



شبیه‌سازی احتراق HCCI و آلاینده‌های آن با استفاده از شبیه‌سازی چندمنطقه‌ای

الهه نشاط اسفهلانی^۱، رحیم خوشبختی سرای^{۲*}

^۱دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران، e_neshat@sut.ac.ir

^۲دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران، koshbakhti@sut.ac.ir

*نویسنده مسؤل، شماره تماس: ۰۴۱۱-۳۴۵۹۴۷۶

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۹ بهمن ۱۳۹۲

پذیرش: ۲۵ اسفند ۱۳۹۲

کلیدواژه‌ها:

موتور HCCI

شبیه‌سازی چندمنطقه‌ای

سازوکار سینتیک شیمیایی

انتقال جرم

انتقال حرارت

هدف از مطالعه حاضر، توسعه شبیه‌سازی چندمنطقه‌ای برای عملکرد و آلاینده‌های موتورهای HCCI است. شبیه‌سازی شامل منطقه هسته، منطقه لایه مرزی، مناطق میانی (مناطق بین دو منطقه هسته و لایه مرزی) و منطقه درزها است. حجم منطقه هسته، مناطق میانی و لایه‌های مرزی با زمان تغییر می‌یابد ولی حجم منطقه درزها همواره ثابت و برابر ۳ درصد حجم فضای مرده است. برای افزایش دقت شبیه‌سازی در پیش‌بینی عملکرد موتور انتقال حرارت هدایتی بین مناطق مجاور در نظر گرفته شده است. تبادل انرژی بین لایه مرزی و دیواره‌های محفظه احتراق نیز از طریق انتقال حرارت جابه‌جایی صورت می‌گیرد. علاوه بر انتقال حرارت هدایتی، انتقال انرژی بین مناطق مجاور با انتقال جرم بین آنها صورت می‌گیرد. در حالت توسعه یافته برای شبیه‌سازی فرایند احتراق از سازوکارهای سینتیک شیمیایی مناسب سوخت استفاده شده است. برای محاسبه دقیق دما، فشار و ترکیب گازهای داخل استوانه در لحظه بسته شدن دریچه ورودی، از فرض تک‌منطقه‌ای برای شبیه‌سازی عملکرد موتور در حین فرایندهای تبادل گاز استفاده شده است. شبیه‌سازی با داده‌های تجربی احتراق HCCI هپتان نرمال و متان صحت سنجی شد. نتایج نشان می‌دهند که شبیه‌سازی دارای دقت مناسبی در پیش‌بینی آلاینده‌ها و فشار داخل محفظه احتراق است. بیشینه خطای شبیه‌سازی در پیش‌بینی CO برابر با ۱,۷۸ درصد و در پیش‌بینی UHC برابر با ۱۲,۸۶ درصد است.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱) مقدمه

موتورهای بار همگن اشتعال تراکمی (HCCI) دسته ای از موتورهای احتراق داخلی اند که در آنها ترکیب سوخت و هوا به صورت همگن فرایند تراکم را طی می کند و بدون هیچ عامل خارجی و تنها در اثر افزایش دما و فشار مشتعل می شود. این موتورها در مقایسه با موتورهای دیزلی و بنزینی، بازده حرارتی بزرگتری دارند و آلاینده های NOx و PM کمتری تولید می کنند. البته این موتورها نقائصی نیز دارند که از مهمترین آنها می توان به عدم پایش پذیری احتراق و عدم عملکرد مطلوب در بارهای بزرگ و تولید مقادیر زیاد CO و UHC اشاره نمود [۵-۱]. در سال های اخیر مطالعات زیادی برای غلبه بر مشکلات موجود صورت پذیرفته است که در این میان به دلیل هزینه سنگین آزمایش ها و نیز صرفه جویی در تجهیزات و انرژی، بخش چشمگیری از آنها با استفاده از روش های نظری و عددی انجام شده اند.

در یک نگاه کلی روش های عددی برای شبیه سازی عملکرد موتورهای HCCI به سه دسته اصلی چند بعدی، چند منطقه ای و تک منطقه ای تقسیم می شوند. به دلیل نبود هیچ عامل خارجی پایشگر احتراق نظیر شمع و یا افشانه سوخت، در شبیه سازی دقیق احتراق HCCI، باید از سازوکارهای سینتیک شیمیایی دقیق در کنار هر یک از شبیه سازی ها استفاده نمود. در شبیه سازی های چندبعدی فضای داخل استوانه به صورت سه بعدی شبیه سازی و شبکه بندی می شود، سپس تمام معادلات حاکم شامل معادله انرژی، پیوستگی، اندازه حرکت در سه بعد، معادلات اغتشاش و معادلات سینتیک برای هر یک از شبکه ها حل می شود. اگر چه این شبیه سازی ها، در صورت استفاده از سازوکار سینتیک شیمیایی مناسب، می توانند دما، فشار و ترکیب داخل محفظه احتراق را در هر لحظه با دقت مطلوبی پیش بینی کنند اما استفاده از آنها مستلزم صرف وقت و هزینه گزافی است [۶-۸]. شبیه سازی های تک منطقه ای نیز به دلیل صرف نظر از تغییرات دما و ترکیب در داخل استوانه، حتی در صورت استفاده از سازوکارهای سینتیک شیمیایی مناسب، نمی توانند فشار مخلوط داخل استوانه و آلاینده های خروجی از موتور را با دقت مطلوب پیش بینی کنند [۸-۱۰]. در شبیه سازی های چند منطقه ای، محفظه داخل استوانه به مناطق محدودی تقسیم می شود. هر یک از مناطق دارای دما و ترکیبی متفاوت از سایر مناطق است. معادلات حاکم شامل معادله پیوستگی، انرژی، معادلات سینتیک شیمیایی و معادله حالت برای هر یک از مناطق است. شبیه سازی های چند منطقه ای اگر به صورت دقیق و مناسب طراحی و پیاده سازی شوند می توانند فشار، دما و ترکیبات داخل استوانه را با وقت بسیار کمتر و هزینه ارزانتر و با دقت مطلوبی پیش بینی کنند [۱۰-۶].

