

شبیه سازی عددی موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن (HCCI) پاشش مستقیم با سوخت گاز طبیعی و دیزل

موتورهای اشتعال تراکمی سوخت همگن (HCCI) ایده‌ای جدید برای کاهش آلاینده‌ها و همچنین میزان مصرف سوخت در موتورهای احتراق داخلی می‌باشد. به خاطر وضع قوانین سخت‌گیرانه در مورد آلاینده‌های تولیدی، تحقیقات زیادی بر روی این موتورها به عنوان روش جایگزین موتورهای دیزل معمولی انجام شده است. در این تحقیق با استفاده از مدل‌سازی سه‌بعدی به روش CFD، ابتدا احتراق مخلوط همگن سوخت دیزل سپس حالت دوسوخته مورد بررسی قرار می‌گیرد. همچنین سوخت دیزل بصورت پاشش مستقیم درون محفظه تزریق می‌شود. در حالت دو سوخته نیز گاز متان بصورت مخلوط همگن با هوا وارد سیلندر شده و سوخت دیزل به عنوان سوخت پاششی خواهد بود. نتایج نشان می‌دهد دمای ورودی نقش بسیار مهمی در تبخیر سوخت مایع و نتیجتاً بهبود احتراق ایفا می‌کند. ضمن اینکه در حالت دو سوخته، با کاهش دمای ورودی و افزایش سوخت گازی، علاوه بر اینکه توان و بازده موتور افزایش می‌یابد، مقدار آلاینده‌های خروجی، با توجه به استانداردهای تعیین شده، در حد قابل قبولی خواهند بود.

علیرضا ساعتچی نوبری^۱
دانشجوی کارشناسی ارشد

کوروش عطاریان^۲
دانشجوی کارشناسی ارشد

مسعود یحیایی^۳
دانشجوی کارشناسی ارشد

امین میرزاحمد^۴
دانشجوی کارشناسی ارشد

حسین قماش^۵
استادیار

واژه های راهنما: موتور HCCI، دو سوخته، پاشش مستقیم، دیزل، گاز متان

۱- مقدمه

امروزه در اکثر موارد موتورهای بنزینی و دیزلی توان مورد نیاز برای حمل و نقل و ترابری را در سرتاسر جهان تامین می‌کنند. برای تولید این توان، هر چند در هر دو نوع موتور از حرکات متناوب پیستون استفاده می‌شود

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران جنوب

^۲ نویسنده مسئول، دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران جنوب
kourosh_attarian_iust@yahoo.com

^۳ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران yahyaei@isme.ir

^۴ دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران جنوب

^۵ استادیار، عضو هیات علمی گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران جنوب ggh2020@gmail.com

تاریخ دریافت: ۹۲/۰۹/۰۴، تاریخ پذیرش: ۹۳/۰۸/۰۵

ولی اختلاف اصلی بین آنها (همانطور که در جدول ۱ دیده می‌شود) از شکل بازده توان، مصرف سوخت و تولید آلاینده‌ها ناشی می‌شود. در موتورهای بنزینی سعی بر این است که شرایط استئوکومتریکی برای مخلوط سوخت و هوا فراهم شود، از اینرو در پیچه گاز ابزار مهمی برای تنظیم مقدار هوای ورودی به درون سیلندر برای فرآیند احتراق می‌باشد. از طرفی نسبت تراکم در این موتورها، به خاطر جلوگیری از فرآیند کوبش حداکثر تا مقدار ۱۲:۱ در نظر گرفته می‌شود [۱]. همه این موارد و محدودیت‌ها سبب می‌شود تا موتورهای بنزینی بازده پایینتری نسبت به موتورهای دیزل داشته باشند. اما در مورد موتورهای دیزل، از جمله عواملی که سبب می‌شود تا این موتورها در جایگاه بهتری نسبت به موتورهای احتراق جرقه‌های قرار بگیرند عبارتند از: نسبت تراکم بالا، عملکرد موتور در شرایط مخلوط سوخت و هوای فقیر و نبود تلفات مربوط به در پیچه گاز [۲]. علیرغم این مزایا، موتورهای دیزل هر چند آلاینده‌های مونواکسید کربن (CO) و هیدروکربن نسوخته (HC) کمتری نسبت به موتورهای بنزینی تولید می‌کنند، اما در مقابل، آلاینده NO_x (که شامل مونواکسید نیتروژن و دی اکسید نیتروژن می‌شود)، ذرات ریز (PM) و دوده (soot)، از آلاینده‌های مهم این موتور به شمار می‌آید که در صورت عدم کنترل آنها صدمات جبران ناپذیری برای سلامتی بشر و محیط زیست وارد می‌شود [۳ و ۴]. در این راستا یکی از چالش‌های پیش روی این موتورها، کاهش همزمان آلاینده‌های NO_x و soot می‌باشد، زیرا که کاهش هر یک از آنها مستلزم افزایش دیگری است و این نیز به شرایط فیزیکی و شیمیایی احتراق بر می‌گردد. زمانیکه سوخت از انژکتور خارج شده و وارد محفظه احتراق می‌گردد، قسمت کوچکی از سوخت با هوا تشکیل مخلوط همگن داده و سریع می‌سوزد ولی کسر بزرگی از سوخت، به این علت که مقیاس زمانی مراحل اتمیزه شدن، تبخیر و اختلاط سوخت خیلی بزرگتر از مقیاس زمانی واکنش شیمیایی می‌باشد، تا مدتی درون محفظه باقی می‌ماند که در این حالت دو منطقه بوجود می‌آید، یک منطقه با سوخت با غلظت بالا بوده و منطقه دیگر، منطقه دما بالای شعله است. در منطقه با سوخت غلظت بالا، به علت کمبود اکسیژن، مقدار زیادی آلاینده soot تشکیل شده و در منطقه دیگر به علت بالا بودن دما، سبب تولید مقدار زیادی آلاینده NO_x می‌شود [۵].

موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن (HCCI) یک ایده جدید بوده که در سال‌های اخیر بررسی‌ها و آزمایشات زیادی بر روی آنها انجام شده است و این نوید را می‌دهد که با بکارگیری این شیوه جدید احتراق، بتوان بر مشکلات رایج در موتورهای احتراق تراکمی فائق آمد. در این موتورها، مخلوط همگن سوخت و هوا، در اثر تراکم و افزایش دما، از چند ناحیه مختلف درون محفظه، به یکباره و در یک زمان خیلی کوتاه واکنش داده و می‌سوزد. مخلوط سوخت و هوا در این نوع احتراق خیلی فقیر بوده، از اینرو بدون آنکه توان موتور نسبت به موتورهای دیزل معمولی تغییر چندانی کند، مصرف سوخت و دمای درون محفظه کاهش یافته و به این علت که احتراق بصورت آبی رخ می‌دهد تلفات به حداقل خواهد رسید [۶ و ۷]. پایین بودن دمای محفظه از یک سو و عدم وجود فرآیند انتشار شعله از سوی دیگر سبب می‌شود که مقدار آلاینده NO_x تا حد چشمگیری کاهش یابد. علاوه بر آن به علت تشکیل مخلوط همگن و فقیر سوخت و هوا، مقدار آلاینده soot تا حدی کاهش می‌یابد که تعیین مقدار دقیق آن حتی با دستگاه‌های پیشرفته مشکل می‌باشد [۸ و ۹ و ۱۰]. با این حال باید توجه داشت که موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن دارای معایبی نیز می‌باشند که از آن جمله می‌توان به دشوار بودن کنترل زمانبندی احتراق، عدم دستیابی به شرایط کاری

مناسب در زمان شروع به کار موتور و بالا بودن مقدار آلاینده CO و هیدروکربن نسوخته اشاره کرد [۱۱]. یکی از راههای غلبه بر این مشکلات، استفاده از سوخت‌های گازی نظیر سوخت گاز متان (CH₄) می‌باشد. در حالت کلی، سوخت‌های گازی شکل می‌توانند به راحتی با هوا تشکیل مخلوط همگن دهند و در این میان سوخت متان با توجه به ساختار ساده مولکولی که دارد، آلاینده‌های بسیار کمتری را نسبت به سوخت‌های سنگین در فرآیند احتراق تولید می‌کند [۱۲]. سوخت متان عدد اکتان بالایی دارد از اینرو استفاده از آن برای موتورهای احتراق تراكمى مشکل می‌باشد در نتیجه استفاده از مخلوط دیزل-متان در موتورهای اشتعال تراكمى سوخت همگن سبب می‌شود تا از امتیازات هر دو سوخت بهره جست.

جدول ۱- مقایسه موتورهای دیزلی و بنزینی

احتراق	بنزینی	دیزلی
مصرف سوخت	زیاد	مناسب
حداکثر بازده حرارتی	۳۰٪	۴۰٪
افت در اثر دریچه گاز	✓	✗
آلاینده NO _x	✓	✓
آلاینده soot	✗	✓
آلاینده HC	✓	✗
آلاینده CO	✓	✗

در این مقاله تاثیر پارامترهایی نظیر نسبت پیش‌آمیختگی سوخت گازی و دمای هوای ورودی بر روی موتور احتراق تراكمى سوخت همگن، ابتدا با سوخت دیزل سپس با مخلوط دیزل متان بررسی می‌شود. در حالت دو سوخته، مخلوط همگن هوا-گاز متان وارد سیلندر شده و دیزل به عنوان سوخت پاششی به مخلوط اضافه می‌گردد.

۲- الگوهای محاسباتی

در این کار از نرم افزار AVL FIRE که یک کد دینامیک سیالات محاسباتی بر اساس دیدگاه حجم محدود می‌باشد، استفاده شده است. با استفاده از این نرم افزار می‌توان تمامی فرآیندهای داخل سیلندر را توسط یک مدل شبکه بندی شده متحرک، از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی تا زمان باز شدن سوپاپ خروجی شبیه سازی کرد. از جمله الگوهای که برای این شبیه سازی مورد استفاده قرار گرفته است در این قسمت بصورت مختصر معرفی می‌شود.

