

تحلیل عددی اثر گاز سنتزی بر احتراق گاز طبیعی در یک موتور اشتعال تراکمی همگن

مصطفی رمضان نژاد^۱، روزبه شفقت^۲، مصطفی محبی^۳ و امید جهانیان^۴

۱- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، mustafa10ramzi@gmail.com

۲- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل (نویسنده مخاطب)، rshafaghat@nit.ac.ir

۳- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، ship_design@yahoo.com

۴- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، jahanian@nit.ac.ir

(دریافت: ۱۳۹۴/۱/۲، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۴/۷/۳، پذیرش: ۹۴/۷/۲۸)

چکیده - موتورهای اشتعال تراکمی همگن، با قابلیت تولید اندک آلاینده‌های NOx و دوده و انعطاف‌پذیری بالا در استفاده از سوخت‌های گوناگون، جایگزین بسیار مناسبی برای موتورهای دیزلی مرسوم‌اند. چالش اصلی در این موتورها کنترل زمان‌بندی احتراق خودبه‌خودی است. از طرفی، گاز طبیعی، به‌عنوان سوختی پاک، همواره مورد توجه محققان بوده است و آزمایش‌های بسیاری هم در کارهای عددی و هم در کارهای آزمایشگاهی بر روی آن انجام شده است. این سوخت، به‌دلیل عدد اکتان بالای آن و میل کمی که به احتراق خودبه‌خودی دارد، نیازمند افزودن ترکیبات کمکی جهت بهبود زمان‌بندی مناسب احتراق است. در این تحقیق، با استفاده از مدل ترمودینامیکی چندناحیه‌ای و با در نظر گرفتن توزیع چگالی احتمال برای چینه‌بندی شرایط اولیه دمایی و گازهای باقی‌مانده، تأثیر افزودن گاز سنتزی (75%H₂-25%CO) بر احتراق گاز طبیعی در موتور تجربی CFR مورد بحث و بررسی قرار گرفته است. عوامل تأثیرگذار بر زمان آغاز احتراق، توان و بازده موتور و میزان آلاینده‌های خروجی مورد ارزیابی و مقایسه قرار گرفته‌اند. نتایج نشان می‌دهند که افزودن گازهای سنتزی می‌تواند گزینه بسیار مناسبی جهت زمان‌بندی احتراق باشد. افزودن گازهای سنتزی به مخلوط ورودی، ضمن اثرات ناچیز بر توان تولیدی و IMEP، سبب پیش‌رسی در احتراق و نیز بالاتر رفتن نرخ آزادسازی حرارت می‌شود که با افزایش نرخ آزادسازی حرارت و بیشینه دما، بازده حرارتی کاهش یافته و تولید NOx افزایش می‌یابد.

کلیدواژه‌گان: موتورهای اشتعال تراکمی همگن، مدل ترمودینامیکی چندناحیه‌ای، گاز طبیعی، چینه‌بندی دما، گازهای سنتزی

مقدمه

موتورهای اشتعال تراکمی همگن با این حقیقت توصیف می‌شوند که سوخت و هوا پیش از شروع احتراق به‌صورت پیش‌مخلوط وارد محفظه سیلندر می‌شوند و احتراق خودبه‌خودی نتیجه افزایش فشار و دما در مرحله تراکم است. عملکرد این موتورها، ترکیبی از عملکرد موتورهای اشتعال جرقه‌ای SI و اشتعال تراکمی CI است. مشابه با موتورهای SI مخلوط سوخت و هوا وارد محفظه احتراق شده و در مرحله تراکم، مشابه با موتورهای CI، بدون استفاده از هرگونه سیستم جرقه‌زنی و به‌صورت خودبه‌خودی مشتعل می‌شود [۱]. مزیت این موتور، نسبت به موتورهای دیزل مرسوم، احتراق همگن در داخل محفظه احتراق است. در موتورهای دیزل مرسوم، به‌واسطه اشتعال نقطه‌ای، بیشینه دمای احتراق بسیار بالاست؛ در نتیجه سبب تولید مقادیر بالایی از آلاینده‌های NOx و دوده می‌شود. از سوی دیگر، بیشینه دمای پایین‌تر موتورهای HCCI خود نیز می‌تواند مشکلاتی نظیر کارکرد ضعیف موتور در بار کم، راه‌اندازی موتور در حالت سرد و افزایش آلاینده‌هایی نظیر مونواکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته را در پی داشته باشد.

نبود سیستم جرقه‌زنی در این موتورها سبب شده است که فرآیند احتراق وابستگی فراوانی به خواص ترمودینامیکی و شیمیایی مخلوط سوخت و هوا داشته باشد. از این رو پارامترهای بسیاری نظیر نوع سوخت، ترکیب شیمیایی سوخت، دما و فشار ورودی، توزیع اولیه دما و نسبت هم‌ارزی در نواحی مختلف سیلندر، مشخصات هندسی موتور و استفاده از گازهای بازخوران و گازهای سنتزی می‌توانند زمان آغاز احتراق را کنترل کنند. در نتیجه آزمایش‌های تجربی بسیاری برای دستیابی به راندمان بهینه در مقایسه با تولید آلاینده‌ها و معایب کارکردی این موتورها انجام شده و هنوز هم در حال اجرا است.

احتراق HCCI در ابتدا به‌عنوان روشی جایگزین برای موتورهای دوزمانه مطرح شد. اولین مطالعات بر روی این نوع از احتراق توسط اونیشی و همکاران در سال ۱۹۷۹ انجام شد [۲]. این نوع جدید از احتراق، که کاملاً برای موتورهای پیستونی مورد قبول واقع شد، احتراق ترمواتمسفیری فعال نام‌گذاری شد که به جایگزینی مناسب برای موتورهای دیزل و جرقه‌ای تبدیل شد. از معایب موتورهای دوزمانه می‌توان به مقادیر بالای آلاینده‌گی آن در بارهای پایین و نسبتاً اندک و اثرات کوبش آن در سرعت‌های پایین اشاره کرد. بنابراین، اونیشی و همکاران، با به‌کار گرفتن حالتی از احتراق، با استناد به میزان بالای یکنواختی و افزایش دمای اولیه مخلوط، این نقایص را تبدیل به نقاط قوت کردند. با ایجاد این شرایط، که منجر به اشتعال خودبه‌خودی مخلوط می‌شود، آنان توانستند به کاهش چشم‌گیری در مقادیر آلودگی و بهبود مؤثری در ارزش اقتصادی سوخت دست یابند. اندکی پس از ارائه اونیشی، این روند احتراق توسط شرکت تویوتا [۳] نشان داده شد. نتایج نشان داد که عملکرد موتور HCCI برای موتور دوزمانه در بار جزئی بسیار مناسب است. فرآیند احتراق بسیار هموار و میزان مصرف سوخت و تولید آلودگی بسیار پایین است. در سال ۱۹۸۳، اولین موتور چهارزمانه HCCI آزمایش شد [۴]. آزمایش‌هایی که بر روی این موتور انجام شد، شامل مخلوطی از سوخت‌های آروماتیک و پارافینی در محدوده‌ای از سرعت موتور و غنای سوخت متفاوت بود. نتایج نشان داد که احتراق HCCI، در صورتی که تأثیر اثرات فیزیکی نظیر اختلاط و اغتشاش ناچیز فرض شود، به‌طور عمده به‌وسیله سینتیک شیمیایی کنترل می‌شود. آزمایش اخیر در سال ۱۹۸۹ توسعه پیدا کرد [۵]. آزمایش‌های جدیدی بر روی موتور با استفاده از حالت SI مرسوم در بارهای بالا و HCCI در بارهای جزئی انجام شد. کارایی موتور HCCI با مخلوط کامل سوخت دیزل و بنزین با درصدهای متفاوتی از EGR و نسبت هم‌ارزی آزمایش شد. آزمایش‌ها نشان دادند که برای استفاده از سوخت دیزل نسبت تراکم پایین ضروری است [۶]. در غیر این صورت، در مرحله تراکم، خوداشتعالی بسیار زودتر از حد معمول اتفاق می‌افتد. همچنین، نتایج نشان داد که سوخت دیزل در احتراق HCCI کارکرد مناسبی با درصدهای EGR در محدوده ۰ تا ۵۰ درصد از خود نشان می‌دهد. در سال ۱۹۹۲، برای اولین بار، فرآیند احتراق HCCI بر روی یک موتور فولکس‌واگن اجرا و پیاده‌سازی شد [۷] که بازده بار جزئی اندازه‌گیری شده از ۱۴ درصد تا ۳۴ درصد متغیر بوده است. در سال ۱۹۹۴، آزمایش‌های جدید با سوخت متانول شرایط بسیار پایداری برای یک موتور دوزمانه HCCI فراهم کرد [۸]. استفاده از سوخت‌های ترکیبی و جایگزین راهکار بسیار مناسبی برای این نوع از موتورها به‌شمار می‌رود که منجر به آزمایش‌های نظری و تجربی وسیعی در این زمینه شده است.

