

پیش‌بینی دمای گازهای خروجی در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن با کمک الگوی چندناحیه‌ای

محسن نازک تبار^۱، سیدعلی جزایری^۲ و امید جهانیان^۳

۱- دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی (نویسنده مخاطب)، Nazoktabar@riau.ac.ir

۲- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، Jazayeri@kntu.ac.ir

۳- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، Jahanian@nit.ac.ir

(دریافت: ۱۳۹۳/۳/۲۲، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۳/۹/۹، پذیرش: ۹۳/۹/۲۸)

امروزه موتورهای اشتعال تراکمی ایده‌ای نوین برای دستیابی همزمان به سودمندی‌های موتورهای بنزینی و دیزلی‌اند. یکی از انگیزه‌های مهم در گرایش به این موتورها پایین‌بودن آلاینده‌های NOx و ذرات معلق است. با کنترل دمای گازهای خروجی می‌توان آلاینده‌ها را کنترل کرد. در کار حاضر، پارامترهایی که تاثیر بیشتری بر دمای گازهای خروجی دارند مشخص شده و تاثیر متغیرهای گوناگون موتور بر آن پارامترها با استفاده از مدل ترمودینامیکی چندناحیه‌ای بررسی شده‌اند. این مدل شامل سینتیک مفصل شیمیایی احتراق سوخت مرجع اصلی (مخلوط ایزواکتان و هپتان نرمال) با در نظر گرفتن گازهای برگشتی است. برای صحت‌گذاری مدل از داده‌های تجربی بهره گرفته شده است. دمای گازهای خروجی به زمان‌بندی احتراق، مدت زمان سوختن مخلوط و نسبت هم‌ارزی بستگی دارد. نتایج نشان می‌دهند این متغیرها بیش از همه تحت تاثیر پارامترهایی از قبیل فشار مخلوط ورودی، عدد اکتان، نسبت هم‌ارزی و دور موتورند. در پایان رابطه‌ای برای دمای گازهای خروجی ارائه شده و دقت آن با داده‌های آزمون مقایسه شده است.

کلیدواژگان: موتور اشتعال تراکمی، مدل‌سازی ترمودینامیکی چندناحیه‌ای، پیش‌بینی دمای گازهای خروجی

مقدمه

موتورهای اشتعال تراکمی سوخت همگن ایده‌ای نو برای به‌کارگیری همزمان سودمندی‌هایی موتورهای دیزل و بنزینی است. به دلیل اختلاط پیش از احتراق سوخت و هوا رفتاری مانند موتور بنزینی داشته، شبیه موتور دیزل مخلوط یک‌باره محترق می‌شود و دوباره مانند موتور بنزینی احتراق آن در فرایندی حجم ثابت رخ می‌دهد و به دلیل احتراق ناگهانی و نبود پیش‌روی شعله، دمای احتراق آن پایین‌تر خواهد بود. شباهت دیگر این موتورها به موتورهای دیزل تولید ناچیز NOx و ذرات است که دلیل آن احتراق در دمای پایین است. در این موتورها مخلوط همگنی از هوا و سوخت به درون سیلندر مکش شده و نزدیک نقطه مرگ بالا، به دلیل رسیدن فشار و دما به مرز خود اشتعالی، احتراق آغاز می‌شود. ایده به‌کارگیری این نوع از موتورها توسط اونیسی و نوگوچی در سال ۱۹۷۹ ارائه شده است [۲، ۱]. آن‌ها دریافتند که با احتراق خودبه‌خودی مخلوط درون سیلندر، از آلودگی و مصرف سوخت موتور کاسه می‌شود. نجت و فاستر در سال ۱۹۸۳ این کار را برای موتور تک‌سیلندر چهارزمانه گسترش دادند. آن‌ها برای ایجاد این نوع احتراق از گرم‌کردن هوای ورودی استفاده کردند [۳]. ترینگ تاثیر EGR و نسبت هوا به سوخت را در چگونگی کارایی موتور مورد بررسی قرار داده است. در سال ۱۹۸۹، ترینگ برای اولین بار عنوان موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن (HCCI) برای این گونه از احتراق‌ها را پیشنهاد داد [۴].

شرکت هندتا موتور تک‌سیلندر با حجم جابه‌جایی ۲۵۰ سانتی‌متر مکعب را تولید کرده است. در این موتور از گازهای پسماند برای احتراق خوداشتعالی استفاده شده است. نشان داده شد که مصرف سوخت موتور تا ۲۹ درصد کاهش یافته و

آلودگی هیدروکربن نسوخته نیز نصف شده است [۵]. در اواخر دهه ۹۰، بزرگ‌ترین موتور بنزینی با احتراق خوداشتعالی ارائه شده که موتور آن ۶ سیلندر و حجم آن ۱۱ لیتر بوده است [۶]. در دو دهه اخیر فعالیت‌های زیادی روی مدل‌سازی تک‌ناحیه‌ای و چندناحیه‌ای شده است. مدل تک‌ناحیه‌ای توانایی پیش‌بینی پارامترهای آغازین احتراق را دارد [۷]. اما برای برخی پارامترهای دیگر نیاز به الگوی چندناحیه‌ای است. آسیویس و همکاران از الگوی ده‌ناحیه‌ای برای بررسی آلاینده‌ها و رفتار پارامترهای احتراقی در موتور HCCI استفاده کردند. در این الگو از سینتیک مفصل شیمیایی و کد کیوا برای به‌دست آوردن توزیع دما درون محفظه احتراق استفاده شده است [۸]. اورلاندینی و همکاران با الگوی هفت‌ناحیه‌ای و با کمک کد کمکین پدیده خوداشتعالی، تاخیر در آغاز احتراق و منحنی فشار برای دو سوخت بنزین و دیزل را بررسی کردند [۹]. کانگسریپار و همکاران به روش جدیدی برای تعیین شرایط اولیه در الگوی چندناحیه‌ای در احتراق HCCI پرداختند [۱۰]. کامینوس با الگوی چندناحیه‌ای اصلاح‌شده آلاینده‌های موتور با سوخت ایزواکتان را مورد بررسی قرار داد. در این الگو نرخ انتقال حرارت به دیواره سیلندر، انتقال جرم و حرارت میان ناحیه‌ها هم در نظر گرفته شده است [۱۱]. یوسف‌زادی نوبخت و همکاران [۱۲] با مدل ۶ ناحیه‌ای تاثیر پارامترهای مختلف بر احتراق و عملکرد موتور HCCI با سوخت گاز طبیعی را بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند نسبت هم‌ارزی و فشار ورودی موثرترین پارامترها بر احتراق و عملکرد موتورند. در کار [۱۳] از مدل تک‌ناحیه‌ای برای توسعه مدلی کنترلی جهت پیش‌بینی زمان احتراق در موتورهای HCCI استفاده شده و نشان داده شد که مدل تک‌ناحیه‌ای قابلیت پیش‌بینی عملکرد کلی موتور HCCI را دارد.

تاکنون بررسی‌هایی برای تخمین دمای گازهای پسماند صورت گرفته [۱۴، ۱۵]. اما برای پیش‌بینی دمای گازهای خروجی تحقیقات اندکی شده است. در کار [۱۶] یک رابطه تجربی برای پیش‌بینی دمای گازهای خروجی موتور HCCI ارائه شده و نشان داده شده در دمای بیش‌تر از ۳۵۰°C آلاینده‌های NOx و در دماهای پایین‌تر از ۳۰۰°C آلاینده‌های CO و HC در گازهای خروجی موتور مشاهده می‌شوند. از این‌رو با ثابت نگه‌داشتن دمای گازهای خروجی این موتور بین ۳۰۰ تا ۳۵۰°C آلاینده را می‌توان کاهش داد. البته یکی از کاربردهای پیش‌بینی دمای گازهای خروجی کنترل دمای آن برای تامین شرایط لازم برای کارکرد مناسب میدل‌های کاتالیستی است تا ضعف موتورهای HCCI را در تولید CO و HC جبران کند. در کار [۱۷] مدلی کنترلی برای پیش‌بینی دمای گازهای خروجی ارائه شده است. در کار حاضر، سعی شده است تا با کمک مدل چند ناحیه‌ای همه متغیرهای مؤثر بر دمای گازهای خروجی بررسی شده و رابطه‌ای برای دمای گازهای خروجی ارائه شود. در پایان، با کمک رابطه و داده‌ها چگونگی تاثیر پارامترها بر دمای گازهای خروجی بررسی و پارامتر کنترلی مناسب تعیین می‌شود.

مدل‌سازی ترمودینامیکی موتور HCCI

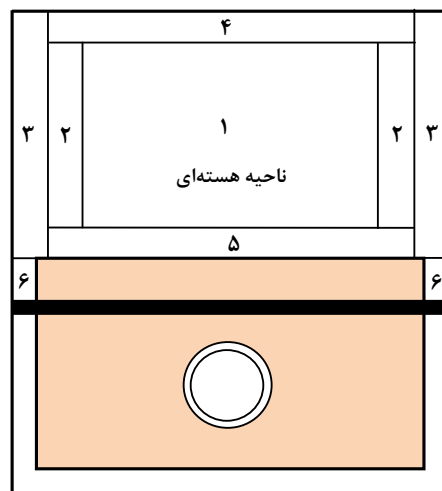
در این بررسی، یک مدل ترمودینامیکی چندناحیه‌ای با سازوکار تفصیلی شیمیایی برای تقریب برخی پارامترهای احتراقی و بررسی کمی و کیفی رفتار آن‌ها در موتور HCCI توسعه یافته است. سوخت موتور، سوخت مرجع اصلی (PRF)^۱ بوده و از نرم‌افزار متلب^۲ در مدل‌سازی استفاده شده است. در به‌کارگیری از سازوکار^۳ تفصیلی شیمیایی احتراق سوخت و تعیین ثابت‌های مورد نیاز در معادلات، از مدول منبع باز^۴ به نام کانتر^۵ که به نرم‌افزار متلب متصل می‌شود، استفاده شده است. این مدول در شرایط گوناگون ترمودینامیکی مخلوط، اندازه‌های عددی متغیرهایی مانند سرعت واکنش، نرخ تولید گونه‌های شیمیایی، غلظت‌ها در هر لحظه و خاصیت‌های ترمودینامیکی را محاسبه می‌کند. سازوکار در نظر گرفته شده برای سینتیک تفصیلی شیمیایی PRF_2d_Mech است که شامل ۷۵۵۸ واکنش مقدماتی و ۱۰۳۴ گونه شیمیایی است [۱۸].

