

بررسی عددی اثر دمای آب اضافه شده به سوخت اکتان بالا در یک موتور اشتعال تراکمی با واکنش پذیری کنترل شده (RCCI)

صالح طالش امیری^۱، روزبه شفق^{۲*} و امید جهانیان^۳

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی، بابل، salehamiri997@gmail.com

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی، بابل، rshafaghath@nit.ac.ir

۳- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی، بابل، jahanian@nit.ac.ir

* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۹۹/۰۲/۲۲، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۹/۰۵/۲۳، پذیرش: ۹۹/۰۶/۱۷)

چکیده: کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌گی‌ها و نیز افزایش توان و بازدهی از اهداف مهم پژوهش‌های حوزه موتورهای درون‌سوزند. با توجه به اثرات مثبت افزودن آب به مخلوط سوخت و هوای ورودی از منیفولد یک موتور درون‌سوز دمابایین، این مقاله به اثر تغییر دمای آب اضافه شده به سوخت اکتان بالا در یک موتور درون‌سوز اشتعال تراکمی با واکنش پذیری کنترل شده و سوخت دوگانه بنزین-دیزل می‌پردازد. دمای آب در بازه ۲۰ تا ۶۰ درجه سلسیوس تغییر می‌کند. در این راستا، در حالی که مشخصه توان خروجی تقریباً ثابت نگه داشته شده است، آب با نسبت‌های جرمی مختلف جایگزین بنزین می‌شود، به گونه‌ای که میزان کاهش سوخت معادل مقدار آب افزوده باشد، اما جرم سوخت دیزل بدون تغییر باقی می‌ماند. برای شبیه‌سازی عددی، از نرم‌افزار AVL-Fire به صورت کوپل با کد سینتیک مفصل شیمیایی استفاده شد. با مقایسه نتایج عددی با نتایج آزمایشگاهی در شرایط مشابه، نتایج عددی اعتبارسنجی شدند. نتایج نشان می‌دهند، با افزایش نسبت جرمی آب تا ۱۰ درصد، فشار و دمای محفظه احتراق و نیز آلاینده‌گی اکسیدهای نیتروژن به حد قابل توجهی افزایش می‌یابد، ولی با افزایش آب تا نسبت جرمی ۱۵ درصد، روند کاهش دیده می‌شود. ادامه روند افزایش نسبت جرمی آب تا ۲۰ درصد دوباره روند افزایشی را در پی دارد، با این تفاوت که در این نسبت جرمی دمای محفظه احتراق و آلاینده‌گی اکسیدهای نیتروژن، علی‌رغم افزایش مشخصه‌های توان، افزایش چشم‌گیری نداشته‌اند. در ادامه، با در نظر گرفتن نسبت جرمی ۲۰ درصد، بررسی اثرات افزایش دمای آب اضافه شده روند رو به بهبودی را نشان می‌دهد، به طوری که بیشینه میانگین فشار داخل محفظه احتراق افزایش یافته، منجر به افزایش جزئی فشار متوسط مؤثر اندیکاتور می‌شود. از طرفی، به دلیل افزایش سطح تکمیل احتراق، آلاینده‌گی CO به حد چشم‌گیری کاهش می‌یابد. همچنین، مصرف سوخت ویژه اندیکاتور تا مقدار ۲ درصد کاهش می‌یابد.

کلیدواژه‌گان: RCCI، پاشش آب، دمای آب، رادیکال‌های آزاد، بازه احتراق، فشار مؤثر متوسط اندیکاتور، مصرف سوخت

مقدمه

با توجه به روند توسعه موتورهای درون‌سوز و نیز با در نظر گرفتن کاربری‌های تعریف شده، افزایش بازدهی در کنار کاهش سطح آلاینده‌گی محصولات احتراق از اهداف کلیدی پژوهش‌های آینده در این حوزه است [۱]. موتورهای اشتعال تراکمی (CI)^۱ نسبت به موتورهای اشتعال جرقه‌ای (SI)^۲، به دلیل نسبت تراکم بالاتر، بازه حرارتی بیشتری تولید می‌کنند، اما با توجه به همگن نبودن مخلوط سوخت و هوا در لحظه احتراق، موتورهای CI نسبت به موتورهای SI آلاینده‌گی بیشتری تولید می‌کنند. به

1. Compression ignition
2. Spark ignition

همین دلیل همواره تلاش بر این است که موتورهای اشتعال تراکمی به گونه‌ای طراحی شوند که علاوه بر ارائه توان و کارایی لازم، آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن (NOx) و دوده کم‌تری تولید کنند [۲]. بر این اساس، محققین ابتدا نوع پیشرفته‌تر موتورهای اشتعال تراکمی با مخلوط پیش‌آمیخته (PCI)^۱ را مورد بررسی قرار دادند [۳-۵] و در ادامه استراتژی جدیدی با عنوان احتراق دماپایین (LTC)^۲ شکل گرفت که مشخصه اصلی آن بازده حرارتی بالا در حد موتورهای اشتعال تراکمی (CI) در کنار انتشار آلاینده‌های کمتر است [۶]. در این گونه از موتورهای اشتعال تراکمی چگونگی و زمان مخلوط‌شدن سوخت و هوا و نیز آماده‌سازی برای احتراق از جمله پارامترهای اثرگذار است.

یکی از شناخته‌شده‌ترین موتورهای LTC موتورهای اشتعال تراکمی با مخلوط همگن (HCCI)^۳ است. در یک موتور HCCI، احتراق با شروع از گرم‌ترین نقاط در چندین مکان در حجم محفظه احتراق رخ می‌دهد. به این ترتیب، احتراق بدون انتشار شعله صورت می‌گیرد [۷]. با این حال، عدم امکان کنترل زمان شروع و بازه احتراق کاربرد عملی آن را دشوار می‌کند، به طوری که در بیشتر موارد موتورهای HCCI در شرایط بار کم تنظیم می‌شوند [۸]. نوع دیگر استراتژی احتراق دماپایین حالت اشتعال تراکمی پیش‌آمیخته (PCCI)^۴ است. موتورهای PCCI، به دلیل احتراق مخلوط سوخت و هوای همگن‌تر، که ناشی از پاشش زود هنگام سوخت است، عملکرد احتراقی بهتری دارند. در این موتورها، فرایند سوخت‌رسانی شامل اتمی‌سازی سوخت و اختلاط آن با هوای مکیده شده به داخل محفظه احتراق است [۹]. برای سال‌ها کنترل زمان شروع و بازه احتراق مشکلی اساسی در طراحی موتورهای LTC بود، تا زمانی که کوکجان و همکاران [۱۰، ۱۱]، برای رفع مشکلات کنترل احتراق، استراتژی ترکیبی از دو سوخت با مشخصات مختلف را پیشنهاد کردند، به گونه‌ای که در یک موتور اشتعال تراکمی به صورت هم‌زمان از یک سوخت ستان بالا برای کنترل خوداشتعالی و یک سوخت اکتان بالا در طی فرایند احتراق استفاده شود. این استراتژی را اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل شده (RCCI) نامیدند. در حالت RCCI، فاز احتراقی توسط کسر جرمی دو سوخت و بازه احتراق با توجه به طبقه‌بندی واکنش‌پذیری سوخت کنترل می‌شود [۱۲].

امکان کوبش بالای موتور در حالت LTC و انتشار زیاد آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته هنوز هم موانع عمده‌ای برای استفاده تجاری از این استراتژی‌های احتراقی جدید است [۱۳]. یکی از راهکارهای بهبود هرچه بیشتر کارایی و کاهش آلاینده‌های موتورهای LTC تغییر سوخت مصرفی آن‌هاست. مطالعات زیادی در این باره صورت گرفت که از جمله مهم‌ترین آن‌ها بررسی انواع سوخت‌های اکتان بالا و ستان بالا بود [۱۴-۱۶]. به طور خاص، کامران و همکاران [۱۷] یک موتور RCCI با سوخت دوگانه را مورد بررسی قرار دادند که در این موتور از CNG به عنوان یک سوخت اکتان بالا و دیزل به عنوان سوخت ستان بالا استفاده شد. نتایج نشان دادند، با افزایش سوخت CNG، انتشار آلاینده‌های NOx و دوده به صورت هم‌زمان کاهش می‌یابند، اما در اکثر موارد استفاده از سوخت متان، به دلیل نسبت هیدروژن به کربن بیشتر (در مقایسه با سوخت دیزل) در موتور اشتعال تراکمی، باعث کاهش قابل توجه انتشار کربن دی‌اکسید می‌شود، با این حال در برخی موارد در موتور دیزل تحت حالت RCCI، انتشار بالای HC و CO مشاهده شد [۱۸]. در موتورهای با سوخت دوگانه دیزل و گاز طبیعی، با تغییر در ویژگی‌های فیزیکی و شیمیایی دو سوخت می‌توان برخی از مشکلات این گونه از موتورها را برطرف کرد [۱۹]. با توجه به اینکه در بین سوخت‌های موجود هیدروژن، به دلیل تنوع در روش‌های تولید و همچنین کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای، به عنوان یکی از مناسب‌ترین سوخت‌های جایگزین محسوب می‌شود [۲۰، ۲۱]، استفاده از سوخت‌های گازی با واکنش‌پذیری کم (H₂ و CH₄) به همراه دیزل با واکنش‌پذیری بالا در حالت RCCI نیز مورد مطالعه قرار گرفت [۲۲]. به عنوان مثال، از هیدروژن مخلوط با گاز طبیعی (HCNG) به عنوان سوخت پیش‌آمیخته و دیزل به عنوان سوخت پاشش مستقیم استفاده شد. HCNG به عنوان سوخت اصلی باعث بهبود واکنش شیمیایی سوخت گاز طبیعی در حالت RCCI با سوخت دوگانه می‌شود [۸]. مشکل اصلی اضافه کردن

1. Premixed compression ignition
2. Low temperature combustion
3. Homogeneous charge compression ignition
4. Premixed Charge Compression Ignition

سوخت گاز هیدروژن وقوع پدیده کوبش و همچنین افزایش انتشار آلاینده‌گی NO در موتورهای اشتعال تراکمی دیزل است. برای حل این مسئله تقوی فر و همکاران [۲۳] اثر درصدهای متفاوت پاشش آب را در موتور اشتعال تراکمی دیزل با سوخت دوگانه مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها مشاهده کردند که مشکل کوبش رفع می‌شود، اما آلاینده‌گی دوده افزایش پیدا خواهد کرد. همچنین، مطالعات نشان داد که پاشش درصد مشخصی از آب می‌تواند موجب افزایش سهم انرژی هیدروژن و کاهش انتشار NOx در یک موتور اشتعال تراکمی شود [۲۴]. شایان ذکر است که گونه‌هایی از جمله رادیکال هیدروکسیل و H₂O₂ در کنترل لحظه شروع و بازه احتراق تاثیر بسزایی دارند. در نتیجه، پاشش آب می‌تواند بر بازدهی و عملکرد موتورهای اشتعال تراکمی تاثیرگذار باشد [۲۵، ۲۶].