در این راستا، در سال ۲۰۰۱ اسنيس و همکاران شبیه سازی چند منطقه ای برای موتورهای HCCI ارائه دادند. در سال ۲۰۰۲ شبیه

سازی پیشین بهینه سازی و شبیه سازی جامع تری ارائه شد. شبیه سازی مذکور شامل سه منطقه هسته، لایه مرزی و درزها است. انتقال حرارتی بین هسته و سایر مناطق وجود ندارد. شبیه سازی می تواند فشار داخل استوانه و UHC تولیدی را با دقت نسبتاً قابل قبولی پیش بینی کند اما نتایج برای CO چندان رضایت بخش نیست [۱۲ و ۱۱].

شبیه سازی چند منطقه ای دیگر را در سال ۲۰۰۵ کومینوس ارائه کرد. نسخه کاملتر این شبیه سازی در سال ۲۰۰۹ منتشر گردید. در این شبیه سازی فضای داخل استوانه به چندین استوانه تو در تو تقسیم شده است و انتقال جرم و انرژی در بین مناطق در نظر گرفته شده است. نتایج در مقایسه با داده های به دست آمده از آزمایش ها دقت قابل قبولی داشتند [۱۴ و ۱۳].

کانگسریارپ در سال ۲۰۰۸ شبیه سازی چند منطقه ای برای پیش بینی عملکرد موتورهای HCCI ارائه نمود. در این شبیه سازی تبادل جرم بین مناطق وجود نداشت و انتقال انرژی بین آنها از طریق انتقال حرارت و انتقال کار صورت می گرفت. نتایج دارای دقت قابل قبولی در پیش بینی فشار داخل محفظه احتراق بودند [۱۵].

با این بیان، هدف مطالعه حاضر ارائه شبیه سازی چند منطقه ای برای شبیه سازی عملکرد موتورهای HCCI است. شبیه سازی که بتواند فشار داخل استوانه و آلاینده های خروجی از موتور را با دقت مطلوبی پیش بینی کند. این شبیه سازی در صورت تحقق این امر می تواند در مطالعات توسعه ای بر روی موتورهای HCCI جایگزین مناسبی برای روش های تجربی باشد.

۲) شبیه سازی چند منطقه ای

شبیه سازی طراحی شده شامل شبیه سازی چند منطقه ای برای شبیه سازی چرخه بسته موتور و شبیه سازی تک منطقه ای برای شبیه سازی مرحله تبادل گاز در موتور است. در شبیه سازی چند منطقه ای فضای داخل استوانه به چند منطقه تقسیم شده است. برای افزایش دقت شبیه سازی، انتقال جرم و انرژی بین مناطق مختلف در نظر گرفته شده است.

۲-۱) هندسه مناطق مختلف

شبیه سازی مورد نظر از چهار نوع منطقه مختلف تشکیل شده است که عبارتند از: منطقه هسته، منطقه لایه مرزی، مناطق میانی و درزها. منطقه هسته شامل منطقه مرکزی استوانه است. این ناحیه منطقه استوانه ای است که با دو منطقه لایه مرزی و یکی از مناطق میانی در تماس است. مناطق میانی مناطقی بین هسته و لایه مرزی اند. ضخامت و طول آنها با یکدیگر برابر است ولی به دلیل قرار داشتن در شعاع های متفاوت حجم های متفاوتی دارند. این مناطق به صورت استوانه های توخالی اند. منطقه لایه مرزی منطقه ای است که دور تا دور محفظه احتراق را در نزدیکی دیوار شامل است. ضخامت این

همان گونه که در معادله (۶) نشان داده شده است حرارت کل هر منطقه دارای سه بخش اصلی است که عبارتند از: حرارت مبادله شده بین منطقه مزبور و سایر مناطق با استفاده از سازوکار انتقال حرارت هدایت، حرارتی که بین منطقه مورد نظر و سایر مناطق در اثر انتقال جرم مبادله شده است و حرارتی که با استفاده از سازوکار انتقال حرارت جابه جایی بین هر یک از مناطق و دیواره صورت می گیرد. بدیهی است که چنین انتقال حرارتی فقط برای منطقه لایه مرزی موجود است و مقدار آن برای سایر مناطق برابر با صفر در نظر گرفته می شود. معادلات (۷-۹) جزئیات محاسبه بخش های مختلف انتقال حرارت را نشان می دهد که در بخش های بعدی، توضیح بیشتری درباره آنها ارائه خواهد شد. نرخ تغییرات نسبت جرمی هر گونه نیز با استفاده از معادله (۱۰) محاسبه می شود.