سوخت ترکیبی در احتراق تراکمی همگن

استفاده از سوخت‌های هیدروکربنی متفاوت برای دست‌یابی به یک احتراق بهینه و مناسب، امری مهم در کنترل زمان شروع احتراق HCCI به‌شمار می‌رود. تحقیقات بسیاری تاکنون هم در حوزه عددی و هم در حوزه آزمایشگاهی انجام شده است. این مطالعات را می‌توان به دو گروه عمده هیدروکربن‌ها با تغییر عدد اکتان و افزودن گازهای سنتزی دسته‌بندی کرد. یاپ و همکاران [۹] در کاری تجربی، در سال ۲۰۰۴، اثرات افزودن هیدروژن بر زمان‌بندی احتراق گاز طبیعی را بررسی کردند. آن‌ها پی بردند که احتراق گاز طبیعی نیاز به نسبت تراکم و دمای ورودی بالایی دارد و افزودن هیدروژن به مخلوط ورودی می‌تواند نیاز به پیش‌گرمکنی را رفع کند. حسینی و همکاران در سال ۲۰۰۸ [۱۰]، با تغییرات درصد هیدروژن در گاز سنتزی، پایش زمان‌بندی احتراق و میزان تولید آلاینده NOx احتراق گاز طبیعی را اندازه‌گیری کردند. نتایج ایشان نشان

داد که تغییر درصد حجمی هیدروژن نسبت به مونواکسیدکربن در گاز سنتزی تأثیر بیشتری در زمان بندی احتراق و افزایش نرخ انتشار حرارت دارد. الکلای و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۰۸ با استفاده از مدل صفربعدی ترمودینامیکی نشان دادند که افزودن درصد کمی از هیدروژن به گاز طبیعی می‌تواند موجب پیش‌رسی در خوداشتعالی شود. عسکری و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۱۱ تأثیر افزودن هیدروژن به گاز طبیعی را با بهره‌گیری از یک مدل ترمودینامیکی تک‌ناحیه‌ای مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان داد که با افزایش مقدار هیدروژن در مخلوط ورودی میزان تولید آلاینده‌های شامل کربن نظیر CO، CO₂ و هیدروکربن‌های نسوخته کاهش می‌یابد. وشتانی و همکاران [۱۳] در سال ۲۰۱۴ اثر افزودن گازهای سنتزی بر پایش زمان بندی احتراق گاز طبیعی را با استفاده از یک مدل تک‌ناحیه‌ای و با مشخصه‌های موتور واشوکا^۱ ارزیابی کردند. نتایج کار ایشان همچنین شامل بررسی تغییر درصد ترکیب هیدروژن و مونواکسیدکربن بر زمان آغاز احتراق نیز می‌شود.

دلیل اصلی افزودن گاز سنتزی، پیش‌انداختن زمان خوداشتعالی است که در نتیجه آن موجب جلوگیری از احتراق ناقص در نسبت‌های هم‌ارزی پایین شده و سبب بهبود عملکرد موتور و کاهش هیدروکربن‌های نسوخته و مونواکسید کربن در گاز خروجی می‌شود. افزودن گاز سنتزی به گاز طبیعی به‌علت پیش‌انداختن زمان شروع احتراق نیاز به گرمایش اولیه در موتور را کاهش داده و به دلیل ثابت ماندن بیشینه فشار، استهلاک قطعات موتور را کاهش می‌دهد.

ارائه مدلی مناسب جهت پیش‌بینی شرایط اولیه دمایی و توزیع جرمی گازهای باقی‌مانده (EGR داخلی) از چرخه قبل در زمان بسته‌شدن سوپاپ ورودی نقش بسزایی در محاسبه صحیح مقادیر آلاینده‌های خروجی دارد. هدف از این مقاله، تحقیق بر روی اثر افزودن گازهای سنتزی با بهره‌گیری از گاز طبیعی به‌عنوان سوخت پایه بر زمان بندی احتراق، راندمان حرارتی، میزان تولید آلاینده‌ها و سایر پارامترهای ترمودینامیکی مورد بحث و بررسی است.

شبیه‌سازی فرآیند ترمودینامیکی

شبیه‌سازی فرآیند احتراق تراکمی همگن به کمک مدل صفربعدی ترمودینامیکی انجام شده است. با توجه به ضعف مدل تک‌ناحیه‌ای در پیش‌بینی صحیح بیشینه فشار و میزان تولید آلاینده‌ها، در کار حاضر، از مدل چندناحیه‌ای استفاده شده است. این مدل با تقسیم محفظه احتراق به تعدادی نواحی و با همگن فرض کردن دما و نسبت هم‌ارزی در هر ناحیه، به‌خوبی قادر خواهد بود رفتار فرآیند احتراق را پیش‌بینی کند. برای تعیین زمان آغاز احتراق از مدل تک‌ناحیه‌ای استفاده شده است. مدل تک‌ناحیه‌ای، به‌دلیل یکنواخت فرض کردن خواص در کل محفظه احتراق، به‌درستی قادر به شبیه‌سازی دقیق در مرحله احتراق نیست.

ناحیه بندی محفظه احتراق

ناحیه بندی محفظه احتراق در شکل ۱ نشان داده شده است. در این ناحیه بندی، محفظه احتراق به تعداد لایه‌های مشخصی تقسیم بندی می‌شود. هر لایه به چهار ناحیه تقسیم می‌شود که به همراه هسته داخلی استوانه تعداد کل نواحی را در محفظه احتراق تشکیل می‌دهد (رابطه ۱).

$$N_z = 3 \times N_{lay} + 1 \quad (1)$$

این شیوه ناحیه بندی محفظه احتراق، علاوه بر در نظر گرفتن توزیع ناهمگنی دما و سوخت نسبت به دیواره‌ها، توزیع قابل قبولی را برای قسمت فوقانی (سرسیلندر) و قسمت تحتانی (تاج پیستون) نیز ارائه می‌دهد که در نتیجه دارای دقت مطلوبی نسبت به سایر روش‌های ناحیه بندی محفظه احتراق است.

در این مقاله، برای شبیه‌سازی چندناحیه‌ای، محفظه احتراق به ۴ لایه (۱۳ ناحیه) تقسیم بندی شده است که هم از نظر دقت حل و هم از نظر زمان محاسباتی، نتایج مطلوبی را نشان داده است.

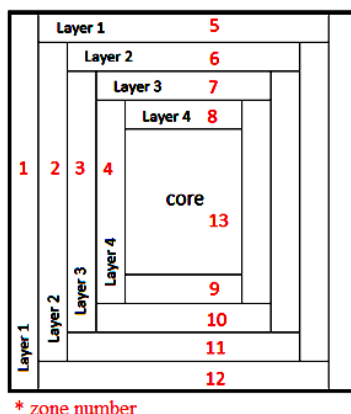


Figure 1- Zone configuration in multi-zone model

شکل ۱- ناحیه بندی محفظه احتراق در مدل چندناحیه ای

معادلات حاکم بر مدل چندناحیه ای

معادلات حاکم بر مدل چندناحیه ای، با توجه به یکسان فرض کردن فشار در تمام نواحی، استخراج می شود. این فرض بدین معنی است که در تمامی نواحی، تعادل ترمودینامیکی برقرار است. این معادلات شامل معادله تغییرات حجم هر ناحیه، تغییر فشار، تغییر دما، معادله تغییر گونه های شیمیایی و بقای جرم کل سیلندر است.

