

### بررسی عددی تاثیر پارامتر های پاشش در بهبود در راندمان انرژی، انرژی و کاهش آلاینده کربن منوکسید یک موتور دیزلی تزریق مستقیم با بهره گیری از هیدروژن پیش مخلوط و میزان کوبش کنترل شده

کوروش قدم خیر<sup>۱</sup>، محمد مقیمان<sup>۲</sup>، محمد حاتمی<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup>دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد؛ krs.g@yahoo.com

<sup>۲</sup>استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد؛ moghiman@um.ac.ir

<sup>۳</sup>دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، مجتمع آموزش عالی فنی و مهندسی اسفراین؛ m-hatami@um.ac.ir

\* نویسنده مسئول: محمد حاتمی

#### چکیده

در این پژوهش با بهره گیری از ابزار دینامیک سیالات محاسباتی یک موتور دیزلی تک سیلندر تزریق مستقیم مدل سازی و سپس اثر گذاری تغییر در مشخصه های پاششی آن شامل زاویه مخروط، مدت زمان و زمان شروع تزریق برای ترکیبات مختلفی از هیدروژن و دیزل، بر پارامترهایی همچون آلاینده کربن منوکسید، راندمان قانون اول و راندمان قانون دوم ترمودینامیک موتور بررسی گردید. رویکردی که در ابتدا مورد استفاده قرار گرفت، بهینه سازی موتور تک سوخته دیزل بود. طبق نتایج حاصل از شبیه سازی، با ایجاد آوانس ۷.۵ درجه ای نسبت موتور اولیه، همچنین با طولانی تر نمودن طول پاشش به اندازه ۰.۶۵ میلی ثانیه بهبود راندمان قانون اول و دوم موتور به ترتیب به اندازه ۲.۴۱ و ۲.۴۶ درصد مشاهده گردید. همچنین نتایج نشان می دهند که استفاده از ۵٪ هیدروژن پیش مخلوط می تواند ضمن پیشگیری از وقوع کوبش بالاتر از حد استاندارد، به بهبود ۵.۱ درصدی در راندمان قانون اول و ۶.۹۹ درصدی در راندمان قانون دوم در کنار کاهش قابل توجه CO به اندازه ۸۵.۷۱٪ منجر شود.

**کلمات کلیدی:** هیدروژن، موتور دیزل، تحلیل انرژی و انرژی، کوبش، بهینه سازی.

#### ۱- مقدمه

موتورهای احتراق داخلی به دلیل راندمان و توان خروجی نسبتاً خوب به طور گسترده در صنعت و حمل و نقل استفاده می شوند. در صنعت، موتورهای احتراقی در ژنراتورها و ماشین آلات به منظور تأمین نیروی محرکه به تجهیزات و تولید برق استفاده می شوند. همچنین در صنعت حمل و نقل از موتورهای احتراقی در هواپیماها، کشتی ها، کامیون ها و اتومبیل ها استفاده می شود، از این رو اهمیت موتورهای احتراقی در صنعت را نمی توان نادیده گرفت. استفاده از تحلیل انرژی در موتورهای دیزلی می تواند زمینه های بهبود عملکرد، آلاینده و مصرف سوخت شناسایی را فراهم نموده و با شناسایی نقاط بهینه موتور از اثرات متقابل سیستم را بر خودش بهینه نموده و بدین صورت بتوان از آثار مخرب زیست محیطی نیز جلوگیری به عمل آورد.

طبق مطالعه انجام گرفته توسط تقوی فر و همکاران بر روی اثرات متقابل افزودن هیدروژن و نسبت فشار توربوشارژر بر یک موتور دیزلی فورد ۱.۸ لیتری تزریق مستقیم مشخص شد که با افزایش نسبت فشار توربوشارژر میتوان بهبود ۱۴.۷ کیلوواتی در راندمان انرژی شاهد بود. همچنین مشخص شد که پاشش زود هنگام هیدروژن در منیفولد و ورود آن به محفظه احتراق می تواند با افزایش ناگهانی شیب نمودار دما و احتراق سریع تر، احتمال بروز کوبش در موتور را افزایش دهد [1].