تاثیر افزودن آب بر فرایند احتراق و نیز میزان و زمان تولید این گونه‌ها در محفظه احتراق محققان را برآن داشت تا اثر پاشش آب در فرایند احتراق را مطالعه کنند. برای بررسی تاثیر آب در فرایند احتراق و بازدهی موتور اشتعال تراکمی، ابوزیاد، در سال ۲۰۰۳، با بررسی اثر پاشش آب به صورت امولسیون با سوخت دیزل در یک موتور اشتعال تراکمی نشان داد این عمل موجب افزایش توان ترمزی، گشتاور و بازدهی موتور می‌شود [۲۷]. رحمن‌شاه و همکاران آب را به صورت مخلوط با هوا وارد مینیفولد ورودی یک موتور CI کردند [۲۸]. این کار منجر به کاهش بازده، کاهش NOx و افزایش کربن مونوکسید (CO) شد که نتیجه معکوس نسبت به استفاده از سوخت هیدروژن داشت، زیرا، با افزودن H₂ به موتور CI، انتشار NOx افزایش یافته، دوده نیز به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد [۲۹]. چینتالا و همکاران، در سال ۲۰۱۴، برای افزایش سهم انرژی هیدروژن در یک موتور CI، در یک مطالعه آزمایشگاهی، در کنار بررسی اضافه کردن سوخت هیدروژن، اثر افزودن مقادیر متفاوت جرمی آب از طریق مینیفولد ورودی موتور را بررسی کردند. نتایج نشان دادند که برای تبدیل آب به بخار فوق‌داغ، بخش عظیمی از حرارت جذب می‌شود [۹]. با توجه به خصوصیات مؤثر آب همچون ظرفیت حرارتی ویژه، دمای آب در هنگام اضافه شدن به مخلوط سوخت و هوا می‌تواند تاثیر قابل توجهی بر فرایند احتراق و آلاینده‌گی داشته باشد. در پی همین موضوع، تقوی فر و همکاران به بررسی عددی اثر پاشش مستقیم درصدهای مختلف آب در دماهای ۲۷ تا ۶۰ درجه سلسیوس و به کمک نازلی مجزا در یک موتور اشتعال تراکمی پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که در نسبت ۱۵٪ و دمای ۶۰ درجه سلسیوس، توان و گشتاور به مقدار بیشینه خود می‌رسد، اما در نسبت ۵٪ کم‌ترین مقدار تولید آلاینده‌گی در دمای ۲۷ درجه سلسیوس رخ می‌دهد [۲۳]. مگنوس کریستینسن و بنت یوهانسون به بررسی امکان کنترل لحظه احتراق یک موتور HCCI به کمک پاشش آب پرداختند. در این مطالعه آزمایشگاهی، اثر نسبت‌های گوناگون هوا و سوخت و فشار ورودی برای سه نوع مختلف سوخت ایزواکتان، اتانول و گاز طبیعی مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به نتایج، تنها در یک محدوده کوچک، تزریق آب می‌تواند برای بهبود زمان اشتعال و کاهش سرعت احتراق برای حالت HCCI استفاده شود. همچنین، افزایش درصد آب باعث افزایش تولید آلاینده‌گی CO شد که نشان از کاهش سطح تکمیل احتراق دارد [۳].

مطالعات گذشته نشان می‌دهد که پاشش آب در درصدهای جرمی و دماهای متفاوت تاثیرات گوناگونی بر تکمیل احتراق، بازدهی، توان و همچنین مصرف سوخت موتورهای درون‌سوز دارد. لذا، در این پژوهش، نقش افزودن نسبت‌های جرمی متفاوت آب به سوخت اکتان‌بلا در یک موتور اشتعال تراکمی دماپایین با سوخت دوگانه مورد بررسی قرار گرفت. همچنین، به دلیل ظرفیت حرارتی ویژه بالای آب، اگر آب در دمای پایین پاشیده شود، با جذب بخش قابل توجهی از حرارت بر روی عملکرد احتراقی موتور تاثیرگذار خواهد بود. لذا، یکی از مباحث مهمی که در این مطالعه مورد بررسی قرار می‌گیرد اثر تغییرات دمای آب بر روی مشخصه‌های عملکردی موتور است. در ضمن با توجه به تاثیر آب بر لحظه شروع احتراق و نیز با در نظر گرفتن رادیکال‌های هیدروکسیل، به عنوان یکی از مشخصه‌های اساسی در لحظه شروع احتراق، تاثیر اضافه شدن آب بر روند تولید و مصرف رادیکال‌های هیدروکسیل نیز مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به پیچیدگی محاسبات مربوط به جریان سیال و همچنین احتراق سوخت در موتورهای درون‌سوز، شبیه‌سازی احتراق در آن‌ها همواره چالش‌برانگیز است [۳۰]. لذا، برای

مدل‌سازی عددی موتور از کوپل نرم‌افزار AVL Fire با کد سینتیک مفصل شیمیایی استفاده شده است. شایان ذکر است که کد سینتیک مفصل شیمیایی به‌منظور افزایش دقت در محاسبات مربوط به فرایند احتراق به‌کار گرفته شده است.

معادلات حاکم و روش حل

در این مطالعه، به‌منظور بررسی اثرات افزودن آب به مخلوط سوخت و هوا بر عملکرد احتراقی یک موتور احتراق داخلی، نسبت جرمی آب اضافه‌شده به مخلوط هوا و سوخت ورودی به‌کمک معادله (۱) محاسبه شد، به‌صورتی که جرم مخلوط سوخت بنزین و آب در تمامی حالت‌ها مقداری ثابت بوده، اما نسبت جرمی آن‌ها متغیر در نظر گرفته شد.

$$\text{water mass fraction} = \frac{m_{\text{water}}}{m_{\text{gasoline}} + m_{\text{water}}} \times 100 \quad (1)$$

برای شبیه‌سازی عددی چرخه بسته موتور، از نرم‌افزار AVL Fire استفاده شده است. معادلات حاکم در این بخش شامل معادله بقاء، پیوستگی و معادلات مدل آشفتگی است که تاثیرات آشفتگی به‌کمک مدل k- ζ -f اعمال شده است [۳۱].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + (\nabla \cdot \rho U) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{D(\rho U_i)}{Dt} = \rho g_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial P}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (3)$$

$$\frac{D(\rho H)}{Dt} = \rho \dot{q}_g + \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (U_j \tau_{ij}) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (4)$$

$$\frac{D(\rho C)}{Dt} = \rho \dot{r} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D_l \frac{\partial C}{\partial x_j} - \rho \overline{c u_i} \right) \quad (5)$$

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \rho (P - \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (6)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \rho \frac{C_{\varepsilon 1} P - C_{\varepsilon 2} \varepsilon}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \quad (7)$$

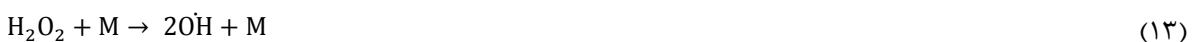
$$\rho \frac{D\zeta}{Dt} = \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} P + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right) \quad (8)$$

$$f - L^2 \frac{\rho^2 f}{\partial x_j \partial x_j} = \left(C_1 + C_2 \frac{P}{\zeta} \right) \frac{2/3 - \zeta}{T} \quad (9)$$

$$P = -2\mu_t S : S - \frac{2}{3} [\mu_t (trS) + k] (trS) \quad (10)$$

$$\nu_t = C_\mu \zeta \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (11)$$

در تحلیل عملکرد یک موتور درون‌سوز، حل معادلات شیمیایی برای ارزیابی روند اکسیداسیون سوخت و آزادسازی حرارت ضرورت دارد. در طی فرایند اکسیداسیون سوخت، علاوه بر دما و فشار محفظه احتراق، آگاهی از روند تولید و مصرف برخی گونه‌ها از جمله رادیکال‌های آزاد مهم است. از مهم‌ترین این گونه‌ها می‌توان OH را نام برد که در زمان شروع احتراق تاثیر زیادی دارد. رادیکال هیدروکسیل به‌عنوان یک گونه مهم در ارتقاء سطح کیفی احتراق شناخته می‌شود، زیرا این گونه در لحظه شروع فرایند احتراق اصلی بسیار تاثیرگذار است [۲۷]. معادله‌های (۱۲) و (۱۳) تشکیل رادیکال هیدروکسیل را نشان می‌دهند [۲۵].



با توجه به اهداف این مطالعه، دقت محاسبات برای بررسی تاثیر آب در فرایند احتراق از اهمیت بالایی برخوردار است. لذا، در این کار از کد سینتیک مفصل شیمیایی برای حل معادلات شیمیایی و افزایش دقت نتایج استفاده شده است. فلوجارت نشان داده‌شده، در شکل ۱، مراحل شبیه‌سازی هم‌زمان نرم‌افزار AVL Fire به‌صورت کوپل با کد سینتیک مفصل شیمیایی را نشان

می‌دهد. با توجه به شکل، پس از اجرا و بررسی هندسه شبکه‌بندی‌شده، با در نظر گرفتن شرایط مرزی و شرایط ترمودینامیکی در نرم‌افزار، شبیه‌سازی عددی براساس معادلات بقای جرم و تکانه انجام می‌شود. برای شبیه‌سازی پاشش سوخت، از مدل‌های کلون-هلمهوتز و ریلی-تیلور استفاده شد. پس از اتمام محاسبات مربوط به دینامیک سیالات محاسباتی محاسبات احتراقی انجام می‌شود. در صورتی که دمای سلول‌های محاسباتی بالاتر از ۶۰۰ کلون باشد، از داده‌های کد سینتیک مفصل شیمیایی احتراق هم‌زمان دو سوخت دیزل و بنزین، که شامل ۷۷ گونه و ۴۵۷ واکنش است، برای اصلاح داده‌هایی نظیر غلظت گونه‌ها و آزادسازی حرارت استفاده می‌شود. این مراحل تا لحظه‌ای تکرار می‌شود که زاویه لنگ به لحظه باز شدن سوپاپ گاز خروجی برسد. همچنین، ذکر این نکته لازم است که برای محاسبه مقدار NO در کد سینتیک مفصل شیمیایی از روش زلدویچ استفاده شده است.