معادله فشار سیلندر

معادله فشار سیلندر با مشتق گیری از معادله گاز ایدئال حاصل می شود [۱۴]:

$$PV_{cyl} = \sum_{k=1}^{N_z} m_k R_k T_k \quad (2)$$

$$\frac{dP}{dt} = \frac{1}{V_{cyl}} \times \sum_{k=1}^{N_z} \left(m_k T_k \frac{dR_k}{dt} + m_k R_k \frac{dT_k}{dt} \right) - \frac{1}{V_{cyl}^2} \times \frac{dV_{cyl}}{dt} \times \sum_{k=1}^{N_z} m_k R_k T_k \quad (3)$$

معادله حجم سیلندر

حجم ترمودینامیکی هر ناحیه با رابطه زیر تعیین می شود:

$$\frac{V_k}{m_k R_k T_k} = \frac{V_{cyl}}{\sum_{k=1}^{N_{zone}} m_k R_k T_k} \quad (4)$$

در معادله (۴) زیروند k شماره هر ناحیه است. V_{cyl} نیز حجم کل سیلندر است که با رابطه (۵) بیان می شود:

$$V_{cyl} = V_c \left[1 + \frac{1}{2} (r_c - 1) (R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}}) \right] \quad (5)$$

$$\frac{dV_{cyl}}{dt} = V_c \left[\frac{1}{2} (r_c - 1) \left(\sin \theta \frac{d\theta}{dt} - \frac{1}{2} (R^2 - \sin^2 \theta)^{-\frac{1}{2}} (-\sin 2\theta) \frac{d\theta}{dt} \right) \right] \quad (6)$$

$$\frac{dV_k}{dt} = \frac{m_k}{P} \left[\frac{R_k T_k}{V_{cyl}} \times \frac{dV_{cyl}}{dt} + R_k \frac{dT_k}{dt} + T_k \frac{dR_k}{dt} - \frac{R_k T_k}{\sum_{k=1}^{N_z} m_k R_k T_k} \sum_{k=1}^{N_z} \left(m_k T_k \frac{dR_k}{dt} + m_k R_k \frac{dT_k}{dt} \right) \right] \quad (7)$$

معادله ی بقای گونه‌ها

این معادله که براساس سینتیک شیمیایی گونه‌ها توصیف شده، در حقیقت عبارت از نرخ تغییر کسر جرمی هر گونه است.

$$\frac{dY_{k,i}}{dt} = \frac{\dot{a}_{k,i} \times W_i}{\rho_k} \quad (8)$$

معادله ی بقای انرژی

از قانون اول ترمودینامیک (معادله بقای انرژی)، که بیان گر رابطه بین تغییرات انرژی داخلی با انتقال حرارت به دیواره و کار انجام شده توسط سیستم است، برای مدل کردن نرخ تغییر دمای مخلوط استفاده می شود.

$$\frac{dU_k}{dt} = \frac{dQ_k}{dt} - P \frac{dV_k}{dt} \quad (9)$$

انرژی داخلی (عبارت اول معادله (۹)) از مجموع انرژی داخلی تمامی گونه‌ها محاسبه می شود:

$$U_k = \sum_{i=1}^{N_{sp}} m_{k,i} u_{k,i} \quad (10)$$

$$\frac{dU_k}{dt} = \sum_{i=1}^{N_{sp}} \left(m_{k,i} \frac{du_{k,i}}{dt} + u_{k,i} \frac{dm_{k,i}}{dt} \right) \quad (11)$$

نرخ تغییر جرم گونه نام، $\frac{dm_{k,i}}{dt}$ ، با رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\frac{dm_{k,i}}{dt} = m_k \times \frac{dY_{k,i}}{dt} \quad (12)$$

با جایگذاری معادله‌های (۷) و (۱۱) در معادله (۹)، شکل نهایی معادله تغییر دما حاصل می شود:

$$-c_p \frac{dT_k}{dt} = -\sum_{i=1}^{N_{sp}} u_{k,i} \frac{dY_{k,i}}{dt} - \frac{R_k T_k}{V_{cyl}} \frac{dV_{cyl}}{dt} - T_k \frac{dR_k}{dt} + \frac{R_k T_k}{\sum_{k=1}^{N_c} m_k R_k T_k} \times \sum_{k=1}^{N_c} \left(m_k T_k \frac{dR_k}{dt} + m_k R_k \frac{dT_k}{dt} \right) + \frac{dQ_k}{dt} \quad (13)$$

معادله بقای جرم سیلندر

با در نظر گرفتن شبیه سازی چرخه بسته و صرف نظر از نشتی استوانه، تغییرات جرم داخل سیلندر ثابت می ماند:

$$\frac{dm_{cyl}}{dt} = 0 \quad (14)$$

در ضمن، انتقال جرم بین نواحی در نظر گرفته نشده؛ بنابراین، جرم هر ناحیه در محفظه احتراق نیز ثابت باقی خواهد ماند. در حالت چرخه باز اثرات آشفته جریانی و اختلاط، فرآیند احتراق را با دقت بیشتری شبیه سازی می کند. بنابراین، برای شبیه سازی هرچه دقیق تر در حالت چرخه بسته، تعیین شرایط اولیه توزیع دمایی و جرم مخلوط در نواحی مختلف سیلندر از اهمیت بسزایی برخوردار است. در کار حاضر، برای تعیین شرایط اولیه، از تابع توزیع احتمال استفاده شده است.

معادله انتقال حرارت

انتقال حرارت در مدل چندناحیه ای شامل مجموع انتقال حرارت (۱) جابه جایی به دیواره‌ها، (۲) تشعشع از نواحی به دیواره‌ها و (۳) هدایت بین مرز نواحی است (شکل ۲). برای محاسبه انتقال حرارت جابه جایی و تشعشع از رابطه اصلاح شده وشنی^۱ استفاده می شود:

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} A (T_{lz} - T_{wall}) \quad (15)$$

$$h_{conv} = 0.00326 B^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.53} \times \left(2.28 S_p + 0.00324 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_{mot}) \right) \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{rad,k} = \varepsilon \sigma (T_k^4 - T_{wall}^4) \quad (17)$$

برای انتقال حرارت هدایت در مرز نواحی از معادله زیر استفاده می شود:

$$\dot{Q}_{cond,k} = A_{k,i} \frac{T_i - T_k}{\left(\frac{d_i}{\lambda_i} + \frac{d_k}{\lambda_k} \right)} \quad (18)$$

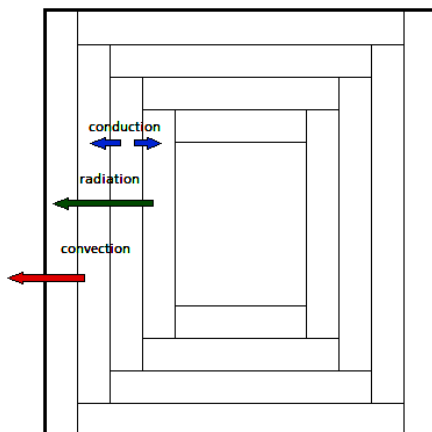


Figure 2- Heat transfer between zones and walls
شکل ۲- انتقال حرارت بین نواحی و دیواره ها

سازوکار سینتیک شیمیایی

برای تعیین غلظت گونه های شیمیایی از سازوکار^۱ سینتیک شیمیایی مفصل 3.0 GRI-mechanism استفاده شده است [۱۵]. در این سازوکار، واکنش های مربوط به آلکان های متان، اتان و پروپان به خوبی شرح داده شده است. این سازوکار شامل ۵۳ گونه و ۳۲۵ معادله واکنش شیمیایی است.