$$\frac{dU_i}{dt} = -\frac{dW_i}{dt} + \frac{dQ_i}{dt} \quad (3)$$

$$\frac{dU_i}{dt} = c_v^i m_i \frac{dT_i}{dt} + m_i \sum_{j=1}^{n_s} u_j \frac{dY_j}{dt} + \sum_{j=1}^{n_s} u_j Y_j \frac{dm_i}{dt} \quad (4)$$

$$\frac{dW_i}{dt} = P \frac{dV_i}{dt} \quad (5)$$

$$\frac{dQ_i}{dt} = \frac{dQ_{i,cond}}{dt} + \frac{dQ_{i,conv}}{dt} + \frac{dQ_{i,mtran}}{dt} \quad (6)$$

$$\frac{dQ_{i,cond}}{dt} = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (7)$$

$$\frac{dQ_{i,conv}}{dt} = -kA \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=\frac{D}{2}} \quad (8)$$

$$\frac{dQ_{i,mtran}}{dt} = \frac{dm_{in,i}}{dt} h_{in} - \frac{dm_{out,i}}{dt} h_{out} \quad (9)$$

$$\frac{dY_{k,i}}{dt} = \frac{\dot{\omega}_{k,i} M W_k}{\rho_i} \quad (10)$$

در حل معادلات (۳-۱۰) برای منطقه درزها با توجه به اینکه دما و حجم این منطقه در هنگام تمامی فرایندها ثابت در نظر گرفته می شود، نرخ تغییرات دما و حجم برای این منطقه صفر قرار داده می شود. پس از حل معادلات حاکم برای هر یک از مناطق، در هر گام زمانی فشار داخل استوانه با استفاده از معادله (۱۱) محاسبه می شود.

$$P_{cyl} = \frac{R_u \sum_{i=1}^{n_z} \frac{m_i}{M W_i}}{\sum_{i=1}^{n_z} \frac{V_i}{T_i}} \quad (11)$$

معادله (۱۱) با استفاده از معادله های (۱۲-۱۴) به دست آمده است. شایان ذکر است که فشار محاسبه شده برای تمامی مناطق یکسان است.

$$P_{cyl} V_i = R_u \left(\frac{m_i}{M W_i} \right) T_i \quad i = 1, \dots, n_z \quad (12)$$

$$P_{cyl} \frac{V_i}{T_i} = R_u \left(\frac{m_i}{M W_i} \right) \quad i = 1, \dots, n_z \quad (13)$$

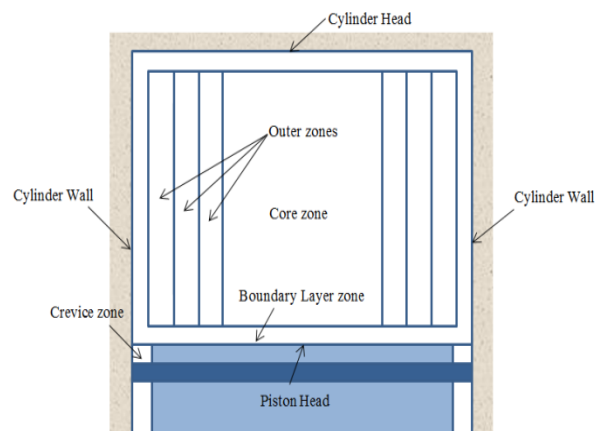
منطقه در مجاورت بستار و تاج سمبه برابر با درصدی از طول محفظه احتراق است و ضخامت آن در نزدیکی دیواره های استوانه نیز برابر با درصدی از شعاع استوانه است. ضخامت لایه مرزی و هسته به صورت دلخواه تعیین شد و ضخامت سایر مناطق با استفاده از معادله (۱) محاسبه می گردد. طول هسته و مناطق میانی نیز با استفاده از معادله (۲) تعیین می گردند. حجم منطقه درزها نیز همواره ثابت و برابر با ۳٪ از حجم کلی محفظه احتراق در TDC است. دمای این منطقه نیز ثابت و بنابراین با تغییرات فشار داخل استوانه مقدار جرم موجود در این منطقه دستخوش تغییرات می گردد. شکل ۱ پیکربندی مناطق موجود در داخل استوانه را نشان می دهد.

$$thick_i = \frac{0.5D - thick_{core} - thick_{BL,r}}{n_z - 3} \quad i = 1, n-2 \quad (1)$$

$$l_i = \frac{4V_{tot}}{\pi D^2} - 2t_{BL,a} \quad i = 1, n-2 \quad (2)$$

۲-۲ معادلات حاکم

در هر گام زمانی، معادله انرژی که برگرفته از قانون اول ترمودینامیک است برای هر منطقه حل می شود. معادلات ۳-۷ جزئیات معادله مورد نظر را نشان می دهند. معادله (۳) معادله کلی به کار رفته را برای حل مسأله نشان می دهد که در واقع قانون اول ترمودینامیک است. معادله (۴) دربرگیرنده جزئیات تغییرات انرژی داخلی است. مشخص است که تغییرات انرژی داخلی ناشی از تغییرات دمای هر منطقه، کل جرم داخل هر منطقه و یا تغییرات ترکیب داخل هر منطقه باشد. معادلات (۵) و (۶) بخش های کار و حرارت به کار رفته را در معادله (۳) نشان می دهند. بدیهی است که برای محاسبه کار فقط تغییرات حجمی هر منطقه در نظر گرفته شده است و نه تغییرات حجم کل محفظه احتراق.



شکل ۱: هندسه مناطق مختلف

داخل منطقه مورد نظر است. این محاسبات در هر گام زمانی و برای هر یک از مناطق انجام می شود.