1. Primary Reference Fuel
2. MATLAB
3. Mechanism
4. Open Source Module
5. CANTERA

مدل چندناحیه‌ای، بسته به دقت یا سرعت مورد نیاز، به ۲ تا ۳۰ ناحیه تقسیم شده است. با افزایش تعداد ناحیه حل مسئله، دقت داده‌های خروجی از یک سو و زمان محاسبات از سوی دیگر همزمان افزایش می‌یابد. از این رو باید میان این دو رفتار حالت بهینه انتخاب شود تا با داشتن دقت مطلوب زمان محاسبات نیز افزایش نیابد. در کار [۸] که اتاق احتراق به ۱۰ ناحیه تقسیم شد ۵ ناحیه آن مربوط به شکاف رینگ‌هاست. با توجه به فرضیه‌ها و نتایج این کار، درصد جرمی و اختلاف دمای به‌دست آمده برای این ناحیه‌ها بسیار اندک است. در واقع می‌توان ۵ ناحیه شکاف رینگ‌ها را با خطای اندکی به یک ناحیه کاهش داد. از این رو در کار حاضر از یک سو به دلیل بزرگ‌بودن سازوکار شیمیایی سوخت و بالارفتن زمان محاسبه و از سویی برای درنظر گرفتن شکاف رینگ‌ها و لایه مرزی، مدل حاضر به ۶ ناحیه تقسیم شده است. با توجه به شکل ۱، اتاق احتراق به ناحیه‌های هسته‌ای، فوقانی، تحتانی، دو ناحیه حلقوی و یک ناحیه شکاف رینگ‌ها تقسیم شده است. جدول ۱ توزیع درصد جرمی مخلوط در هر ناحیه را نشان می‌دهد. درصد جرمی ناحیه‌ها در همه مراحل ثابت بوده و با استفاده از هندسه موتور و نتایج کار [۸] تعیین شده است.

جدول ۱- درصد جرمی مخلوط در هر ناحیه

ناحیه	۱	۲	۳	۴	۵	۶
درصد جرمی	۷۵	۷	۲	۶	۶	۴



شکل ۱- سیستم ترمودینامیکی و چیدمان ناحیه‌ها

فرض‌هایی که درنظر گرفته شده است از این قرارند:

- در این بررسی چرخه بسته موتور از لحظه بسته‌شدن دریچه هوا (IVC) تا لحظه باز شدن دریچه دود (EVO) است. از آنجایی که دمای مخلوط (T_{ivc}) از چندراهه^۳ تا لحظه بسته‌شدن دریچه هوا (IVC) تغییر کرده و قابل اندازه‌گیری نیست، برای محاسبه آن از رابطه تجربی ۱ استفاده می‌شود. فشار داخل سیلندر (P_{ivc}) در این شرایط برابر با فشار چندراهه

1. Intake Valve Close
2. Exhaust Valve Open
3. Manifold

در نظر گرفته شده است [۱۹]. در رابطه (۱) پارامترهای ϕ , T_{man} , P_{man} و N به ترتیب فشار و دمای چندراهه، نسبت هم‌ارزی و دور موتور بوده و ثابت‌های a , b , c , d , e و f به کمک داده‌های تجربی به دست می‌آیند.

$$T_{ivc} = (a T_{man}^2 + b T_{man} + c) \frac{\phi^d N^e}{(1 + EGR)^f} \quad (1)$$

$$P_{ivc} = P_{man} \quad (2)$$

- فشار همه ناحیه‌ها یکسان ولی دما و ترکیب شیمیایی می‌تواند متفاوت باشد.
- سیال درون سامانه در همه مراحل گاز کامل فرض شده است.
- از نشتی گازها در چرخه چشم‌پوشی شده است.
- تعامل میان نواحی شامل انتقال حرارت و کار است و از انتقال جرم صرف‌نظر شده است.
- مرز ناحیه‌ها می‌تواند تغییر کند.

معادلات حاکم

قانون اول ترمودینامیک به صورت معادله نرخ از این قرار است:

$$\frac{dQ_i}{dt} = \frac{dU_i}{dt} + P \frac{dV_i}{dt} \quad (3)$$

با پیدا کردن هر یک از عبارت‌های رابطه (۳) معادله‌ای برای هر یک از ناحیه‌ها به دست می‌آید که برای چند ناحیه، یک دستگاه معادلات را می‌سازد. با توجه به فرض‌هایی که برای مدل چندناحیه‌ای شده، فشار همه ناحیه‌ها با هم و با فشار کل سیلندر برابر است. از سویی با فرض ایدئال بودن گاز در همه نواحی، حجم هر ناحیه با توجه به دما و جرم آن به دست می‌آید.

$$V_i = V_{cyl} \frac{m_i R_i T_i}{\sum_{i=1}^n m_i R_i T_i} \quad (4)$$

در رابطه (۴) زیرنویس i نشانه ناحیه i ام و n تعداد ناحیه است. حجم هر لحظه سیلندر، V_{cyl} نیز از روابط مربوط به سازوکار لنگ و لغزنده به دست می‌آید [۲۰]. با گرفتن مشتق از این رابطه عبارت دوم سمت راست معادله (۳) مشخص می‌شود. انرژی داخلی سامانه برابر است با جمع انرژی داخلی هر یک از گونه‌های شیمیایی:

$$U = \sum_{i=1}^N m_i u_i \quad (5)$$

در رابطه بالا N ، m_i و u_i به ترتیب تعداد گونه‌های شیمیایی، جرم و انرژی داخلی مخصوص هر یک از گونه‌ها هستند. با مشتق‌گیری از رابطه (۵) داریم:

$$dU = \sum_{i=1}^N (m_i du_i + u_i dm_i) \quad (6)$$

$$du = C_v dT \quad (7)$$

$$\frac{dy_i}{dt} = \frac{M_i \dot{\omega}_i}{\rho} \quad (8)$$

رابطه (۸) اصل بقای گونه‌های شیمیایی را بیان می‌کند که در آن y_i کسر جرمی، M_i جرم مولی، ρ چگالی متوسط مخلوط و $\dot{\omega}_i$ نرخ تولید یا از میان رفتن گونه‌های شیمیایی‌اند. این نرخ با کمک سازوکار سینتیک شیمیایی به دست می‌آید. اکنون با مشتق‌گیری از رابطه (۶) نسبت به زمان، تغییرات انرژی داخلی هر ناحیه این‌گونه نوشته می‌شود:

$$\frac{dU_k}{dt} = \sum_{i=1}^N \left(m_{k,i} \frac{du_{k,i}}{dt} + u_{k,i} \frac{dm_{k,i}}{dt} \right) \quad (9)$$

در رابطه (۹) نرخ تغییرات جرم هر گونه شیمیایی در هر ناحیه برابر است با:

$$\frac{dm_{k,i}}{dt} = m_k \times \frac{dY_{k,i}}{dt} \quad (10)$$

چگونگی تعیین نرخ انتقال حرارت در مدل چندناحیه‌ای با مدل تک‌ناحیه‌ای متفاوت است. در این مدل میان ناحیه‌های هم‌مرز باهم و با دیواره به سه شکل، جابه‌جایی، رسانایی و تابش، انتقال حرارت رخ می‌دهد. انتقال حرارت رسانایی میان دو ناحیه هم‌مرز i و j این‌گونه به‌دست می‌آید:

$$\left. \frac{dq_{cond}}{dt} \right|_{i,j} = \frac{A_{i,j}(T_i - T_j)}{\frac{d_i}{k_i} + \frac{d_j}{k_j}} \quad (11)$$

در رابطه (۱۱)، T دمای هر ناحیه، d فاصله میان مرکز هر ناحیه تا سطح مشترک و $A_{i,j}$ سطح مشترک دو ناحیه کنار هم است. برای نمونه، ناحیه ۲ با ناحیه‌های ۱، ۳، ۴ و ۵ از راه رسانایی تبادل حرارت دارد. در این رابطه k ضریب انتقال حرارت رسانایی هر ناحیه است که از رابطه زیر به‌دست می‌آید.

$$k = \frac{2}{3\pi} \frac{\sqrt{\pi m K T}}{\pi d^2} C_v \quad (12)$$

در رابطه (۱۲)، m جرم یک مولکول گاز، K ثابت بولتزمن، T دمای هر ناحیه و d قطر یک مولکول گاز است. در کار حاضر از اثرات آشفستگی در انتقال حرارت رسانایی صرف‌نظر شده است.

با توجه به مباحث بالا، تاثیر ناحیه‌ها روی همدیگر به‌صورت انتقال حرارت رسانایی بوده و انتقال حرارت جابه‌جایی تنها در ناحیه‌های مرزی که با بدنه موتور تماس دارند (ناحیه‌های ۱، ۳، ۴، ۵ و ۶ شکل ۱) در نظر گرفته می‌شود. برای محاسبه انتقال حرارت جابه‌جایی از روابط اصلاح‌شده و شنی استفاده شده است [۲۱].

$$\frac{dq_{conv}}{dt} = hA(T - T_W) \quad (13)$$

در رابطه بالا، A اندازه سطح تبادل‌کننده حرارت هر ناحیه هم‌مرز با دیواره سیلندر، T دمای گاز هر ناحیه، T_W دمای دیواره سیلندر و h ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی است که از رابطه (۱۴) به‌دست می‌آید.

$$h = 129.8 L^{0.2} P^{0.8} T^{-0.55} (2.28 S_p + f(P))^{0.8} \quad (14)$$

$$f(P) = 3.34 \times 10^{-4} \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_{mot})$$

که در آن L ارتفاع لحظه‌ای اتاق احتراق، S_p سرعت متوسط پیستون، V_d حجم جابه‌جایی، P_{mot} فشار موتورگردانی، r مربوط به لحظه بسته‌شدن دریچه هوا، P فشار و T دمای گاز است. انتقال حرارت تابشی ناحیه نام از رابطه شناخته‌شده (۱۵) به‌دست می‌آید.

$$\left. \frac{dq_{rad}}{dt} \right|_i = \beta \sigma (T_i^4 - T_w^4) \quad (15)$$

در این رابطه σ ثابت استفان-بولتزمن و β ضریب تصحیح است که با توجه به مرجع [۲۰] برابر ۰/۶ در نظر گرفته شده است. با جمع انتقال حرارت در سه شکل گفته‌شده، انتقال حرارت کل را می‌توان به‌دست آورد.

