲٫۳۴	۴۷	۲۱۰٫۷۳	۱۴۳٫۱۷	۳۸۹٫۴	۴۱۳٫۱۵
۱٫۷۴	۳٫۹۶	۲٫۲۲	۷۸	۲۴۲٫۵۹	۱۳۶٫۱۹	۳۸۴٫۳	۴۱۳٫۱۵

نتیجه گیری

با توسعه یک مدل ترموشیمیایی و از نتایج به دست آمده از آن برای پارامترهای احتراقی، ضرایب موجود در روابط مدل انتگرال کوبشی اصلاح شده و تابع ویب بهینه سازی شدند. در ادامه با به دست آوردن این ضرایب یک مدل انتگرال کوبشی اصلاح شده برای پیش بینی پارامترهای احتراقی توسعه داده شد. این مدل قادر به پیش بینی زمان شروع احتراق با بیشینه خطای CAD ۲/۶ است. همچنین، تابع ویب گسترش یافته می تواند برای پیش بینی پارامترهای احتراقی همچون مدت زمان احتراق و CA50 به کار رود. دقت این تابع برای پیش بینی CA50 برای سی و پنج حالت مذکور برابر CAD ± 0.34 است. افزایش کار خروجی با اعمال دمای تنظیم شده از نتایج مندرج در جدول ۵ کاملاً مشهود است. این امر از قبل نیز قابل پیش بینی بود، چراکه تمامی حالت های آزمایشگاهی مذکور دارای زمان شروع احتراق قبل از نقطه مرگ بالا بودند. شروع احتراق قبل از نقطه مرگ بالا، منجر به کاهش ناگهانی آهنگ افزایش فشار و در نتیجه کاهش کار خروجی می شود. در صورتی که شروع زمان احتراق در موقعیت های بعد از نقطه مرگ بالا منجر به آزادسازی قسمت بیشتری از انرژی در نزدیکی این نقطه شده و بدون شک کار خروجی را افزایش می دهد. با بررسی برخی از حالت های آزمایشگاهی که کار در آنها به شدت افزایش یافته است، می توان گفت که در اکثر این حالت ها ضرایب تغییر فشار و فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری بسیار بیشتر از سایر حالت ها و حتی میانگین مربوط به این سی و دو حالت است. از این رو می توان گفت که این حالت های آزمایشگاهی در دمای اولیه، در حالت کارکرد ناپایدارند، ولی در ادامه با تنظیم دمای مخلوط به کارکرد پایدار می رسند.

علائم و اختصارات

BD: Burn Duration

مدت زمان احتراق

CAD: Crank Angle Degree

زاویه میل لنگ

CA50: Crank Angle for %50 burnt fuel	زاویه میل‌لنگ که در آن ۵۰ درصد سوخت مصرف شده است
CFD: Computational Fluid Dynamics	دینامیک سیالات محاسباتی
CFR: Cooperative Fuels Research	موتور تحقیقاتی
CI: Compression Ignition	احتراق تراکمی
CO: Carbon Monoxide	مونوکسید کربن
COM: Control Oriented Model	مدل بر مبنای کنترلی
EGR: Exhaust Gas Recirculation	بازخورانی گازهای خروجی
EVO: Exhaust Valve Opening	لحظه باز شدن سوپاپ خروجی
HCCI: Homogeneous Charge Compression Ignition	اشتعال تراکمی مخلوط همگن
IVC: Intake Valve Closing	لحظه بسته شدن سوپاپ
KIM: Knock Integral Model	مدل انتگرال کوبشی
MKIM: Modified Knock Integral Model	مدل انتگرال کوبشی اصلاح شده
MW: Molecular Weight	وزن مولکولی
NG: Natural Gas	گاز طبیعی
NO _x : Oxides of Nitrogen	اکسید نیتروژن
PM: Particulate Matter	ذرات معلق
RPM: Revolution per Minute	دور در دقیقه
SI: Spark Ignition	اشتعال جرقه‌ای
SOC: Start of Combustion	زمان شروع احتراق
TKM: Thermo-Kinetic Model	مدل ترموشیمیایی

علائم انگلیسی

C _p : Constant-Pressure specific heat capacity	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت
C _v : Constant-Volume specific heat capacity	ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت
K _c [-]	نسبت گرماهای ویژه
P: Pressure [kPa]	فشار
T: Temperature [K]	دما
m: Mass [kg]	جرم
N: engine speed [RPM]	سرعت موتور
UHC: Unburned Hydro Carbons	هیدروکربن‌های نسوخته

علائم یونانی

φ : Equivalences Ratio [-]	نسبت هم‌ارزی
ρ : Density (kg/m ³)	چگالی
τ : Ignition Delay	تاخیر در اشتعال
θ : Crank Angle [CAD]	زاویه لنگ