۳- الگوی جریان آشفته

در این کار از مدل k-zeta-f برای شبیه سازی جریان متلاطم استفاده شده است. این مدل توسط هانجالک و همکارانش [۱۳] بر پایه مدل دوربین [۱۴]، توسعه یافته است. در مدل دوربین به جای انرژی جنبشی توربولانسی k از مقیاس سرعت $\overline{v^2}$ برای محاسبه لزجت ادی استفاده می شود [۱۴]:

$$v_t = C_u \overline{v^2} T \quad (1)$$

در معادله ۱، $\overline{v^2}$ برابر نوسانات سرعت به عنوان انحراف از مقدار متوسط آن و T مقیاس زمانی مناسب (بطور مثال $T = \frac{k}{\varepsilon}$) و C_u ثابت توربولانسی می باشد. بنابراین در این مدل علاوه بر معادلات انرژی جنبشی توربولانسی و نرخ افت انرژی توربولانسی که در مدل k-ε ارائه شده است، دو معادله دیگر، یکی معادله انتقال برای نوسانات سرعت ($\overline{v^2}$) و دیگری معادله تخفیف بیضی گون f که به منظور مدل کردن اثرات غیر ایزوتروپیک دیواره می باشد، باید حل شود [۱۴]:

$$\frac{\partial \overline{v^2}}{\partial t} + U_j \frac{\partial \overline{v^2}}{\partial x_j} = kf - \frac{\overline{v^2}}{k} \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{v_t}{\sigma_{\overline{v^2}}} \right) \frac{\partial \overline{v^2}}{\partial x_j} \right] \quad (2)$$

$$L^2 \nabla^2 f - f = \frac{C_1 - 1}{T} \left(\frac{\overline{v^2}}{k} - \frac{2}{3} \right) - C_2 \frac{P_k}{\varepsilon} \quad (3)$$

اما در مدل توسعه یافته k-ζ، به جای نوسانات سرعت $\overline{v^2}$ ، از مقیاس نسبت سرعت $\zeta = \frac{\overline{v^2}}{k}$ در محاسبه لزجت آشفته استفاده می شود. معادله ζ می تواند بصورت مستقیم از معادله $\overline{v^2}$ و k در روش دوربین بدست آید [۱۳]:

$$v_t = C_u \zeta k T \quad (4)$$

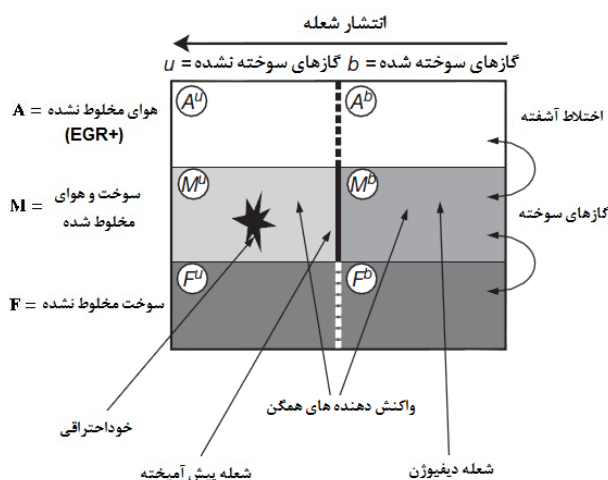
$$\frac{\partial \zeta}{\partial t} + U_j \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} = f - \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{v_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right] \quad (5)$$

در روابط ۲ الی ۵، C_1 و C_2 و σ_ζ و $\sigma_{\overline{v^2}}$ ثابت های معادله و P_k تولید انرژی جنبشی توربولانسی می باشد.

۴- الگوی احتراق

مدل های احتراقی موجود در نرم افزار، امکان بررسی و شبیه سازی فرآیند احتراق را در موتورهای احتراق داخلی تحت شرایط احتراق پیش آمیخته، پیش آمیخته جزئی و غیر پیش آمیخته فراهم می کند. در این کار از مدل ECFM3Z برای شبیه سازی احتراق استفاده شده است. با توجه به اینکه مدل ECFM مختص موتورهای بنزینی می باشد، مدل ECFM-3Z توسط کنسرسيوم (Groupement Scientifique Moteurs) GSM به طور خاص برای احتراق دیزلی طراحی شده است. این مدل همچنین بر اساس مدل احتراقی ECFM بنیان نهاده شده و با یک توصیف شیمیایی گاز سوخته پیشرفته کوپل شده است. این مدل احتراقی

بر اساس معادله انتقال چگالی سطح شعله و یک مدل ترکیبی که قادر است احتراق دیفیوژنی و پیش آمیخته متلاطم ناهمگن را توصیف کند، می باشد. با استفاده از این مدل می توان سوخت هایی که از چندین گونه شیمیایی تشکیل شده اند را تعریف کرد. در این مدل اجزای مختلف سوخت با هم ترکیب شده و به عنوان یک مخلوط سوخت در نظر گرفته می شود و این بدان معنی است که اثرات نظیر خوداشتعالی و پیشروی شعله برای این سوخت ترکیبی پیش بینی شده و سرعت واکنش برای هر یک از اجزای سوخت بطور جداگانه محاسبه و محصولات احتراق بر اساس احتراق تک تک اجزا تعیین می شود.



شکل ۱- نمای شماتیک از منطقه بندی سلول محاسباتی در مدل ECFM3Z [۱۵]

در این مدل به منظور تعریف فرآیند احتراق دیفیوژنی و پیش آمیخته، هر سلول محاسباتی به ۳ منطقه تقسیم می شود: ۱- منطقه با سوخت خالص ۲- منطقه با هوای خالص به علاوه گازهای پسماند در صورت وجود ۳- منطقه با مخلوطی از سوخت و هوا و گازهای پسماند.

در مقایسه با مدل ECFM، مدل ECFM-3Z موارد زیر را در بر می گیرد:

- سه ردیاب (Tracer) جدید برای NO، CO و H₂ جهت بدست آوردن کسر جرمی در گازهای نسوخته
- دو ذره توصیف کننده اختلاط، ρ_{O_2} و ρ_{Fu} (تنها جهت تولید مجدد مقادیر مختلط استفاده می شود)

- ذرات میانه برای خوداشتعالی \bar{y}_1 .

و بنابراین ۶ اسکالر دیگر به حساب خواهد آمد.

در مدل ECFM3Z، معادله انتقال برای مقادیر متوسط گونه های شیمیایی O₂، N₂، CO₂، CO، HC، H₂، H₂O، O، H، N، OH و NO برای هر سلول محاسباتی که هر سلول نیز شامل ۳ منطقه است، حل می شود. بنابراین عبارت گازهای سوخته شده شامل گازهای واقعی سوخته شده، به علاوه یک قسمت از سوخت مخلوط نشده و هوا می شود. این معادله به صورت کلاسیک به شکل زیر مدل بندی می شود:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{y}_x}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{y}_x}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial \tilde{y}_x}{\partial x_i} \right) = \bar{\omega}_x \quad (6)$$

در حالیکه $\bar{\omega}_x$ ترم منبع احتراق و \bar{y}_x کسر جرمی میانگین ذرات α است. سوخت به دو بخش تقسیم می‌شود: سوختی که در گازهای تازه موجود است، \tilde{y}_{Fu}^u و سوختی که در گازهای سوخته شده موجود است \tilde{y}_{Fu}^b . [۱۲-۲۳]

$$\tilde{y}_{Fu}^u = \frac{\bar{m}_{Fu}^u}{\bar{m}} = \frac{\bar{m}_{Fu}^u/V}{\bar{m}/v} = \frac{\bar{\rho}_{Fu}^u}{\bar{\rho}} \quad \text{and} \quad \tilde{y}_{Fu}^b = \frac{\bar{m}_{Fu}^b}{\bar{m}} = \frac{\bar{m}_{Fu}^b/V}{\bar{m}/v} = \frac{\bar{\rho}_{Fu}^b}{\bar{\rho}} \quad (7)$$

که $\tilde{y}_{Fu} = \tilde{y}_{Fu}^u + \tilde{y}_{Fu}^b$ به عنوان کسر جرمی میانگین سوخت در سلول محاسباتی می‌باشد.

جرم سوختی است که در گازهای تازه نگهداری شده است (به همین صورت \tilde{m}_{Fu}^b جرم سوختی است که در گازهای سوخته شده نگهداری شده است). معادله انتقال برای محاسبه \tilde{y}_{Fu}^u نوشته می‌شود به صورت زیر: [۱۲-۲۳]

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{y}_{Fu}^u}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{y}_{Fu}^u}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{\mu}{S_C} + \frac{\mu_t}{S_{C_t}} \right) \frac{\partial \tilde{y}_{Fu}^u}{\partial x_i} \right) = \bar{\rho} \tilde{S}_{Fu}^u + \bar{\omega}_{Fu}^u \quad (8)$$

\tilde{S}_{Fu}^u ترم منبع است که تبخیر سوخت را در گازهای تازه کمی می‌کند. $\bar{\omega}_{Fu}^u$ ترمی است که خود اشتعالی، شعله از پیش آمیخته و اختلاط بین نواحی سوخته شده و نسوخته را به حساب می‌آورد. در طول تبخیر قطرات سوخت مایع، سوخت گازی تولید شده، \tilde{S}_{Fu}^u ، بین منطقه سوخته شده و سوخته نشده توزیع می‌شود. در این صورت اگر \tilde{S}_{Fu}^u و \tilde{S}_{Fu}^b به ترتیب برابر عبارت چشمه سوخت مایع تبخیر شده در گازهای سوخته شده و سوخته نشده باشد، با توجه به معادله پیوستگی:

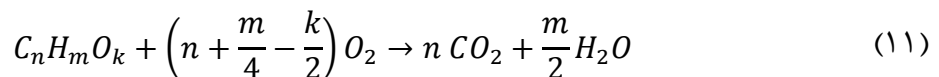
$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{y}_{Fu}^u}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{y}_{Fu}^u}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{\mu}{S_C} + \frac{\mu_t}{S_{C_t}} \right) \frac{\partial \tilde{y}_{Fu}^u}{\partial x_i} \right) = \bar{\rho} \tilde{S}_{Fu}^u + \tilde{\omega}_{Fu}^u - \tilde{\omega}_{Fu}^{u \rightarrow b} \quad (9)$$

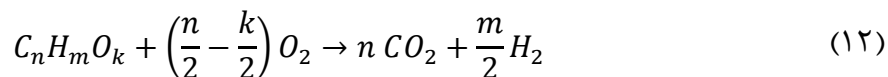
$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{y}_{Fu}^b}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{y}_{Fu}^b}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{\mu}{S_C} + \frac{\mu_t}{S_{C_t}} \right) \frac{\partial \tilde{y}_{Fu}^b}{\partial x_i} \right) = \bar{\rho} \tilde{S}_{Fu}^b + \tilde{\omega}_{Fu}^b + \tilde{\omega}_{Fu}^{u \rightarrow b} \quad (10)$$

در معادله‌های ۹ و ۱۰، μ و μ_t به ترتیب ویسکوزیته لامینار و توربولانس، S_C و S_{C_t} به ترتیب برابر عدد اشمیت برای لامینار و توربولانس و \tilde{y}_{Fu}^u و \tilde{y}_{Fu}^b به ترتیب برابر کسر جرمی سوخت موجود در گازهای سوخته شده و سوخته نشده می‌باشد. مقدار سوختی که در منطقه F^u قرار داشته و در حین احتراق اکسیده نمی‌شود، تماماً به منطقه F^b انتقال خواهد یافت از این رو عبارت چشمه $\tilde{\omega}_{Fu}^{u \rightarrow b}$ برابر جرم این سوخت انتقال یافته می‌باشد. $\tilde{\omega}_{Fu}^u$ و $\tilde{\omega}_{Fu}^b$ به ترتیب برابر نرخ واکنش اکسیداسیون سوخت موجود در منطقه سوخته شده و سوخته نشده است [۱۵].