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dq_{cond}}{dt} + \frac{dq_{conv}}{dt} + \frac{dq_{rad}}{dt} \quad (16)$$

اکنون با داشتن تغییرات حجم، انرژی داخلی و نرخ انتقال حرارت کل و جاگذاری آن‌ها در معادله (۳) خواهیم داشت:

$$C_p \frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{m_i} \frac{dQ_i}{dt} - \sum_{j=1}^N u_{i,j} \frac{dY_{i,j}}{dt} - \frac{R_i T_i}{V_{cyl}} \frac{dV_{cyl}}{dt} - T_i \frac{dR_i}{dt} + \frac{R_k T_i}{\sum_{i=1}^N m_i R_i T_i} \times \sum_{i=1}^N m_i \frac{d(R_i T_i)}{dt} \quad (17)$$

این معادله به‌طور هم‌زمان برای هر ۶ ناحیه باید حل شود تا تغییر دما در هر لحظه برای هر ناحیه مشخص شود. در مدل‌سازی چندناحیه‌ای تعداد معادله دیفرانسیل بسیار بیشتر از مدل تک‌ناحیه‌ای است. دستگاه معادلات دیفرانسیل در مدل چندناحیه‌ای شامل یک معادله دیفرانسیل فشار، به تعداد ناحیه‌ها، معادله دیفرانسیل دما و به تعداد گونه‌های شیمیایی، معادله دیفرانسیل تغییرات کسر مولی برای هر ناحیه است. این مطلب نشان می‌دهد بیشتر شدن ناحیه‌ها سرعت حل را به شدت کاهش می‌دهد. از این رو کمینه تعداد ناحیه‌ها، که بتواند تاثیر فیزیک مسئله بر مدل را نشان دهد، تعیین شده است. خلاصه الگوریتم و روند حل مدل عبارت است از: در مرحله ۱، با توجه به شرایط اولیه، ترکیب مخلوط تعیین شده و ماتریس مقدار اولیه متغیرهای دستگاه معادلات برای هر ناحیه ایجاد می‌شود. در مرحله ۲، متغیرهای مورد نیاز برای حل دستگاه با توجه به داده‌های گام قبل تعیین می‌شود. در مرحله ۳، انتقال حرارت کل و نرخ تغییرات کسر جرمی هر ناحیه محاسبه می‌شود. در مرحله ۴، نرخ تغییرات دما و حجم به ترتیب به دست آمده و در مرحله ۵، معادلات حل می‌شوند. در مرحله ۶، گام بعدی با تغییر زاویه لنگ آغاز می‌شود که در صورت کوچک‌تر بودن آن از EVO، حل مدل به مرحله ۲ بر می‌گردد تا در هر گام دستگاه معادلات آن ایجاد و حل شود. در صورت برابری زاویه لنگ با EVO داده‌ها استخراج و حل پایان می‌یابد.

تعیین و تعریف عوامل مؤثر بر دمای گاز خروجی

دمای گازهای خروجی به چگونگی احتراق در موتور بستگی دارد. بررسی‌هایی تجربی نشان داده‌اند زاویه‌ای که در آن احتراق رخ می‌دهد، مدت زمان آن و انرژی آزاد شده در طول احتراق از عوامل تعیین‌کننده در دمای گازهای خروجی اند [۱۶]. متغیرهای ورودی موتور با تاثیر بر این سه عامل اصلی، موجب تغییر دمای گازهای خروجی خواهند شد. پارامترهای زمان‌بندی احتراق^۱ به‌عنوان پارامتر مکانی، مدت زمان آن^۲ به‌عنوان پارامتر پراکندگی و نسبت هم‌ارزی به‌عنوان پارامتر انرژی سوخت ورودی، نماینده این سه عامل اند. از آنجایی که بار یا توان موتور یکی از پارامترهای مهم کنترلی است در صورت اثرگذاری آن روی آلاینده‌ها، اثر توان روی آن‌ها نیز باید لحاظ شود. در کار تجربی [۱۶] به کمک داده‌های آزمون نشان داده شد که در موتور HCCI توان تاثیر چندانی بر دمای گازهای خروجی ندارد در حالی که در موتورهای SI توان موتور یکی از عوامل مهم در تعیین دمای گازهای خروجی است. پارامتر CA50 زاویه‌ای است که در آن ۵۰ درصد جز جرمی سوخت واکنش انجام می‌دهد و اندازه BD نیز از رابطه (۱۸) به دست می‌آید.

$$BD = CA_{90} - CA_{10} \quad (18)$$

در این رابطه CA90 و CA10 زاویه‌هایی هستند که در آنها به ترتیب ۱۰ و ۹۰ درصد جز جرمی سوخت واکنش انجام داده است. برای محاسبه CA10 و CA90 از مدول CANTERA، که در مورد آن اشاره شد، استفاده می‌شود. این مدول قابلیت محاسبه جز جرمی هر گونه شیمیایی را در هر لحظه داراست. برای محاسبه درصد جز جرمی سوخت مصرف‌شده، با دانستن جز جرمی سوخت در هر لحظه پس از آغاز احتراق، آن را از جز جرمی اولیه سوخت کم کرده و سپس حاصل آن را بر جز جرمی اولیه سوخت تقسیم می‌کنیم. در نهایت عدد به دست آمده در ۱۰۰ ضرب شده تا درصد سوخت مصرف‌شده محاسبه شود. برای محاسبه جز جرمی سوخت مصرف‌شده در شرایط تجربی با توجه به مرجع [۲۲] از روش راسویلر-ویثرو^۳ استفاده شده است.

1. CA50
2. BD (Burn Duration)
3. Rassweiler- Withrow

اکنون با بررسی رفتار این سه عامل با متغیرهای موتور، می‌توان دمای گازهای خروجی را با کمک آن‌ها پیش‌بینی کرد. این متغیرها شامل عدد اکتان، دما و فشار ورودی مخلوط، نسبت هم‌ارزی، دور موتور و درصد جرمی گازهای برگشتی‌اند.

صحه‌گذاری مدل

به‌منظور صحه‌گذاری مدل حاضر از داده‌های آزمون مرجع [۲۳، ۱۹] استفاده شده است. در آزمون از موتور تک‌سیلندر ریکاردو که ویژگی‌های هندسی آن در جدول ۲ آمده و همچنین سوخت‌های مرجع اصلی به‌عنوان سوخت استفاده شده است.

پارامترهای متغیر برای بررسی رفتار موتور عدد اکتان سوخت، دور موتور، EGR، دما و فشار مخلوط در ورودی هستند. جدول ۳ شرایط مختلف کارکردی موتور را برای صحه‌گذاری نشان می‌دهد [۲۳]. با توجه به این جدول چهار آزمون مختلف برای سه عدد اکتان در دوره‌های مختلف در نظر گرفته شده است.

جدول ۲- ویژگی‌های هندسی موتور ریکاردو [۲۳]

ویژگی (میلی‌متر)	اندازه	ویژگی	اندازه
قطر سیلندر	۸۰	نسبت تراکم	۱۰
طول کورس	۸۸/۹	(IVC) زاویه بسته‌شدن دریچه هوا (aBDC)	۵۵
طول دسته پیستون	۱۶۰	(EVO) زاویه بازشدن دریچه دود (aBDC)	-۷۰
حجم موتور (لیتر)	۰/۴۴۷	شماره دریچه‌ها	۴

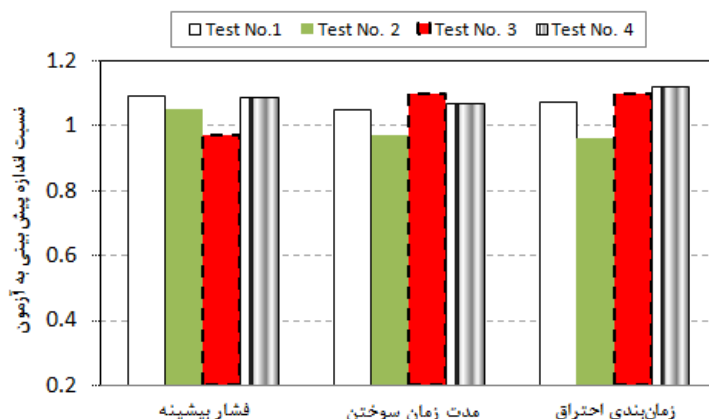
جدول ۳- شرایط کارکردی موتور برای صحه‌گذاری

شماره آزمون	ON	N (rpm)	Phi	EGR	T_{man} (°C)	P_{man} (kPa)
۱	۰	۸۰۰	۰/۶۳	۸	۱۰۶	۹۵
۲	۲۰	۱۰۰۰	۰/۶۶	۰	۱۱۳	۹۳
۳	۴۰	۹۰۹	۰/۶۰	۰	۱۰۱	۹۰
۴	۴۰	۱۲۹۱	۰/۴۲	۰	۱۳۳	۱۴۰