بررسی نتایج نشان می دهد که به دلیل ثابت بودن دما و جرم منطقه درزها، در حین فرایند تراکم و احتراق جرم به این منطقه وارد شده است و در حین فرایند انبساط از آن خارج می شود. جرم های خارج شده از این منطقه به دلیل خنک شدن دما، یا ناقص سوخته اند و یا محترق نشده اند. این امر باعث پدیدار شدن مقادیر زیاد CO و UHC در آلاینده های خروجی از موتور اند. با توجه به اینکه این سازوکار مشابه فرایند واقعی در موتورهای HCCI است شبیه سازی دارای دقت مطلوبی در پیش بینی آلاینده های خروجی از موتور خواهد بود.

۲-۵) تبادل گاز

برای محاسبه دما، فشار و ترکیب گازهای داخل محفظه احتراق در لحظه بسته شدن دریچه ورودی، از شبیه سازی تک منطقه ای برای تبادل گاز استفاده شده است. معادلات در این مرحله مشابه معادلات چند منطقه ای اند. با این تفاوت که در این مرحله تغییر مقدار هر گونه در داخل محفظه احتراق ناشی از واکنش های شیمیایی نیست و بواسطه ورود و خروج جرم صورت می پذیرد. نرخ ورود و خروج جرم با استفاده از معادلات (۱۶) و (۱۷) محاسبه می گردد [۱۷]. در این معادلات C_D ضریب تخلیه دریچه های ورودی و خروجی است که برای موتور مورد استفاده در مطالعه حاضر کانگسریپارپ [۱۵] محاسبه کرده است.

$$\frac{dm}{dt} = \frac{C_D A_R P_u}{(R_u T_u)^{0.5}} \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} \quad (16)$$

$$\text{if } \left(\frac{P_d}{P_u}\right) > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$$

$$\frac{dm}{dt} = \frac{C_D A_R P_u}{(R_u T_u)^{0.5}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (17)$$

$$\text{if } \left(\frac{P_d}{P_u}\right) \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$$

۳) بحث بر روی نتایج

برای صحت سنجی شبیه سازی از داده های تجربی که با استفاده از موتور CFR در آزمایشگاه موتور دانشگاه آلبرتای کانادا به دست آمده است، استفاده می شود. ویژگی های این موتور در جدول ۱ نشان داده شده است.

برای صحت گذاری بر نتایج شبیه سازی احتراق دو سوخت گاز طبیعی و هپتان نرمال در موتور HCCI مطالعه شد. برای شبیه سازی احتراق گاز طبیعی از سازوکار سینتیک شیمیایی GRI.Mech 3 و برای شبیه سازی احتراق هپتان نرمال از سازوکار سینتیک شیمیایی دانشگاه چالمرز استفاده شده است [۱۹ و ۱۸]. جدول ۲ ویژگی های نمونه های

$$P_{cyl} \sum_{i=1}^{n_z} \frac{V_i}{T_i} = R_u \sum_{i=1}^{n_z} \frac{m_i}{M W_i} \quad (14)$$

۲-۳) انتقال حرارت

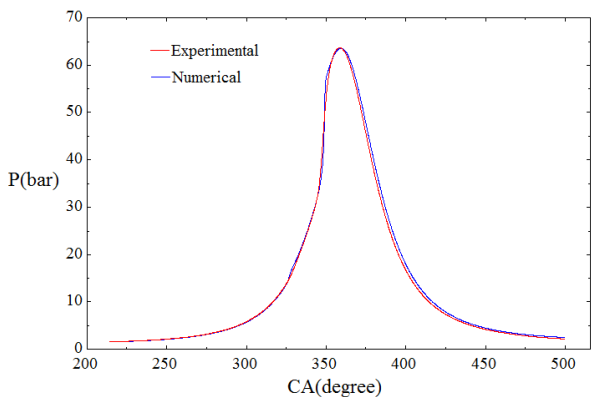
انتقال حرارت در نظر گرفته شده شامل دو بخش انتقال حرارت هدایتی و انتقال حرارت جابه جایی است. انتقال حرارت هدایتی بین هر منطقه و مناطق همسایه آن صورت می گیرد. به عنوان مثال منطقه (۱) که همان منطقه هسته است با منطقه (۲) و منطقه لایه مرزی در حال تبادل حرارت است. منطقه لایه مرزی نیز به دلیل همسایه بودن با تمامی مناطق، با همه آنها حرارت تبادل می کند. برای محاسبه انتقال حرارت هدایتی از قانون فوریه، معادله (۷)، استفاده شده است. به دلیل وجود جریان مغشوش در داخل استوانه از ضریب حرارتی هدایت اغتشاشی برای محاسبه نرخ انتقال حرارت هدایتی استفاده شده است. روش به کار برده شده برای محاسبه ضریب حرارتی هدایت اغتشاشی، روش ارائه شده یانگ و مارتین [۱۵] است که پیش از این کومینوس برای محاسبه ضریب انتقال حرارت هدایتی مغشوش استفاده کرد [۱۴ و ۱۳].

بخش دیگر انتقال حرارت، انتقال حرارت جابه جایی است که بین منطقه لایه مرزی و دیواره استوانه، بستار و تاج سمبه صورت می گیرد. معادله (۱۵) معادله استفاده شده برای محاسبه نرخ انتقال حرارت جابه جایی بین دو ناحیه مورد نظر را نشان می دهد. معادله مورد استفاده در واقع با استفاده از خطی سازی معادله (۸) به دست آمده است. ضریب هدایت حرارتی مورد استفاده در این معادله به دلیل اینکه جریان در نواحی نزدیک به دیواره معمولاً آرام است و اغتشاشی در آن دیده نمی شود، ضریب هدایت حرارتی آرام است [۱۶].