تا کنون مطالعات زیادی بر روی اثرات متغیرهایی مانند زمان تزریق، نسبت تراکم و EGR بر راندمان انرژی و انرژی موتورهای احتراقی انجام گرفته. طبق مطالعات، با کوتاه تر نمودن طول پاشش و بهبود زمان بندی شروع احتراق می توان به یک مخلوط خوب از سوخت و هوا دست یافت که این عمل منجر به بهبود عملکرد انرژی و انرژی می گردد [2]. همچنین اثر بازخورانی گاز های ناشی از احتراق به داخل محفظه توسط مطالعات انجام گرفته بررسی شده که نتایج حاکی از آن است که به دلیل پایین آمدن غلظت اکسیژن، به دلیل وجود CO در محصولات احتراق و میل آن به اکسید شدن، و در نتیجه افت میزان اکسیژن محفظه در کنار افزایش تاخیر احتراق، میتواند به عنوان یک عامل کنترلی دما جهت پایین تر آوردن اکسید ازت ناشی از احتراق موثر باشد. اما در نهایت افزایش میزان EGR منجر به افت میزان کار خروجی و راندمان انرژی می گردد [3,4].

همچنین تحقیقات نشان داده است که بهینه سازی نرخ پاشش بر اساس شرایط عملکرد موتور می تواند تعادلی بین عملکرد و آلاینده ها، دستیابی به مصرف سوخت کمتر و کاهش انتشار آلاینده ها به طور هم زمان ایجاد کند. تزریق ثانویه سوخت پس از احتراق نیز

طی یک پژوهش آزمایشگاهی بر روی یک موتور PCCI توسط پارک و بای [5] انجام گرفت که نتایج حاکی از کاهش قابل توجه آلاینده های کربن مونو اکسید و هیدروکربن های نسوخته با سوختن کامل این گازها در این رژیم احتراقی بود. همچنین یکی دیگر از عوامل تعیین کننده در کیفیت ترکیب شدن سوخت و هوا در کنار پاشش بهینه، وجود یک محفظه احتراق بهینه شده جهت ایجاد چرخش بهتر برای ترکیب شدن مؤثرتر سوخت و اکسیدکننده است. طی مطالعات به عمل آمده کاسه پیستون های امگا شکل نسبت به نمونه های صاف و بدون انحناء، می توانند با ایجاد چرخش و تلاطم مؤثرتر، در عملکرد موتور بهبود داشته باشد [6].

کاهش مدت زمان احتراق در ترکیب با درجه میل لنگ شروع پاشش می تواند منجر به دستیابی به یک نقطه بهینه جهت شروع احتراق و پیشگیری از کوبش گردد. مطالعات نشان داده که در صورت پاشش زود هنگام خصوصاً در دورهای پایین برای موتورهای دیزلی تزریق مستقیم، احتمال رخ دادن پدیده کوبش بالاتر از پاشش های با ریتارد بیشتر می باشد [7].

راهبردهای مختلف تزریق، مانند تزریق های چندگانه یا تزریق پیلوت پیش از تزریق اصلی، در بسیاری از پژوهش های انجام گرفته بررسی شده است. استفاده هم زمان دو سوخت دیزل و آمونیاک به صورت تزریق مستقیم داخل محفظه احتراق می تواند با بهبود آلاینده کربن مونو اکسید و اکسیدهای ازت تا حد ۲۰ و ۱۰ درصدی شده و علاوه بر آن نتایج نشان داده اند که با استفاده از آمونیاک در کنار دیزل می توان ضمن کمینه نمودن انتشار گازهای گلخانه ای، میزان راندمان انرژی سیستم را به ۳۸.۷ درصد رسانید [8].