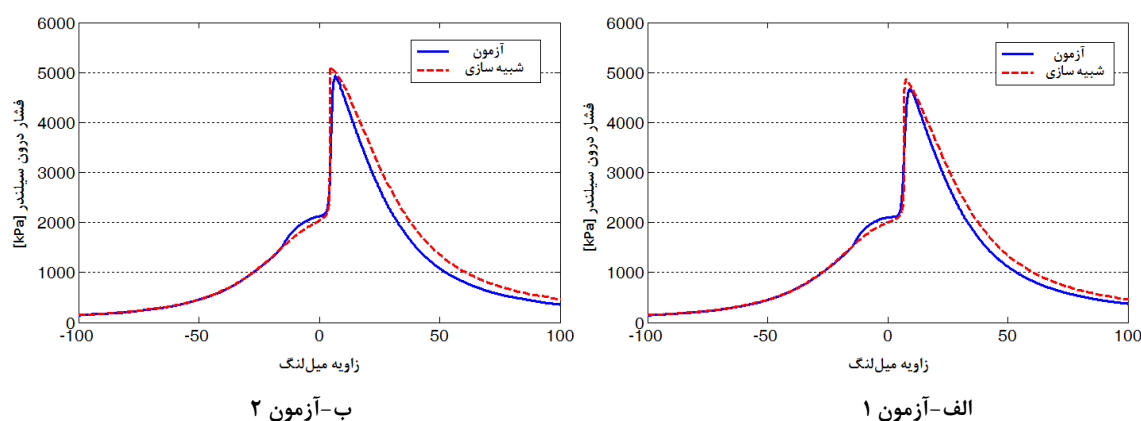
داده‌های آزمون و حل مدل چندناحیه‌ای برای پارامترهای مورد نظر احتراق (بیشینه فشار، CA50 و BD) در چهار آزمون مختلف در شکل ۲ با هم مقایسه شده‌اند. همان‌گونه که در این شکل دیده می‌شود، داده‌های به‌دست آمده از مدل به داده‌های آزمون نزدیک بوده و بیشینه خطای آن ۱۲ درصد است. این اندازه خطا برای بررسی روند تغییرات پارامترهای احتراقی با متغیرهای موتور بزرگ نبوده و دقت آن مناسب است. در شکل ۲، برای مقایسه داده‌های مدل و آزمون از نسبت اندازه به‌دست آمده از مدل به داده آزمون جدول ۳ استفاده شده است.

شکل ۳ تغییرات فشار درون سیلندر با زاویه لنگ برای دو آزمون را نشان می‌دهد. در این آزمون‌ها متغیرهای موتور اعم از عدد اکتان، فشار و دمای ورودی، سرعت موتور، نسبت هم‌ارزی و EGR به‌ترتیب ۱۰، ۱۰۵/۳ کیلوپاسکال، ۷۹ درجه سانتی‌گراد، ۸۰۰ دور بر دقیقه، ۰/۶۷، ۶/۰۲ برای شکل ۳-الف و ۲۰، ۱۰۵/۴ کیلوپاسکال، ۱۱۰ درجه سانتی‌گراد، ۱۰۰۰ دور بر دقیقه، ۰/۶۵، ۲/۱ برای شکل ۳-ب است.

با توجه به این شکل روند تغییرات فشار در حل مدل و داده‌های آزمون شبیه به هم بوده و داده‌ها بسیار به هم نزدیک‌اند. فشار بیشینه داده‌های به‌دست آمده از حل، برخلاف مدل تک‌ناحیه‌ای [۱۳، ۷] نزدیک به داده‌های آزمون است، زیرا در این مدل با تقسیم یک ناحیه به چند ناحیه تاثیر اختلاف دمای نواحی در احتراق دیده شده است. اختلاف دمای نواحی موجب افزایش مدت زمان احتراق و در نتیجه کاهش فشار بیشینه می‌شود. واقعی‌تر بودن مدت زمان احتراق و فشار بیشینه نشان می‌دهد که می‌توان از مدل چندناحیه‌ای برای پیش‌بینی دمای گازهای خروجی بهره گرفت.



شکل ۲- مقایسه میان داده‌های آزمون جدول ۳ و کار حاضر برای پارامترهای بیشینه فشار، CA50 و BD



شکل ۳- تغییرات فشار درون سیلندر با زاویه لنگ

بحث و بررسی نتایج

مدل چندناحیه‌ای حاضر، با سازوکار مفصل شیمیایی سوخت‌های مرجع اصلی توسعه یافته و صحت‌گذاری شده است. توانایی این مدل، پیش‌بینی مدت زمان سوختن، CA50 و دمای گازهای خروجی است. از این رو، تاثیر پارامترهای موثر موتور مانند عدد اکتان، فشار ورودی، نسبت هم‌ارزی، دور موتور و EGR روی دمای گازهای خروجی به‌عنوان پارامتر مهم کنترلی با کمک این مدل بررسی می‌شود. از آنجایی که فرایند صحت‌گذاری معمولاً برای شرایط محدودی انجام می‌شود و نیازی به صحت‌گذاری تمام بازه عملکردی نیست، در کار حاضر، بازه تغییرات سرعت موتور از ۷۰۰ تا ۱۳۰۰ دور بر دقیقه در نظر گرفته شده است.

تاثیر عدد اکتان

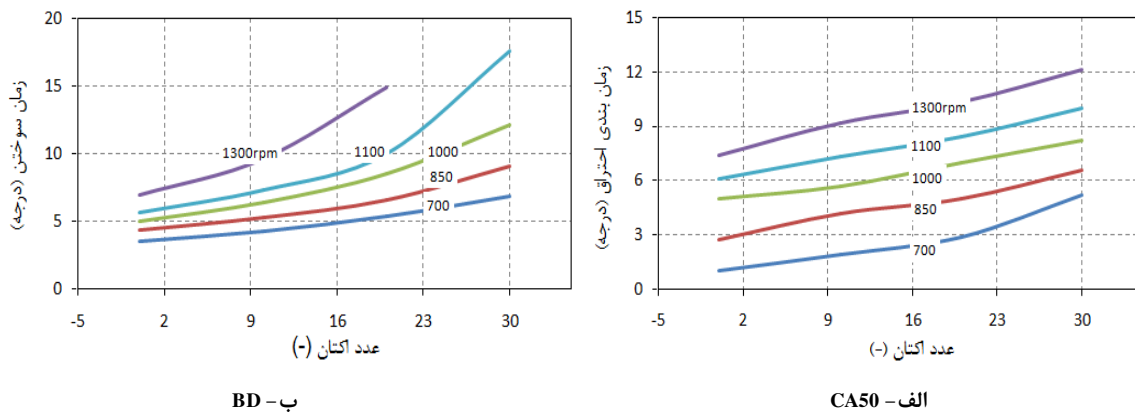
شکل‌های ۴ تغییرات CA50 و BD با دور موتور و برای چهار عدد اکتان ۰، ۱۰، ۲۰ و ۳۰ را نشان می‌دهد. عدد اکتان از تغییر درصد حجمی ایزواکتان و هپتان نرمال به‌دست می‌آید. منحنی‌های شکل ۴-الف نشان می‌دهند برای دور ثابت موتور، با افزایش عدد اکتان CA50 تقریباً به‌صورت خطی افزایش می‌یابد که دلیل آن به وابستگی احتراق HCCI به زمان بر می‌گردد.

شکل ۴-ب تغییرات مدت زمان سوختن با دور موتور برای سه عدد اکتان مختلف را نشان می‌دهد. برای عدد اکتان پایین، ۰ تا ۱۰، رفتار تغییرات BD با دور خطی بوده، ولی برای عدد اکتان بالا، ۲۰ تا ۳۰، از سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و بیشتر،

تغییرات این پارامتر با دور به شدت افزایش می‌یابد. این رفتار تاثیر عدد اکتان بر سرعت واکنش را نشان می‌دهد. شکل ۴-ب نشان می‌دهد با افزایش عدد اکتان، شرایط CA90 به‌ویژه در دوره‌های بالا اتفاق نیفتاده و اندازه BD بزرگ خواهد شد که می‌تواند به تغییرات سیکلی بالا منجر شود. نتایج تجربی [۲۳] نشان می‌دهد با افزایش عدد اکتان و دور موتور، آغاز احتراق به تاخیر افتاده که موجب افزایش BD و نیز تغییرات سیکلی خواهد شد. با توجه به رفتار منحنی‌های شکل‌های ۴، عدد اکتان تاثیر مستقیم بر BD و CA50 دو پارامتر موثر بر دمای گازهای خروجی دارد. با افزایش عدد اکتان، مقاومت در برابر خوداشتعالی بیشتر شده، احتراق دیرتر رخ داده و مدت زمان سوختن نیز طولانی‌تر می‌شود و در نتیجه موجب تغییر دمای گازهای خروجی می‌شود. از این رو عدد اکتان پارامتر مناسبی برای کنترل دمای گازهای خروجی خواهد بود. با کمک داده‌های کار حاضر تناسب تغییرات مدت زمان و زمان‌بندی احتراق با عدد اکتان را این‌گونه می‌توان بیان کرد.

$$CA50 \propto ON^{0.2} \quad (19)$$

$$BD \propto ON^{0.4} \quad (20)$$



شکل ۴- تغییرات CA50 و BD با عدد اکتان در دور مختلف موتور

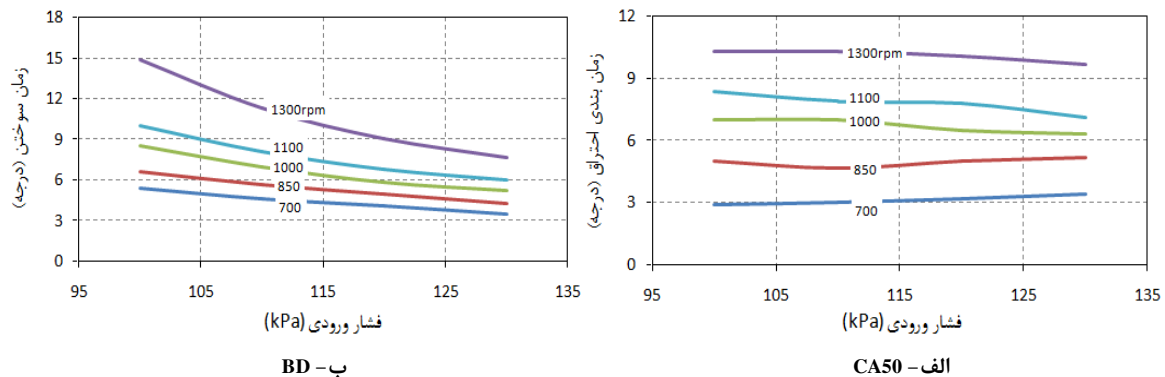
تأثیر فشار مخلوط ورودی

اکنون رفتار CA50 و BD با توجه به دور موتور و فشار مخلوط ورودی بررسی می‌شود. در این بررسی سرعت موتور از ۷۰۰ تا ۱۳۰۰ دور بر دقیقه و فشار آن نیز تا ۱۵ کیلوپاسکال بیشتر از فشار آزمون تغییر می‌کند. شکل ۵-الف تغییرات CA50 با دور موتور با توجه به فشارهای گوناگون را نشان می‌دهد. با توجه به شکل، در سرعت‌های بالای ۸۵۰ دور بر دقیقه، با افزایش فشار اندازه آن کاهش می‌یابد. دلیل چنین رفتاری را به پیش افتادن در آغاز احتراق می‌توان نسبت داد. با افزایش فشار واکنش‌ها سریع‌تر اتفاق می‌افتد. اما در سرعت‌های کمتر از ۸۵۰ دور بر دقیقه تاثیر فشار اندک بوده و با افزایش فشار، CA50 بسیار ناچیز افزایش می‌یابد. این رفتار به دلیل جلو افتادن آغاز احتراق و رسیدن به پیش از نقطه مرگ بالاست. رابطه میان CA50 با فشار مخلوط در ورودی برای دوره‌های میانی و بالا را می‌توان با رابطه (۲۱) محاسبه کرد.