تغییر غلظت گونه های شیمیایی در یک سیستم بسته به واسطه سینتیک شیمیایی است. با در نظر گرفتن شکل کلی معادله واکنش:



شکل کلی واکنش در سازوکار احتراق را می توان به صورت زیر نوشت:

$$\sum_{i=1}^{N_{sp}} \nu'_{i,j} X_i \rightleftharpoons \sum_{i=1}^{N_{sp}} \nu''_{i,j} X_i, \quad j = 1, 2, \dots, N_R \quad (20)$$

در واکنش بالا، نرخ واکنش در هر جهت (رفت و برگشت) متناسب است با حاصل ضرب هر یک از گونه های واکنش دهنده در همان جهت به نمای ضرایب استوکیومتری که برای واکنش مقدماتی نرخ پیشرفت واکنش در جهت رفت به صورت زیر است:

$$RR_f = k_f [A]^a [B]^b \quad (21)$$

در حالت کلی، نرخ تغییر غلظت مولی واکنش در جهت رفت و برگشت برای تمامی گونه های سازوکار عبارت است از:

$$\dot{\omega}_{i,j} = (\nu''_{i,j} - \nu'_{i,j}) \left(k_{f,j} \prod_{i=1}^{N_{sp}} [X_i]^{\nu'_{i,j}} - k_{r,j} \prod_{i=1}^{N_{sp}} [X_i]^{\nu''_{i,j}} \right) \quad (22)$$

1. Mechanism

زمانی که برای پیشرفت واکنش نیاز به جسم سوم باشد، نرخ تولید باید شامل اثرات جسم سوم با افزودن یک ضریب به معادله (۲۱) باشد که در این صورت این معادله عبارت است از:

$$\dot{\omega}_{i,j} = \left(\sum \alpha [x_i] \right) (v'_{i,j} - v''_{i,j}) \times \left(k_{f,j} \prod_{i=1}^{N_{sp}} [x_i]^{v'_{i,j}} - k_{r,j} \prod_{i=1}^{N_{sp}} [x_i]^{v''_{i,j}} \right) \quad (23)$$

چینه بندی دمایی و گازهای باقی مانده محفظه احتراق

مزیت اصلی مدل چندناحیه‌ای نسبت به مدل تک‌ناحیه‌ای، در نظر گرفتن ناهمگنی دما در محفظه احتراق با توجه به مقادیر اولیه دما و فشار ورودی است. تعیین صحیح این ناهمگنی تأثیر بسزایی در شبیه‌سازی واقعی پدیده احتراق دارد. با در نظر گرفتن قانون گازهای ایدئال و معادله حالت برای دمای هر ناحیه:

$$T_k = \frac{PV_k}{m_k R_k}, \quad k = 1, 2, \dots, N_z \quad (24)$$

مشاهده می‌شود که توزیع دما در هر ناحیه وابسته به فشار، حجم، جرم و ثابت گازی متوسط مخلوط هوا و سوخت است. کمیت فشار در تمامی نواحی یکسان و برابر با فشار اولیه است. حجم هر ناحیه با استفاده از تابع توزیع نرمال استاندارد (شکل ۳) حاصل می‌شود. پیکربندی حجم نواحی مختلف در محفظه احتراق در شکل ۴ نشان داده شده است. برای محاسبه ثابت گازی گونه‌های موجود در هر ناحیه از رابطه زیر استفاده می‌شود.

$$R_k = R_{ave} = \sum_{i=1}^{N_{sp}} Y_i R_i \quad (25)$$

جرم مخلوط در هر ناحیه شامل ترکیب سوخت، هوای تازه، گازهای بازخوران، گازهای سنتزی و همچنین گازهای باقی مانده (EGR داخلی) از چرخه قبل است. در حقیقت جرم مخلوط درون سیلندر ترکیبی از مخلوط ورودی و گازهای باقی مانده است.

با در نظر گرفتن اختلاف دمای ورودی و گازهای باقی مانده (خروجی)، محدوده تغییرات دمایی محفظه احتراق به قرار زیر است:

$$\Delta T = \frac{T_{exh} - T_{int}}{dT_{factor}} \quad (26)$$

با استفاده از معادله (۲۵) و تعیین ΔT_k در هر ناحیه به کمک تابع توزیع احتمال و باز نویسی معادله (۲۳)، معادله زیر حاصل می‌شود:

$$\frac{V_k}{m_k} - \frac{V_1}{m_1} = \frac{R_{ave}}{P} (\Delta T_k - \Delta T_1) \quad (27)$$

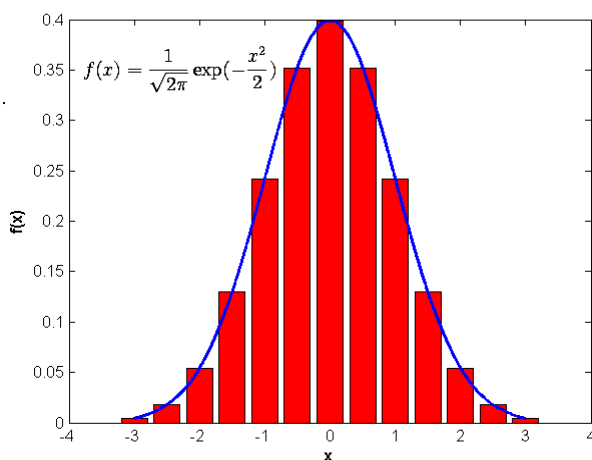


Figure 3- Standard normal distribution function
شکل ۳- تابع توزیع نرمال استاندارد

معادله بالا، اختلاف حجم مخصوص ناحیه k ام را با حجم مخصوص ناحیه اول (ناحیه حلقوی نزدیک دیواره سیلندر) نشان می‌دهد. با استفاده از رابطه بالا و در نظر گرفتن الگوریتم تکرار زیر:

$$m_1^{n+1} = \frac{m_{cyl}}{1 + \sum_{k=2}^{N_z} \frac{V_k}{m_1^n \times \left(\frac{V_k}{m_k} - \frac{V_1}{m_1} \right)} + V_1} \quad (28)$$

$$|m_1^{n+1} - m_1^n| < \varepsilon$$

جرم مخلوط در ناحیه اول محاسبه می‌شود. جرم سایر نواحی نیز از رابطه زیر حاصل می‌شود.

$$m_k = \frac{V_k m_1}{m_1 \left(\frac{V_k}{m_k} - \frac{V_1}{m_1} \right) + V_1}, \quad k = 2, 3, \dots, N_z \quad (29)$$

با قراردادن کمیت‌های به دست آمده در معادله (۲۴)، چینه‌بندی دمایی محفظه احتراق در زمان IVC به دست می‌آید.

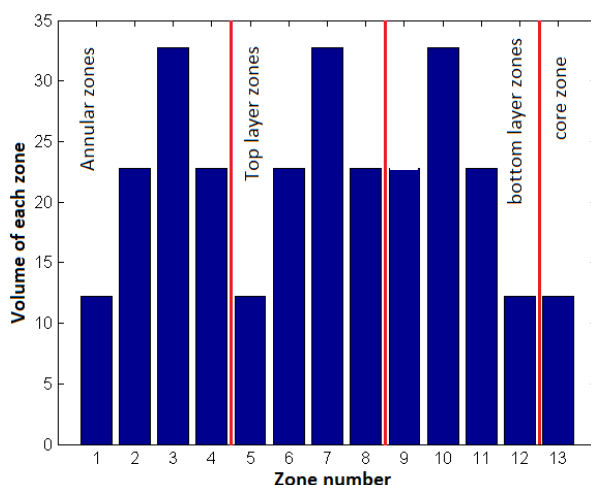


Figure 4- Configuration of volume distribution at IVC
 شکل ۴- پیکربندی توزیع حجم نواحی در زمان IVC

به همین ترتیب، جرم گازهای باقی‌مانده در هر ناحیه نیز همانند چینه‌بندی دمایی با استفاده از توزیع احتمال (شکل ۳) و دانستن کسر جرمی باقی‌مانده و جرم هر ناحیه به دست می‌آید. کسر جرمی باقی‌مانده نیز از رابطه زیر حاصل می‌شود.

$$f_{res} = \frac{m_{EVC}}{m_{IVC}} = \frac{V_{IVC}}{V_{EVC}} \times \frac{V_{EVC}}{V_{IVC}} \quad (30)$$

نسبت حجم مشخصه زمان بسته‌شدن سوپاپ ورودی به زمان بسته شدن سوپاپ خروجی است.

محاسبه زمان شروع احتراق

زمان شروع احتراق به وسیله اندازه‌گیری حرارت آزاد شده در مدت فرآیند احتراق به دست می‌آید. به این ترتیب که زاویه لنگی که در آن ۱۰ درصد از کل مجموع حرارت آزاد شود، برابر زمان آغاز احتراق است [۱۶]. همچنین، طول دوره احتراق نیز برابر با ۱۰ تا ۹۰ درصد حرارت آزاد شده است.

اعتبارسنجی

برای اعتبارسنجی نتایج، از داده‌های آزمون تجربی موتور CFR دانشگاه آبرتا (شکل ۵) استفاده شده است. موتور استفاده شده برای آزمون یک موتور دیزل تک‌سیلندر چهارزمانه با قابلیت نسبت تراکم متغیر است. متغیر بودن نسبت تراکم این امکان را فراهم می‌کند تا گستره وسیعی از سوخت‌ها با عدد اکتان متنوع مورد آزمایش قرار گیرند. در جدول ۱، مشخصات هندسی این موتور نشان داده شده است. ذکر این نکته حائز اهمیت است که در جدول ۱ زاویه لنگ (CA) زمان‌بندی سوپاپ با توجه به نقطه مرگ بالا اندازه‌گیری می‌شود. در جدول ۲، اجزای اصلی موتور نشان داده شده است.