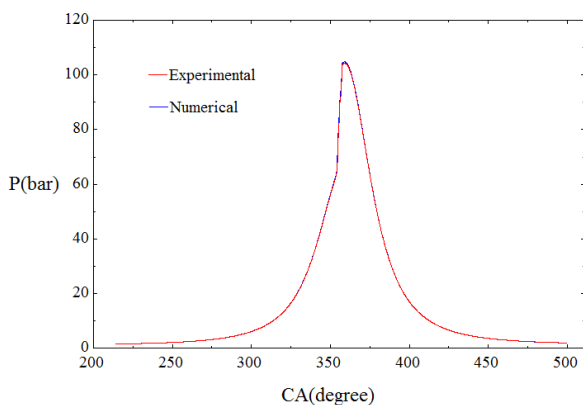
$$\frac{dQ_{BL,conv}}{dt} = \frac{\pi k_{lam,BL} D^2 (T_w - T_{BL})}{dt} + \frac{t_{BL,a}}{2\pi k_{lam,BL} \left(\frac{4V_{tot}}{\pi D^2} - 2t_{BL,a}\right) D (T_w - T_{BL})} \quad (15)$$

۲-۴) انتقال جرم

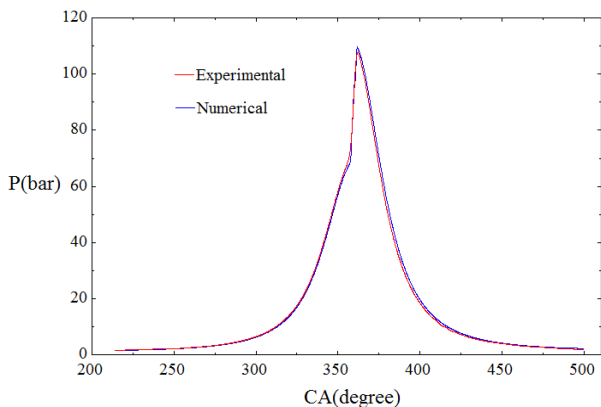
در شبیه سازی مورد نظر انتقال جرم بین مناطق مختلف در نظر گرفته شده است. زیرا پس از حل معادله قانون اول ترمودینامیک و محاسبه دمای جدید هرمنطقه و فشار جدید داخل استوانه، دو طرف موجود در معادله حالت، مساوی نیست و درواقع معادله حالت ارضا نخواهد شد. برای حل این مشکل، باید جرم جدید هر منطقه طوری محاسبه گردد که علاوه بر ارضای معادله حالت برای تمامی مناطق، بقاء کل جرم داخل استوانه نیز ارضا گردد. کوچک بودن جرم جدید داخل هر منطقه از جرم قبلی آن نشان دهنده خارج شدن جرم از آن منطقه و ورود آن به مناطق همسایه است. در حالی که بزرگتر بودن جرم هر منطقه به معنای خارج شدن جرم از مناطق همسایه و ورود آن به



شکل ۳: منحنی فشار نمونه ۲



شکل ۴: منحنی فشار نمونه ۳



شکل ۵: منحنی فشار نمونه ۴

با دقت در شکل های ۲-۵ مشخص می گردد که شبیه سازی دارای دقت قابل قبولی در پیش بینی فشار داخل استوانه است. مرحله تراکم، زمان شروع احتراق، مدت زمان احتراق و بیشینه فشار با دقت مطلوبی پیش بینی شده اند. جدول ۳ مقادیر به دست آمده برای آلاینده ها را با استفاده از روش تجربی و جدول ۴ با استفاده از شبیه سازی برای نمونه های مورد نظر نشان می دهند.

مورد استفاده را برای صحت سنجی شبیه سازی نشان می دهد. همان طور که از داده های جدول نیز مشخص است نمونه ها از بازه وسیعی از غنا (نسبت هم ارزی)، درصد EGR، دور موتور و نسبت تراکم انتخاب شده اند.

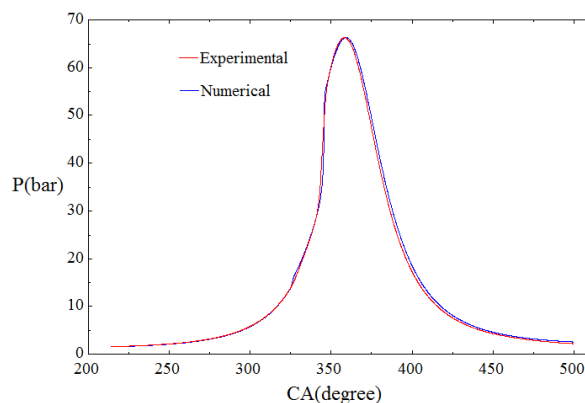
جدول ۱: ویژگی های موتور مورد استفاده در آزمایش ها

Waukesha	شبیه سازی موتور
۶۱۲	حجم جابه جایی (cm ³)
۸,۲۵	قطر استوانه (cm)
۱۱,۴	طول پیمایش سمبه (cm)
۲۴	طول دسته سمبه (cm)
۱۰	IVO (aTDC)
۲۱۴	IVC (aTDC)
۵۰۰	EVO (aTDC)
۱۵	EVC (aTDC)