$$CA50 \propto P_{man}^{-0.15} \quad (21)$$

شکل ۵-ب تغییرات BD با دور موتور و فشار را نشان می‌دهد. با توجه به این منحنی‌ها در دور موتور ثابت، با افزایش فشار، BD کاهش می‌یابد. تغییر این پارامتر با دور موتور برای فشارهای گوناگون ورودی تقریباً شبیه هم است. البته با افزایش سرعت موتور به بیش از ۱۰۰۰ دور بر دقیقه شیب منحنی افزایش می‌یابد که به تاثیر سرعت موتور در پیش انداختن آغاز احتراق بر می‌گردد. برای دوره‌های ثابت موتور تغییرات BD با فشار خطی بوده و رابطه عکس دارد (رابطه ۲۲).

$$BD \propto P_{man}^{-1} \quad (22)$$



شکل ۵- تغییرات CA50 و BD با فشار در دور مختلف موتور (عدد اکتان ۲۰ و دمای ورودی ۱۱۰ C)

همان‌گونه که گفته شد، دمای گازهای خروجی رابطه مستقیم با زمان‌بندی احتراق و مدت زمان آن دارد. از سویی رابطه (۲۱) و (۲۲) نشان می‌دهد پارامترهای مذکور با فشار رابطه عکس دارد. از این رو می‌توان نتیجه گرفت افزایش فشار موجب کاهش دمای گازهای خروجی می‌شود. نکته قابل توجه شکل ۵-ب این است که در دورهای بالا حساسیت BD به فشار ورودی افزایش می‌یابد. این موضوع نه تنها موجب افزایش دمای گازهای خروجی می‌شود، بلکه کار تولیدی موتور را نیز کاهش می‌دهد. در واقع برای افزایش دور موتور فشار ورودی یا پرخوران نیز باید افزایش یابد.

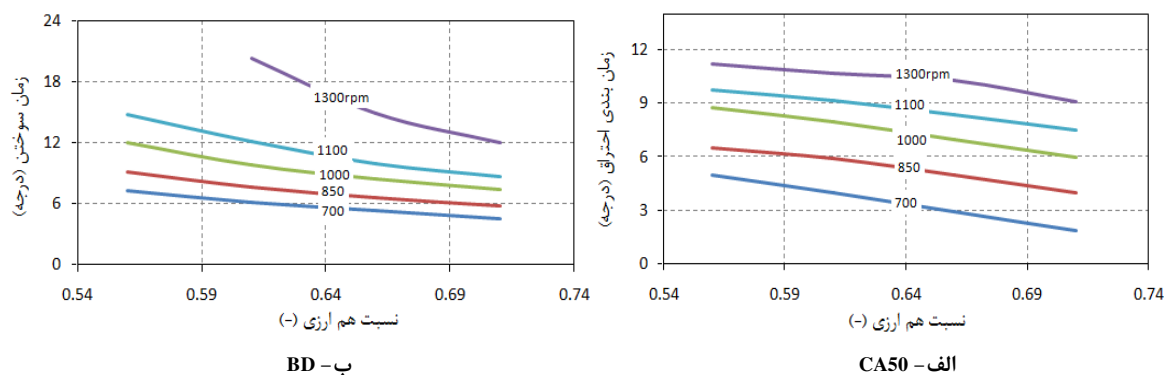
تأثیر نسبت هم‌ارزی

یکی از عوامل تأثیرگذار بر کمیت و کیفیت پارامترهای احتراقی، نسبت هم‌ارزی است. شکل‌های ۶ تغییرات CA50 و BD با دور موتور برای نسبت هم‌ارزی‌های مختلف را نشان می‌دهد. منحنی‌های دو شکل رفتاری مشابه با تغییر نسبت هم‌ارزی دارند. با افزایش ϕ هر دو پارامتر کاهش می‌یابند. از آنجایی که دو پارامتر مذکور نقش تعیین‌کننده‌ای بر دمای گازهای خروجی دارند، این رفتار پیش‌بینی می‌کند که با افزایش ϕ دمای گازهای خروجی کاهش می‌یابد. اما نکته بسیار مهمی را باید توجه داشت که با افزایش ϕ اندازه انرژی آزاد شده بر واحد جرم مخلوط نیز افزایش می‌یابد که سومین عامل تأثیرگذار بر دمای گازهای خروجی است. هر اندازه ϕ بزرگ‌تر باشد انرژی آزاد شده بر واحد جرم مخلوط نیز افزایش یافته که در صورت تبدیل نشدن آن به کار، دمای گازهای خروجی را افزایش خواهد داد. نکته دیگر در شکل ۶-الف این است که از سرعت موتور ۱۱۰۰ دور بر دقیقه به بالا شیب تغییرات CA50 با دور کاهش می‌یابد. با توجه به این شکل و به کمک داده‌های حل مسئله، رابطه میان CA50 و نسبت هم‌ارزی را برای دور ثابت موتور می‌توان به‌دست آورد.

$$CA50 \propto \phi^{-1} \quad (23)$$

شکل ۶-ب تغییرات مدت زمان احتراق با دور موتور برای نسبت هم‌ارزی مختلف را نشان می‌دهد. با توجه به این شکل اندازه BD کاهش می‌یابد، این رفتار منطقی به‌نظر می‌رسد، زیرا با افزایش ϕ تعداد مول‌های سوخت افزایش یافته و امکان واکنش و سوختن آن را افزایش می‌دهد. با توجه به این شکل، تغییرات BD با ϕ از سرعت ۷۰۰ تا ۱۱۰۰ دور بر دقیقه خطی با شیب کم است و از سرعت ۱۱۰۰ دور بر دقیقه به بالا شیب منحنی‌ها افزایش می‌یابد. دلیل این رفتار در سرعت‌های بالای موتور، به‌خاطر وابستگی BD به زمان است که با کاهش ϕ تأثیر آن بیشتر شده و شیب منحنی در سرعت‌های بالا بسیار افزایش می‌یابد. در شکل ۶-ب، برای کوچک‌ترین اندازه ϕ ، وقتی سرعت موتور به ۱۳۰۰ دور بر دقیقه می‌رسد، احتراق ناقص رخ داده و همه سوخت‌ها فرصت واکنش نداشته و نسوخته باقی خواهند ماند. رابطه میان BD و ϕ برای سرعت‌هایی که در آن احتراق رخ می‌دهد را این‌گونه می‌توان نوشت:

$$BD \propto \phi^{-1.1} \quad (24)$$



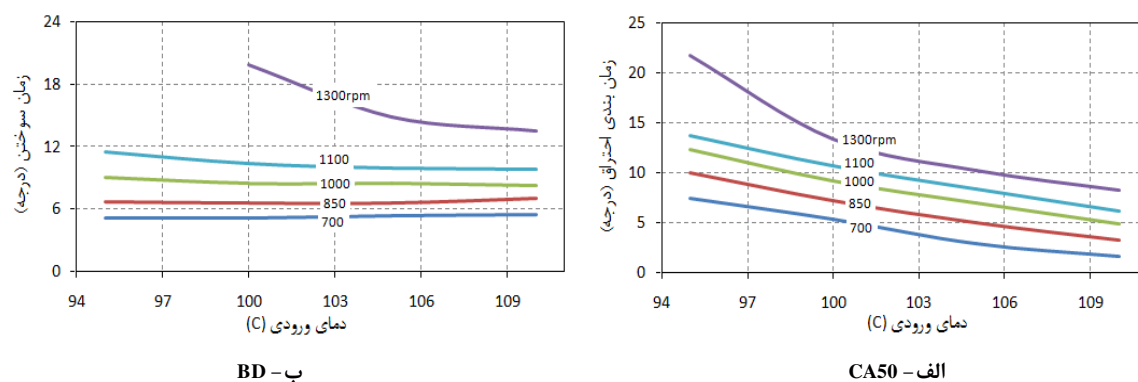
شکل ۶- تغییرات CA50 و BD با نسبت هم‌ارزی در دورهای گوناگون موتور

تأثیر دمای ورودی

بررسی‌ها نشان می‌دهند دما تأثیر زیادی بر آغاز احتراق دارد. در واقع با افزایش دما، آغاز احتراق جلو می‌افتد [۷]. از سویی زمان بندی احتراق نیز بر دمای گازهای خروجی مؤثر است. از این‌رو، می‌توان گفت دمای مخلوط ورودی می‌تواند بر دمای گازهای خروجی و پیرو آن آلودگی گازهای خروجی تأثیر بگذارد.