در این پژوهش سعی شده تا با شبیه سازی یک موتور دیزلی تک سیلندر، اقدام به بهینه سازی آن از منظر قوانین اول و دوم ترمودینامیک نموده تا ضمن پیشبرد احتراق به سمت کامل شدن و بهبود کربن منوکسید ناشی از احتراق ناقص، بهینه سازی در راندمان های انرژی و انرژی نیز اتفاق افتد. سپس، علاوه بر سوخت دیزل استفاده از هیدروژن به صورت پیش مخلوط با هوا در درصد های مختلف ترکیب با سوخت پایه نیز مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت و نتایج آن بر میزان بهبود در راندمان و آلاینده موتور گزارش گردید.

## ۲- معادلات حاکم

معادله بقای جرم که به عنوان معادله پیوستگی شناخته می شود و تضمین می کند که جرم ورودی و خروجی از حجم کنترل ثابت می ماند به بیانی دیگر در مدل سازی سیکل بسته می بایست جرم هوای موجود در محفظه احتراق و جرم سوخت پاشش شونده، با میزان نهایی جرم داخل دامنه حل هم خوانی داشته باشد. معادله پیوستگی که به شکل دیفرانسیل آن نوشته شده است را می توان به صورت زیر بیان نمود:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (2-1)$$

در این معادله ترم  $\frac{\partial \rho}{\partial t}$  بیانگر تغییرات دانسیته سیال با زمان می باشد از آنجایی که که تراکم سیلندر و پیستون در موتور احتراقی می دهد، بنابراین سیال تراکم پذیر و دانسیته آن به صورت متغیر با زمان با بهره گیری از معادله حالت گاز ایدئال، مدل سازی می شود و ترم  $\nabla \cdot (\rho u)$  نیز بیانگر دیورژانس بردار سرعت جریان درون دامنه محاسباتی می باشد. علاوه بر معادله فوق، معادله بقای تکانه نیز نرخ های تغییر تکانه در یک حجم کنترل را به نیروهای خالص وارد بر سیستم مرتبط می کند که بیان ریاضی آن به صورت ذیل می باشد.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla) u = \frac{-\nabla p}{\rho} + \nu \nabla^2 u + F \quad (2-2)$$

که در آن به ترتیب :

$\rho$  نشان دهنده چگالی سیال،  $\nu$  نشان دهنده ویسکوزیته دینامیکی،  $\frac{\partial u}{\partial t}$  نشان دهنده نرخ تغییر سرعت نسبت به زمان،  $\nabla \cdot u$  نشان دهنده گرادین سرعت،  $\nabla \cdot p$  نشان دهنده گرادین فشار و  $F$  نشان دهنده نیروی حجمی وارده (ناشی از گرانش) است. معادله بالا توازن نیروهای وارد بر یک المان سیال در جریان آرام را نشان می دهد. سمت چپ نشان دهنده نرخ تغییر تکانه است، در حالی که سمت راست نشان دهنده مجموع نیروهای وارد بر المان سیال است. در صورت آشفته بودن جریان اما معادله مومنتوم تغییراتی خواهد نمود. با استفاده از مدل های مبتنی بر مفهوم ویسکوزیته گردابی، تلاطم با معرفی یک عبارت اضافی در معادله تکانه مدل سازی می شود تا اثرات ویسکوزیته توربولانسی در نظر گرفته شود.

$$\frac{Du}{Dt} = -\frac{\nabla P}{\rho} - \left( \frac{\partial \bar{u}^2}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}\bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{u}\bar{w}}{\partial z} \right) + \nu \nabla^2 u \quad (2-3)$$

مشاهده می شود در معادله مومنوم، عبارت تنش های آشفتگی اضافه شده که خود تشکیل یک تانسور می دهند.