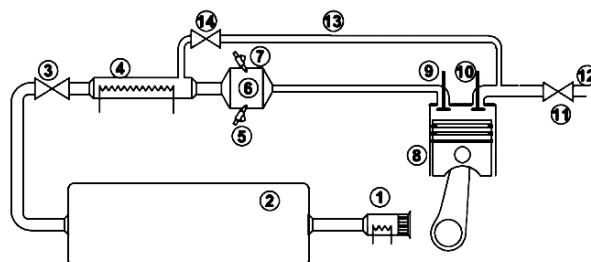


Figure 5- Schematic of CFR engine
شکل ۵- نمای طرحواره موتور CFR [۱۴]

جدول ۱- پارامترهای هندسی موتور تجربی CFR [۱۴]

Table 1- CFR engine specifications

Displacement Volume (Lit)	0.612
Bore × Stroke (mm)	114.3×82.6
Connect Rod. (mm)	24
Compression Ratio	16-22
IVO(CA, aTDC)	10
IVC(CA, aTDC)	214
EVO(CA, aTDC)	500
EVC(CA, aTDC)	15

جدول ۲- اجزای اصلی موتور

Table 2- Main components of the engine hardware

1	Intake air mass flow meter
2	Intake air pulsation damping barrel
3	Throttle valve
4	Intake heater
5	RG injector
6	Intake plenum
7	Fuel injector
8	CFR engine
9	Intake valve
10	Exhaust valve
11	Exhaust back pressure valve
12	To the building exhaust system
13	EGR pipe, insulated and water cooled
14	EGR valve

در شکل ۶، تغییرات فشار حاصل از حل عددی با داده‌های تجربی مقایسه شده است. شرایط عملکردی موتور در جدول ۳ نشان داده شده است.

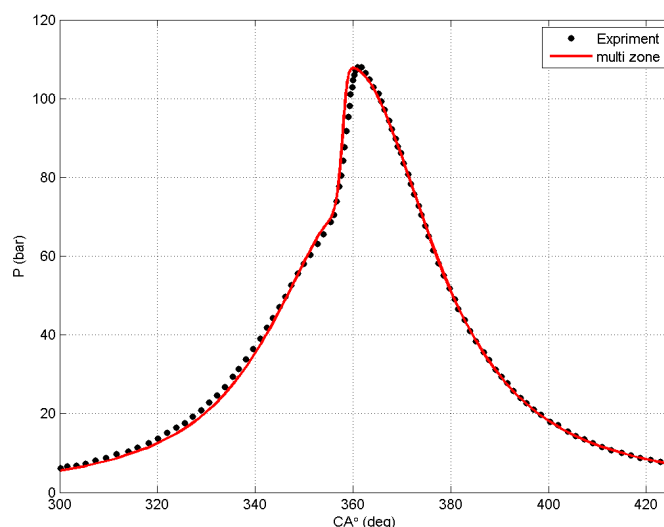


Figure 6- Comparison of experimental and calculated pressure traces

شکل ۶- مقایسه حل عددی با نمونه تجربی [۱۷]

جدول ۳- شرایط عملکردی موتور

Table 3- engine operating conditions

Engine Speed (rpm)	800
Compression Ratio	21.5
Equivalence Ratio	0.275
Internal EGR	7.108
External EGR	0
Initial Pressure (MPa)	0.12
Intake Temperature (K)	413.15
Wall Temperature (K)	400

بحث و بررسی نتایج

شبیه‌سازی ترمودینامیکی چندناحیه‌ای به‌واسطه تقسیم‌بندی محفظه احتراق به‌خوبی قادر است تا ناهمگنی دما را در محفظه احتراق برای بهبود هر چه بیشتر شبیه‌سازی فرآیند احتراق نشان دهد. همچنین به‌واسطه وابستگی شدید فرآیند احتراق به واکنش‌های سینتیک شیمیایی و ناچیز فرض کردن جریان‌های سیال در داخل محفظه احتراق قادر به پیش‌بینی صحیح تغییرات کمیت‌های ترمودینامیکی در داخل محفظه احتراق است. با توجه به گستره وسیع شبیه‌سازی عددی و محدودیت‌های هزینه‌ای کارهای آزمایشگاهی، این امکان فراهم می‌شود تا نتایج بیشتری با دقت مطلوب نتایج تجربی حاصل شوند. لذا در ادامه، با بهره‌گیری از شبیه‌سازی ترمودینامیکی چندناحیه‌ای و سازوکار مفصل شیمیایی، تأثیر تغییرات پارامترهای ورودی مختلف بر عملکرد موتور HCCI مقایسه و ارزیابی شده‌اند.

گاز سنتزی $75\%H_2-25\%CO$ در این تحقیق استفاده شد که مقدار جرمی آن نسبت به سوخت ورودی به محفظه احتراق

با رابطه زیر بیان می‌شود:

$$\%RG = \frac{m_{RG}}{m_{RG} + m_{fuel}} \times 100 \quad (31)$$

شکل ۷ اثر افزودن گازهای سنتزی را بر تغییرات فشار درون سیلندر نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، تغییرات درصد گازهای سنتزی تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر بیشینه فشار ندارد. زیرا، به‌دلیل بالاتر رفتن ارزش حرارتی با افزایش گاز سنتزی (جدول ۴)، نرخ آزادسازی انرژی اندکی افزایش می‌یابد؛ اما این افزایش با کاهش ناشی از پیش‌افتادن زمان شروع احتراق خنثی می‌شود.

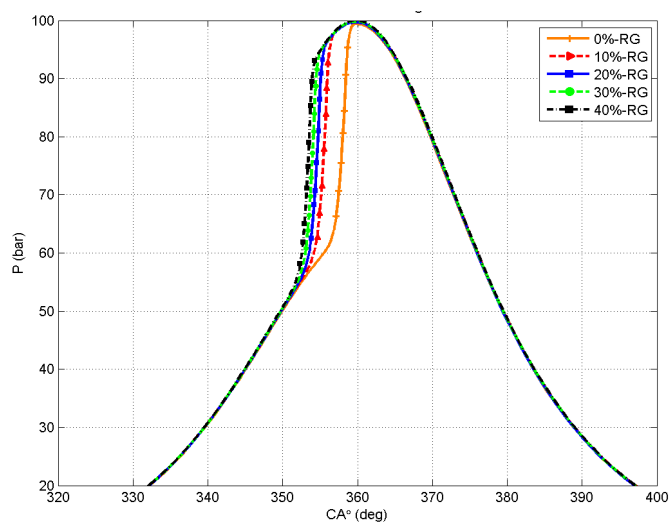


Figure 7- Effect of RG blend on pressure trace

(EGR = 30% ، $N_s = 1200\text{rpm}$ ، $CR = 21$ ، $T_{ivc} = 413.15$ ، $\phi = 0.377$)

شکل ۷- مقایسه تغییرات فشار برحسب زاویه لنگ به ازای مقادیر درصد گازهای سنتزی متفاوت

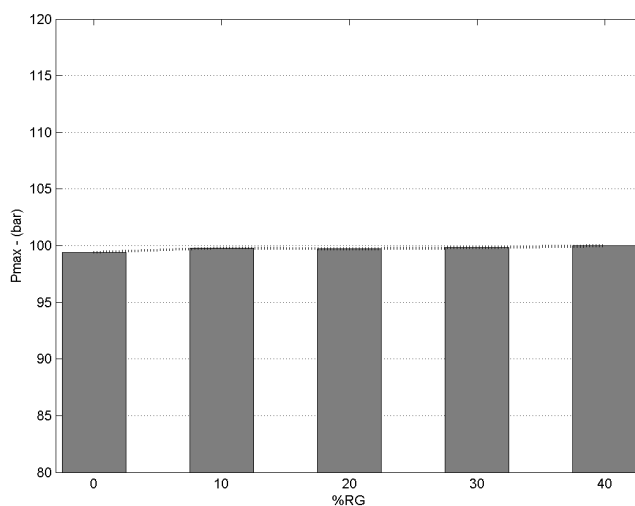


Figure 8- Effect of RG blend on maximum in-cylinder pressure

شکل ۸- مقایسه بیشینه فشار (EGR = 30% ، $N_s = 1200\text{rpm}$ ، $CR = 21$ ، $T_{ivc} = 413.15$ ، $\phi = 0.377$)