نرخ واکنش $\tilde{\omega}_{Fu}^u$ و $\tilde{\omega}_{Fu}^b$ از روابط ذیل محاسبه می‌شود:

بطور کلی نرخ واکنش سوخت از یک مکانیزم دو مرحله ای شیمیایی (روابط ۱۱ و ۱۲) استخراج می‌گردد، که در این رابطه n تعداد اتم های C، m تعداد اتم های H و k تعداد اتم های اکسیژن می باشد.





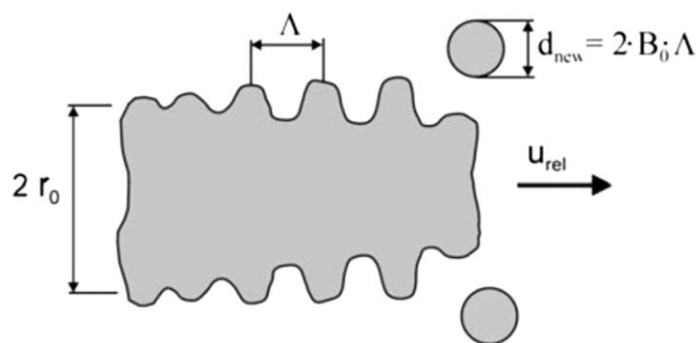
نرخ واکنش رابطه (۱۱) از فرمول زیر محاسبه می شود:

$$\omega_{fu,l} = \omega_L \gamma \quad (13)$$

همچنین در رابطه (۱۲) نرخ واکنش از فرمول $\omega_{fu,2} = \omega_L(1.0 - \gamma)$ محاسبه می شود.

۵- مدل جدایش

در کار حاضر از مدل ترکیبی کلوین هلمهولتز-رایلی تیلور (KH-RT) که از بروزترین و کاملترین مدل‌های ارائه شده است، به منظور شرح جدایش و اتمیزاسیون قطرات استفاده می گردد. در مدل KH-RT، امواج سطحی کلوین هلمهولتز و آشفتگی رایلی تیلور، به منظور شرح جدایش قطرات با هم ترکیب می گردند. مدل کلوین هلمهولتز (KH) برای اسپری های با سرعت های نسبی بالا در حال نفوذ در یک محیط با چگالی بالا مناسب می باشد. این مدل بر اساس آنالیز خطی مرتبه اول رشد ناپایداری کلوین هلمهولتز بر روی سطح یک جت مایع سیلندری شکل با شعاع اولیه که با سرعت به داخل گاز غیرقابل تراکم ساکن نفوذ می کند، پایه گذاری شده است. فرض می گردد که به علت آشفتگی ایجاد شده در سوراخ نازل، سطح جت با یک طیف امواج سطحی سینوسی پوشیده شده است. همانطور که در شکل (۲) دیده می شود، این امواج سطحی به علت نیروهای آیرودینامیکی ناشی از سرعت نسبی بین گاز و مایع رشد می کنند.



شکل ۲- نمایی از رشد ناپایداری در سطح جت مایع بر اساس مدل KH

در این مدل فرض می شود که یک parcel با قطرات با شعاع R ، در اثر جدایش به قطرات جدید با شعاع R_C تبدیل می گردد:

$$R_C = B_0 \Lambda_{KH} \quad (13)$$

Λ_{KH} طول موج متناظر با موج با بیشترین نرخ رشد، Ω_{KH} می باشد و B_0 ثابت مدل و برابر ۰,۶۱ است. بیشترین نرخ رشد و طول موج متناظر با آن با استفاده از روابط زیر بدست می آید: [۲۸]

$$\Omega_{KH} = \frac{0.34 + 0.38 We_G^{1.5}}{(1+Z)(1+1.4T^{0.6})} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_L R^3}} \quad (14)$$

$$\Lambda_{KH} = \frac{9.02R(1+0.45\sqrt{Z})(1+0.4T^{0.7})}{(1+0.865We_G^{1.67})^{0.6}} \quad (15)$$

$$We_G = \rho_G Ru_{rel}^2 / \sigma \quad (16)$$

$$Z = \sqrt{We_L} / Re_L \quad (17)$$

$$T = \sqrt{We_G} \quad (18)$$

در معادلات فوق، We_G عدد وبر فاز گازی، Z عدد آنسورگ و Re_L عدد رینولدز قطره مایع است. همچنین در اینجا T عدد تیلور تعریف می‌شود. در طی فرآیند جدایش، نرخ تغییر شعاع قطرات یک parcel براساس رابطه ذیل محاسبه می‌گردد:

$$\frac{dR}{dt} = \frac{R - R_C}{\tau_{KH}} \quad (19)$$

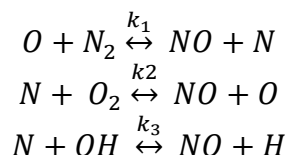
در این معادله τ_{KH} مدت زمان جدایش می‌باشد که می‌شود:

$$\tau_{KH} = \frac{3.726B_1R}{\Omega_{(KH)}\Lambda_{KH}} \quad (20)$$

ثابت B_1 بین ۱۰ تا ۶۰ متغیر است. مدل KH برای پیش بینی جدایش اولیه یک جت مایع کامل (جدایش نیافته) بکار می‌رود.

۶- الگوی تشکیل NOx

NO حرارتی: NO حرارتی در پشت جبهه شعله و در بین گازهای داغ حاصل از احتراق شکل می‌گیرد. اولین بار، مکانیزم دو مرحله‌ای آن توسط زلدوویچ ارائه و سپس توسط آقای لاوای توسعه یافت. این مکانیزم توسعه یافته شامل سه واکنش مقدماتی می‌باشد:



ضرایب k_i برابر نرخ واکنش بوده که مقادیر این ضرایب از طریق روش‌های آزمایشگاهی بدست می‌آید.

۷- الگوی تبخیر

در این کار از الگوی Multi-Component برای شبیه سازی تبخیر سوخت استفاده شده است. این الگو تعمیم یافته الگوی Abramzon-Sirignano می‌باشد. بر طبق این الگو، هنگامیکه ذرات در نقطه بالای دمای جوش باشد، شار جرمی قطره از معادله ۲۱ بدست می‌آید:

$$\frac{dm_p}{dt} = \frac{Q_C + Q_R}{V} \quad (21)$$

که V گرمای نهان تبخیر ذره و Q_C و Q_R به ترتیب انتقال حرارت جابجایی و تشعشعی می باشد. هنگامیکه ذرات در نقطه پایین دمای جوش باشند شار جرمی از رابطه ۱۰ بدست می آید:

$$\frac{dm_p}{dt} = \pi \rho_g \beta_g D_d sh^* \ln \left(\frac{1 - Y_{v,\infty}}{1 - Y_V} \right) \quad (22)$$

در رابطه ۲۲ Y_V کسر جرمی بخار ($Y_{v,\infty}$ کسر جرمی جریان آزاد بخار به دور از سطح قطره)، D_d قطر قطره، β_g ضریب پخش و ρ_g چگالی جزء ذره است. sh^* عدد Sherwood بوده و از رابطه ۲۳ محاسبه می شود:

$$sh^* = 2 + \frac{(sh_0 - 2)}{F_M}; \quad sh_0 = 2 + 0.552 Re^{\frac{1}{2}} Sc^{\frac{1}{3}} \quad (23)$$

به منظور تعمیم این الگو برای حالت Multi-Component، باید فرضیات زیر در نظر گرفته شود:

۱- ذرات مایع در تمامی نسبت ها کاملا قابل اختلاط باشند.

۲- در داخل ذرات، نیروی وارده از طرف اجزاء مختلف ذرات با هم برابر باشند.

در نتیجه در حالت Multi-Component، انتقال جرم هر جزء درون قطره بصورت جدا انجام می گیرد، از اینرو میزان شار جرمی کلی برای هر قطره برابر خواهد بود با:

$$\dot{m} = \sum_{i=1}^n m_i \quad (24)$$

در رابطه ۲۴، n تعداد اجزاء موجود در قطره می باشد [۱۷].

۸- معادلات و مدل های حاکم بر مسأله

معادلات اساسی مومنتوم پیوستگی و انرژی برای یک سیکل بسته محاسبه می شود. معادلات مومنتوم و پیوستگی مربوط به محاسبه میدان های سرعت و فشار و معادله انرژی مربوط به محاسبه آنتالپی می باشد. شکل کلی معادلات بقا جرم، مومنتوم و انرژی را به ترتیب برای یک حجم کنترل می توان به صورت زیر نوشت:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \frac{DU_i}{Dt} &= \rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = \rho g_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \\ &= \rho g_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{DH}{Dt} &= \rho \left(\frac{\partial H}{\partial t} + U_j \frac{\partial H}{\partial x_j} \right) \\ &= \rho g_j + \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} U_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \end{aligned} \quad (27)$$

که در اینجا ρ چگالی سیال، U سرعت سیال، g شتاب گرانشی، σ تانسور تنش، P فشار سیال، μ لزجت سیال، δ تانسور واحد، H آنتالپی سکون سیال، \dot{q} چشمه حرارتی، τ تنش برشی سیال و λ ضریب هدایت حرارتی می باشد.