منابع

1. H. Zhao, *Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) and Controlled Auto Ignition (CAI) Engines for the Automotive Industry*, Woodhead Publishing Limited, Brunel University, 2007.
2. F. Zhao, T. W. Asmus, D. N. Assanis, J. E. Dec, J. A. Eng and P. M. Najt, *HCCI Engines*, Key Research and Development Issues, SAE International, Warrendale, PA, 2003.
3. P. G. Aleiferis, A. G. Charalambides, Y. Hardalupas, A. M. K. P. Taylor and Y. Urata, "Autoignition Initiation and Development of n-Heptane HCCI Combustion Assisted by Inlet Air Heating, Internal EGR or Spark Discharge: An Optical Investigation," *SAE Paper No. 2006-01-3273*, 2006.
4. R. H. Stanglmaier, and C. E. Roberts, "(HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications," *SAE Paper No. 1999-01-3682*, 1999.
5. X. Lu, W. Chen, Y. Hou, and Z. Huang, "Study on the Ignition, Combustion and Emissions of HCCI Combustion Engines Fueled With Primary Reference Fuels," *SAE Paper No. 2005-01-0155*, 2005.
6. M. Yao, Z. Zheng, B. Zhang, and Z. Chen, "The Effect of PRF Fuel Octane Number on HCCI Operation," *SAE Paper No. 2004-01-2992*, 2004.
7. H. Santoso, J. Matthews and W. K. Cheng, "Managing SI/HCCI Dual-Mode Engine Operation," *SAE Paper No. 2005-01-0162*, 2005.
8. S. Midlam-Mohler, S. Haas, Y. Guezennec, M. Bargende and G. Rizzoni, "Mixed-Mode Diesel HCCI/DI with External Mixture Preparation," *SAE Paper No. 2004-05-0446*, 2004.
9. G. M. Shaver, M. J. Roelle and J. C. Gerdes, "Modeling Cycle to Cycle Dynamics and Mode Transition in HCCI Engines with Variable Valve Actuation," *Journal Of Control Engineering Practice*, 14, 2006, pp. 213-222.
10. L. Xingcai, H. Yuchum, J. Libin, Z. Linlin and H. Zhen, "Heat Release Analysis on Combustion and Parametric Study on Emissions of HCCI Engines Fueled with 2-Propanol/n-Heptane Blend Fuels," *Journal of Energy & Fuel*, 2006, pp. 1870-1878.
11. L. Koopmans, O. Backlund and I. Denbratt, "Cycle to Cycle Variations: Their Influence on Cycle Resolved Gas Temperature and Unburned Hydrocarbons from a Camless Gasoline Compression Ignition Engine," *SAE Paper No. 2002-01-0110*, 2002.
12. S. C. Kong and R. D. Reitz, "Numerical Study of Premixed HCCI Engine Combustion and its Sensitivity to Computational Mesh and Model Uncertainties," *Combustion Theory and Modeling*, 2003, pp. 417-433.
13. S. M. Aceves, D. L. Flowers, C. K. Westbrook, J. R. Smith, W. Pitz, R. Dibble, M. Christensen and B. Johansson, "A Multi-zone Model for Prediction of HCCI Combustion and Emissions," *SAE Paper No. 2000-01-0327*, 2000.
14. P. Kongsereparp, M. D. Checkel and B. Kashani, "A Stand-alone Multi-Zone Model for Combustion in HCCI Engines," *ASME Internal Combustion Engine Division 2005 Fall Technical Conference, ICEF, Ottawa, Canada*, 2005.
15. S. M. Aceves, D. L. Flowers, J. Martinez-Frias, J. R. Smith, R. Dibble, M. Au and J. Girard, "HCCI Combustion: Analysis and Experiments," *SAE Paper No. 2001-01-2077*, 2001.
16. S. B. Fiveland and D. N. Assanis, "A Four-stroke Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Simulation for Combustion and Performance Studies," *SAE Paper No. 2000-01-0332*, 2000.
17. K. Swan, M. Shahbakhti and C. R. Koch, "Predicting Start of Combustion Using a Modified Knock Integral Method for an HCCI Engine," *SAE Paper No. 2006-01-1086*, 2006.
18. M. Canova, L. Garzarella, M. Ghisla, S. M. Mohler, Y. Guezennec and G. Rizzoni "A Control-Oriented Mean-Value Model for HCCI Diesel Engines with External Mixture Formation," *Proceedings of IMECE2005, ASME International Mechanical Engineering*, 2005.
19. G. M. Shaver, J. C. Gerdes, M. J. Roelle, P. A. Caton and C. F. Edwards, "Dynamic Modeling of Residual-Affected Homogeneous Charge Compression Ignition Engines with Variable Valve Actuation," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 127, 2005, pp. 374-381.
20. M. Halstead, L. Kirsch and J. Keck, "The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures-Fitting of a Mathematical Model," *Combustion and Flame*, 30, 1977, pp. 45-60.
21. J. Bengtsson, M. Gafvert and P. Strandh, "Modeling of HCCI Engine Combustion for Control Analysis," *Proceeding of IEEE Conference on Decision and Control*, 2004, pp. 1682-1687.
22. S. Karagiorgis, N. Collings, K. Glover and T. Petridis, "Dynamic Modeling of Combustion and Gas Exchange Processes for Controlled Auto-Ignition Engines," *Proceeding of the 2006 American Control Conference*, Minneapolis, Minnesota, USA, June 14-16, 2006.
23. G. M. Shaver, M. J. Roelle, P. A. Caton, N. B. Kaahaaina, N. Ravi, J. Hathout, J. Ahmed, A. Kojic, S. Park, C. F. Edwards and J. C. Gerdes, "A Physics- Based Approach to the Control of Homogeneous Charge Compression Ignition Engines with Variable Valve Actuation," *International Journal of Engine Research*, 6, 2005, pp. 361-375.
24. D. J. Rausen, A. G. Stefanopoulou, J. M. Kang, J. A. Eng and W. Kuo, "A Mean-Value Model for Control of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines," *Proceeding of American Control Conference*, 2004, pp. 125-131.
25. J. C. Livengood and P. C. Wu, "Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines," *Fifth Symposium (International) on Combustion*, 1955, pp. 347-356.