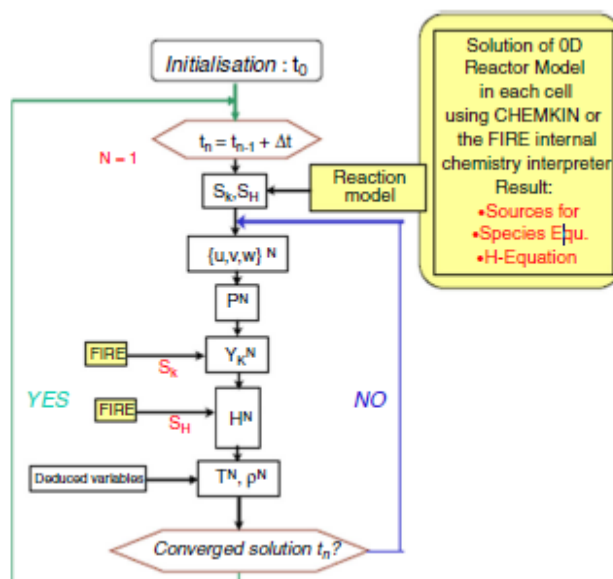


Figure 1- The strategy of coupling AVL Fire and detailed chemical kinetics[32]

شکل ۱- فلوچارت کوپل Chemkin و AVL Fire [۳۲]

اعتبارسنجی

برای اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی عددی و واکنش‌های شیمیایی، پارامترهای فشار داخل سیلندر و نرخ آزادسازی حرارت با داده‌های آزمایشگاهی مطلبی و همکاران [۳۳] مقایسه شد. مطالعه اعتبارسنجی بر روی یک موتور تک سیلندر چهارزمانه احتراق تراکمی سبک تجاری انجام شد. جدول ۱ مشخصات دقیق موتور را نشان می‌دهد.

جدول ۱- مشخصات موتور [۳۳]

Table 1- The specifications of the engine [33]

Item	Specification
Type	Daedong 11hp, Single cylinder, water cooled, four-stroke
Bore (mm)	92
Stroke (mm)	95.5
Displacement (cc)	630
Compression ratio	17.1
Intake valve opening (CAD bTDC)	20
Intake valve closing (CAD aBDC)	47
Exhaust valve opening (CAD bBDC)	35
Exhaust valve closing (CAD aTDC)	14
Number of valves	2

در این موتور، برای پاشش مستقیم سوخت به داخل محفظه احتراق از سیستم ریل مشترک استفاده شده است. همچنین، این موتور به ابزار پاشش از درگاه^۱ (PFI) نیز مجهز است. جدول ۲ مشخصات سیستم پاشش سوخت مستقیم و درگاه را نشان می‌دهد.

جدول ۲- مشخصات سیستم پاشش سوخت مستقیم و پاشش سوخت در پورت [۳۳]

Table 2- Specifications for the port and common-rail injection system [35]

Items	Common-rail injection system	PFI injection system
Number of holes	8	5
Hole diameter (μm)	120	-
Spray angle	120	-
Injection pressure (bar)	600	3

سوخت بنزین پس از پاشش در پورت به صورت مخلوط با هوا وارد سیلندر می‌شود و سوخت دیزل به صورت مستقیم در محفظه احتراق می‌پاشد. جرم سوخت دیزل پاشیده شده در هر چرخه برابر با $10/5$ میلی‌گرم و جرم بنزین پاشیده شده در هر چرخه برابر 12 میلی‌گرم است. کارکرد این موتور در دور ثابت 1150 rpm و لحظه پاشش سوخت دیزل در 20 درجه CA پیش از نقطه مرگ بالا و بازه پاشش سوخت به اندازه $2/5$ درجه برحسب زاویه لنگ است. مشخصات دو سوخت مذکور در جدول ۳ قابل مشاهده است.

جدول ۳- مشخصات سوخت دیزل و بنزین [۳۳]

Table 3- Diesel and gasoline fuel properties [33]

Items	Diesel	Gasoline
Chemical formula	C12-C25	C4-C12
Cetane number	52.1	-
Octane number	-	93
Density (gr/mL)	0.845	0.745
Low Heating Value (Mj/kg)	42.8	43.5
Latent heat of vaporization (kJ/kg)	301	314
Viscosity (Mpa.s)	3.995	0.567

با توجه به اطلاعات موجود از مطالعه آزمایشگاهی و با در نظر گرفتن تعداد حفره‌های نازل، برای شبیه‌سازی عددی در محیط نرم‌افزار AVL fire، از یک هشتم هندسه پیستون برای مدل‌سازی و شبکه‌بندی استفاده شده است. با توجه به ابعاد و شمایل متقارن هندسه، تعداد سلول‌های محاسباتی در حدود 60000 در نظر گرفته شد (شکل ۲).

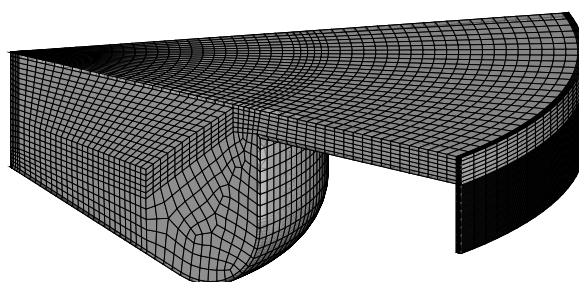


Figure 2- Computational grids at TDC

شکل ۲- هندسه شبکه‌بندی شده

در راستای افزایش سرعت محاسبات دینامیک سیالات محاسباتی، تلاش شد که علاوه بر حفظ دقت لازم، کمترین تعداد سلول‌های محاسباتی ممکن استفاده شود. لذا، تعداد سلول‌ها از 40000 تا 70000 شبکه محاسباتی مورد بررسی قرار گرفت. در نهایت، مشاهده شد که تفاوت چندانی در نتایج بین تعداد شبکه 70000 و 60000 وجود ندارد. لذا، برای افزایش سرعت

1. Port fuel injection

محاسبات از ۶۰۰۰۰ سلول محاسباتی با درصد ناچیز خطا استفاده شد. در جدول ۴، داده‌های مربوط به نمودار میانگین فشار داخل محفظه احتراق نمایش داده شده است. شایان ذکر است که در این جدول داده‌های ۲۰- درجه قبل از نقطه مرگ بالا تا ۲۰ درصد پس از نقطه مرگ بالا نمایش داده شد، زیرا فرایند احتراق در این بازه شکل گرفته و در سایر نقاط تفاوت چشم‌گیری بین داده‌ها مشاهده نشد.

جدول ۴- بررسی استقلال از شبکه محاسباتی

Table 4- grid independence studies

CA°	4000 mesh	5000 mesh	6000 mesh	7000 mesh	CA°	4000 mesh	5000 mesh	6000 mesh	7000 mesh
-20	15.53792	15.55416	15.60328	15.57048	1	31.6636	31.60896	31.80528	31.75008
-19	16.24688	16.29344	16.31584	16.28128	2	31.638	31.57416	31.72672	31.70096
-18	16.93048	16.99712	17.0008	16.96336	3	31.4416	31.37416	31.50544	31.49448
-17.5	17.25992	17.31816	17.33696	17.3004	4	31.10656	31.03784	31.1584	31.15744
-17	17.61872	17.636	17.69664	17.66272	5	30.65048	30.58296	30.70024	30.70648
-16	18.3728	18.35904	18.4556	18.41848	6	30.0888	30.02496	30.1456	30.15768
-15	19.16336	19.16344	19.24704	19.20504	7	29.4356	29.37896	29.5104	29.52808
-14	19.98296	20.00232	20.07176	20.02864	8	28.70464	28.65992	28.81424	28.8396
-13	20.82368	20.85336	20.91632	20.87048	9	27.90952	27.8844	28.094	28.14312
-12	21.67088	21.70408	21.7676	21.7188	10	27.06368	27.07368	27.53576	28.1192
-11	22.50832	22.54336	22.60944	22.55776	11	26.1808	26.28432	28.47992	30.46408
-10	23.3236	23.36016	23.42912	23.37488	12	25.27624	26.09896	31.81056	35.14128
-9	24.10504	24.14296	24.21472	24.15816	13	24.37464	27.67056	35.70888	37.30224
-8	24.84072	24.87728	24.9544	24.8956	14	23.5488	31.2724	38.0436	39.5292
-7	25.51872	25.55616	25.63616	25.57528	15	23.28536	34.83976	39.14224	39.89035
-6	26.12736	26.1656	26.24912	26.18568	16	24.04872	37.32568	39.03648	39.47812
-5	26.65784	26.69728	26.79656	26.72128	17	25.7884	37.89336	38.37176	38.5817
-4	27.1272	27.17184	27.40832	27.23472	17.5	27.26368	38.09968	38.00824	38.09804
-3	27.74216	27.792	28.3316	28.0136	18	28.38832	37.91296	37.48704	37.49566
-2	28.69544	28.77488	29.648	29.1496	19	29.7272	36.9872	36.204	36.11596
-1	30.05096	30.18856	30.98584	30.55056	20	30.81496	35.91056	34.88752	34.7247

شکل ۳ مقایسه نتایج فشار و نرخ آزادسازی حرارت براساس زاویه لنگ و آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن تولیدشده را نشان می‌دهد. نمودار فشار و آلاینده‌ها به دست آمده از شبیه‌سازی عددی با دقت نسبتاً بالایی با نتایج آزمایشگاهی تطابق دارد. این نتایج شامل بیشینه فشار سیلندر و افزایش فشار ناشی از احتراق در هر دو مرحله است. همچنین، زمان شروع آزادسازی حرارت در هر دو مرحله احتراق تطبیق مناسبی را بین حل عددی و نتایج آزمایشگاهی نشان داده است. لحظه شروع آزادسازی حرارت دمایی و دمابالا در هر دو مورد با تقریب خوبی در شبیه‌سازی عددی نمایش داده می‌شود.

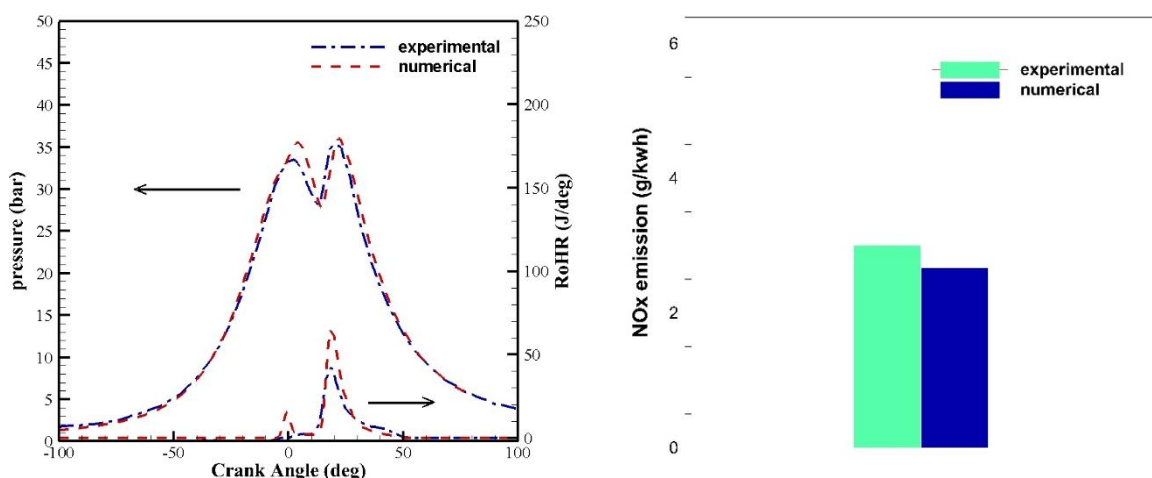


Figure 3- A comparison of the measured and calculated in cylinder pressure and RoHR and NOx emission[33]

شکل ۳- اعتبارسنجی نتایج آزمایشگاهی [۳۳] و شبیه‌سازی عددی

در موتور RCCI شبیه‌سازی شده، فرایند احتراق خود از دو فرایند فرعی و در واقع آزادسازی دومرحله‌ای تشکیل شده است. آزادسازی مرحله اول شامل آزادسازی دمای پایین (LTHR)^۱ بوده، نقش سوخت با عدد ستان بالا در این مرحله بسیار مهم است. در مرحله دوم، آزادسازی دمای بالا (HTHR)^۲ روی می‌دهد که بیشتر براساس احتراق مخلوط پیش‌آمیخته سوخت با واکنش‌پذیری کم و زیاد خواهد بود (شکل ۴).