شکل ۷- الف تغییرات CA50 با دور موتور در دماهای گوناگون مخلوط ورودی را نشان می‌دهد. در این حالت دما از ۱۰ درجه سانتی‌گراد کمتر از دمای آزمون تا ۵ درجه بیشتر از آن تغییر می‌کند. با توجه به این شکل، برای یک دور ثابت موتور با افزایش دما، CA50 به‌صورت خطی در همه دورها کاهش می‌یابد. البته، برای ۱۰ درجه سانتی‌گراد کمتر از دمای آزمون، با افزایش سرعت موتور، احتراق ناقص رخ می‌دهد. با مقایسه منحنی‌های این شکل برای حالتی که دمای مخلوط ۵ درجه سانتی‌گراد از دمای آزمون کمتر است، CA50 با دور رفتار خطی دارد. با توجه به شکل ۷- الف و داده‌های به‌دست آمده از مدل چندناحیه‌ای رابطه میان CA50 با دمای ورودی برای دورهای مختلف موتور را می‌توان با رابطه (۲۵) بیان کرد.

$$CA50 \propto T^{-1} \quad (25)$$



شکل ۷- تغییرات CA50 و BD با دمای ورودی در دورهای گوناگون موتور

شکل ۷- ب تغییرات BD با دمای مخلوط ورودی در دورهای مختلف موتور را نشان می‌دهد. با توجه به این شکل، در سرعت کمتر از ۱۰۰۰ دور بر دقیقه، دمای مخلوط تأثیری بر مدت زمان سوختن ندارد، اما برای سرعت‌های بالاتر از این با تأثیر اندک، اندازه BD با دما کاهش می‌یابد. البته، در دورهای بالاتر احتراق ناقص رخ داده و مدت زمان احتراق به‌شدت افزایش می‌یابد، اما ناپایداری و احتمال احتراق ناقص با افزایش دما کاهش می‌یابد.

شکل‌های ۷-الف و ب نشان می‌دهند که با افزایش دمای مخلوط دمای گازهای خروجی کاهش می‌یابد. اما از سوی دیگر، با افزایش دمای مخلوط ورودی، آنتالپی ورودی سامانه افزایش یافته که موجب افزایش آنتالپی گازهای خروجی و دمای آن می‌شود. به عبارتی دیگر، در صورت بالا بودن دمای ورودی، افزایش آنتالپی ورودی می‌تواند اثرات زمان‌بندی و مدت زمان احتراق، که موجب کاهش دمای آگروز می‌شود، را خنثی کند. منحنی‌های شکل‌های ۷-الف با ۷-ب رفتار متفاوتی با هم دارند. مقایسه دو شکل نشان می‌دهد دمای مخلوط ورودی تاثیر بالایی بر CA50 دارد، در حالی که روی BD این تاثیر در بیشتر دورها اندک است. برای سرعت‌های میانی موتور رابطه میان BD و دمای مخلوط این‌گونه بیان می‌شود:

$$BD \propto T^{-0.1} \quad (26)$$

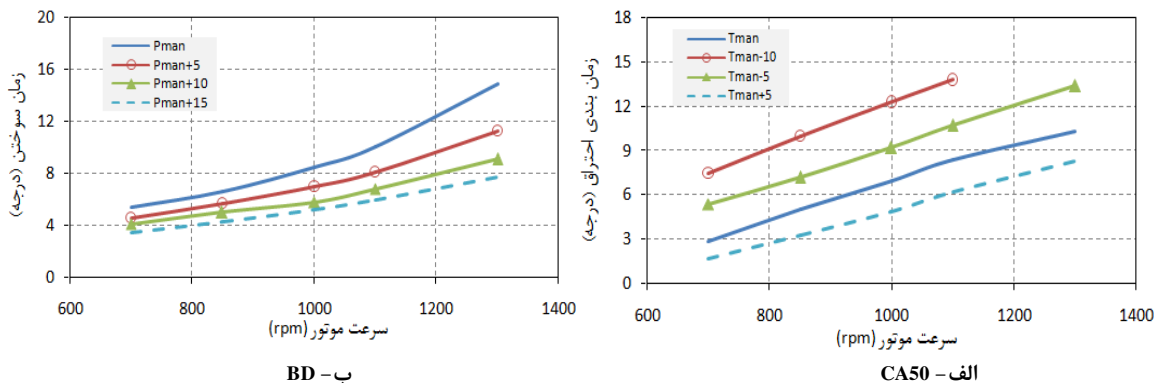
تاثیر سرعت موتور

شکل‌های ۴ تا ۷ نشان می‌دهند CA50 و BD با دور موتور افزایش می‌یابد، که دلیل آن وابستگی آن‌ها به زمان است. شکل ۸-الف تغییرات CA50 با دور موتور در دماهای مختلف ورودی را نشان می‌دهد. با توجه به این شکل و داده‌های حل مسئله، رابطه CA50 با دور موتور را می‌توان خطی در نظر گرفت.

شکل ۸-ب تغییرات BD با دور موتور در فشارهای مختلف ورودی را نشان می‌دهد. با توجه به این شکل، با افزایش سرعت موتور، وابستگی BD به دور موتور افزایش می‌یابد. آنچه که در تغییرات CA50 و BD با دور در شکل‌های ۸-الف و ب دیده می‌شود برای متغیرهایی دیگری از قبیل دمای ورودی، عدد اکتان و نسبت هم‌ارزی نیز مشاهده می‌شود. از آنجایی که BD به احتراق کامل و جای پیستون در پس از آغاز احتراق بستگی دارد، حساسیت BD به متغیرهای موتور در دورهای بالا بیشتر از CA50 است، اما CA50 بیشتر به شرایط آغازین احتراق بستگی دارد و در سرعت‌های بالا تغییرات آن زیاد نیست. رابطه میان CA50 و BD با دور موتور را می‌توان این‌گونه نوشت:

$$CA50 \propto N \quad (27)$$

$$BD \propto N^{1.2} \quad (28)$$



شکل ۸- تغییرات CA50 و BD با دور موتور در دماهای مختلف ورودی

تاثیر گازهای برگشتی

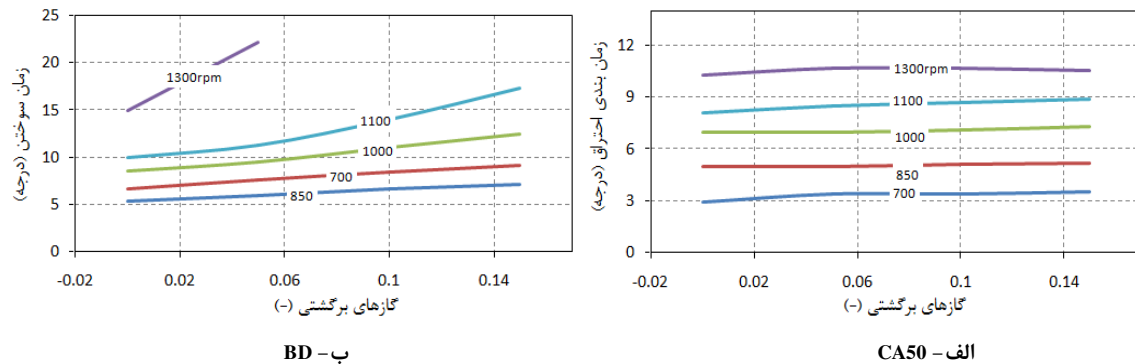
گازهای برگشتی به دو دلیل بر دمای گازهای خروجی تاثیر می‌گذارد؛ یکی اینکه باعث افزایش دمای مخلوط ورودی می‌شود و دیگر اینکه موجب رقیق شدن مخلوط و تغییر جز مولی آن می‌شود. با توجه به بررسی‌های انجام شده در بخش‌های پیشین، دمای مخلوط ورودی تاثیر کمی بر CA50 و BD دارد. از این‌رو در این بخش تنها تاثیر تغییر در جزء مولی EGR بر این دو پارامتر بررسی می‌شود.

شکل ۹-الف تغییرات CA50 با درصد جرمی گازهای برگشتی در دورهای مختلف موتور را نشان می‌دهد. منحنی‌ها در دورهای کمینه و بیشینه رفتار منظمی داشته، اما در دورهای میانی رفتاری متفاوت دارد. با این حال، افزایش EGR به اندازه کمی موجب افزایش CA50 می‌شود. شکل ۹-ب تاثیر درصد جرمی گازهای برگشتی بر BD در دورهای مختلف موتور را نشان می‌دهد. با توجه به منحنی‌ها، تغییرات BD با گازهای برگشتی را تقریباً می‌توان خطی انگاشت. البته، در سرعت ۱۳۰۰ دور بر دقیقه مدت زمان احتراق با درصد EGR، به دلیل احتراق ناقص، با شیب زیادی به صورت خطی افزایش می‌یابد. رابطه میان دو پارامتر CA50 و BD با درصد جرمی گازهای برگشتی را این گونه می‌توان بیان کرد:

$$CA50 \propto EGR^{0.03} \quad (29)$$

$$BD \propto EGR \quad (30)$$

روابط (۱۹) تا (۳۰) چگونگی تغییرات دو پارامتر مؤثر بر دمای گازهای خروجی با متغیرهای مخلوط ورودی را نشان می‌دهد.



شکل ۹- تغییرات CA50 با نسبت جرمی گازهای برگشتی در دورهای مختلف موتور

محاسبه پارامترهای مؤثر بر دمای گاز خروجی

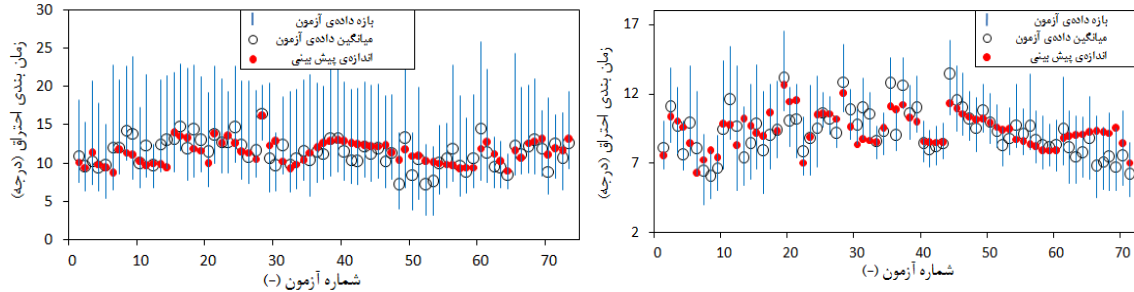
همان گونه که قبلاً گفته شد، با بهره‌گیری از مدل چندناحیه‌ای پارامترهای مهمی که بر دمای گازهای خروجی موتور HCCI مؤثرند را می‌توان پیش‌بینی کرد. با توجه به روابط به دست آمده از مباحث پیشین، رابطه کلی هر یک از پارامترها با زمان بندی و مدت زمان احتراق را می‌توان با ثابت نگه‌داشتن دیگر پارامترها به دست آورد.