جدول ۴- مقایسه مشخصات ترمودینامیکی گاز طبیعی و هیدروژن [۱۸]

Table 4- Thermodynamic properties of CNG and hydrogen

Properties	CNG	Hydrogen
Chemical formula	CH ₄	H ₂
Auto-ignition temperature (K)	923	858
LHV (MJ/kg)	50	119.93
Density (kg/m ³)	0.862	0.08
Molecular weight (gr/mol)	16.043	2.016
Flame speed (m/s)	0.45	2.65-3.25
Diffusivity in air (cm ² /s)	0.16	0.61
Octane number	120	130

اضافه کردن گازهای سنتزی سبب پیش‌رسی در زمان شروع احتراق می‌شود (شکل ۹). افزودن H₂ و CO به مخلوط ورودی، سبب افزایش نسبت گرمایی ویژه مخلوط در انتهای مرحله تراکم و در نتیجه افزایش دمای مخلوط می‌شود؛ در نتیجه احتراق

سریع تر رخ می دهد. همچنین، می توان به دمای خوداشتعالی هیدروژن نیز استناد کرد. با توجه به جدول ۴، هیدروژن دمای خوداشتعالی کمتری نسبت به متان دارد. افزایش هیدروژن در مخلوط ورودی سبب می شود مخلوط سریع تر به حالت اشتعال برسد.

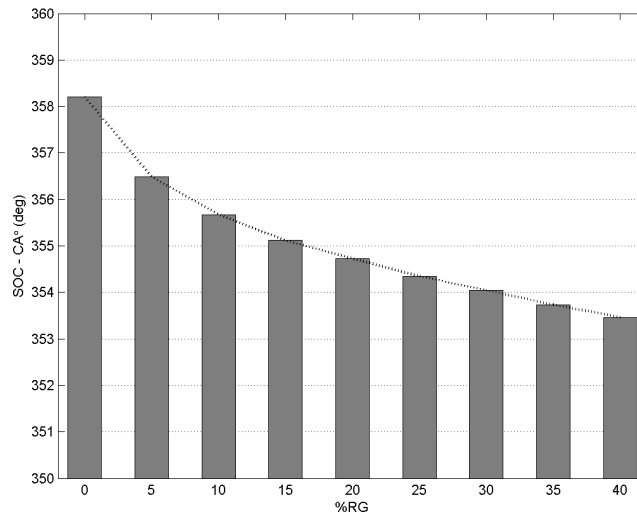


Figure 9- Effect of RG blend on SOC

شکل ۹- مقایسه زمان شروع احتراق ($EGR = 30\%$ ، $N_s = 1200\text{rpm}$ ، $CR = 21$ ، $T_{ivc} = 413.15$ ، $\phi = 0.377$)

شکل ۱۰ تغییرات فشار درون سیلندر برحسب حجم سیلندر به ازای درصدهای گازهای سنتزی متفاوت را نشان می دهد. تغییر در مقدار گاز سنتزی تأثیر اندکی بر کار انجام شده توسط موتور دارد که نتیجه آن نیز مشاهده تغییرات اندک در نمودار IMEP^۱ است (شکل ۱۱). با توجه به این که گازهای سنتزی تأثیر اندکی بر IMEP دارند، می توانند عامل بسیار مناسبی جهت تنظیم زمان آغاز احتراق تلقی شوند؛ از این رو، گازهای سنتزی می توانند مشخصات ترمودینامیکی مخلوط را تغییر دهند بدون آنکه تأثیر قابل توجهی بر ظرفیت انرژی مخلوط داشته باشند (شکل ۱۲).

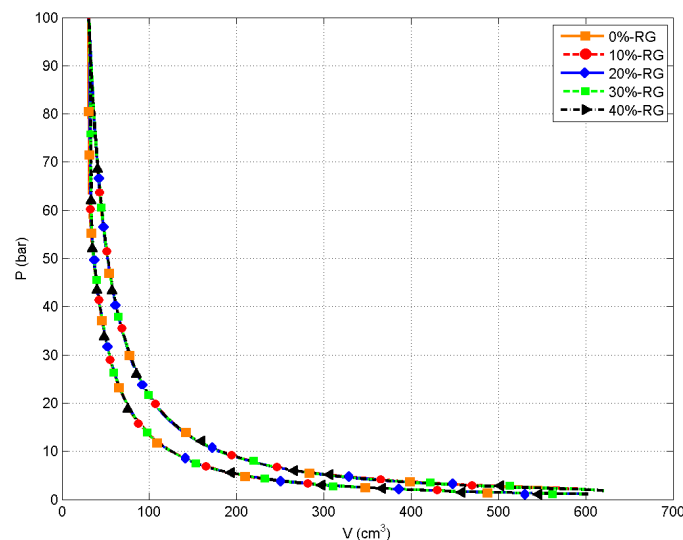


Figure 10- Effect of RG blend on in-cylinder pressure vs. volume

شکل ۱۰- تغییرات فشار سیلندر برحسب حجم سیلندر به ازای درصدهای متفاوت گاز سنتزی

1. Indicated Mean Effective Pressure

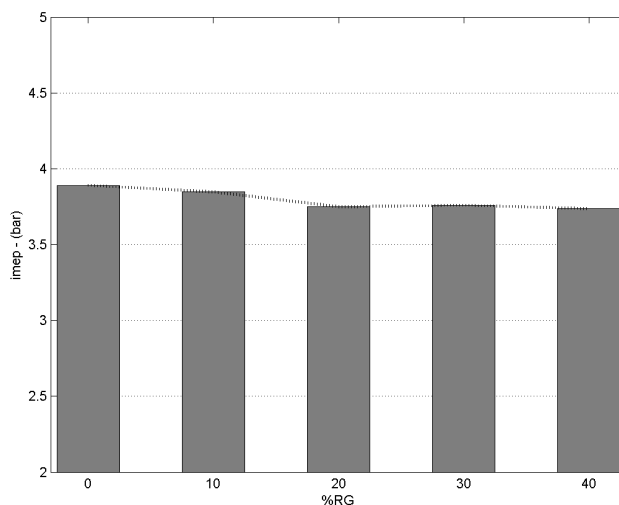


Figure 11- Effect of RG blend on IMEP

شکل ۱۱- مقایسه فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری به ازای درصدهای متفاوت گاز سنتزی

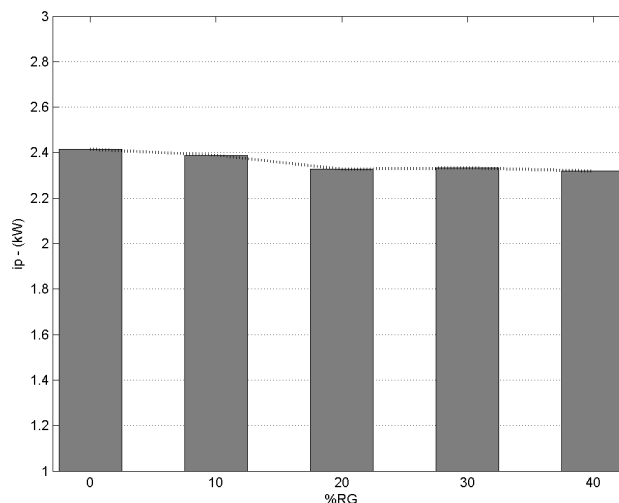


Figure 12- Effect of RG blend on indicated power

شکل ۱۲- مقایسه توان اندیکاتوری به ازای درصدهای متفاوت گاز سنتزی

راندمان حرارتی موتور و مصرف سوخت ویژه از روابط زیر محاسبه می‌شود [۱۹]:

$$\eta_t = \frac{W_c}{m_f Q_{HV}} \quad (31)$$

$$sfc = \frac{1}{\eta_t Q_{HV}} \quad (32)$$

به‌طور کلی، بازده موتور به عوامل زیادی مرتبط با ترکیب مخلوط و شرایط عملکردی موتور بستگی دارد و این عوامل گاهی اوقات بین انواع سوخت‌ها، مقادیر بار موتور و سرعت‌های موتور متناقض است [۱۴]. دلیل آن نیز این است که بازده بهینه موتور وابستگی زیادی به مراحل احتراق دارد. در شکل ۱۳، مشاهده می‌شود که افزایش میزان گازهای سنتزی سبب کاهش راندمان حرارتی موتور می‌شود. دلیل این امر بالاتر بودن سرعت شعله هیدروژن نسبت به متان است (جدول ۳). سرعت شعله هیدروژن تقریباً ۷ برابر سرعت شعله متان است که این اختلاف سبب می‌شود تا در یک زمان برابر، انرژی بیشتری آزاد کند. میزان این تغییرات را می‌توان در نمودار شکل ۱۴ مشاهده کرد. از سوی دیگر، ارزش حرارتی گاز هیدروژن بیشتر از گاز طبیعی است. با افزایش گاز سنتزی در مخلوط ورودی، میزان ارزش حرارتی آن افزایش می‌یابد. با توجه به تغییرات اندک کار انجام‌شده