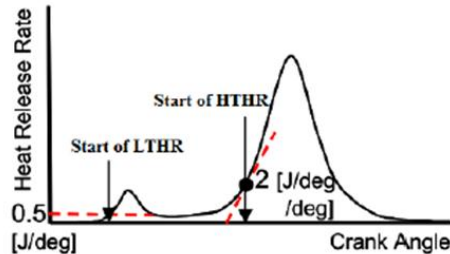


Figure 4- Process of heat release in RCCI mode [34]
شکل ۴- آزادسازی دومرحله‌ای انرژی در احتراق RCCI [۳۴]

پیاپیاده‌سازی پاشش آب

پیاپیاده‌سازی فرایند پاشش آب به کمک روش‌های گوناگونی امکان‌پذیر است. از جمله این روش‌ها می‌توان به پاشش مستقیم آب در محفظه احتراق به کمک نازل مجزا و به صورت هم‌زمان [۲۳]، پاشش مستقیم امولسیون آب با سوخت ستان بالا در محفظه احتراق از طریق یک نازل مشترک [۳۵]، افزودن بخار آب به مخلوط سوخت و هوای ورودی [۳۶] و همچنین پاشش آب به کمک نازل مجزا در منیفولد ورودی هوا [۳۷] اشاره کرد. در این پژوهش، با توجه به لحظه پاشش سوخت در نمونه آزمایشگاهی، برای پاشش آب به داخل محفظه احتراق در ابتدا از روش اضافه‌کردن آب به مخلوط سوخت و هوای ورودی استفاده شد تا بیشترین نسبت ممکن آب برای اضافه‌شدن به مخلوط سوخت و هوا مشخص شود. در این راستا، در مخلوط سوخت و هوای پایه، آب با نسبت‌های جرمی متفاوت جایگزین بنزین شد، به گونه‌ای که میزان کسر سوخت بنزین معادل مقدار آب افزوده باشد. پس از یافتن نسبت جرمی آب مورد نظر، برای بررسی اثر دمای آب نازلی مجزا برای پاشش آب در نظر گرفته شد و به همان نسبت جرمی مورد نظر، آب توسط این نازل دقیقاً بعد از لحظه بسته‌شدن سوپاپ هوا به داخل محفظه پاشیده شد تا شرایط اضافه‌شدن آب یکسان باقی بماند. این عمل امکان تغییر مستقل دمای آب را فراهم ساخت. پس از اضافه‌شدن نازل دوم، نمودار میانگین فشار و آلایندگی مورد بررسی قرار گرفت. در ابتدا، در دمای اولیه، پاشش آب از نازل با حالت اضافه‌شدن آب از مسیر هوای ورودی مقایسه شد و مشاهده شد نتایج در هر دو حالت استفاده یکسان است. با توجه به اینکه محاسبات در چرخه بسته انجام شد، در حالت دوم، آب دقیقاً در لحظه بسته‌شدن سوپاپ هوای ورودی پاشیده شد و نیز جرم آب اضافه‌شده و سوخت کسر شده در هر دو حالت دقیقاً یکسان بود؛ عملاً شرایط برابری برای هر دو حالت منظور شده است.

نتایج و بحث

در این مطالعه، برای موتور اشتعال تراکمی با کنترل واکنش‌پذیری مورد نظر، سوخت ستان بالای دیزل در زاویه لنگ ۲۰ درجه پیش از نقطه مرگ بالا به صورت مستقیم به داخل محفظه احتراق می‌پاشد و سوخت اکتان بالای بنزین به صورت مخلوط با هوا از منیفولد ورودی وارد محفظه احتراق می‌شود. شکل ۵ نرخ مصرف دو سوخت بنزین و دیزل به همراه نرخ آزادسازی حرارت براساس زاویه لنگ را نشان می‌دهد. با توجه به شکل و نمودار نرخ آزادسازی حرارت $RoHR$ ^۳، احتراق از دو بخش گرم و سرد

1. Low Temperature Heat Release
2. High Temperature Heat Release
3. Rate of Heat Release

تشکیل شده است. همچنین، نمودار نسبت جرمی دو سوخت بنزین و دیزل نشان می‌دهد که سهم عمده انرژی لازم برای شکل‌گیری احتراق سرد را سوخت ستان‌بالای دیزل تأمین کرده است و در حقیقت سوخت بنزین عامل شکل‌گیری احتراق اصلی و ادامه آن است. برای مشخص کردن لحظه شروع احتراق گرم (SoHTHR)^۱، با کسر سهم آزادسازی انرژی دیزل از کل انرژی آزادشده، لحظه‌ای که ۵٪ از انرژی باقی‌مانده آزاد شد به‌عنوان لحظه شروع احتراق گرم در نظر گرفته شد.

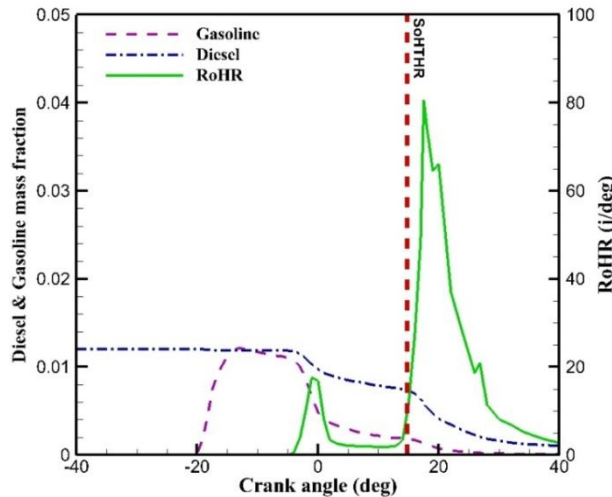


Figure 5- Effect of gasoline and diesel burning on the combustion process

شکل ۵- میزان تأثیرگذاری دو سوخت بنزین و دیزل در فرایند احتراق

با توجه به اینکه مجموع جرم آب و سوخت بنزین در تمامی نسبت‌های جرمی آب به سوخت ثابت است، برای تحلیل دقیق تأثیر اضافه کردن آب به مخلوط سوخت و هوای ورودی، بررسی نسبت مولی آب اضافه‌شده به سوخت اکتان‌بالا نیز اهمیت زیادی دارد، زیرا جرم مولی آب به مقدار قابل توجهی از جرم مولی بنزین کمتر بوده، با افزایش جرم آب و کاهش همان میزان جرمی از سوخت، باعث افزایش تعداد مول مجموعه می‌شود. شکل ۶ نسبت مولی آب به سوخت اکتان‌بالا را نشان می‌دهد که تا اضافه کردن ۱۰٪ جرمی آب به سوخت کمتر از یک بوده است؛ به این معنی که تعداد مول آب موجود در مخلوط سوخت و هوای ورودی کمتر از سوخت بنزین است، اما در نسبت جرمی ۱۵٪ تعداد مول آب و سوخت تقریباً برابر شده است. همچنین، در ۲۰٪ تعداد مول آب از تعداد مول بنزین بیشتر خواهد بود.

در شکل ۷ اثر اضافه شدن آب بر میانگین فشار داخل محفظه احتراق نشان داده شده است، اما برای بررسی و تحلیل دقیق‌تر نتایج تغییرات فشار، لازم است اثر همزمان اضافه شدن آب بر روی فشار و زمان‌بندی شروع و بازه احتراق نیز مورد بررسی قرار گیرد، زیرا مشخصه‌های مذکور به شدت بر یکدیگر اثرگذارند. یکی از مشخصه‌های اساسی عملکرد موتور اشتعال تراکمی زمان شروع احتراق و بازه آن است. همان‌طور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، زمان شروع احتراق در نسبت‌های جرمی متفاوت ترکیب آب و سوخت بنزین تغییر چشم‌گیری نداشته است. زیرا، همان‌طور که در شکل ۵ نیز اشاره شد، با توجه به نرخ مصرف سوخت دیزل، احتراق اولیه بیشتر ناشی از احتراق سوخت ستان‌بالاست و با توجه به اینکه تغییری در مقدار سوخت پاشش مستقیم دیزل صورت نپذیرفته است، زمان شروع احتراق نیز تغییری چندانی ندارد. با افزایش درصد آب به جای سوخت بنزین تا ۱۰ درصد نسبت جرمی، مقدار بازه احتراق کاهش قابل توجهی می‌یابد. همچنین، شروع احتراق گرم نیز زودتر رخ می‌دهد، زیرا با توجه به نسبت مولی آب و بنزین و تأثیر غالب بنزین در فرایند احتراق، با افزایش تعداد مول مجموعه، فشار محفظه افزایش یافته، مخلوط زودتر به شرایط احتراق می‌رسد که باعث پیش‌افتادن لحظه شروع احتراق گرم و کاهش بازه احتراق می‌شود.