$$R_{ij} = -\rho(\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\rho \begin{bmatrix} \bar{u}^2 & \bar{u}\bar{v} & \bar{u}\bar{w} \\ \bar{v}\bar{u} & \bar{v}^2 & \bar{v}\bar{w} \\ \bar{w}\bar{u} & \bar{w}\bar{v} & \bar{w}^2 \end{bmatrix} \quad (2-4)$$

که در این پژوهش با بهره گیری از معادله بوزنیسک که بیان ریاضی آن در زیر آمده ابتدا میزان ویسکوزیته گردابه ای را با بهره گیری از مدل k-ε-f محاسبه کرده، تا بتوان با جای گذاری ترم تنش های آشفتگی در معادله مومنوم، معادله حرکت سیال را حل نمود.

$$-\rho \bar{u}_i \bar{u}_j = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2-5)$$

در رابطه فوق  $S_{ij}$  برابر تانسور نرخ کرنش<sup>1</sup> می باشد،  $\mu_t$  تنش آشفتگی،  $\rho$  چگالی،  $k$  انرژی جنبشی توربولانسی و  $\delta_{ij}$  نیز از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 0 & ; \quad i \neq j \\ 1 & ; \quad i = j \end{cases} \quad (2-6)$$

آشفته بودن جریان داخل سیلندر باعث می شود که گردابه هایی که وظیفه انتقال مومنوم را دارند، به طور هم زمان گرما را نیز منتقل نمایند. بیان ریاضی معادله انرژی بدون در نظر گرفتن ترم اضمحلال گردابه ای به صورت رابطه ۷-۲ می باشد.

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \rho C_p \bar{u}_i \bar{T} \right] + S_i \quad (2-7)$$

که در آن ترم اول سمت چپ بیانگر تغییرات دما با زمان، ترم دوم طرف چپ معادله ترم جابه جایی، ترم اول سمت راست بیانگر انتقال گرمای دیفیوژنی، ترم چهارم ترم تنش های آشفتگی دمایی می باشد که برای محاسبه آن نیاز به مدل سازی تنش های آشفتگی است<sup>۲</sup> و در انتها ترم  $S_i$  که بیانگر چشمه است که ناشی از احتراق یا تشعشع می باشد. حال برای محاسبه  $S$  نیاز به مدل داریم. که در این پژوهش از مدل احتراقی ECFM 3z استفاده شد.

برای تشریح وضعیت واکنش های شیمیایی در محفظه احتراق و کنترل سینتیک واکنش باید از معادله انتقال گونه ها بهره برد. در واقع با بهره بردن از معادله انتقال گونه ها توزیع جرمی و نرخ نفوذ هر گونه شیمیایی در سیال در حال تراکم مشخص می گردد. رابطه (8-2) فرم کلی معادله انتقال گونه ها را تشریح می کند.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \nabla (\rho \bar{v} Y_i) = -\nabla \bar{J}_i + S_i \quad (2-8)$$

عوامل تأثیرگذار در رابطه انتقال گونه ها شامل پارامترهای  $Y_i$ ،  $J_i$  و  $S_i$  است.  $Y_i$  گونه وارد شده،  $J_i$  تعیین کننده نفوذ گونه و  $S_i$  که ترم چشمه معادله فوق می باشد که برای هر گونه حساب می شود و برای سوخت با ضرب در آنتالپی احتراق، به عنوان ترم چشمه معادله انرژی در آن جایگزین می گردد.