توسط موتور (شکل ۱۲) نسبت به افزایش درصد گازهای سنتزی، افزایش ارزش حرارتی سوخت ورودی (رابطه عکس راندمان حرارتی با ارزش حرارتی پایین) سبب کاهش میزان راندمان حرارتی احتراق می‌شود. تغییرات اندک توان اندیکاتوری تولیدشده گواه بر این ادعاست که انرژی اضافی آزادشده از طریق شار حرارتی دیواره سیلندر تلف می‌شود و این مسئله نیز توجیهی بر کاهش راندمان موتور است.

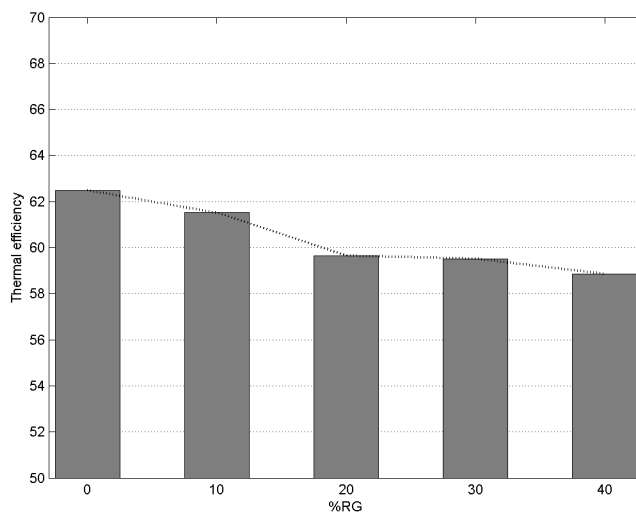


Figure 13- Effect of RG blend on thermal efficiency

شکل ۱۳- مقایسه راندمان حرارتی به ازای درصدهای متفاوت گاز سنتزی

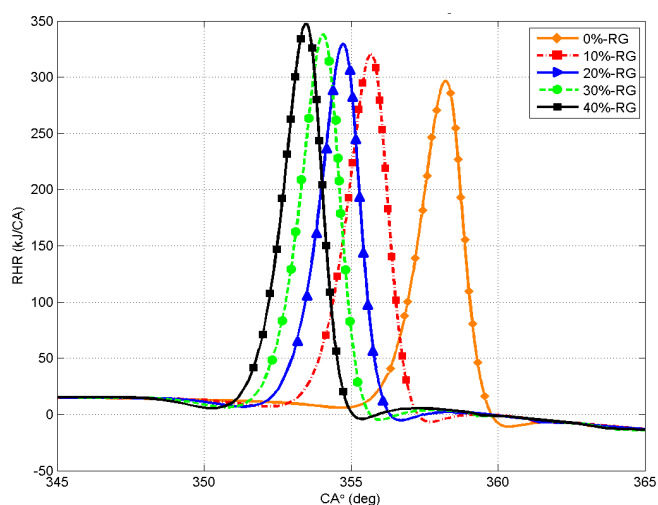


Figure 14- Effect of RG blend on rate of heat release

شکل ۱۴- مقایسه نرخ آزادسازی حرارت به ازای درصدهای متفاوت گاز سنتزی

ضریب پخش هیدروژن در هوا بیشتر از گاز طبیعی است (جدول ۴). این خاصیت سبب همگنی بهتر مخلوط سوخت و هوا می‌شود که نتیجه آن مصرف بیشتر سوخت به وسیله اکسیژن موجود در هواست که در شکل ۱۵ افزایش مصرف ویژه سوخت با افزایش درصد گازهای سنتزی همراه است. همان‌طور که در شکل ۱۶ مشاهده می‌شود، افزایش درصد گازهای سنتزی با افزایش میزان مونواکسید نیتروژن در گازهای خروجی همراه است. افزایش نرخ آزادسازی حرارت موجب افزایش دمای درون سیلندر (شکل ۱۷) می‌شود. این امر سبب افزایش دمای درون محفظه احتراق و در نتیجه افزایش واکنش‌پذیری نیتروژن با اکسیژن می‌شود.