1. Start of High Temperature Heat Release

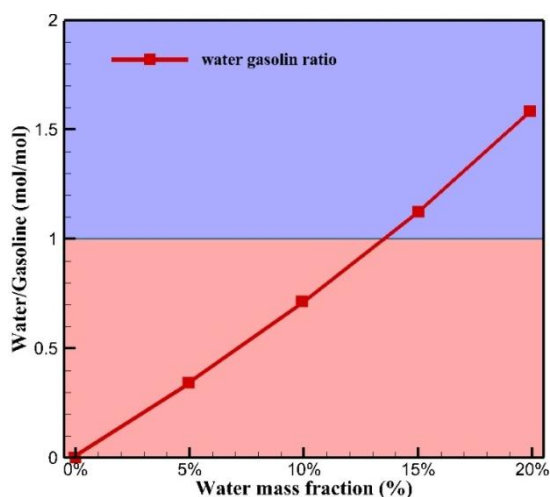


Figure 6- Molar ratio of water to gasoline
شکل ۶- نسبت مولی آب به سوخت بنزین

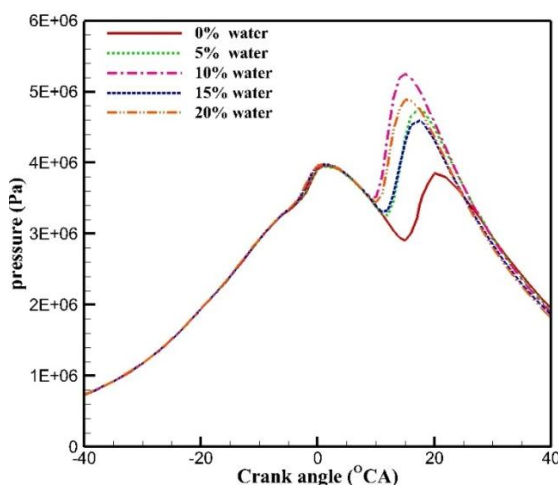


Figure 7- In cylinder mean pressure
شکل ۷- فشار میانگین داخل محفظه احتراق

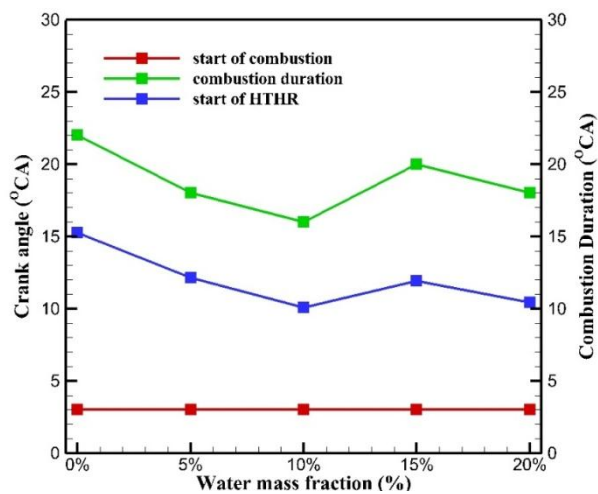


Figure 8- Combustion duration, start of combustion, and SoHTHR
شکل ۸- لحظه شروع احتراق گرم و بازه احتراق

با توجه به شکل ۷ نیز مشاهده می‌شود که پیش‌افتادن SoHTHR و کاهش بازه احتراق باعث می‌شود تا فرایند احتراق زمانی صورت گیرد که پیستون در نقطه بالاتری قرار دارد. این امر باعث افزایش بیشینه میانگین فشار محفظه احتراق می‌شود. از نسبت جرمی ۱۰ درصد به بالا، افزایش مجدد بازه احتراق و به تعویق افتادن لحظه شروع احتراق گرم مشاهده می‌شود. در نسبت ۱۵٪، علاوه بر کاهش چشم‌گیر درصد جرمی بنزین، با توجه به شکل ۶، تعداد مول آب تقریباً با تعداد مول سوخت اکتان‌بلا برابر بوده و باعث اثرگذاری متقابل هر دو گونه در فرایند احتراق می‌شود که این موضوع تعویق لحظه شروع احتراق را توجیه می‌کند. همچنین، ظرفیت حرارتی ویژه بالای آب منجر به جذب گرمای ناشی از احتراق می‌شود و به‌طور خاص دمای محصولات احتراق را کاهش می‌دهد [۳۷]. این کاهش دما SoHTHR را به تعویق می‌اندازد و نیز باعث کندتر شدن سرعت واکنش و در نهایت افزایش بازه احتراق خواهد شد. این افزایش بازه با توجه به شکل ۷ باعث کاهش مجدد فشار میانگین داخل سیلندر می‌شود. در نسبت ۲۰٪ جرمی آب به بنزین، مجدداً بازه احتراق کاهش یافته و آغاز فرایند احتراق گرم نیز زودتر رخ می‌دهد، زیرا با توجه به شکل ۶ در این نسبت جرمی تعداد مول آب به حد چشم‌گیری از بنزین بیشتر بوده است. اثر افزایش تعداد مول بر فشار داخل سیلندر در شکل ۷ مشهود است. این افزایش فشار باعث می‌شود تا احتراق گرم زودتر رخ داده و بازه احتراق مجدداً کاهش یابد.

یکی از پارامترهای مؤثر در کنترل موتور اشتعال تراکمی رادیکال OH است [۳۸]. واکنش سوخت با هوا تعداد زیادی از رادیکال‌های OH را آزاد می‌کند. بیشتر رادیکال‌های OH با مولکول‌های سوخت باقی‌مانده واکنش داده، در نهایت آب و گرما تولید می‌کنند که باعث افزایش دمای واکنش مخلوط و شتاب‌دادن به نرخ کل اکسیداسیون سوخت می‌شود [۲۵]. با مقایسه شکل‌های ۵ و ۹ مشاهده می‌شود که به‌اوج رسیدن تولید رادیکال هیدروکسیل هم‌زمان با لحظه SoHTHR است. با توجه به شکل ۹، با افزایش نسبت جرمی آب به بنزین تا ۱۰٪ و افزایش فشار داخل سیلندر، بیشینه رادیکال هیدروکسیل تولیدشده افزایش یافته است. همچنین، آغاز فرایند تشکیل رادیکال OH زودتر رخ می‌دهد. اما، با افزایش درصد جرمی آب به ۱۵ درصد مشاهده می‌شود که علاوه بر به‌تعویق افتادن شروع تولید هیدروکسیل، که نشان‌دهنده تاخیر در آغاز اشتعال گرم است، از مقدار تولید آن نیز کاسته می‌شود، زیرا با توجه به برابری تعداد مول آب و بنزین دمای واکنش به‌دلیل جذب گرما توسط آب کاهش می‌یابد و باعث افت نرخ تولید رادیکال هیدروکسیل می‌شود. در نسبت ۲۰ درصد، به‌دلیل کاهش نسبت مولی سوخت بیشینه، مقدار تولید رادیکال هیدروکسیل کاهش یافته است، زیرا آب اضافه‌شده در واکنش احتراق مصرف نمی‌شود و عملاً OH تولیدشده صرفاً محصول اکسیداسیون سوختی است که نسبت جرمی آن ۲۰ درصد کاهش یافته است.

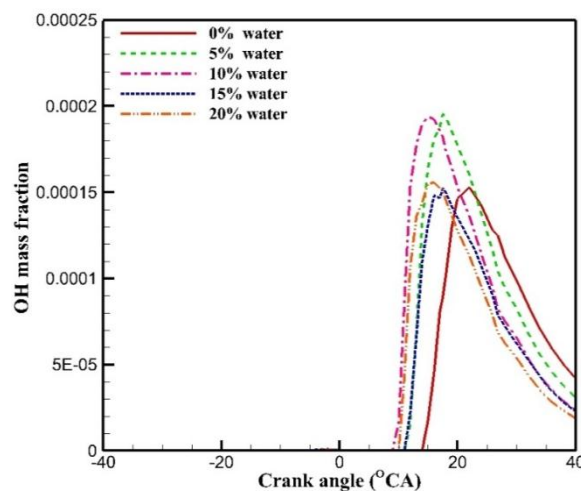


Figure 9- Production and consumption process of OH
 شکل ۹- روند تولید و مصرف هیدروکسیل OH

همان‌طور که در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود، با افزایش درصد جرمی آب نسبت به سوخت اکتان بالای ورودی تا ۱۰٪، میانگین دمای محفظه احتراق افزایش می‌یابد که با بررسی مجدد شکل ۷ می‌توان دریافت که این افزایش دما ناشی از افزایش فشار محفظه احتراق است. همچنین، با توجه به شکل ۱۱، با افزایش درصد جرمی آب تا نسبت جرمی ۱۰٪، مقدار بیشینه RoHR افزایش یافته است. زیرا، همان‌طور که در شکل ۸ نیز مشاهده می‌شود، با افزایش نسبت جرمی آب به سوخت اکتان بالا تا ۱۰٪، بازه احتراق کاهش یافته، در نتیجه مقدار حرارت در مدت زمان کمتری آزاد می‌شود که مقدار بیشینه نرخ حرارت آزاد شده را افزایش می‌دهد. در نسبت جرمی ۱۵ درصد، میانگین دمای محفظه کاهش می‌یابد (شکل ۱۰). در توجیه این پدیده باید اشاره کرد که با توجه به شکل ۶ در این درصد، تعداد مول آب و بنزین با هم برابر بوده، لذا علاوه بر کاهش جرم سوخت و در نتیجه آن کاهش حرارت آزاد شده، بخشی از این حرارت توسط آب جذب می‌شود که در نهایت کاهش دمای میانگین محفظه احتراق را در پی خواهد داشت. نکته حائز اهمیت در شکل ۱۰ به نسبت جرمی ۲۰٪ مربوط می‌شود، جایی که تغییرات دمای میانگین در مقایسه با نسبت جرمی ۱۵٪ محسوس نیست، در حالی که با توجه به شکل ۷ و ۸، علی‌رغم کاهش مجدد بازه احتراق، میانگین فشار محفظه احتراق افزایش یافته است. شایان توجه است که افزایش فشار محفظه احتراق در این شرایط ناشی از افزایش تعداد مول آب و رسیدن آن شرایط مافوق گرم است [۳۷].

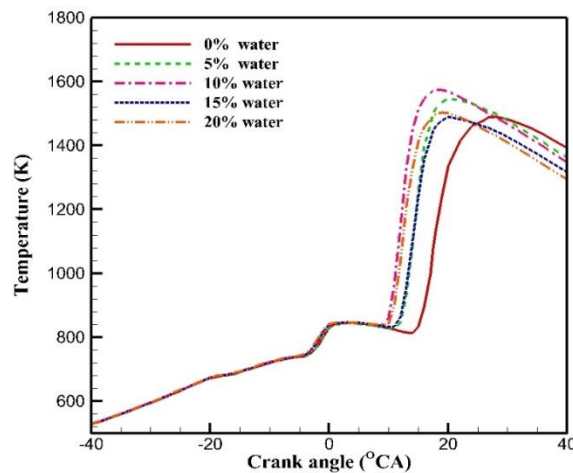


Figure 10- In cylinder mean temperature
 شکل ۱۰- دمای میانگین داخل محفظه احتراق

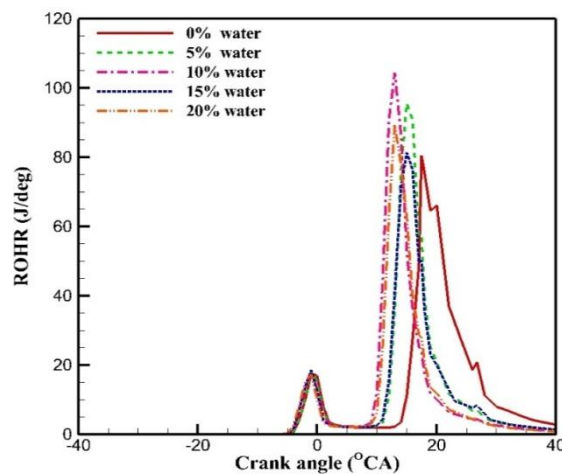


Figure 11- Rate of heat release
 شکل ۱۱- نرخ آزادسازی حرارت

فشار مؤثر اندیکاتوری (IMEP)^۱، به‌عنوان یکی از مشخصه‌های بسیار مهم در موتورهای درون‌سوز، معرف میزان توان خروجی اندیکاتوری موتور است. همچنین، مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری (ISFC)^۲ مشخصه‌ای از نسبت سوخت مصرف‌شده به توان تولیدشده است. همان‌طور که در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، مقدار IMEP در نسبت‌های جرمی متفاوت آب به بنزین تغییر چندانی نداشته است. اما، مقدار ISFC با افزایش نسبت جرمی آب و کاهش متناسب جرم سوخت بنزین، به مقدار قابل توجهی، کاهش یافته است که نشان می‌دهد می‌توان با افزودن آب به مخلوط سوخت و هوای ورودی، توان خروجی را ثابت و مقدار مصرف سوخت ستان‌بالا را تا ۲۰ درصد کاهش داد.