۹- معادله ممنتوم اسپری

معادله ممنتوم اسپری به صورت زیر می باشد:

$$m_d \frac{du_{id}}{dt} = F_{idr} + F_{ig} + F_{ip} + F_{ivm} + F_{ib} \quad (28)$$

نیروی درگ (F_{idr}) به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$F_{idr} = D_p \cdot u_{irel} \quad (29)$$

تابع درگ (D_p) از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$D_p = \frac{1}{2} \rho_g A_d C_D |u_{rel}| \quad (30)$$

A_d سطح مقطع ذره، u_{rel} سرعت نسبی، ρ_g چگالی گاز و C_D ضریب درگ می باشد که آخری (ضریب درگ) به عدد رینولدز بستگی دارد و بصورت زیر محاسبه می گردد:

$$C_D = \begin{cases} \frac{24}{Re_d C_p} (1 + 0.15 Re_d^{0.687}) & Re_d < 10^3 \\ 0.44 / C_p & Re_d \geq 10^3 \end{cases} \quad (31)$$

$$Re_d = \frac{\rho_g |u_{rel}| D_d}{\mu_g} \quad (32)$$

۱۰- الگوی برخورد قطرات سوخت با دیواره

برای شبیه سازی اثرات متقابل قطرات سوخت اسپری شده و دیواره سیلندر، از مدل Walljet1 استفاده شده است. در این الگو فرض بر این است که قطره هنگام برخورد با دیواره سیلندر یا بر روی می لغزد یا از روی آن برمی گردد. برای مشخص شدن هر یک از این دو حالت، یک عدد وبر بحرانی برای قطرات برخوردکننده تعریف می شود که مقدار آن برابر با ۸۰ است ($We_c = 80$). اگر عدد وبر قطره برخورد کنند کمتر از مقدار بحرانی باشد ($We < We_c$)، مولفه مماسی سرعت قطره تغییر نکرده اما مولفه عمودی آن معکوس شده و اندازه آن تابعی از عدد وبر قبل و بعد از برخورد خواهد شد. اما اگر عدد وبر قطره بیشتر از مقدار بحرانی باشد ($We > We_c$)، قطره بعد از برخورد به دیواره تغییر جهت داده ولی اندازه سرعت آن تغییر نخواهد کرد [۱۷].

۱۱- روش حل عددی - روش گسسته سازی ۶ معادلات

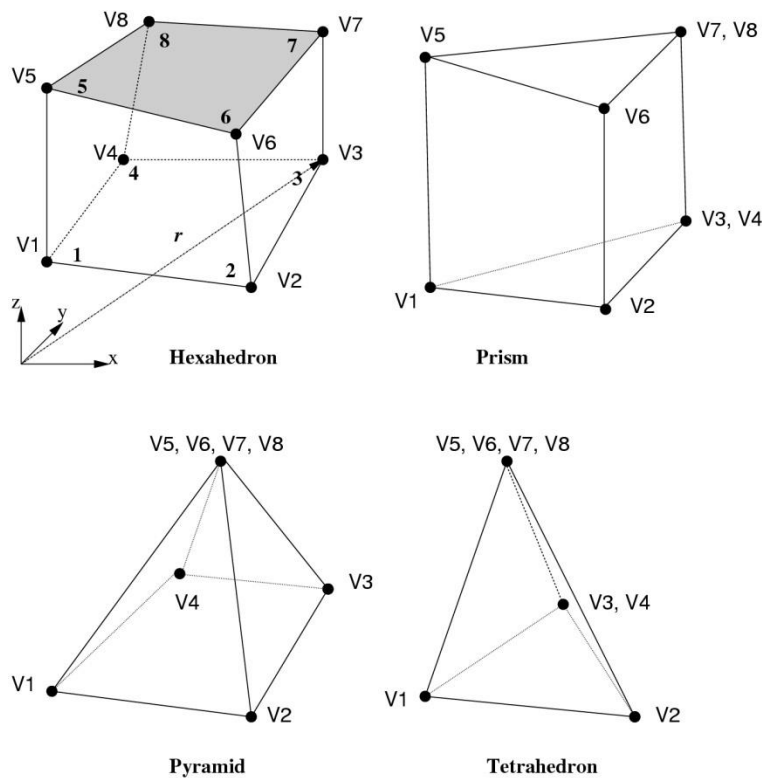
نرم افزار AVL Fire برای حل معادلات حاکم بر جریان سیال، روش گسسته سازی حجم محدود را به کار می برد که بر پایه بیان های بقایی انتگرالی برای یک حجم کنترل دلخواه بنا نهاده شده است. قواعدی را که در این روش توسط این نرم افزار به کار می رود، می توان به صورت زیر خلاصه کرد:

- دستگاه مختصات مورد استفاده، دستگاه مختصات کارتزین است و اجزاء برداری و تانسوری در قالب ترم های کارتزین بیان می شوند.

- تمام متغیرهای وابسته در یک مرکز هندسی از حجم کنترل ذخیره می‌شوند. در مرزها، این متغیرها در مرکز سطح‌های مرزی حجم کنترل تعریف می‌شوند.
 - برای مقاردهی به متغیرهای وابسته، مشتقات آنها و خواص سیال در موقعیت‌هایی غیر از مرکز سلول، از اختلاف خطی استفاده می‌شود.
 - به دلیل دقت مرتبه دوم اختلاف خطی متغیرهای وابسته، روش گسسته سازی به کار گرفته شده دارای دقت مرتبه دوم است.
- برای به دست آوردن معادلات گسسته شده، اصول زیر که مربوط به روند گسسته سازی هستند، باید مشخص شوند:

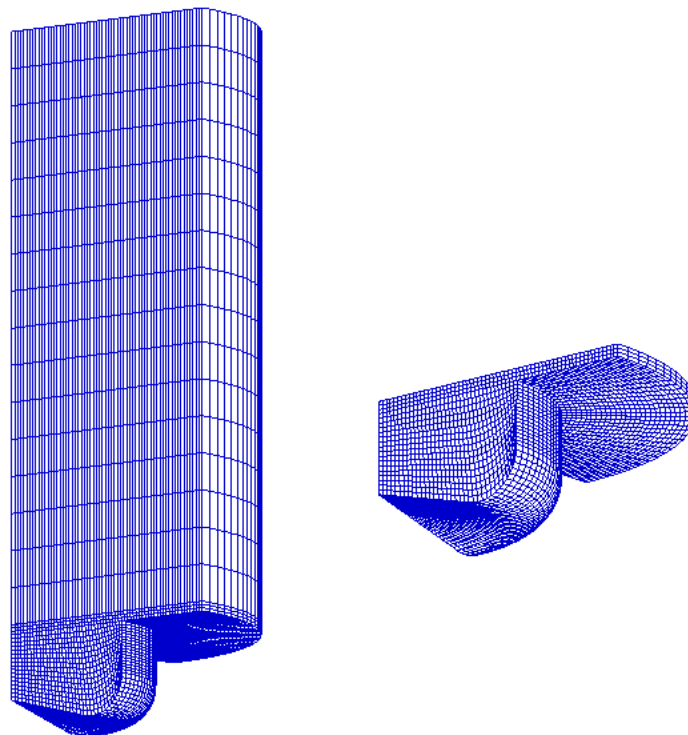
- خواص هندسی و موقعیتی شبکه عددی.
- روش درونیابی مورد استفاده در مقاردهی به کمیت‌های متعددی که در مرکز سلول مورد نیاز هستند، از قبیل محاسبه مشتقات در مرکز سلول و مرکز سطح.
- تخمین زدن گام زمانی انتگرال گیری.

روش عددی حجم محدود به ما این اجازه را می‌دهد که تقریباً بتوانیم هر شکلی را برای شبکه محاسباتی اختیار کنیم ولی اشکالی از قبیل مکعب شش سطحی، منشور، چهار وجهی و هرم بیشتر مورد استفاده قرار می‌گیرند. در شکل (۳) انواع مختلف حجم کنترل مورد استفاده توسط نرم‌افزار Fire برای ایجاد شبکه عددی نشان داده شده است.



شکل ۳- انواع متعدد حجم کنترل مورد استفاده در نرم‌افزار Fire در ایجاد شبکه

رئوس V_n با توجه به موقیبتشان که توسط بردار مکان $\vec{r}_n(x_k, t)$ مشخص می‌شود، به طور فیزیکی شبکه محاسباتی را تعریف می‌کنند. لبه‌ها توسط خطوط مستقیم به هم متصل می‌شوند که در واقع سطوح حجم کنترل را می‌سازند. تمام معادلات حاکم بر جریان برای تک تک حجم‌های کنترل به روش عددی حجم محدود حل می‌شوند تا مقادیر عددی مربوط به معادلات حاکم بر میدان جریان سیال به دست آید.



شکل ۴- مدل شبکه بندی شده سه بعدی در زوایای ۱۸۰ و ۳۶۰ درجه میل لنگ - یک چهارم فضای سیلندر

۱۲- مشخصات موتور و شرایط اولیه

موتور مورد بررسی در این کار، موتور دیزل Deutz بوده که مشخصات کامل آن در جدول (۲) درج شده است. در این کار به دلیل کاهش زمان محاسبات تنها یک چهارم سیلندر (۹۰ درجه) شبیه سازی شده است و این زاویه قطاع بر اساس تعداد سوپاپ انژکتور تعیین می‌گردد. (n/۳۶۰ که n تعداد سوپاپ انژکتور می‌باشد). در این بررسی همانطور که قبلاً نیز گفته شد، سوخت دیزل برای تشکیل مخلوط همگن، زودتر درون محفظه پاشیده می‌شود [۱۲]. با توجه به نتایج بدست آمده، بهترین حالت برای زمانبندی پاشش، ۹۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا (زاویه ۲۷۰ درجه میل لنگ) می‌باشد.

جدول ۲- مشخصات موتور

F6L912Q	مدل
چهار زمانه، ۶ سيلندر خطى، تنفس طبيعى	نوع موتور
۱۲۰×۱۰۰ ميلي متر	قطر سيلندر×كورس
۲۱۶ ميلي متر	طول شاتون
۵/۶۵lit	حجم
۱۷	نسبت تراكم
۴	تعداد سوراخهاي انژكتور

در حالت دو سوخته، سوخت متان بصورت پيش آميخته وارد محفظه شده و سوخت ديزل نيز بصورت پاششى تزريق مى شود. براى نشان دادن اثرات سوخت گازى بر روى احتراق HCCI، از نسبت پيش آميختگى r_p استفاده مى شود. اين نسبت برابر نسبت انرژى سوخت پيش آميخته (Q_p) به انرژى كل سوخت (Q_t) است.

$$r_p = \frac{Q_p}{Q_t} = \frac{\dot{m}_p h_{up}}{\dot{m}_p h_{up} + \dot{m}_a h_{ud}} \quad (33)$$

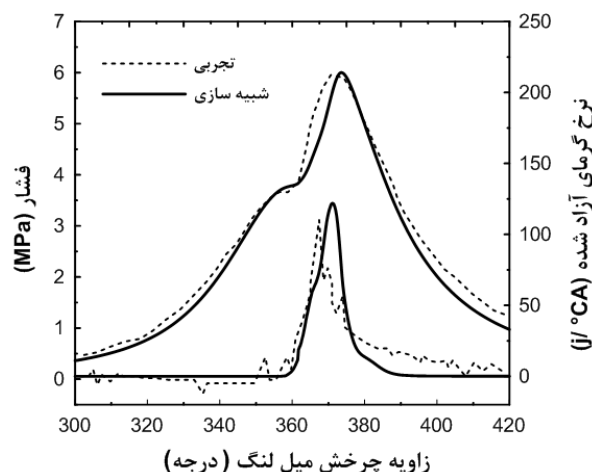
در رابطه ۳۳، \dot{m}_p ديبى جرمى سوخت گازى پيش آميخته، \dot{m}_a ديبى جرمى سوخت پاششى، h_{ud} ارزش حرارتى سوخت پيش آميخته گازى و h_{up} ارزش حرارتى سوخت پاششى مى باشد. زمانيكه $r_p=1$ باشد، نشان دهنده حالت تك سوخته در موتور HCCI بوده و $r_p=0$ نشان دهنده حالت HCCI بصورت سوخت پاششى است. در اين مقاله، نسبت هاي پيش آميخته ۰، ۰/۳۳، ۰/۴۴، ۰/۵۵، ۰/۶۵ و ۰/۷۵ در دماهاي ورودى ۳۲۰K، ۳۴۰K، ۳۶۰K و ۳۸۰K بررسى شده است.