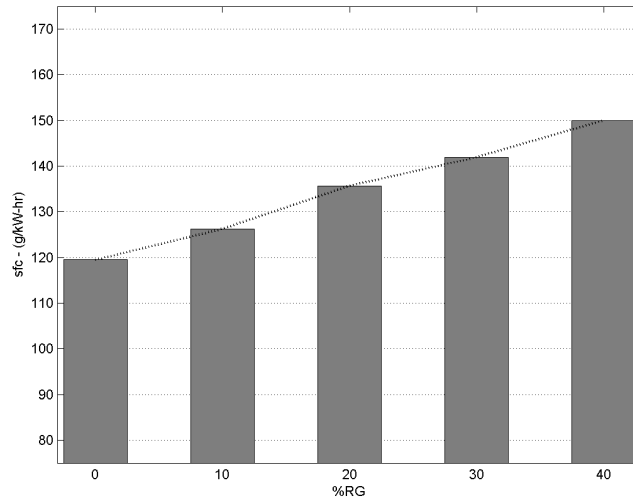


Figure 15- Effect of RG blend on specific fuel consumption

شکل ۱۵- مقایسه مصرف سوخت ویژه به ازای درصدهای متفاوت گاز سنتزی

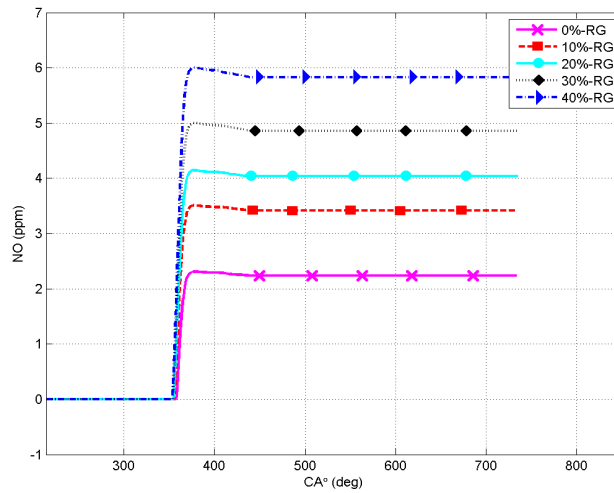


Figure 16- Effect of RG blend on Nox emission

شکل ۱۶- میزان تولید مونو اکسید نیتروژن به ازای درصدهای متفاوت گاز سنتزی

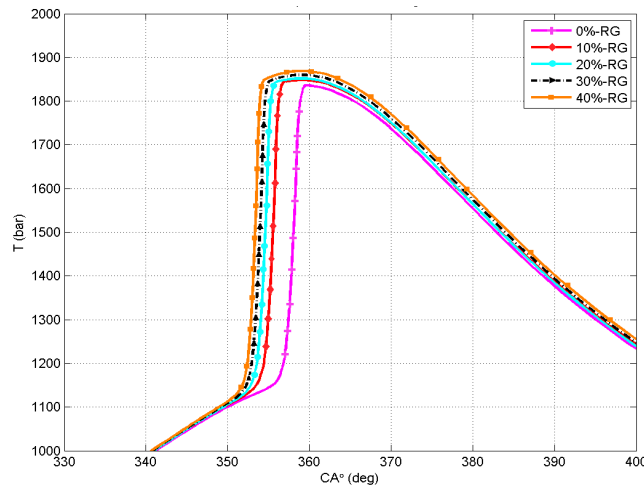


Figure 17- Effect of RG blending on in-cylinder temperature

شکل ۱۷- تأثیر گازهای سنتزی بر دمای درون سیلندر

نتیجه‌گیری

- در این مقاله، با بهره‌گیری از شبیه‌سازی ترمودینامیکی چندنحیه‌ای و سازوکار مفصل شیمیایی، اثرات تغییرات پارامترهای ورودی مختلف بر عملکرد موتور HCCI مقایسه و ارزیابی شده‌اند. نتایج به‌دست آمده از شبیه‌سازی بدین شرح‌اند:
- افزودن گازهای سنتزی به مخلوط ورودی سبب پیش‌رسی در احتراق می‌شود. واکنش‌پذیری بالای هیدروژن و منواکسیدکربن و میل شدید ترکیب آنان با سایر گونه‌های فعال در واکنش در دمای یکسان، افزایش واکنش‌پذیری سوخت پایه را به همراه خواهد داشت.
 - افزایش گازهای سنتزی، به‌دلیل بالاتر رفتن نرخ آزادسازی حرارت که با افزایش شار حرارتی دیواره همراه است، موجب کاهش راندمان حرارتی موتور می‌شود. تغییرات اندک کار انجام‌شده سبب می‌شود تا توان تولیدی و IMEP تغییر چندانی نکند.
 - افزایش هیدروژن در محفظه احتراق سبب افزایش همگنی مخلوط، افزایش مصرف سوخت ویژه و افزایش میزان تولید NOx می‌شود.

فهرست علائم

A	مساحت، m^2
c_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، J/kg.K
d_k	ضخامت نواحی، m
dT_{factor}	فاکتوری برای قراردادن اختلاف دما
k_f, k_r	ثابت واکنش در جهت رفت و برگشت، $m^3/mol.s$
m	جرم مخلوط، kg
m_f	جرم سوخت، kg
N	تعداد کمیت‌های مورد نظر
P	فشار درون سیلندر، bar
Q	انتقال حرارت درون سیلندر، J
Q_{HV}	ارزش حرارتی سوخت، J/kg
r_c	نسبت تراکم
U	انرژی داخلی، J
V_c	حجم فضای مرده، m^3
W	جرم مولکولی، kg/mol
W_c	کار انجام‌شده، J
X	کسر مولی
Y	کسر جرمی
علائم یونانی	
λ	ضریب هدایت گرمایی گازی
θ	زاویه لنگ
ρ	جرم مخصوص

v', v''	ضریب استوکیومتریکی واکنش کننده و محصولات
$\dot{\omega}$	نرخ تولید گونه‌ها
η_t	بازده حرارتی
زیرنویس‌ها	
<i>cyl</i>	سیلندر
<i>exh</i>	مدخل خروجی
<i>int</i>	مدخل ورودی
<i>lay</i>	لایه
<i>lz</i>	ناحیه آخر مجاور دیواره‌ها
<i>mot</i>	موتوری
<i>sp</i>	گونه
<i>z</i>	ناحیه

اختصارات

aTDC	پس از نقطه مرگ بالا
EGR	گازهای بازخوران
EVC	زمان بسته شدن سوپاپ خروجی
EVO	زمان باز شدن سوپاپ خروجی
HCCI	موتور اشتعال تراکمی همگن
IMEP	فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری
IVO	زمان باز شدن سوپاپ ورودی
IVC	زمان بسته شدن سوپاپ ورودی
RG	گازهای سنتزی

منابع

1. K. Motyl, and T. J. Rychter, "Hcci Engine - A Preliminary Analysis," *Journal of KONES Internal Combustion Engines*, 10, pp. 3-4, 2003, pp. 3-4.
2. S. Onishi, S. H. Jo, K. Shoda, P. D. Jo, and S. Kato, "Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) – A New Combustion Process for Internal Combustion Engines", *SAE 790501*, 1979.
3. M. Noguchi, Y. Tanaka, T. Tanaka, and Y. Takeuchi, "A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion," *SAE 790840*, 1979.
4. P. Najt, and D. E. Foster, "Compression Ignited Homogeneous Charge Combustion," *SAE 830264*, 1983.
5. R. H. Thring, *Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines*, *SAE 892068*, 2009.
6. T. W. Ryan, T. J. Callahan, "Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel," *SAE 961160*, 1996
7. M. Stockinger, H. Schäpertöns, P. Kuhlmann, "Experiments on a Mixture of the Internal Combustion Engine Ignition Solutions," *Engine Technical Journal*, 53, 1992, pp. 80-85.
8. N. Lida, "Combustion Analysis of Methanol-Fueled Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) Engine using a Spectroscopic Observation," *SAE 940684*, 1994
9. D. Yap, A. Megaritis, S. Peucheret, M. Wyszynski, Xu Hongming, "Effect of Hydrogen Addition on Natural Gas HCCI Combustion," *SAE Technical Paper 2004-01-1972*, 2004.
10. V. Hosseini, and M. Checkel, "Reformer Gas Composition Effect on HCCI Combustion of n-Heptane, iso-Octane, and Natural Gas," *SAE Technical Paper 2008-01-0049*, 2008.

11. M. Elkelawy, Z. Yu-Sheng, H. El-Din, and Y. Jing-zhou, "A comprehensive Modeling Study of Natural Gas (HCCI) Engine Combustion Enhancement by using Hydrogen Addition," *SAE Technical Paper* 2008-01-1706, 2008.
12. M. H. Askari, S. M. Hoseinalipour, S. A. Jazayeri, and M. Baghsheikhi, "Effect of Hydrogen Addition to Natural Gas on Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion Engines Performance and Emissions using a Thermodynamic Simulation," *Internal Journal of Automotive Engineering*, 1, NO. 2, June 2011, pp. 105-114.
13. S. Voshtani, M. Reyhanian, M. Ehteram, and V. Hosseini, "Investigating Various Effects of Reformer Gas Enrichment on a Natural Gas-Fueled HCCI Combustion Engine," *International Journal of Hydrogen Energy*, 39, 2014, pp. 19799e19809.
14. P. Kongsereparp, "Chemical Kinetic Based Simulation for an HCCI Engine and Its Combustion," PHD Thesis, University of Alberta, Canada, 2008.
15. <http://combustion.berkeley.edu/gri-mech/>
16. V. Hosseini, "Reformer Gas Application in HCCI Combustion Engine," Department of Mechanical Engineering, University of Alberta, PhD Thesis, 2008.
17. E. Neshat Esfahlani, and R. Khoshbakhti Saray, "Development of a New Multi Zone Model for Prediction of HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition) Engine Combustion, Performance and Emission Characteristics," *Energy*, 73, 2014, pp. 325-339.
18. A. A. Hairuddin, T. Yusaf, and A. P. Wandel, "A Review of Hydrogen and Natural Gas Addition in Diesel HCCI Engines," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 32, 2014, pp.739-761.
19. J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, United States of America, McGraw-Hill, 1988.

English Abstract

Numerical analysis of Added Synthetic Gas Effects on Natural Gas Combustion in a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine

M. Ramzannezhad^{1*}, R. Shafaghat^{2*}, M. Mohebbi³ and O. Jahanian⁴

1. Department of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

2. Department of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran (rshafaghat@nit.ac.ir)

3. Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran

4. Department of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

(Received: 2015/3/22, Received in revised form: 2015/9/25, Accepted: 2015/10/20)

Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines due to reduction of NO_x and soot emission and also their high flexibility in using different fuel blends, are suitable substitute for conventional diesel engines. Control of combustion initiation is the main challenge in using these engines. However, the use of natural gas as a clean fuel has always been an attractive choice for many numerical and experimental researchers. Due to high octane number of natural gas, this fuel is resistant to auto-ignition; so in order to improve ignition timing, some additives should be supplied. In this study, the effects of added reformer gas (0.75H₂-0.25CO) on natural gas combustion have been investigated using a multi zone thermodynamic model. Studies have been performed on the CFR engine. Also, probability distribution function for initial temperature stratification and the effects of residual gas in the engine is considered. Some important parameters such as factors affecting start of combustion, output power, efficiency, and engine emissions have been investigated. The results show that the added synthetic gases can be an appropriate candidate for ignition timing control. Added inlet synthetic gas has a negligible effect on power and IMEP, but causes advanced ignition and increases heat release rate. With increasing heat release rate and maximum temperature, the thermal efficiency will be decreased and NO_x production will be increased.

Keywords: HCCI engine, Multi-Zone model, Natural gas, Temperature stratification, Reformer gas