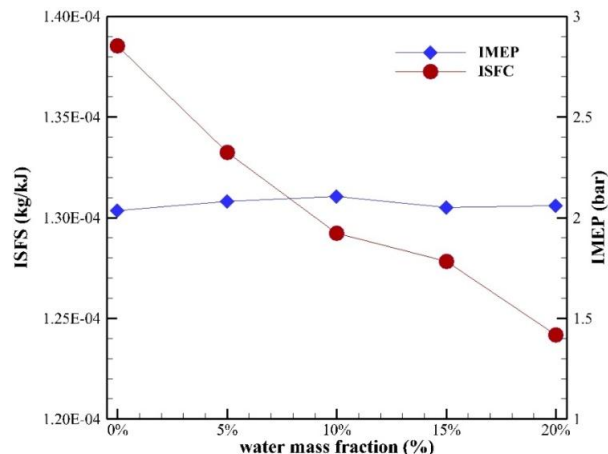


Figure 12- Effect of water mass ratio on IMEP and ISFC
شکل ۱۲- تاثیر نسبت‌های جرمی متفاوت آب بر IMEP و ISFC

با توجه به شکل ۱۳ و مشاهده مقادیر نهایی آلاینده‌ی منواکسید کربن (CO) و گاز گلخانه‌ای دی‌اکسید کربن (CO₂)، می‌توان تکمیل احتراق را در نسبت‌های متفاوت پاشش سوخت مورد بررسی قرار داد. شایان توجه است که مقدار هوای ورودی در تمامی نسبت‌ها مقدار ثابتی است و افزایش نسبت آب با کاهش مقدار بنزین همراه است. با توجه به این موضوع، مشاهده می‌شود که افزایش آب تا ۱۰ درصد جرمی به نسبت سوخت بنزین باعث کاهش قابل توجهی در مقدار آلاینده‌ی CO و افزایش CO₂ می‌شود که نشان از کیفیت بالای فرایند احتراق دارد، زیرا علاوه بر کاهش نسبت سوخت بنزین به مقدار ۱۰ درصد، افزایش فشار محفظه احتراق به‌واسطه افزایش تعداد مول آب نیز می‌تواند باعث بالارفتن تکمیل احتراق و نیز کاهش تولید منواکسید کربن شود [۴۰، ۳۹]. با افزایش درصد جرمی آب به ۱۵ درصد، تکمیل احتراق به‌شدت افت کرده است، زیرا تعداد مول آب و بنزین در این نسبت تقریباً برابر بوده، اثر متقابل آب و بنزین در فرایند احتراق سبب جذب گرمای ناشی از احتراق توسط آب شده، تکمیل احتراق را کاهش می‌دهد. با توجه به شکل ۱۳ و ۷ مشاهده می‌شود که در نسبت جرمی ۲۰ درصد، افزایش فشار ناشی از بالارفتن تکمیل احتراق نیست، زیرا مقدار منواکسید کربن و دی‌اکسید کربن تغییر چندانی نکرده است. لذا، همان‌طور که قبلاً اشاره شد، این افزایش فشار می‌تواند به‌دلیل افزایش تعداد مول آب داخل محفظه احتراق باشد [۴۲، ۴۱].

شکل ۱۴ تغییرات مقدار آلاینده‌ی اکسیدهای نیتروژن براساس تغییر نسبت جرمی آب را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه در بین گونه‌های تشکیل‌دهنده آلاینده‌ی NO_x گونه NO قالب بوده و سایر گونه‌ها ناچیزند، لذا نتایج گونه NO به‌صورت آلاینده‌ی NO_x معرفی شده است. با مقایسه شکل ۱۴ و ۱۰ می‌توان دریافت که دمای احتراق به‌شدت بر مقدار تولید آلاینده‌ی NO_x اثر می‌گذارد. با توجه به اینکه میانگین دمای احتراق با افزایش نسبت جرمی آب تا ۱۰ درصد بسیار افزایش یافت، لذا مقدار NO_x هم به‌تناسب آن افزایش یافته و از حالت اولیه (بدون اضافه‌شدن آب) نیز بیشتر شد. اما، با بیشتر شدن تعداد مول

1. Indicated Mean effective pressure
2. Indicated specific fuel consumption

آب از تعداد مول بنزین مقدار این آلاینده‌گی نیز کاهش یافته و در نهایت، در نسبت جرمی ۲۰ درصد آب، مقدار این آلاینده‌گی به میزان ۵ درصد از حالت اولیه کاهش یافت.

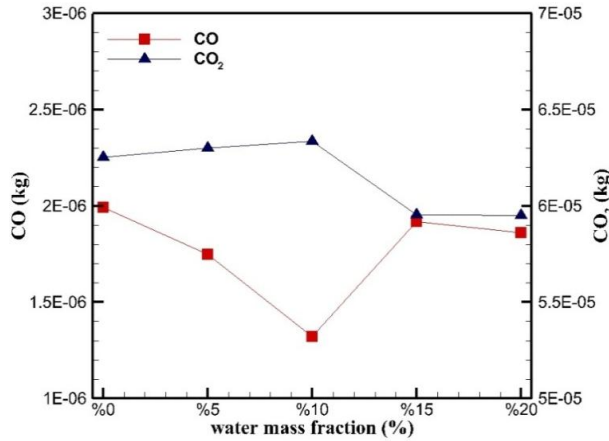


Figure 13- Effect of water mass ratio on Carbon monoxide emission and carbon dioxide gas
 شکل ۱۳- تأثیر مقادیر متفاوت نسبت جرمی آب بر آلاینده‌گی منواکسیدکربن و گاز دی‌اکسیدکربن

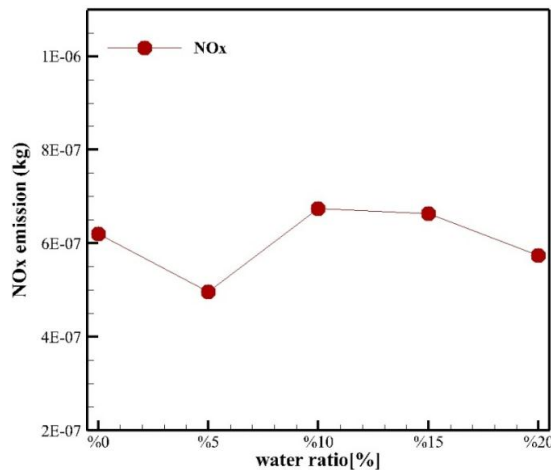


Figure 14- Effect of water mass ratio on NOx emission
 شکل ۱۴- تأثیر نسبت‌های جرمی متفاوت آب بر آلاینده‌گی اکسیدهای نیتروژن

تا اینجا اثر جایگزینی سوخت اکتان بالا با آب با کسر جرمی‌های مشخص بررسی شده است. نتایج شبیه‌سازی‌ها نشان می‌دهند که امکان کاهش سوخت اکتان بالا تا ۲۰ درصد جرمی و جایگزین کردن آن با آب وجود دارد. نکته مهم دیگری که یکی از هدف‌های اساسی این مطالعه است ارزیابی اثرات تغییر دمای آب جایگزین شده در سوخت بر روی کاهش مصرف ویژه سوخت و همچنین کاهش میزان آلاینده‌گی‌های موتور است. با توجه به اینکه گونه H_2O از ظرفیت حرارتی ویژه بالایی برخوردار است، لذا بخشی از حرارت ناشی از تغییر فشار داخل سیلندر و همچنین حرارت ناشی از احتراق صرف گرم شدن آب در یک مدت زمان کوتاه می‌شود. با توجه به عملکرد قابل قبول موتور در نسبت جرمی ۲۰ درصد، در ادامه، نتایج بررسی‌های انجام شده در این نسبت جرمی ارائه می‌شود. بدین ترتیب، در نسبت جرمی ۲۰ درصد، آب با سه دمای مختلف ۲۰، ۴۰ و ۶۰ درجه سلسیوس به داخل موتور پاشیده شد و اثر آن بر مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری و همچنین آلاینده‌گی موتور بررسی شد. شایان توجه است که به دلیل ویژگی‌های خاص آب از نظر گرمای ویژه، رسوب‌گذاری و همچنین تغییر فشار آب، بازه تغییرات دمای آب پیش از پاشش بسیار محدود بوده، بازه دمایی ۲۰ تا ۶۰ درجه سانتی‌گراد برای لحظه پاشش آب در نظر گرفته شد.

شکل ۱۵ نمودار میانگین فشار داخل محفظه احتراق را در سه دمای مختلف آب نشان می‌دهد. با توجه به شکل، با افزایش دمای آب، بیشینه میانگین فشار داخل سیلندر افزایش یافته است، زیرا با افزایش دمای آب، مقدار کمتری از حرارت آزاد شده از فرایند احتراق توسط آب جذب می‌شود. همچنین، علی‌رغم اینکه افزایش دمای آب پاشیده شده تأثیر مثبتی بر روی فرایند احتراق دارد، بر دمای مخلوط آب و سوخت ورودی تأثیر چندانی نداشته است. با توجه به شکل ۱۶، تا پیش از آغاز فرایند احتراق تفاوت قابل مشاهده‌ای در میانگین دمای داخل سیلندر بین سه حالت مختلف وجود ندارد. اما، پس از آغاز فرایند احتراق، با افزایش دمای آب، بیشینه دمای میانگین داخل سیلندر نیز افزایش یافته است، زیرا سهم کمتری از حرارت حاصل از احتراق توسط آب جذب می‌شود.