جدول ۳- شرايط اوليه

۱۶۰۰	سرعت موتور (rpm)
۹۰	زمان بندى پاشش سوخت مستقيم (BTDC)
۳۴۰	دماى اوليه سوخت پاشش شده (K)
۳۲۰-۳۸۰	دماى هواى ورودى (K)
۱/۱	فشار ورودى (bar)
۰ - ۰/۷۶	نسبت پيش آميختگى

۱۳- صحه گذارى

به منظور صحه گذارى الگوهاي استفاده شده در اين شبيه سازى از نتايج تجربى اين موتور كه در مرجع [۱۸] نشان داده شده است، استفاده مى شود.



شکل ۵- مقایسه تغییرات فشار و نرخ گرمای آزاد شده حاصل از نتایج تجربی و شبیه سازی

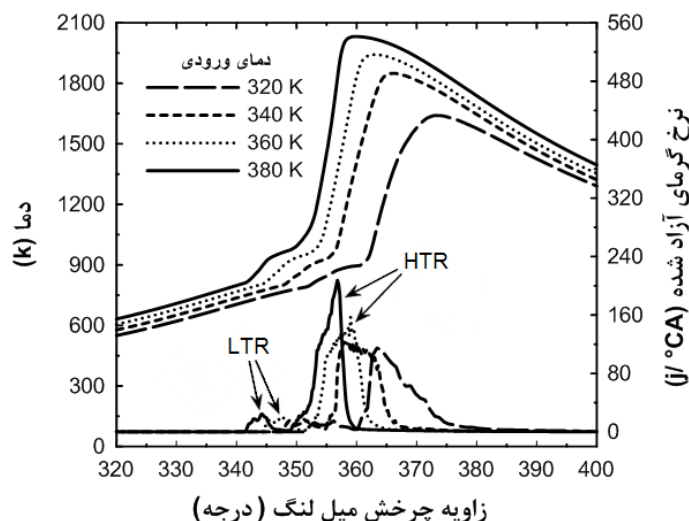
این نتایج تجربی برای حالت دوسوخته دیزل-گاز متان بوده، بطوریکه مقدار سوخت متان برابر ۲۷ میلی گرم و سوخت دیزل پاششی ۶ میلی گرم می باشد. سوخت متان بصورت همگن و با دمای ۳۶۵K وارد محفظه شده و سوخت دیزل در زاویه میل لنگ ۱۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا تزریق می شود. در شکل (۵) نمودار فشار و نرخ حرارت آزاد شده برای داده های تجربی و شبیه سازی شده، با هم مقایسه شده است. با توجه به شکل می توان نتیجه گرفت که نتایج تئوری و تجربی از توافق خوبی برخوردار هستند.

۱۴- بحث و بررسی نتایج

مشخصه های احتراق:

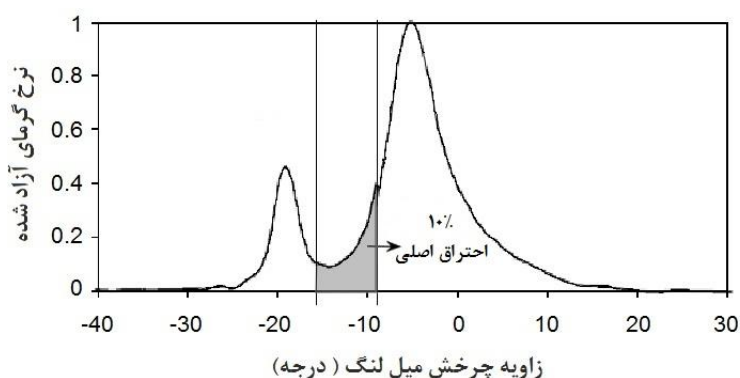
نکته: تمامی اعداد ذکر شده برای پارامترهای مختلف مورد بررسی مانند فشار، دما، نرخ حرارت آزاد شده و غیره حداکثر مقدار بدست آمده از هر نقطه داخل سیلندر می باشد. به این معنا که یک نقطه خاص در داخل سیلندر بررسی نشده است.

در شکل (۶) نمودار دمای درون سیلندر و نرخ حرارت آزاد شده در نسبت پیش آمیختگی $\Gamma_p = 0/55$ نشان داده شده است. با توجه به نمودار گرمای آزاد شده، دو مرحله احتراق، یکی مرحله احتراق دما پایین یا به اختصار LTR و دیگری مرحله احتراق دما بالا (احتراق اصلی) که به اختصار HTR نامیده شده است، دیده می شود. در اینجا پدیده شعله سرد (واکنش دما پایین) در محدوده دمایی بین ۷۵۰~۸۰۰K، و مرحله احتراق دما بالا (HTR) در فاصله دمایی ۹۰۰~۱۰۵۰K، بلافاصله بعد از کاهش فرآیند LTR، شروع می شود. به این محدوده دمایی که حرارت آزاد شده بصورت دو مرحله ای است، منطقه ضریب دمایی منفی (NTC) گفته می شود، زیرا در این منطقه با افزایش دما، تاخیر در احتراق نیز افزایش خواهد یافت. مینتی [۱۹] و پکالسکی [۲۰]، برای اولین بار به پدیده شعله سرد که می تواند در دمایی پایین تر از دمای خود احتراقی روی داده و منجلب به دو مرحله ای شدن احتراق شود، پی بردند. نتایج عددی و آزمایشگاهی نشان می دهد که پدیده شعله سرد حدود ۱۰۰ درجه پایینتر از دمای خود احتراقی مخلوط سوخت و هوا روی می دهد.



شکل ۶- نمودار متوسط دمای درون سیلندر و نرخ حرارت آزاد شده برای نسبت پیش‌آمیختگی $r_p=0.55$

در این مقاله، زمان شروع احتراق (SOC) برابر با ۱۰ درصد ماکزیمم حرارت آزاد شده (HTR) در نظر گرفته می‌شود (شکل ۷). در نتیجه اگر θ_{PKL} ، زاویه میل لنگ مطابق با ماکزیمم حرارت آزاد شده دما پایین (LTR) باشد، فاصله بین θ_{PKL} و SOC برابر با طول NTC بر حسب زاویه میل لنگ خواهد بود [۲۱].

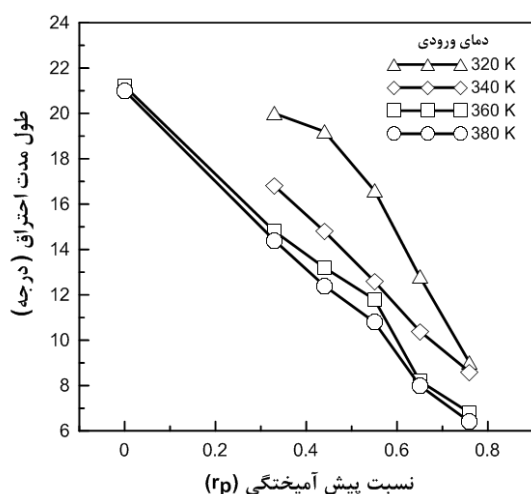


شکل ۷- تعریف شروع احتراق [۲۲]

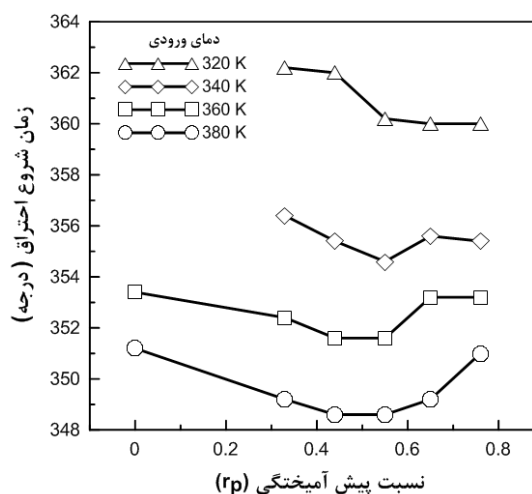
در شکل (۸) زمان شروع احتراق برای دماهای ورودی و نسبت‌های پیش‌آمیختگی مختلف نشان داده شده است. با توجه به شکل می‌توان دریافت که دمای هوای ورودی تاثیر زیادی در شروع احتراق خواهد داشت، بطوریکه با افزایش دمای ورودی، احتراق نسبت به نقطه مرگ بالا، زودتر شروع می‌شود. زیرا با افزایش دمای هوای ورودی، متوسط دمای درون محفظه نیز افزایش یافته، از اینرو غلظت رادیکال هیدروپراکسید و الفین، که مستقیماً به دما وابسته هستند، بالا رفته و سبب تشکیل رادیکال H_2O_2 خواهد شد که در ادامه رادیکال‌های هیدرواکسیدیل (OH) باعث احتراق زودتر می‌شوند [۲۳]. اما با افزایش r_p یا مقدار سوخت گازی، روند خاصی در شروع احتراق مشاهده نمی‌شود، بطور مثال در دمای ورودی 320 K ، با افزایش r_p از نسبت 0.33 تا 0.76 ، زمان شروع احتراق از 362°CA به 360°CA کاهش می‌یابد. در حالیکه در دمای هوای

ورودی 380K ، شروع احتراق در نسبت $r_p = 0$ تا $r_p = 0/55$ ، از زاویه 351°CA تا زاویه 348°CA کاهش یافته و بعد از آن تا نسبت $r_p = 0/76$ ، احتراق تا زاویه 351°CA درجه به تاخیر می‌افتد.