بررسی‌ها نشان می‌دهند که CA50 به عدد اکتان، نسبت هم‌ارزی و دمای مخلوط ورودی حساسیت بیشتری دارد در حالی که BD به عدد اکتان، نسبت هم‌ارزی و فشار مخلوط ورودی بستگی بیشتری دارد. وابستگی CA50 و BD به متغیرهای مختلف مخلوط ورودی در بخش‌های قبل نشان داده شده است. برای تاثیر هم‌زمان همه پارامترها، رابطه‌های به دست آمده از تاثیر پارامترهای مختلف در هم ضرب شده و مقادیر ثابت جدید با استفاده از داده‌های آزمون به دست می‌آید. رابطه (۳۱) اندازه CA50 در موتور ریکاردو با سوخت مرجع اصلی را محاسبه می‌کند. از آنجایی که متغیرهای ON و EGR می‌توانند صفر باشند، در این رابطه با عدد یک جمع شده، تا در صورت صفر بودن آنها، اندازه CA50 صفر نشود.

$$CA50 = K \left[\frac{(1 + EGR)^a N^b}{(1 + \phi) T^c P^d} \right] \left(1 + \frac{ON}{40} \right)^e \quad (31)$$

در رابطه (۳۱) مقادیر K, a, b, c, d و e در بازه‌های مشخصی تغییر کرده که محدوده این بازه‌ها به کمک داده‌های مدل حاضر به دست آمده است. با داشتن محدوده تغییرات نمای هر یک از متغیرها، برای به دست آوردن دقیق‌تر آن‌ها، از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. به کمک این الگوریتم و داده‌های به دست آمده از مدل حاضر، مقدار ضرایب ثابت و نمای هر متغیر به دست می‌آید. نتایج به صورت $K=3, a=0.03, b=0.7, c=0.9, d=0.15, e=0.2$ حاصل شده است. این رویه برای روابط (۳۲) و (۳۶) نیز به کار رفته است.

برای راستی‌آزمایی رابطه (۳۱) از داده‌های آزمون [۲۳]، که در آن متغیرهای مخلوط ورودی از قبیل دما و فشار ورودی، عدد اکتان، نسبت هم‌آرزی، دور موتور و درصد جرمی گاز برگشتی تغییر می‌کند، بهره گرفته شده است. صحنه‌گذاری برای دو شرایط مختلف احتراق آورده شده است. در شکل ۱۰-الف، تغییرات چرخه‌ای زمان‌بندی احتراق کم (زاویه آغاز احتراق نزدیک به نقطه مرگ بالا) و در شکل ۱۰-ب این تغییرات زیاد است که نشان می‌دهد نتایج مدل در دو چرخه مذکور تغییرات خاصی ندارد. با توجه به شکل‌های ۱۰-الف و ب، اندازه CA50 پیش‌بینی شده همواره درون بازه داده آزمون بوده و به اندازه میانگین آن داده‌ها نیز نزدیک است. خطای میانگین پیش‌بینی CA50 با کمک رابطه (۳۱) کمتر از ۱/۵ درجه است.



ب- تغییرات چرخه‌ای بالا

الف- تغییرات چرخه‌ای کم

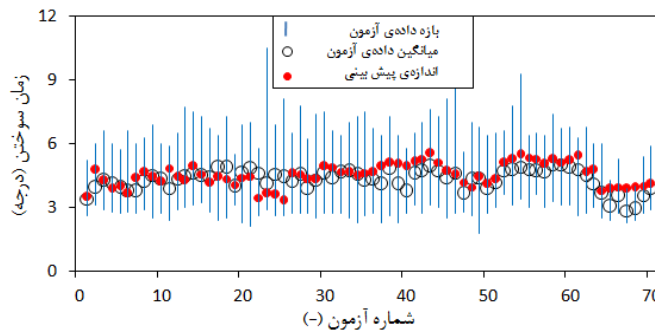
شکل ۱۰- صحنه‌گذاری رابطه ۳۱ با داده‌های آزمون برای CA50 [۲۳]

مدت زمان احتراق یکی دیگر از پارامترهای مؤثر بر دمای گازهای خروجی است. رابطه (۳۲) مدت زمان احتراق در موتور ریکاردو با سوخت مرجع اصلی را محاسبه می‌کند. همانند رابطه (۳۱) متغیرهای ON و EGR با یک جمع شده‌اند تا هنگامی که اندازه آن‌ها صفر است اندازه BD صفر نشود.

$$BD = 0.774 \left[\frac{(1 + EGR) N^{1.2}}{\phi^{1.1} T^{0.1} P^{1.5}} \right] \left(1 + \frac{ON}{40} \right)^{0.4} \quad (32)$$

برای یافتن مقدار ثابت و نماهای بهینه رابطه (۳۲) از نتایج به‌دست آمده از مدل حاضر، روابط (۱۹) تا (۳۰) و رویه اشاره‌شده در رابطه (۳۱) استفاده شده است.

برای صحنه‌گذاری رابطه (۳۲) مانند رابطه (۳۱) از داده‌های آزمون [۲۳] استفاده شده است. با توجه به شکل ۱۱، اندازه BD پیش‌بینی شده همواره درون بازه داده آزمون بوده و به اندازه میانگین آن داده‌ها نزدیک است. خطای میانگین پیش‌بینی BD با کمک رابطه (۳۲) کمتر از ۲ درجه است.



شکل ۱۱- صحنه‌گذاری رابطه (۳۲) با داده‌های آزمون [۲۳]

محاسبه دمای گازهای خروجی

همان گونه که اشاره شد، آلاینده‌های خروجی موتور با دمای گازهای خروجی رابطه مستقیم دارد. برای پیش‌بینی دمای گازهای خروجی نیاز به دانستن پارامترهای مؤثر بر آن است. با توجه به رابطه (۳۳)، همان گونه که گفته شد، سه پارامتر عمده انرژی ویژه سوخت ورودی، CA50 و BD بیشترین تاثیر را روی دمای گازهای خروجی در موتور HCCI دارند. تاکنون رابطه‌ای که برای دمای گازهای خروجی ارائه شده است بر پایه سه پارامتر مذکور است که مستقیماً از داده‌های آزمون به دست می‌آید. در عمل چنین کاری به هزینه و زمان بالایی نیاز داشته و از سوی دیگر بیان‌کننده رابطه میان دمای خروجی و متغیرهایی که قابل کنترل اند، نیست.

$$T_{exh} = f(CA50, BD, q_f) \quad (33)$$

در رابطه (۳۳)، انرژی ویژه سوخت ورودی است. برای محاسبه q_f به عنوان سومین پارامتر مؤثر بر دمای گازهای خروجی، باید پارامتری جایگزین شود تا قابل کنترل باشد. از این رو، طبق رابطه (۳۴)، از تعریف نسبت هم‌ارزی و اندازه انرژی که سوخت به یک کیلوگرم مخلوط می‌دهد استفاده می‌شود. در واقع رابطه (۳۴) نشان‌دهنده اندازه نسبی انرژی حرارتی است که سوخت به مخلوط ورودی داده و موجب افزایش دمای گازها در خروجی می‌شود. در این رابطه، LHV و ϕ به ترتیب ارزش حرارتی سوخت و نسبت هم‌ارزی‌اند. از آنجایی که دمای گازهای خروجی موتور در آزمون، خارج از اتاق احتراق اندازه‌گیری شده است، برای مقایسه داده‌های کار حاضر با آن باید انتقال حرارت گازها از پس از موتور تا ناحیه اندازه‌گیری در نظر گرفته شود.

$$q_f = \frac{\phi \times LHV}{[\phi + 15]} \quad (34)$$

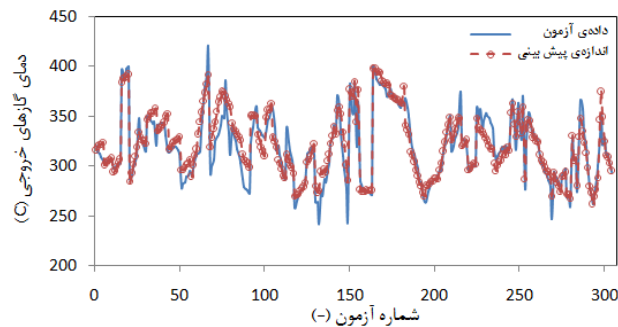
$$T_{exh} = T_{incyl} - \frac{q_{exh}}{h_{conv}} \quad (35)$$

که در آن q_{exh} و \bar{h}_{conv} به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و اندازه حرارت منتقل شده از گازهای خروجی به محیط در عبور از اتاق احتراق تا ناحیه اندازه‌گیری است. از آنجایی که تغییرات اندازه‌های مذکور با توجه به تغییرات پارامترهای موتور و دمای گازهای خروجی قابل توجه نیست، نسبت q_{exh}/\bar{h}_{conv} در رابطه (۳۵) را می‌توان ثابت در نظر گرفت.

$$T_{exh} = [C_1 + C_2 \times q_f^{1.2} + C_3 [\ln(CA50)]^2] \cdot BD^{C_4} \quad (36)$$

رابطه (۳۶) که با کمک داده‌های مدل چند ناحیه‌ای به دست آمده تاثیر سه پارامتر اصلی بر دمای گازهای خروجی را نشان می‌دهد. در این رابطه، ضرایب C_1 تا C_4 اندازه‌های ثابت‌اند. در رابطه (۳۶) نیز مانند روابط (۳۱) و (۳۲) برای یافتن مقدار ثابت و نماهای بهینه عمل شده است. در کار حاضر، برای محاسبه دمای گازهای خروجی از پارامترهایی استفاده می‌شود که با کمک متغیرهای موتور و با بهره‌گیری از مدل چند ناحیه‌ای محاسبه می‌شوند. در این صورت با استفاده از این رابطه در مدل فیزیکی، پارامترهای ورودی قابل کنترل خواهد بود.