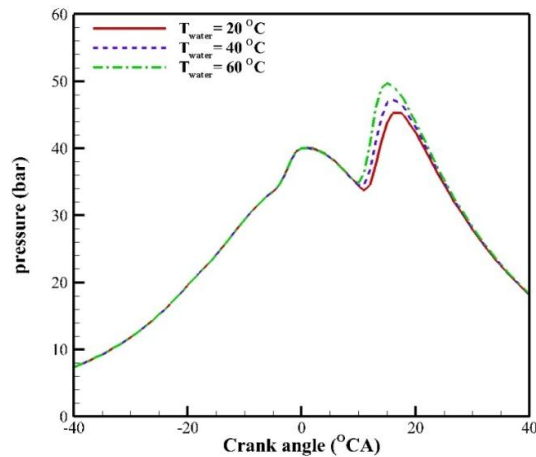


Figure 15- In cylinder mean pressure

شکل ۱۵- میانگین فشار داخل محفظه احتراق

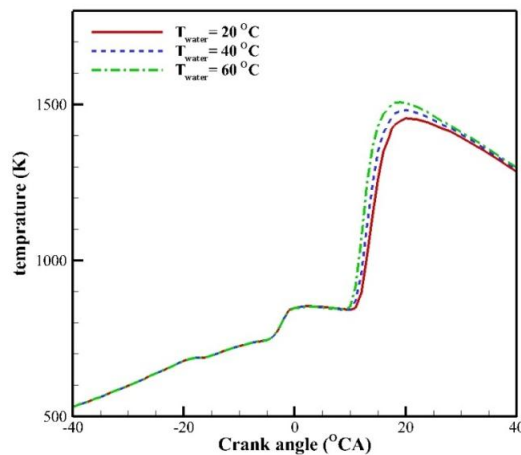


Figure 16- In cylinder mean temperature

شکل ۱۶- میانگین دمای داخل محفظه احتراق

همان‌طور که افزایش نسبت جرمی آب اثر چشم‌گیری بر مقدار فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری نداشته، با توجه به شکل ۱۷، افزایش دمای آب باعث افزایش ناچیز مقدار IMEP شده است، زیرا با افزایش دمای آب، مقدار فشار داخل سیلندر افزایش می‌یابد. علاوه بر این، با افزایش دمای آب تا ۶۰ درجه سلسیوس، مقدار مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری به صورت قابل توجهی کاهش یافته است. در نتیجه، با جایگزین کردن آب با مقداری از سوخت اکتان‌بالا و گرم کردن آب، می‌توان به حد چشم‌گیری مقدار مصرف سوخت موتور را کاهش داد.

با افزایش دمای آب و به طبع کاهش جذب حرارت آزاد شده ناشی از فرایند احتراق، فشار و دمای محفظه احتراق افزایش می یابد و حرارت آزاد شده به ادامه روند احتراق کمک می کند. در نتیجه، عملاً تکمیل احتراق افزایش خواهد یافت. با توجه به شکل ۱۸، افزایش CO_2 نشان از بالارفتن سطح تکمیل احتراق دارد. از طرفی، سهم کربن و اکسیژن بیشتری وارد واکنش شده و مقدار آلاینده‌گی کربن منوکسید نیز کاهش می یابد.

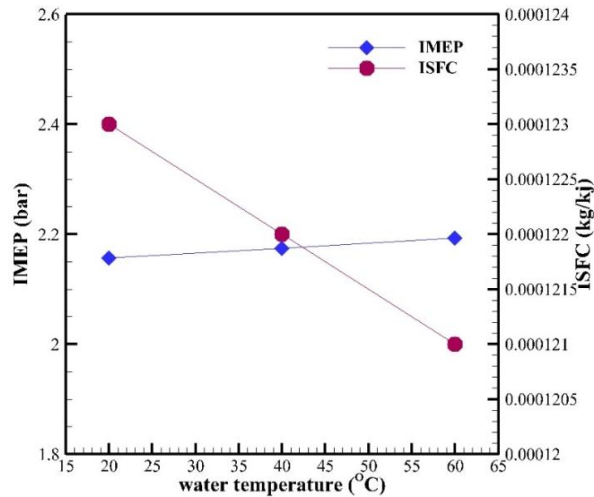


Figure 17-Effect of water temperature on IMEP and ISFC

شکل ۱۷- تأثیر دمای آب بر فشار متوسط مؤثر و مصرف سوخت ویژه اندبکاتوری

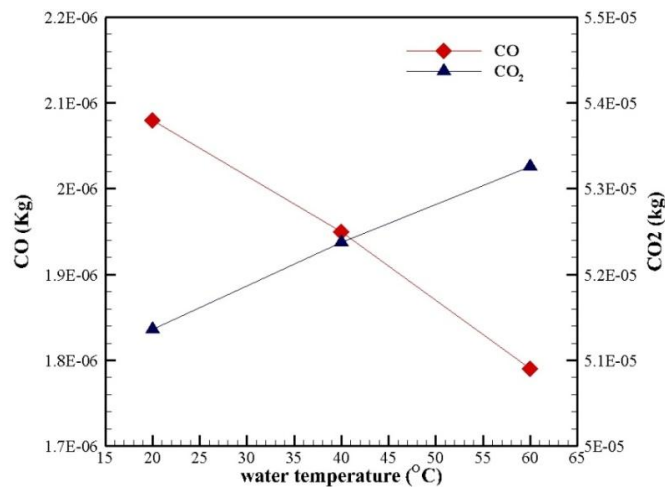


Figure 18- Effect of water temperature on Carbon monoxide emission and carbon dioxide gas

شکل ۱۸- تأثیر دمای آب کربن دی اکسید و کربن منوکسید

نتیجه گیری

در این پژوهش، تأثیر افزودن نسبت‌های جرمی مختلف آب به مخلوط سوخت و هوای ورودی و نیز تغییرات دمای آب اضافه شده بر فرایند احتراق در یک موتور RCCI به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفت. در این راستا، برای شبیه سازی عددی موتور، از نرم افزار AVL Fire به صورت کوپل با کد سینتیک مفصل شیمیایی استفاده شد. به منظور پی بردن به تکمیل احتراق تحت شرایط تعریف شده، مباحث مهمی از جمله ارزیابی روند احتراق، تولید و مصرف رادیکال‌های آزاد مؤثر در فرایند

اکسیداسیون سوخت، پارامترهای مؤثر بر توان خروجی و مقدار مصرف ویژه سوخت و نیز تولید آلاینده‌های کربن مونوکسید و گاز گلخانه‌ای کربن دی‌اکسید بررسی شدند. نتایج به‌دست‌آمده نشان می‌دهند:

- روند تولید و مصرف رادیکال هیدروکسیل یکی از مشخصه‌های لحظه شروع و بازه احتراق است که تولید آن هم‌زمان با شروع مصرف رادیکال فرمالدهید آغاز می‌شود.
- با افزودن آب به مخلوط سوخت و هوای ورودی، کاهش مقدار مصرف سوخت بدون کاهش توان اندیکاتوری مشاهده شد.
- میزان تاثیرگذاری اضافه کردن آب در مخلوط سوخت و هوای ورودی به نسبت مولی سوخت به آب بستگی دارد. گونه‌ای تاثیر غالب بر فرایند احتراق را دارد که تعداد مول آن بیشتر است.
- افزایش بیش از حد نسبت جرمی آب می‌تواند باعث افزایش آلاینده‌های کربن مونوکسید و کاهش تکمیل احتراق شود، زیرا، با جذب گرمای حاصل از واکنش احتراق، روند احتراق را کند می‌کند.

فهرست علائم

حروف یونانی	اختصارات	معنی
δ_{ij}	3D	سه بعدی
$\varepsilon \left(\frac{kg}{m s^3} \right)$	aBDC	بعد از نقطه مرگ پایین
$\lambda \left(\frac{W}{m K} \right)$	aTDC	بعد از نقطه مرگ بالا
$\mu \left(\frac{kg}{m s} \right)$	CAD	درجه زاویه‌لنگ
$\mu_t \left(\frac{kg}{m s} \right)$	CFD	دینامیک سیالات محاسباتی
$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$	EVO	باز شدن سوپاپ دود
$\tau (Pa)$	HCCI	اشتعال تراکمی با مخلوط همگن
$C (kg)$	PCCI	اشتعال تراق تراکمی پیش‌آمیخته
$g \left(\frac{kg}{s^2} \right)$	RCCI	اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده
$G_1 \left(\frac{kg}{m s^3} \right)$	HCF	سوخت ستان بالا
$H \left(\frac{J}{kg} \right)$	HOF	سوخت اکتان بالا
i	IVC	باز شدن سوپاپ ورودی
$k \left(\frac{m}{s^2} \right)$	Rpm	دور بر دقیقه
$P (Pa)$	RoHR	نرخ آزادسازی حرارت
$\dot{q} \left(\frac{W}{kg} \right)$	SOC	شروع احتراق
$\dot{r} \left(\frac{kg}{s} \right)$	TDC	نقطه مرگ بالا
$S_H (J)$	PFI	سوخت پاششی در درگاه
$S_k (mol, kg)$	LHV	ارزش حرارتی پایین
$T (s)$	LTHR	آزادسازی حرارت دما پایین
$U, u \left(\frac{m}{s} \right)$	HTHR	آزادسازی حرارت دما بالا
$\bar{u}'_i, \bar{u}'_j \left(\frac{m}{s} \right)$	SoHTHR	شروع آزادسازی حرارت دمابالا
$x_i, x_j, x_k (m)$	IMEP	فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری
	ISFC	مصرف سوخت ویژه‌ی اندیکاتوری