شکل (۹) نمودار طول مدت احتراق را نشان می‌دهد. همانطور که از شکل دیده می‌شود، طول مدت احتراق بر عکس شروع احتراق، وابستگی زیادی به نسبت پیش آمیختگی سوخت گازی دارد. با افزایش متان، مدت زمان احتراق کاهش یافته و احتراق سریعتر انجام می‌گیرد. در این حالت مقدار بیشینه فشار نیز افزایش یافته و احتراق شدیدتر و احتمال کوبش افزایش می‌یابد. دلیل این احتراق شدید این است که سوخت‌های گازی شکل می‌توانند به راحتی با هوا تشکیل مخلوط همگن داده و از این رو شروع احتراق تقریباً در سراسر محفظه و بصورت همزمان رخ می‌دهد. با توجه به شکل (۹)، طول مدت احتراق با افزایش دمای ورودی، به مقدار بسیار کم، کاهش می‌یابد، زیرا احتراق بعد از نقطه مرگ بالا خاتمه یافته که در این حالت با افزایش حجم سیلندر دمای آن رفته رفته کم‌تر می‌شود، در نتیجه با افزایش دمای متوسط محفظه، واکنش سوخت و هوا بعد از نقطه مرگ بالا سریعتر شده و پایان می‌پذیرد.



شکل ۹- طول مدت احتراق در دماها و نسبت‌های پیش‌آمیختگی مختلف



شکل ۸- زمان شروع احتراق در دماها و نسبت‌های پیش‌آمیختگی مختلف

همانطور که قبلاً گفته شد با افزایش سوخت متان احتراق شدیدتر بوده و احتمال فرآیند کوبش وجود خواهد داشت. در این مقاله برای پیش‌بینی فرآیند کوبش از نمودار نرخ تغییرات فشار نسبت به زاویه لنگ $(dp/d\theta)$ استفاده شده است. در این کار، مقدار بحرانی شیب فشار برای کوبش برابر با $15\text{bar}/^\circ\text{CA}$ در نظر گرفته شده و چنانچه نمودار شیب فشار پایین‌تر از این مقدار قرار گیرد می‌توان گفت که احتراق سالم است [۲۱]. شکل (۱۰) نمودار شیب فشار را در دو نسبت پیش آمیختگی $r_p = 0/55$ و $r_p = 0/76$ ، که احتمال کوبش در این دو نسبت بیشتر است، را نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۱۰) مشاهده می‌شود که در نسبت $r_p = 0/76$ و دمای هوای ورودی 380K کوبش رخ داده است. شکل (۱۱) مقادیر فشار موثر متوسط (IMEP) را در دماها و نسبت‌های پیش‌آمیختگی مختلف نشان می‌دهد.

$$imep = \frac{W_{c,i}}{V_d} = \frac{m_f Q_{LHV} \eta_{f,i}}{V_d} \quad (34)$$

$$\eta_{f,i} = \frac{W_{c,i}}{m_f Q_{LHV}} \quad \text{رابطه (۳۵)}$$

پارامترهای روابط بالا به شرح زیر می باشد:

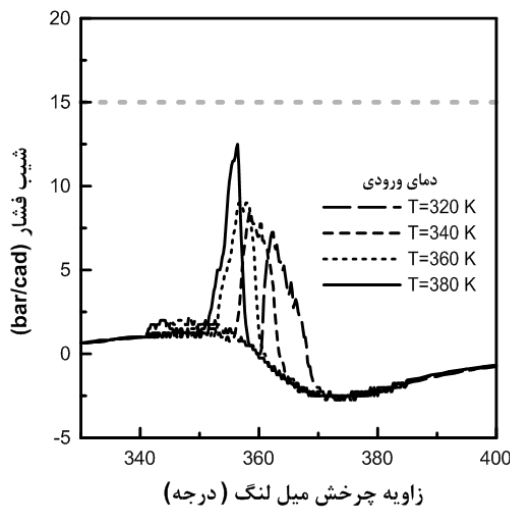
$W_{c,i}$ = مجموع کار اندیکاتوری در کورس تراکم و انبساط در یک سیکل

Q_{LHV} = Value of the Lower Heat Value

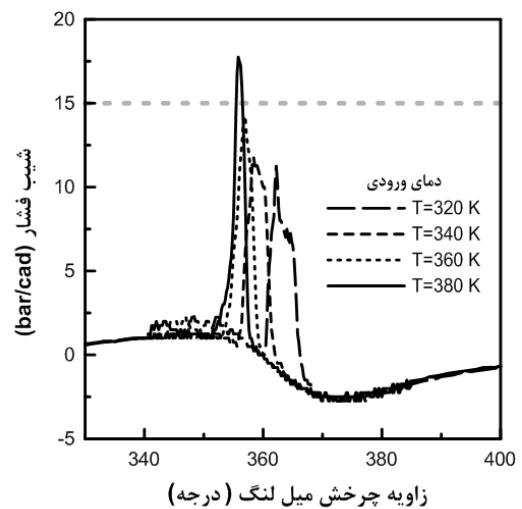
V_d = حجم جابجایی داخل سیلندر

m_f = جرم سوخت

در دمای هوای ورودی 320 K با افزایش r_p ، تغییرات زیادی در مقدار IMEP دیده می شود و این در حالی است که با افزایش دمای هوای ورودی، این تغییرات کمتر شده و شکل نمودار به صورت یک خط راست در می آید. دلیل این روند تغییرات این است که سوخت دیزل از جمله سوخت هایی است که تبخیر آن به سختی صورت می گیرد از اینرو با کاهش دمای هوای ورودی، مقدار سوخت مایع تبخیر شده، تا رسیدن به مرحله احتراق کمتر و در نتیجه از توان تولید شده نیز کاسته می شود.



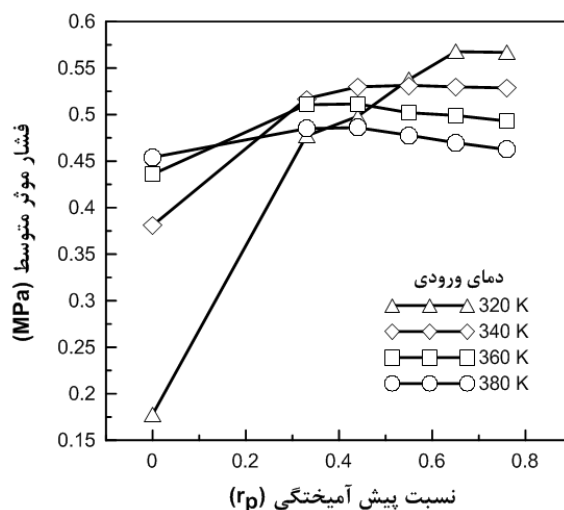
(الف)



(ب)

شکل ۱۰- نمودار شیب فشار نسبت به زاویه لنگ در نسبت پیش آمیختگی الف ($r_p=0/65$ ، ب) ($r_p=0/75$)

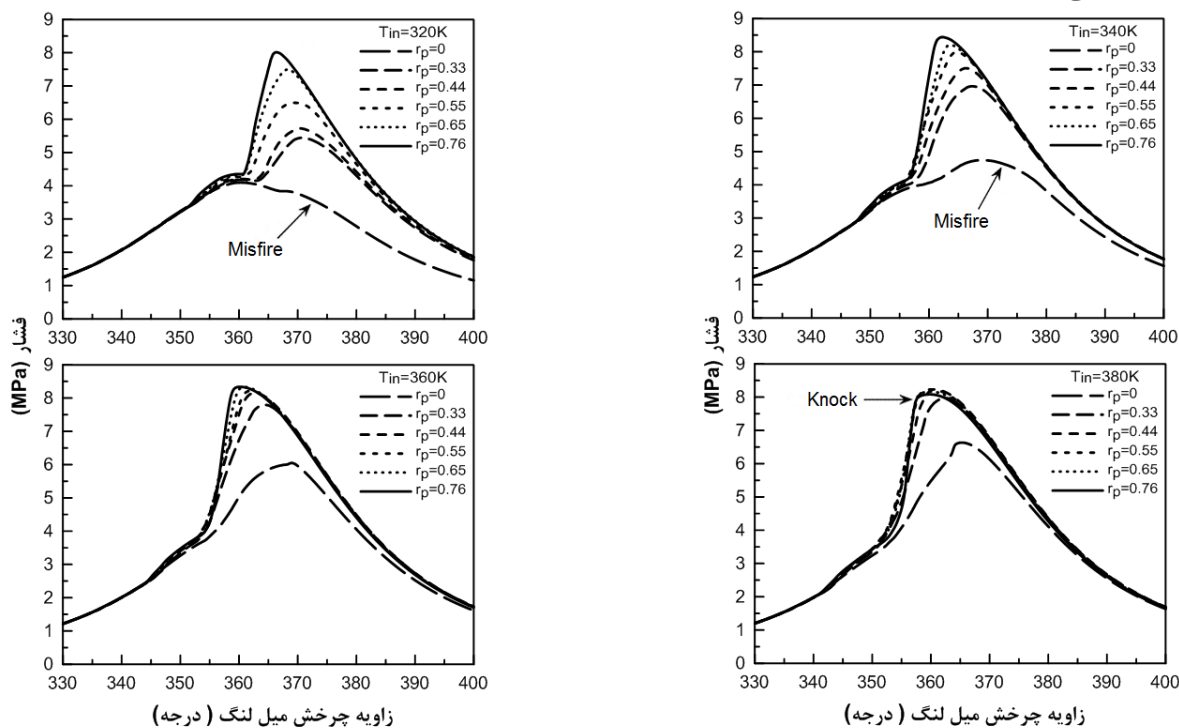
از روی شکل نیز دیده می شود که در دماهای پایین تر، با افزایش مقدار سوخت دیزل، توان خروجی و فشار موثر متوسط شدیداً کاهش می یابد، بطوریکه در دمای هوای ورودی 320 K از نسبت $r_p = 0/33$ تا $r_p = 0/76$ ، مقدار IMEP از $0/477\text{ Mpa}$ تا $0/567\text{ Mpa}$ افزایش یافته است. اما در دمای هوای ورودی 380 K ، ماکزیمم IMEP در نسبت $r_p = 0/55$ بوده که مقدار آن برابر با $0/486\text{ Mpa}$ می باشد.



شکل ۱۱- تغییرات فشار موثر متوسط در نسبت‌های پیش‌آمیختگی و دمای هوای ورودی مختلف

در شکل (۱۲) نمودارهای فشار بر حسب زاویه لنگ، در هر چهار دمای ورودی رسم شده است، از روی نمودارها می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش دمای ورودی، شکل منحنی فشار برای نسبت‌های مختلف r_p به هم نزدیک‌تر می‌شود.