رابطه‌های (۳۱)، (۳۲) و (۳۴) اندازه سه پارامتر تعیین‌کننده دمای گازهای خروجی را محاسبه می‌کنند. با جاگذاری این روابط در معادله (۳۶) و با استفاده از داده‌های آزمون [۱۶] اندازه‌های ثابت C_1 تا C_4 به ترتیب برابر با ۱۱۸/۱، ۰/۱۵۱، ۸/۸۶۶ و ۰/۲ خواهد بود. شکل ۱۲ دمای گازهای خروجی پیش‌بینی شده با رابطه (۳۶) و داده‌های حاصل از ۳۰۴ نقطه کاری موتور را با هم مقایسه می‌کند. با توجه به شکل ۱۱، این رابطه قابلیت پیش‌بینی دما با میانگین خطای کمتر از ۳ درجه سانتی‌گراد را دارد. با کمک رابطه‌های (۳۱) تا (۳۶)، دمای گازهای خروجی با استفاده از متغیرهای موتور پیش‌بینی می‌شود. این متغیرها عبارت است از: دما و فشار ورودی، نسبت هم‌ارزی، دور موتور، عدد اکتان و درصد جرمی گازهای برگشتی. شماری از این متغیرها ورودی مدل کنترلی و برخی از آنها اغتشاش هستند. با کنترل دمای گازهای خروجی آلاینده‌های موتورهای HCCI نیز قابل کنترل خواهد بود. البته کنترلر باید به گونه‌ای عمل کند تا هنگام کاهش آلاینده‌ها در موتور، توان و دور آن ثابت بماند به عبارتی کاهش آلاینده‌ها در موتور HCCI نباید کاهش توان و دور آن را به دنبال داشته باشد. البته، بررسی‌های تجربی و داده‌های آزمون نشان می‌دهند بار یا توان موتور HCCI تاثیر چندانی بر دمای گازهای خروجی ندارند [۱۶].



شکل ۱۲- مقایسه دمای گازهای خروجی پیش‌بینی شده با آزمون برای شرایط کارکردی مختلف موتور در [۱۶]

خلاصه و نتیجه‌گیری

در این بررسی، با کمک مدل ترمودینامیکی چندناحیه‌ای، تأثیر متغیرهای مختلف ورودی روی پارامترهای مؤثر بر دمای گازهای خروجی موتور بررسی شده است. هدف این کار به‌دست آوردن روابطی برای پارامترهای کنترلی، زمان‌بندی احتراق و دمای گازهای خروجی است. نتایج و دست‌آوردهای این بررسی را می‌توان این‌گونه بیان کرد:

- پارامتر CA50 با عدد اکتان رابطه مستقیم و با دمای ورودی، نسبت هم‌ارزی سوخت، و دور موتور رابطه عکس دارد. از سوی دیگر، BD نیز رفتار مشابه CA50 دارد، جز اینکه مدت زمان احتراق به فشار ورودی بیش از دما حساسیت دارد، در حالی که این حساسیت در زمان‌بندی احتراق به دما بیش از فشار است.
- رفتار دمای گازهای خروجی با عدد اکتان، فشار ورودی و دور موتور همواره قابل پیش‌بینی است، در حالی که با دمای ورودی و نسبت هم‌ارزی متفاوت است. از این رو عدد اکتان متغیر مناسبی برای کنترل دمای خروجی است. از سویی از نسبت هم‌ارزی هم می‌توان استفاده کرد، به شرط آنکه رفتار آن در تمامی نقاط کاری کاملاً شناسایی شود. دور موتور تأثیر بالایی بر دمای گازهای خروجی دارد که می‌تواند اغتشاش قوی در کنترل این پارامتر باشد. از این رو در طراحی کنترلر باید روی برطرف کردن اغتشاشات ناشی از آن دقت بیشتری شود.
- با مدل ترمودینامیکی چندناحیه‌ای می‌توان به‌صورت کمی و کیفی رفتار موتور HCCI را مورد بررسی قرار داده و زمان‌بندی احتراق و مدت زمان آن را با رابطه‌ای تعیین کرد. رابطه‌های (۳۱)، (۳۲) و در پایان (۳۶) که با کمک مدل به‌دست آمده است با داده‌های آزمون سنجیده شده و نشان داد که این روابط از دقت خوبی در پیش‌بینی پارامترهای مورد نظر برخوردارند.
- کار حاضر نشان می‌دهد که مدل چند ناحیه‌ای توانایی پیش‌بینی کمی و کیفی تأثیر متغیرهای ورودی موتور بر دمای گازهای خروجی به عنوان شاخص آلاینده‌گی را داشته و از این مدل می‌توان برای بدست آوردن روابطی برای پیش‌بینی آنها بهره برد. این روابط را می‌توان در مدل‌های کنترلی به همین منظور به‌کار برده و آلاینده‌های موتور را کنترل کرد.

منابع

1. S. Onishi, S. Hong Jo, K. Shoda and S. Kato, "Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) – A New Combustion Process for Internal Combustion Engines," *SAE Paper*, 790501, 1979.
2. M. Noguchi, T. Tanaka, and Y. Takeuchi, "A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion," *SAE Paper*, 790840, 1979.
3. P. M. Najt and D. E. Foster, "Compression-Ignited Homogenous Charge Combustion," *SAE Paper* 830264, 1983.
4. R. H. Thring, "Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines," *SAE Paper* 892068, 1989.
5. H. Zhao, *HCCI and CAI Engines for the Automotive Industry*, USA, Woodhead Publishing, 2007.
6. J. O. Olsson, P. Tunestal, and B. Johansson, "Boosting for High Load HCCI," *SAE Paper* 01-0940, 2004.
7. M. Nazoktabar, S. A. Jazayeri, O. Jahanian and M. Shahbakhti, "Using A Single Zone Thermodynamic Model in an HCCI Engine to Predict Effective Controlling Parameters," *Journal of Engine Research*, 25, pp. 13-23, 2011. (in Persian)

8. S. M. Aceves, D. L. Flowers, C. K. Westbrook, R. Smith, W. Pitz, R. Dibble, M. Christensen, and B. Johansson, "A Multi-Zone Model for Prediction of HCCI Combustion and Emissions," SAE Paper 2000-01-0327, 2000.
9. I. Orlandini, A. Kulzer, F. Weberbauer and M. Rauscher, "Simulation of Self Ignition in HCCI and Partial HCCI Engines using a Reduced Order Model," SAE Paper 2005-01-0159, 2005.
10. P. Kongseereparp and M. D. Checkel, "Novel Method of Setting Initial Conditions for Multi Zone HCCI Combustion Modeling," SAE Paper 2007-01-0674, 2007.
11. N. P. Komninos, "Modeling HCCI Combustion: Modification of a Multi-Zone Model and Comparison to Experimental Results at Varying Boost Pressure," *Applied Energy*, 86, pp. 2141-2151, 2009.
12. A. Yousefzadi Nobakht, R. Khoshbakhti Saray and A. Rahimi, "A Parametric Study on Natural Gas Fueled HCCI Combustion Engine using a Multi-Zone Combustion Model," *Fuel*, 90, pp. 1508-1514, 2011.
13. S. Akbarpour, R. Khoshbakhti Saray, M. Mirzaei, V. Mohammadi and G. Soleimani, "Developing a Control Oriented Model for Predicting Combustion Timing in HCCI Engines," *Fuel and Combustion Journal*, 6, No. 2, pp. 21-34, 2013, (in Persian).
14. 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," *Control Eng Pract*, 14, 2006, pp. 213-222.
15. A. Widd, H. Liao, J. Gerdes, P. Tunestål and R. Johansson, "Control of Exhaust Recompression HCCI using Hybrid Model Predictive Control," *American Control Conference*, San Francisco, CA, USA, 2011.
16. M. Shahbakhti, A. Ghazimirsaied and C.R. Koch, "Experimental Study of Exhaust Temperature Variation in an HCCI Engine," *IMECH Part D, J-Automob Eng.*, 224, No. 9, pp. 1177-97, 2010.
17. M. Dehghani Firoozabadi, M. Shahbakhti, C. R. Koch and S. A. Jazayeri, "Thermodynamic Control Oriented Modeling of Cycle-To-Cycle Exhaust Gas Temperature in an HCCI Engine," *Applied Energy*, 110, pp. 236-243, 2013.
18. www-pls.llnl.gov/data/docs/science_and_technology/chemistry/combustion/prf_2d_mech.txt
19. 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.
20. J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, New York, McGraw-Hill, 1st Edition, 1988.
21. J. Chang, O. Guralp, Z. Filipi, D. Assanis, T.W. Kuo, P. Najt, and R. Rask, "New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux," SAE Paper 2004-01-2996, 2004.
22. G. M. Rassweiler and L. Withrow, "Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards," *SAE Transactions*, 42, No. 5, pp. 185-204, 1938.
23. M. Shahbakhti and 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*, 9, pp. 361-397, 2008.

English Abstract

Using a Multi Zone Thermodynamic Model in an HCCI Engine to Predict Exhaust Gas Temperature

Mohsen Nazoktabar¹, Seyed Ali Jazayeri¹ and Omid Jahanian²

1- Department of Mechanical Engineering, Khaje Nasir Tousi University of Technology, Tehran, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

(Received: 2014.6.12, Received in revised form: 2014.11.30, Accepted: 2014.12.19)

Nowadays, Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) engine is a promising idea to achieve the benefits of the gasoline and diesel engines. An important motivation to the tendency of these engines is due to low pollutions and particulate matters that are affected by exhaust gas temperature. Controlling exhaust gas temperature in HCCI engine can lead to controlling pollution. In the present work, the parameters that have the most effect on exhaust gas temperature are specified and the effects of input variables on the mentioned parameters have been investigated using a thermo-kinetic multi zone model. This model has been coupled to a full kinetic mechanism of PRFs (iso octane and normal heptane) as fuel. The model is validated with a large number of experimental data obtained from a Ricardo engine. The exhaust gas temperature depends on combustion timing, burn duration and fuel input energy. Results show that the mentioned parameters are most affected by variables such as octane number, inlet pressure, engine speed and equivalent ratio. At the end three correlations have been presented to predict the combustion timing, burn duration and exhaust gas temperature. These parameters have been compared with experimental data.

Keywords: HCCI Engine, Multi-zone Thermo-kinetic model, Exhaust Gas Temperature Prediction