منابع

1. V. Manente, B. Johansson and W. Cannella, "Gasoline partially premixed combustion, the future of internal combustion engines," *International Journal of Engine Research*, 12, No. 3, 2011, pp. 194-208.
2. A. Kazuhiro, Y. Takatori, K. Inagaki, Sh. Sasaki, M. Dean. "Mechanism of the smokeless rich diesel combustion by reducing temperature," *Sae Transactions*, 2001, pp. 648-662.
3. M. Yao, Z. Zheng and H. Liu, Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines," *Progress in energy and combustion science*, 35, No. 5, 2009, pp. 398-437.
4. M. Shuaiying, Z. Zheng, H. Liu, Q. Zhang, and M. Yao. "Experimental investigation of the effects of diesel injection strategy on gasoline/diesel dual-fuel combustion." *Applied Energy*, 109, 2013, pp. 202-212.
5. Y. Binbin, M. Yao, Wai K. Cheng, Yu Li, Z. Zheng and Sh. Li, "Experimental and numerical study on different dual-fuel combustion modes fuelled with gasoline and diesel," *Applied Energy*, 113, 2014, pp. 722-733.
6. J. E. Dec. "Advanced compression-ignition engines-understanding the in-cylinder processes," *Proceedings of the combustion institute*, 32, No. 2, 2009, pp.2727-2742.
7. T. Tadashi, E. Kunishima, Y. Asaumi, Y. Aoyagi and Y. Enomoto, "The effect of knock on heat loss in homogeneous charge compression ignition engines," *SAE Transactions*, 111, No. 3, 2002, pp. 425-441.
8. S. L. Kokjohn, M. P. Musculus and R. D. Reitz, "Evaluating temperature and fuel stratification for heat-release rate control in a reactivity-controlled compression-ignition engine using optical diagnostics and chemical kinetics modeling," *Combustion and Flame*, 162, No. 6, 2015, pp. 2729-2742.
9. V. Chintala and K. Subramanian, "Hydrogen energy share improvement along with NOx (oxides of nitrogen) emission reduction in a hydrogen dual-fuel compression ignition engine using water injection," *Energy conversion and management*, 83, 2014, pp. 249-259.
10. S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. A. Splitter and R. Reitz, "Experiments and modeling of dual-fuel HCCI and PCCI combustion using in-cylinder fuel blending," *SAE International Journal of Engines*, 2, No. 2, 2010, pp. 24-39.
11. R. M. Hanson, S. L. Kokjohn, D. A. Splitter, R. D. Reitz, "An experimental investigation of fuel reactivity controlled PCCI combustion in a heavy-duty engine," *SAE international journal of engines*, 3, No. 1, 2010, pp. 700-716.
12. A. H. Fakhari, R. Shafaghat, O. Jahanian, H. Ezoji and S. S. Motallebi Hasankola, "Numerical simulation of natural gas/diesel dual-fuel engine for investigation of performance and emission," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 139, No. 4, 2020, pp. 2455-2464.
13. D. Zhou, W. Yang, F. Zhao, J. Li, "Dual-fuel RCCI engine combustion modeling with detailed chemistry considering flame propagation in partially premixed combustion," *Applied Energy*, 203, 2017, pp. 164-176.
14. H. Feng, C. Zhang, M. Wang, D. Liu, X. Yang, "Availability analysis of n-heptane/iso-octane blends during low-temperature engine combustion using a single-zone combustion model," *Energy conversion and management*, 84, 2014, pp. 613-622.
15. V. Soloiu, M. Duggan, S. Harp, B. Vlcek, D. Williams, "PFI (port fuel injection) of n-butanol and direct injection of biodiesel to attain LTC (low-temperature combustion) for low-emissions idling in a compression engine," *Energy*, 52, 2013, pp. 143-154.
16. A. Gharehghani, R. Hosseini, M. Mirsalim, S. A. Jazayeri, T. Yusaf, "An experimental study on reactivity controlled compression ignition engine fueled with biodiesel/natural gas," *Energy*, 89, 2015, pp. 558-567.
17. K. Poorghasemi, R. Khoshbakhti Saray, E. Ansari, B. K. Irdmousa, M. Shahbakhti, D. Naber, "Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine," *Applied Energy*, 199, 2017, pp. 430-446.
18. J. Liu, F. Yang, H. Wang, M. Ouyang, S. Hao, "Effects of pilot fuel quantity on the emissions characteristics of a CNG/diesel dual fuel engine with optimized pilot injection timing," *Applied Energy*, 110, 2013, pp. 201-206.
19. S. S. Kalsi and K. Subramanian, "Experimental investigations of effects of hydrogen blended CNG on performance, combustion and emissions characteristics of a biodiesel fueled reactivity controlled compression ignition engine (RCCI)," *International Journal of Hydrogen Energy*, 42, No. 7, 2017, pp. 4548-4560.
20. S. Verhelst and T. Wallner, "Hydrogen-fueled internal combustion engines," *Progress in energy and combustion science*, 35, No. 6, 2009, pp. 490-527.
21. S. Nag, P. Sharma, A. Gupta, A. Dhar, "Combustion, vibration and noise analysis of hydrogen-diesel dual fuelled engine," *Fuel*, 241, 2019, pp. 488-494.
22. J. Liu, F. Yang, H. Wang, M. Ouyang, "Numerical study of hydrogen addition to DME/CH4 dual fuel RCCI engine," *International journal of hydrogen energy*, 37, No. 10, 2012, pp. 8688-8697.
23. H. Taghavifar, S. Anvari and A. Parvishi, "Benchmarking of water injection in a hydrogen-fueled diesel engine to reduce emissions," *International Journal of Hydrogen Energy*, 42, No. 16, 2017, pp. 11962-11975.
24. C. Tornatore, R. Calabria, L. Marchitto, J. Belletre, P. Massoli, A. Montillet and G. Valentino, "Optical Analysis of Combustion and Soot Formation in a CI Engine Fuelled with Water in Diesel Emulsion through Microchannels Emulsification," *Journal of Physics: Conference Series*, 1110, No. 1, pp. 012010. IOP Publishing, Proceedings of the XXV A.I.V.E.L.A. Annual Meeting 9-10 November 2017, Rome, Italy.
25. O. Jahanian and S. A. Jazayeri, "A comprehensive study on natural gas HCCI engine response to different initial conditions via a thermo-kinetic engine model," *ASME 2009 Internal Combustion Engine Division Fall Technical*

- Conference, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, September 27–30, 2009 Lucerne, Switzerland.
26. V. Golovitchev, M. Pilia and C. Bruno, "Autoignition of methane mixtures-the effect of hydrogen peroxide," *Journal of Propulsion and Power*, 12, No. 4, 1996, pp. 699-707.
 27. H. Ezoji, R. Shafaghat and O. Jahanian, "Numerical simulation of dimethyl ether/natural gas blend fuel HCCI combustion to investigate the effects of operational parameters on combustion and emissions," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 135, No. 3, 2019, pp. 1775-1785.
 28. S. R. Shah, A. Maiboom, X. Tauzia, J. F. Héret, "Experimental study of inlet manifold water injection on a common rail HSDI automobile diesel engine," compared to EGR with respect to PM and NOx emissions and specific consumption, *SAE Technical Paper*, 2009-01-1439, 2009.
 29. K. Varde and G. Frame, "Hydrogen aspiration in a direct injection type diesel engine-its effects on smoke and other engine performance parameters," *International Journal of Hydrogen Energy*, 8, No. 7, 1983, pp. 549-555.
 30. B. Hu, C. J. Rutland and T. A. Shethaji, "A mixed-mode combustion model for large-eddy simulation of diesel engines," *Combustion Science and Technology*, 182, No. 9, 2010, pp. 1279-1320.
 31. K. K. Kuo, *Principles of combustion*, Wiley & Sons, Cambridge University, 2005.
 32. AVL FIRE User Manual, CFD-Solver_v2011_CFD-Solver.
 33. S. S. M. Hasankola, R. Shafaghat, O. Jahanian, K. Nikzadfar, "An experimental investigation of the injection timing effect on the combustion phasing and emissions in reactivity-controlled compression ignition (RCCI) engine," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 139, No. 4, 2020, pp. 2509-2516.
 34. K. Inagaki, T. Fuyuto, K. Nishikawa, K. Nakakita, I. Sakata, "Kiyomi Nakakita, and Ichiro Sakata. Dual-fuel PCI combustion controlled by in-cylinder stratification of ignitability," *SAE Technical Paper*, 2006-01-0028, 2006.
 35. M. Abu-Zaid, "Performance of single cylinder, direct injection diesel engine using water fuel emulsions," *Energy conversion and Management*, 45, No. 5, 2004, pp. 697-705.
 36. N. C. Nutu, C. Pana, N. Negurescu, A. Cernat, D. Fuiurescu and L. Nemoianu, "LPG-an alternative solution to fuel a car diesel engine," The IVth International Congress of Automotive and Transport Engineering, Technical University of Cluj-Napoca, October 17-19, 2018
 37. I. Saad and S. Bari, "Effect by guide vane swirl and tumble device to improve the air-fuel mixing of diesel engine running with higher viscous fuels," *ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, ASME, November 15–21, San Diego, California, USA, 2013.
 38. A. Yousefzadeh and O. Jahanian, "Using detailed chemical kinetics 3D-CFD model to investigate combustion phase of a CNG-HCCI engine according to control strategy requirements," *Energy conversion and management*, 133, 2017, pp. 524-534.
 39. D. Zhen, T. Wang, F. Gu, B. Tesfa and A. Ball, "Acoustic measurements for the combustion diagnosis of diesel engines fuelled with biodiesels," *Measurement Science and Technology*, 24, No. 5, 2013, pp. 0957-0971.
 40. S. Szwaja, and K. Grab-Rogalinski, "Hydrogen combustion in a compression ignition diesel engine," *International journal of hydrogen energy*, 34, No. 10, 2009, pp. 4413-4421.
 41. M. Wei and et al., "The effect of water injection on the control of in-cylinder pressure and enhanced power output in a four-stroke spark-ignition engine," *Sustainability*, 8, No. 10, 2016, pp. 993.
 42. M. Christensen, A. Hultqvist and B. Johansson, "Demonstrating the multi fuel capability of a homogeneous charge compression ignition engine with variable compression ratio," *SAE transactions*, 108, No. 3, 1999, pp. 2099-2113.

English Abstract

Numerical Study of the Effect of Water Temperature Added to Low-Reactivity Fuel in a Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Engine

Saleh Talesh Amiri¹, Rouzbeh Shafaghat^{2*} and Omid Jahanian³

1- Department of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran, salehamiri997@gmail.com

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

3- Department of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babo, Iran, jahanian@nit.ac.ir

*Corresponding author

(Received: 2020.05.11, Received in revised form: 2020.08.13, Accepted: 2020.09.07)

Reducing fuel consumption and emissions, as well as increasing the power and efficiency, have always been important in IC engines researches. Due to the positive effects of adding water to the inlet fuel-air mixture through the manifold of a low-temperature engine, the effect of the temperature of water added to the low-reactivity fuel in an RCCI engine with gasoline-diesel dual-fuel has been investigated. The water temperature varies between 20 °C and 60 °C. Water is substituted for gasoline with different mass-ratios; so that the reduction of fuel will be equal to the amount of water added. For numerical simulation, the AVL-Fire was used as a coupled with the detailed chemical kinetics code. For validation, numerical results are compared with similar experimental data. The results show that by increasing the mass-ratio of the replaced water up to 10%, the in-cylinder pressure and temperature as well as the NOx increase significantly; but with an increase in mass-ratio to 15%, a decreasing trend is seen. With the increase in the mass-ratio to 20%, it will again lead to an increasing trend; however, at this mass-ratio, the in-cylinder temperature, and the NOx have not increased significantly, despite the increase in power characteristics. Then, considering the mass-ratio of 20%, the evaluation of water temperature increasing shows an improving trend; so that the maximum average in-cylinder pressure is increased and leads to a slight increase in the IMEP. Also, due to the increase in combustion quality, CO is significantly reduced, as well as the ISFC is reduced up to 2%.

Keywords: RCCI, Water injection, Water temperature, Indicated mean effective pressure, Fuel consumption