نکته دیگری که می‌توان از روی نمودارهای فشار دریافت این است که در دماهای ورودی پایین‌تر، به علت تاخیر در شروع احتراق، بیشینه فشار، در نقطه‌ای دورتر نسبت به نقطه مرگ بالا قرار می‌گیرد و همین امر سبب می‌شود که کار منفی در طول مرحله تراکم کمتر شده و توان خروجی افزایش یابد. همانطور که در شکل (۱۱) دیده می‌شود، بیشینه فشار موثر متوسط در نسبت پیش‌آمیختگی $r_p = 0.76$ و دمای هوای ورودی 320 K می‌باشد.

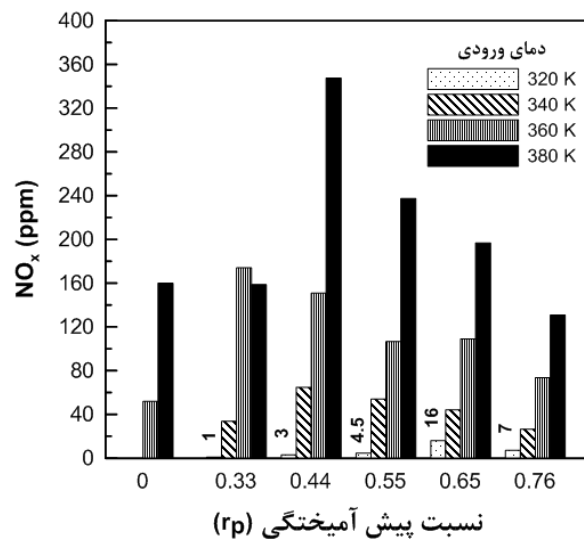


شکل ۱۲- تغییرات فشار درون سیلندر در نسبت‌های پیش‌آمیختگی و دمای هوای ورودی مختلف

آلاینده‌ها

از جمله نقاط قوت موتورهای HCCI، کاهش چشمگیر آلاینده NO_x بوده که دلیل آن پایین بودن دمای محفظه در این نوع احتراق می‌باشد. اما از آنجاییکه ترکیب سوخت متان و دیزل باعث شدیدتر شدن احتراق و بالا رفتن دمای متوسط درون سیلندر می‌شود، و از طرفی تشکیل بخش مهمی از آلاینده NO_x در دمای بالای ۱۸۰۰ روی می‌دهد، در نتیجه مقدار این آلاینده‌ها در حالت دو سوخته افزایش خواهد یافت [۲۴].

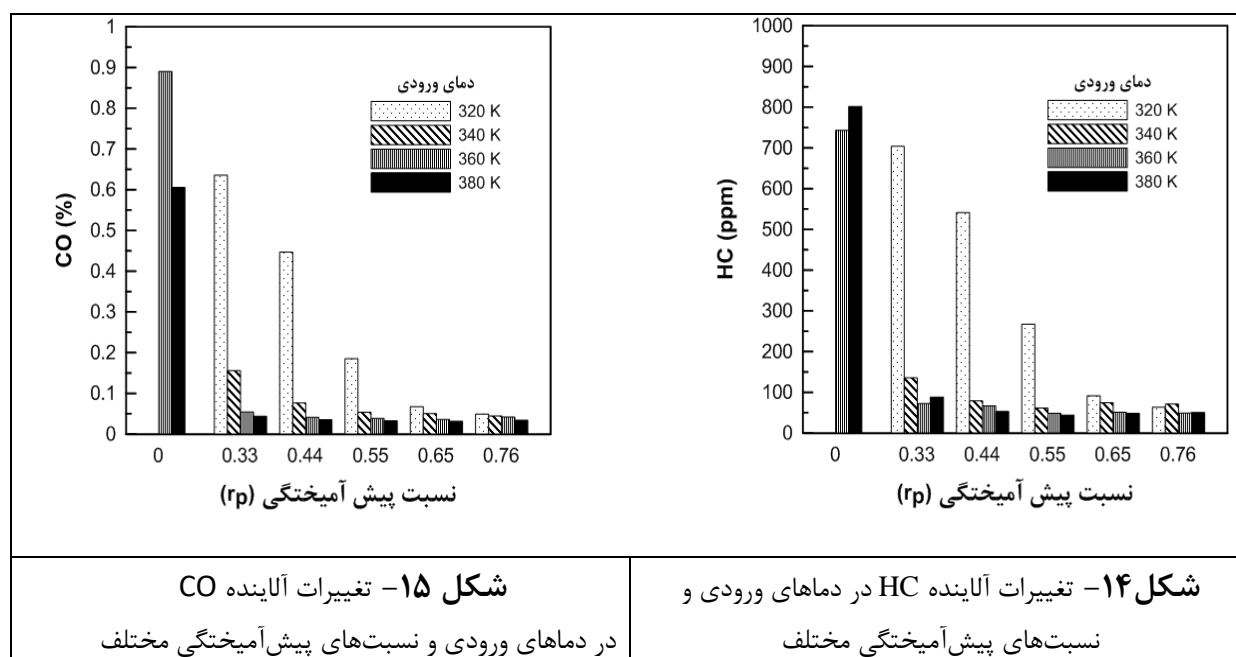
شکل (۱۳) مقدار آلاینده NO_x را برحسب ppm (mass) نسبت به دمای هوای ورودی و نسبت پیش‌آمیختگی نشان می‌دهد. بطور مشخص، با افزایش دمای هوای ورودی، میزان آلاینده NO_x ، به جز در یک مورد ($r_p=0/33$ و $T_{in}=380\text{ K}$)، در تمامی نسبت های r_p افزایش می‌یابد. زیرا در دماهای بالا انرژی لازم برای واکنش اکسیژن و نیتروژن فراهم شده و در نتیجه میزان تولید اکسید ازت حرارتی افزایش خواهد یافت. بیشترین مقدار این آلاینده در نسبت $r_p=0/44$ بوده که از این نقطه به بعد در اکثر موارد با افزایش نسبت پیش‌آمیختگی، NO_x کاهش یافته است. دلیل این کاهش نیز این است که با افزایش r_p ، مقدار اکسیژن موجود درون محفظه، به دلیل جایگزین شدن سوخت گازی، کاهش یافته و این کمبود اکسیژن سبب کاهش میزان تشکیل اکسید ازت خواهد شد. در دمای هوای ورودی 320 K ، مقادیر NO_x بسیار اندک می‌باشد بطوریکه بیشترین مقدار آن در $r_p=0/65$ برابر با 16 ppm است که اگر بخواهیم با استانداردهای آلاینده‌گی مقایسه کنیم، NO_x ویژه اندیکاتوری در این نقطه برابر با $0/1\text{ g/kwh}$ خواهد شد که این مقدار پایینتر از استاندارد Euro VI ($0/4\text{ g/kwh}$) که برای سال ۲۰۱۳ تصویب شده است، می‌باشد [۲۵].



شکل ۱۳- تغییرات آلاینده NO_x در نسبت‌های پیش‌آمیختگی و دمای هوای ورودی مختلف

یکی از چالش‌های مهم موتورهای HCCI، تولید مقدار زیاد آلاینده های منواکسیدکربن (CO) و هیدروکربن نسوخته (HC) می‌باشد. در نسبت‌های اکیووالانسی بالا، منبع اصلی تولید CO و HC ، در موتورهای HCCI، درزها و شکاف های درون سیلندر و لایه های مرزی بین دیواره سیلندر و پیستون بوده و در نسبت‌های اکیووالانسی پایین، علت اصلی تولید این آلاینده‌ها، اکسیداسیون ناقص گازهای درون سیلندر می‌باشد. در شکل‌های (۱۴ و ۱۵) همانطور که مشاهده می‌شود، با ترکیب سوخت متان، کاهش بسیار

چشمگیری در مقدار آلاینده‌های تولیدی، بوجود می‌آید. با توجه به شکل (۱۵) با افزایش r_p مقدار آلاینده CO تا حد زیادی کاهش می‌یابد بطوریکه در دمای ورودی 380 K ، مقدار این آلاینده از حدود $0/89$ درصد به مقدار $0/36$ و $0/41$ درصد به ترتیب برای $r_p=0/65$ و $r_p=0/76$ کاهش پیدا می‌کند. علت این کاهش این است که با توجه به شکل (۱۵) با افزایش سوخت گازی طول مدت احتراق کاهش یافته و عمل سوختن سریع و در نتیجه اکسیداسیون سوخت کاملتر می‌شود. از سوی دیگر با افزایش دمای هوای ورودی و افزایش دمای متوسط درون محفظه، زمان کافی برای کامل شدن مرحله آخر و نسبتاً آرام تبدیل CO به CO_2 وجود خواهد داشت. با توجه به شکل، بهینه ترین حالت برای کاهش آلاینده HC و CO به ترتیب در نسبت‌های پیش‌آمیختگی $r_p=0/55$ و $r_p=0/65$ و دمای هوای ورودی 380 K می‌باشد.



شکل ۱۵- تغییرات آلاینده CO

در دماهای ورودی و نسبت‌های پیش‌آمیختگی مختلف

شکل ۱۴- تغییرات آلاینده HC در دماهای ورودی و

نسبت‌های پیش‌آمیختگی مختلف

۱۵- نتیجه گیری

در این مقاله با توجه به نتایج به دست آمده مشاهده شد که در احتراق همگن، ترکیب سوخت متان با دیزل، تاثیر بسیار زیادی بر توان موتور و آلاینده‌های خروجی دارد، بطوریکه با استفاده از دماهای مختلف هوای ورودی می‌توان عملکرد موتور را بهبود و آلاینده‌های خروجی را کاهش داد. این نتایج را می‌توان به صورت زیر خلاصه و بیان نمود:

- دمای ورودی نقش تعیین کننده‌ای در شروع احتراق دارد بطوریکه افزایش دمای ورودی سبب احتراق زودرس می‌شود. از اینرو بیشینه فشار در نقطه‌ای نزدیک به نقطه مرگ بالا روی داده و در نتیجه کار منفی، افزایش و توان کاهش می‌یابد.
- بیشینه دمای متوسط درون سیلندر و میزان آلاینده NO_x با افزایش دمای ورودی افزایش یافته، اما آلاینده‌های CO و HC کاهش خواهند یافت.

- طول مدت احتراق تا حد زیادی به نسبت پیش‌آمیختگی سوخت متان بستگی دارد. افزایش سوخت متان، سبب کاهش طول مدت احتراق شده و احتراق شدیدتر خواهد شد.
- سوخت‌های گازی شکل می‌توانند به راحتی با هوا تشکیل مخلوط همگن دهند از اینرو با افزایش سوخت متان عمل سوختن سریع‌تر و اکسیداسیون کامل‌تر شده و در نتیجه مقدار آلاینده‌های CO و HC بصورت چشمگیری کاهش می‌یابد.
- ترکیب سوخت متان با دیزل، سبب افزایش متوسط دمای درون سیلندر شده که این امر منجر به افزایش آلاینده NO_x نسبت به حالت تک سوخته می‌شود، اما با افزایش نسبت پیش‌آمیختگی از یک نسبت به بعد، آلاینده NO_x کاهش می‌یابد.