جدول ۲: ویژگی نمونه ها برای صحت سنجی شبیه سازی

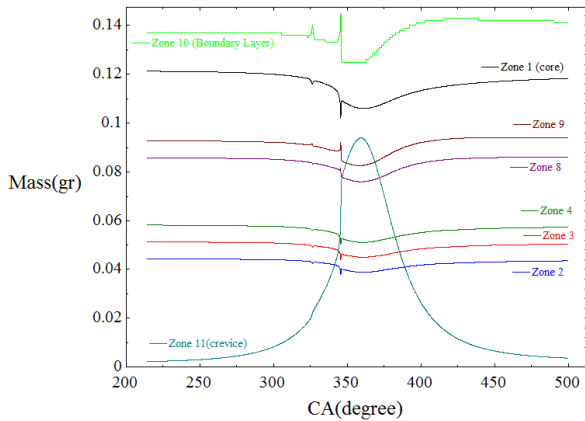
نمونه	rpm	%EGR	λ	CR	سوخت
۱	۷۰۰	۰	۳,۸۷	۱۲,۷	هپتان نرمال
۲	۷۰۰	۴۰	۲,۴۶	۱۲,۷	هپتان نرمال
۳	۸۰۰	۴۰	۲,۰۵	۲۱,۵	گاز طبیعی
۴	۸۰۰	۰	۳,۶۳	۲۱,۵	گاز طبیعی

شکل های ۵-۲ فشار نمونه های ۱ تا ۴ را نشان می دهد.

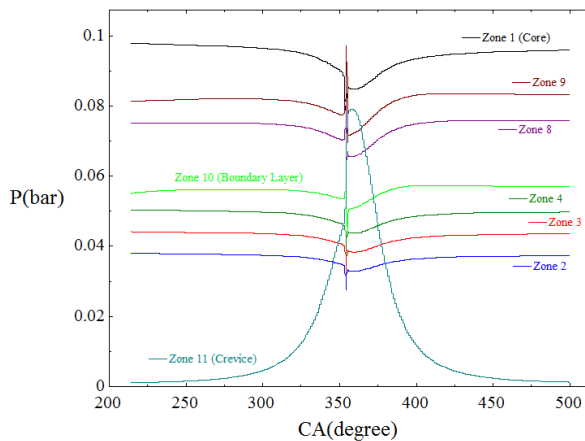


شکل ۲: منحنی فشار نمونه ۱

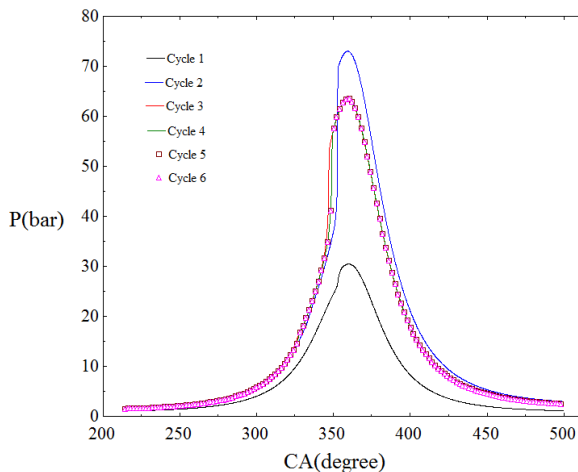
شکل‌های ۸ و ۹ منحنی‌های فشار را تا رسیدن به همگرایی برای نمونه‌های ۲ و ۴ نشان می‌دهد. نمونه ۱ بعد از ۵ بار تکرار، نمونه ۲ بعد از ۶ بار تکرار و نمونه‌های ۳ و ۴ بعد از ۴ بار تکرار همگرا شده‌اند. قابل توجه است که فشار و دمای ترکیبات داخل استوانه سریعتر از جرم گونه‌های مختلف به همگرایی رسیده‌اند.



شکل ۶: توزیع جرم در مناطق مختلف برای نمونه ۱



شکل ۷: توزیع جرم در مناطق مختلف برای نمونه ۳



شکل ۸: منحنی فشار در تکرارهای مختلف برای نمونه ۲

جدول ۳: آلاینده‌های خروجی از موتور، به دست آمده از روش تجربی

نمونه	CO(%)	CO ₂ (%)	UHC(ppm)	Nox(ppm)
۱	۰,۰۷۳	۳,۷۱	۹۹۵	۰,۱۱
۲	۰,۱۴۹	۶,۳۳	۱۷۰۵	۰,۵۷
۳	۰,۰۵۶	۶,۱	۴۵۷۵	۸,۸۶
۴	۰,۰۷۳۵	۳,۴۵	۳۹۱۹	۰,۴

جدول ۴: آلاینده‌های خروجی از موتور، به دست آمده از روش عددی

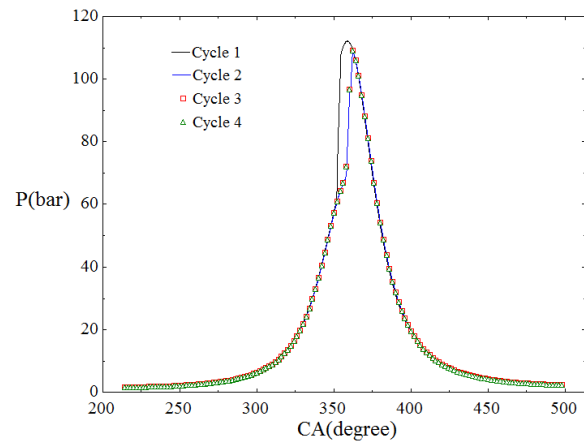
نمونه	CO(%)	CO ₂ (%)	UHC(ppm)	Nox(ppm)
۱	۰,۰۷۳	۳,۷۱	۸۶۷	۰,۱۴
۲	۰,۱۴۸	۶,۳۲	۱۵۷۳	۰,۷۲
۳	۰,۰۵۷	۶,۱	۴۴۹۶	۹,۳۱
۴	۰,۰۷۲۸	۳,۴۶	۳۸۸۹	۰,۶