26. F. Agrell, H. E. Angstrom, B. Eriksson, J. Wikander and J. Linderyd, "Integrated Simulation and Engine Test of Closed Loop HCCI Control by Aid of Variable Valve Timings," *SAE Paper No. 2003-01-0748*, 2003.
27. Y. Ohyama, "Engine Control using a Real-Time Combustion Model," *SAE paper No. 2001-01-0256*, 2001.
28. M. Iida, T. Aroonsrisopon, M. Hayashi, D. Foster and J. Martin, "The Effect of Intake Air Temperature, Compression Ratio and Coolant Temperature on the Start of Heat Release in an HCCI Engine," *SAE Paper No. 2001-01-1880*, 2001.
29. J. S. Souder, P. Mehresh, J. K. Hedrick and R. W. Dibble, "A Multi-Cylinder HCCI Engine Model for Control," *Proceedings of IMECE2004*, pp. 307-316, 2004.
30. Y. Ohyama, "Engine Control using Combustion Model," *SAE paper No. 2000-01-0198*, 2000.
31. P. Kirchen, M. Shahbakhti and C. R. Koch, "A Skeletal Kinetic Mechanism for PRF Combustion in HCCI Engines," *Journal of Combustion Science and Technology*, 179, pp. 1059-1083, 2007.
32. P. Kongsereparp and M. D. Checkel, "Novel Method of Setting Initial Conditions for Multi-Zone HCCI Combustion Modeling," *SAE, Paper 2007-01-0674*, 2007.
34. C. J. Chiang and A. G. Stefanopoulou, "Dynamic Modeling of Combustion and Gas Exchange Processes for Controlled Auto-Ignition Engines," *Proceeding of the 2006 American Control Conference, ACC*, Minneapolis, Minnesota, USA, 2006.

English Abstract

Developing a Control Oriented Model for Predicting Combustion Timing in HCCI Engines

Sasan Akbarpour, Rahim Khoshbakhti Saray, Mehdi Mirzaei, Vahid Mohammadi and Ghasem Soleimani

Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Sahand New City, Tabriz, Iran

(Received: 2013.2.24, Received in revised form: 2013.10.23, Accepted: 2013.10.25)

One of the main challenges in HCCI engines is lack of suitable control system as exists in conventional internal combustion engines. Therefore, controlling HCCI combustion can improve the commercial application of these types of engine. In this study a control oriented model (COM) that can predict SOC, BD, and CA50 has been developed. The validity of the model has been verified by comparing the predicted pressure traces with the corresponding experimental data, resulted from analysis of in-cylinder pressure data, in a wide range of operating conditions. Then, various amounts of intake temperature, intake pressure, and equivalence ratio in HCCI engine in the developed model have been implemented. These data are used to optimize coefficients in Modified Knock Integral Model (MKIM) correlation, and other correlations for predicting combustion parameters. One of the advantages of this COM is easy access to inlet parameters.

Keywords: HCCI engine, Control Oriented Model, Start of Combustion, Burn Duration, CA50