مراجع

- [1] Heywood, J.B., "*Internal Combustion Engine Fundamentals*", McGraw Hill, New York, (1988).
- [2] Eichseder, H., and Wimmer, A., "Potential of IC-engines as Minimum Emission Propulsion System", *Atmos. Environ.* Vol. 37, pp. 5227–5236, (2003).
- [3] Kiely, G., "*Environmental Engineering*", McGraw-Hill, New York, (1998).
- [4] www.epa.gov/air/urbanair
- [5] Yao, M., Zheng, Z.h., and Liu, H., "Progress and Recent Trends in Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines", *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 35, No. 5, pp. 398-437, (2009).
- [6] Stanglmaier, R.H., and Roberts, C.E., "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits", *Compromises and Future Engine Applications*, SAE Technical Paper, 1999-01-3682, (1999).
- [7] Gan, S., Ng, H.K., and Pang, K.M., "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Combustion", *Implementation and Effects on Pollutants in Direct Injection Diesel Engines Applied Energy*, Vol. 88, No. 3, pp. 559–567, (2011).
- [8] Kimura, S., Aoki, O., Ogawa, H., Muranaka, Sh., and Enomoto, Y., "New Combustion Concept for Ultra-clean and High-efficiency Small DI Diesel Engines", SAE Technical Paper, 1999-01-3681, (1999).
- [9] Ogink, R., and Golovitchev, V., "Gasoline HCCI Modeling: Computer Program Combining Detailed Chemistry and Gas Exchange Process", SAE, Vol. 3614, pp. 2001-2001, (2001).

- [10] Zhao, H., Peng, Z., and Ladommatos, N., "Understanding of Controlled Auto Ignition Combustion in Four-stroke Gasoline Engine. Proc. Inst. Mech. Eng. Vol. 215, Part D, pp. 1297–1310, (2001).
- [11] Stanglmaier, R. H., and Roberts, C. E., "Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits", Compromises and Future Engine Applications. SAE Technical Paper, No. 1999-01-3682.
- [12] Fiveland, S. B., Agma, R., Christensen, M., Johansson, B., Hilters, J., Maus, F., and Assanis, D.N., "Experimental and Simulated Results Detailing the Sensitivity of Natural Gas HCCI Engines to Fuel Composition", SAE Technical Paper, No. 2001-01-3609, (2001).
- [13] Hanjalic, K., Popovac, M., and Hadziabdic, M., "A Robust Near-wall Elliptic Relaxation Eddy-viscosity Turbulence Model for CFD", International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 25, pp. 1047–1051, (2004).
- [14] Durbin, P., "Near-wall Turbulence Closure Modeling without Damping Functions", Theoretical and Computational Fluid Dynamics, Vol. 3, pp. 1–13, (1991).
- [15] Colin, O., and Benkenida, A., "The 3-Zones Extended Coherent Flame Model (ECFM3Z) for Computing Premixed/Diffusion Combustion", Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 59, No. 6, pp. 593-609, (2004).
- [16] Merker, G. P., Schwarz, C., Stiesch, G., and Otto, F., "*Simulating Combustion: Simulation of Combustion and Pollutant Formation for Engine-development*", Springer, Heidelberg, Germany, (2006).
- [17] Help Document of CFD AVL FIRE Software, Part: "Evaporation".
- [18] Zhang, Y., Kong, S., and Reitz, R., "Modeling and Simulation of a Dual Fuel (Diesel/Natural Gas) Engine with Multidimensional CFD", SAE Technical Paper 2003-01-0755, 2003, doi: 10.4271/2003-01-0755.
- [19] Minetti, R., Carliner, M., Therssen, E., and Sochet, L.R., "A Rapid Compression Machine Investigation of Oxidation and Auto-ignition of n-heptane", Measurements and Modeling, Combust Flame, Vol. 102, No. 3, pp. 298–309, (1995).
- [20] Pekalski, A.A., Zerenberg, J.F., Pasman H.J., Lemkowitz, M., Dahoe, A.E., and Scarlett, B., "The Relation of Cool Flames and Auto-ignition Phenomena to Process Safety at Elevated Pressure and Temperature", J. Hazard Mater, Vol. 93, pp. 93–105, (2002).
- [21] Xingcai, L., Yuchun, H., Libin, J., and Zhen, H., "Heat Release Analysis on Combustion and Parametric Study on Emissions of HCCI Engines Fuelled with 2-Propanol/n-heptanes Blend Fuels", Energy Fuels, Vol. 20, pp. 1870–1878, (2006).
- [22] Hernandez, J.J., Sanz-argente, J., Benajes, J., and Molina, S., "Selection of a Diesel Fuel Surrogate for the Prediction of Auto-ignition under HCCI Engine Conditions", International Journal of Fuel, Vol. 87, pp. 655–665, (2008).

- [23] Yoshiaki, N., Yasuo, A., and Aoyagi, Y., "Premixed Lean Diesel Combustion (PREDIC) using Impingement Spray System", SAE Paper, No. 2001-01-1892, New ACE Institute Co, Ltd.
- [24] Papagiannakis, R. G., and Hountalas, D.T., "Combustion and Exhaust Emission Characteristics of a Dual Fuel Compression Ignition Engine Operated with Pilot Diesel Fuel and Natural Gas", Energy Conversion and Management. Vol. 45. pp. 2971-2987, (2004).
- [25] www.dieselnet.com

فهرست نمادهای انگلیسی

ثابت توربولانسی	C_u
گاز متان	CH_4
کربن مونواکسید	CO
(Groupement Scientifique Moteurs)	GSM
هیدروکربن نسوخته	HC
موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن	$HCCI$
انرژی جنبشی توربولانسی	K
تعداد اتم های اکسیژن	K
تولید انرژی جنبشی توربولانسی	P_k
ذرات ریز	PM
مونواکسید نیتروژن و یا دی اکسید نیتروژن	NO_x
عدد اشمیت برای لامینار	S_c
عدد اشمیت توربولان	S_{c_t}
تعداد اتم های H	m
تعداد اتم های C	n
زمان	T
سرعت	v
ثابت برابر ۰,۶۱	B_0
عدد وبر فاز گازی	We_G
عدد آنسورگ	Z
عدد رینولدز قطره مایع	Re_l
گرمای نهان تبخیر ذره	V
کسر جرمی بخار	Y_V

انتقال حرارت جابجایی	Q_C
انتقال حرارت تشعشعی	Q_R
کسر جرمی جریان آزاد بخار به دور از سطح قطره	$Y_{v,\infty}$
قطر قطره	D_d
عدد Sherwood	sh^*
سرعت سیال	U
شتاب گرانشی	g
فشار سیال	P
آنتالپی سکون سیال	H
چشمه حرارتی	\dot{q}
نیروی درگ	F_{idr}
تابع درگ	D_p
عدد وبر	We
عدد وبر بحرانی	We_c
نسبت پیش آمیختگی	r_p
انرژی سوخت پیش آمیخته	Q_p
انرژی کل سوخت	Q_t
دبی جرمی سوخت گازی پیش آمیخته	\dot{m}_p
دبی جرمی سوخت پاششی	\dot{m}_d
ارزش حرارتی سوخت پیش آمیخته گازی	h_{ud}
ارزش حرارتی سوخت پاششی	h_{up}
مرحله احتراق دما بالا (احتراق اصلی)	HTR
مرحله احتراق دما پایین	LTR
منطقه ضریب دمایی منفی	NTC
زمان شروع احتراق	SOC
هیدرواکسیل	OH
فشار موثر متوسط اندیکاتوری	IMEP
مجموع کار اندیکاتوری در کورس تراکم و انبساط در یک سیکل	$W_{c,i}$
Value of the Lower Heat Value	Q_{LHV}
حجم جابجایی داخل سیلندر	V_d
جرم سوخت	m_f

نمادهای یونانی

کسر جرمی میانگین ذرات	\bar{Y}_x
منبع احتراق	$\bar{\omega}_x$
کسر جرمی سوختی در گازهای تازه	\tilde{Y}_{Fu}^u
کسر جرمی سوختی در گازهای سوخته شده	\tilde{Y}_{Fu}^b
جرم سوخت در گازهای تازه نگهداری شده	\tilde{m}_{Fu}^u
جرم سوخت در گازهای سوخته شده نگهداری شده	\tilde{m}_{Fu}^b
کمی شده تبخیر سوخت در گازهای تازه	\bar{S}_{Fu}^u
ترمی که خود اشتعالی، شعله از پیش آمیخته و اختلاط بین نواحی سوخته شده و نسوخته را به حساب می آورد.	$\bar{\omega}_{Fu}^u$
چشمه سوخت مایع تبخیر شده در گازهای سوخته نشده	\tilde{S}_{Fu}^u
چشمه سوخت مایع تبخیر شده در گازهای سوخته شده	\tilde{S}_{Fu}^b
ویسکوزیته لامینار	μ
ویسکوزیته توربولان	μ_t
کسر جرمی سوخت موجود در گازهای سوخته نشده	\tilde{Y}_{Fu}^u
کسر جرمی سوخت موجود در گازهای سوخته شده	\tilde{Y}_{Fu}^b
نرخ واکنش اکسیداسیون سوخت موجود در منطقه سوخته نشده	$\tilde{\omega}_{Fu}^u$
نرخ واکنش اکسیداسیون سوخت موجود در منطقه سوخته شده	$\tilde{\omega}_{Fu}^b$
طول موج متناظر با موج با بیشترین نرخ رشد	Λ_{KH}
تنش برشی سیال	τ
ضریب هدایت حرارتی	λ
لزجت سیال	μ
تانسور واحد	δ
مدت زمان جدایش	τ_{KH}
چگالی سیال	ρ
تانسور تنش	σ
ضریب پخش	β_g
چگالی	ρ_g

Abstract

Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) engines are new ideas for decreasing the fuel consumption in Compression Ignition engines. Due to regulations imposed on products regarding pollutants, numerous researches have been done on aforementioned engines as alternative engines to the routine diesel engines. Having utilized 3D CFD modeling, we have considered primarily combustion of homogenous diesel charge and then dual fuel combustion has been taken into account, noting that Diesel fuel is directly injected. In dual fuel, Methane is sucked in the cylinder as a mixed charge with air while diesel fuel is injected as said before. Results suggest that inlet temperature has a crucial role in vaporizing the liquid fuel and improvements in combustion. Meanwhile, in dual fuel combustion by reducing the inlet temperature and charging more Gas fuel inside the cylinder, not only the efficiency and the power increases but also pollutants stay at an acceptable level concerning the regulations and standards.