با مقایسه داده‌های جداول ۳ و ۴ مشخص می‌گردد که شبیه‌سازی دقت مطلوبی در پیش‌بینی مقادیر CO و CO₂ خروجی از موتور دارد. اما مقادیر پیش‌بینی شده برای NOx و UHC در مقایسه با مقادیر تجربی اندکی خطا دارد. البته با توجه به اینکه مقادیر محاسبه شده برای دو آلاینده قبل در مقیاس ppm بیان شده است می‌توان ادعا نمود که خطاهای موجود قابل صرف‌نظر اند. دلیل پیش‌بینی مطلوب آلاینده‌ها، استفاده از شبیه‌سازی مطلوب و مناسب برای انتقال جرم است. در انتقال جرم به کار رفته، در حین فرایندهای تراکم و احتراق، ترکیب سوخت و هوا از تمامی مناطق به منطقه لایه مرزی و از آنجا به درزها وارد می‌شود. با توجه به خنک بودن دما در درزها، ترکیب سوخت و هوای موجود در آن فرایند احتراق را طی نمی‌کند. همین جرم نسوخته در حین فرایند انبساط از درزها خارج شده است و به مناطق دیگر وارد می‌شود که با توجه به خنک بودن دما و فشار ترکیبات داخل استوانه، یا دچار احتراق ناقص می‌گردد و یا اصلاً نمی‌سوزد. بنابراین باعث می‌شود که مقادیر قابل توجهی CO و UHC در خروجی موتور وجود داشته باشد. با توجه به اینکه اتفاق مشابهی نیز در موتورهای واقعی صورت می‌گیرد، شبیه‌سازی می‌تواند مقادیر این آلاینده‌ها را با دقت مطلوبی پیش‌بینی نماید. بیشینه خطای شبیه‌سازی در پیش‌بینی CO برابر با ۱,۷۸٪ و در پیش‌بینی UHC برابر با ۱۲,۸۶٪ است. شکل‌های ۶ و ۷ تغییرات جرمی مناطق مختلف را نشان می‌دهد. ورود و خروج جرم از منطقه درزها کاملاً مشخص است. در داده‌های ارائه شده تعداد مناطق شبیه‌سازی، ۱۱ عدد است که در این شکل‌ها به دلیل افزایش وضوح از قرار دادن جرم سه عدد از نواحی میانی صرف‌نظر شده است. مشخص است که تغییرات جرمی در نواحی مذکور مشابه با تغییرات جرمی ناحیه‌های ۲-۴ و ۸ و ۹ است.

R_u	ثابت جهانی گازها، J/molK
T	دما، K
t	زمان، s
$thick$	ضخامت، m
U	انرژی داخلی، J
u	انرژی داخلی واحد جرم، J/kg
V	حجم، m^3
W	کار، J
x	فاصله خطی، m
Y	نسبت جرمی هر گونه
علائم یونانی	
γ	ضریب اتمیسیته گاز
ρ	چگالی، kg/m^3
ω	سرعت تولید هر گونه در هر واکنش mol/m^3s
زیرنویس‌ها	
a	در راستای محور
d	کمینه
i	منطقه
k	گونه
r	در راستای شعاع
u	بیشینه

References

- [1] F. Zhao, T.N. Asmus, D.N. Assanis, J.E. Dec, J.A. Eng, P.M. Najt, Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines, SAE International, 2003
- [2] W.A. Abdelghaffar, NOx formation inside HCCI engines, American Journal of Scientific and Industrial Research, Vol. 1, pp. 293-302, 2010
- [3] M.Y. Au, J.W. Girard, R. Dibble, D. Flowers, S.M. Aceves, J.M. Frias, R. Smith, C. Seibel, U. Maas, 1.9-liter four-cylinder HCCI engine operation with exhaust gas recirculation, SAE International, Paper No. 2001-01-1894, 2001
- [4] M.H. Askari, S.M. Hoseinalipour, S.A. Jazayeri, Effect of hydrogen addition to natural gas on homogeneous charge compression ignition combustion engines performance and emissions using a thermodynamic simulation, International Journal of Automotive Engineering, Vol. 1, pp. 105-114, 2011
- [5] G. Kontarakis, N. Collings, T. Ma, Demonstration of HCCI using a single cylinder four-stroke SI engine with modified valve timing, SAE International, Paper No. 2000-01-2870, 2000
- [6] J. Kusaka, T. Yamamoto, Y. Daisho. Simulating the homogeneous charge compression ignition process using a detailed kinetics model for n-heptane mixture, International Journal of Engine Researches, Vol. 1, pp. 281-289, 2000



شکل ۹: منحنی فشار در تکرارهای مختلف برای نمونه ۴

با توجه به حالت‌های مطرح شده در این مقاله و سایر نمونه‌ها می‌توان چنین بیان نمود که به طور کلی نمونه‌های متان سریعتر از نمونه‌های هپتان همگرا شده‌اند.

۴) نتیجه گیری

در مطالعه حاضر تلاش شده است تا شبیه‌سازی چند منطقه ای برای شبیه‌سازی عملکرد موتورهای HCCI ارائه شود. شبیه‌سازی ارائه شده دارای چهار نوع منطقه شامل هسته، مناطق میانی، لایه مرزی و درزها است. انتقال جرم و حرارت بین مناطق مختلف در نظر شده است. انتقال حرارت جابه جایی بین منطقه لایه مرزی حرارتی و دیواره‌های محفظه احتراق نیز منظور شده است. نتایج نشان می‌دهد که شبیه‌سازی دقت مطلوبی را در پیش بینی فشار داخل استوانه و مقادیر آلاینده‌های خروجی از موتور داراست. بیشینه خطای شبیه‌سازی در پیش بینی CO برابر با ۱,۷۸٪ و در پیش بینی UHC برابر با ۱۲,۸۶٪ است.

فهرست علائم

A	مساحت، m^2
C_v	گرمای ویژه در فشار ثابت، J/kgK
C_D	ضریب تخلیه
D	قطر سمبه، m
h	آنتالپی، J/kg
k	ضریب هدایت حرارتی J/msK
l	طول هر استوانه، m
m	جرم، kg
MW	جرم مولکولی هر گونه
n_z	تعداد مناطق
P	فشار داخل استوانه، Pa
Q	حرارت، J

- [14] N.P. Komninos, Assessing the effect of mass transfer on the formation of HC and CO emissions in HCCI engines, using a multi-zone model, *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, pp. 1192-1201, 2009
- [15] P. Kongsereparp, M.D. Checkel, Novel method of setting initial conditions for multi-zone HCCI combustion modeling, SAE International, Paper No. 2007-01-0674, 2007
- [16] A.V. Boiko, G.R. Grek, A.V. Dovgal, V.V. Kozlov, *The origin of turbulence in near-wall flows*, Springer, 2002
- [17] J.B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw Hill Inc., 1998
- [18] V. I. Golovitchev, K. Atarashiya, K. Tanaka, S. Yamada, Towards universal EDC-based combustion model for compression ignited engine simulation, SAE International, Paper No. 2003-01-1849, 2003
- [19] M. Frenklach, H. Wang, M. Goldenberg, G.P. Smith, D.M. Golden, C.T. Bowman, R.K. Hanson, W.C. Gardiner, V. Lissianski, GRI-Mech - An optimized detailed chemical reaction mechanism for methane combustion, GRI Topical Report, 1995
- [7] D. Jun, K. Ishii, N. Iida, Combustion analysis of natural gas in four stroke HCCI engine using experiment and elementary reactions calculation, SAE International, Paper No. 2003-01-1089, 2003
- [8] Y. Yamasaki, N. Iida, Numerical analysis of auto ignition and combustion of n-butane and air mixture in the homogeneous charge compression ignition engine by using elementary reactions, SAE International, Paper No. 2003-01-1090, 2003
- [9] J. Zheng, D.L. Miller, N.P. Cernansky, A global reaction model for the HCCI combustion process, SAE International, Paper No. 2004-01-2950, 2004
- [10] J.E. Dec, M. Sjoberg, A parametric study of HCCI combustion - the sources of emissions at low loads and the effects of GDI fuel injection, SAE International, Paper No. 2003-01-0752, 2003
- [11] S.B. Fiveland, D.N. Assanis, Development of a two-zone HCCI combustion model accounting for boundary layer effects, SAE International, Paper No. 2001-01-1028, 2001
- [12] S.B. Fiveland, D.N. Assanis, Development and validation of a quasi-dimensional model for HCCI engine performance and emissions studies under turbocharged conditions, SAE International, Paper No. 2002-01-1757, 2002
- [13] N.P. Komninos, D.T. Hountalas, D.A. Kouremenos, Description of in-cylinder combustion processes in HCCI engines using a multi-zone model, SAE International, Paper No. 2005-01-0171, 2005



The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineersearch.ir



Modeling of HCCI combustion and emissions using a multi-zone model

E. Neshat Esfahlani¹, R. Khoshbakhti Saray^{2*}

¹Mechanical Engineering Department, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran, e_neshat@sut.ac.ir

²Mechanical Engineering Department, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran, khoshbakhti@sut.ac.ir

*Corresponding Author, Phone Number: +98-411-3459476

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 18 February 2014

Accepted: 16 March 2014

Keywords:

HCCI engine

Multi-zone model

Chemical kinetics mechanism

Mass transfer

Heat transfer

ABSTRACT

The main purpose of this paper is the development of a multi-zone model for the prediction of combustion, performance and emissions characteristics of HCCI engines. The developed model contained four various zones that included the core zone, the boundary layer zone, outer zones, which were between the core and the boundary layer, and the crevice zone. The core zone was the innermost zone and the boundary layer was the nearest zone to the wall. The volume of the crevice zone was constant and equaled to 3% of the volume of TDC, but the volume of other zones changed by the time. There was the conductive heat transfer between neighborhood zones. The mass transfer was considered between zones, too. There was the convective heat transfer between boundary layer gases and combustion chamber walls. Suitable chemical kinetics mechanisms were used for the accurate combustion simulation. To calculate the in-cylinder temperature, the pressure and the composition at intake valve closing, a single-zone model was used for the simulation of the gas exchange process. The model was validated using experimental data of the HCCI combustion of n-heptane and methane fuels. Results showed that the model can predict HCCI combustion, performance and emissions characteristics, accurately. The maximum error of model results for the CO prediction was equal to 1.7% and for the UHC prediction was equal to 12.86%.

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