<sup>1</sup>  $S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$

<sup>2</sup>  $\bar{u}_i \bar{T} = \frac{-\theta_i}{Pr_i} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i}$

به منظور محاسبه احتمال رخ دادن کوبش در این پژوهش از پارامتر شدت صدا<sup>۳</sup> که در مقاله منتشر شده توسط جی. ای. انگ از تیم تحقیق و توسعه شرکت جنرال موتور [9] در سال ۲۰۰۲ معرفی و پس از آن در بسیاری از پژوهش‌ها برای انواع موتورها مورد توسعه قرار گرفت استفاده گردید.

$$RI = \frac{1}{2\gamma} \times \frac{\left(\beta \frac{dP}{dt}_{max}\right)^2}{P_{max}} \times \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{max}} \quad (2-9)$$

که در رابطه فوق  $\frac{dP}{dt}_{max}$  عبارت است از تغییرات فشار بر حسب زمان،  $P_{max}$  فشار بیشینه درون سیلندر بر حسب مگاپاسکال،  $\gamma$  نسبت ظرفیت ویژه های حرارتی،  $\beta$  یک ثابت تجربی حدود ۰.۰۵ میلی ثانیه،  $R$  ثابت ویژه گاز های ایدئال بر حسب  $J/kg.K$ ،  $T_{max}$  دمای بیشینه درون محفظه احتراق بر حسب کلون و  $RI$  شدت صدا بر حسب  $MW/m^2$  می باشد که طبق نتایج بدست آمده اگر این پارامتر عددی بیش از ۲ را به خود اختصاص دهد، کوبش در موتور رخ داده است. در انتها، برای محاسبه راندمان انرژی و آگزروی از روابط ذیل استفاده می گردد:

$$\eta_{energy} = \frac{W}{Q_{released}} \quad (2-10)$$

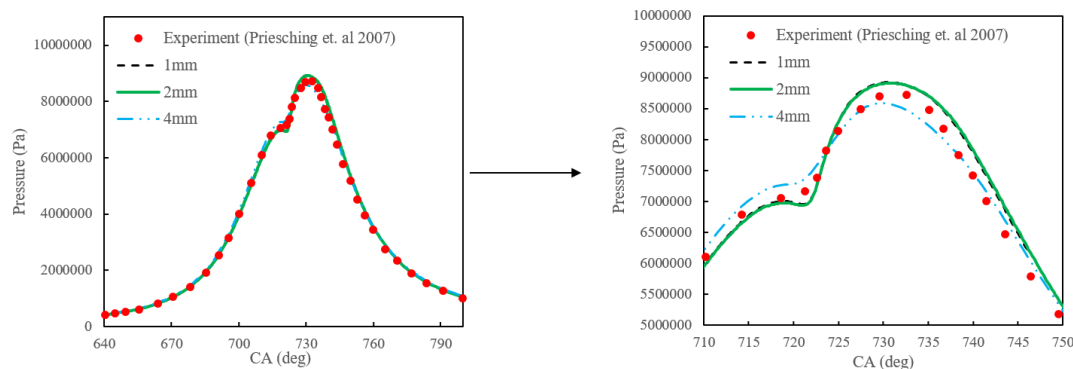
$$\eta_{exergy} = \frac{W}{Fuel_{chemical\ exergy}} \quad (2-11)$$

### ۳- نتایج و بحث

پس از مدل سازی موتور، اقدام به بررسی انرژی و آگزروی سیستم را به عمل آورده تا ضمن مشاهده اثرات تغییر پارامترهای پاششی در میزان فشار مؤثر و نیز راندمان های انرژی و آگزروی، توزیع آلاینده ناشی از احتراق ناقص را با در نظر گرفتن شرایط بدون کوبش بررسی نماییم.

#### ۳-۱- اعتبارسنجی

پس از انجام مدل سازی متناسب با موتور مطالعه شده در پژوهش پریشنگ و همکاران [10] که به روش عددی و آزمایشگاهی انجام گرفته بود، داده های حاصل از شبیه سازی با داده های آزمایشگاهی که توسط آنها اندازه گیری شده بود مقایسه گردید. همان طور که در شکل مشاهده می شود، همخوانی قابل قبولی بین نتایج حاصل از مدل سازی و داده های آزمایشگاهی وجود دارد. همچنین ملاحظه می گردد که نتایج حساسیت خود به شبکه را از سایز ۲ میلی متر به پایین از دست داده اند و تغییر چندانی با یکدیگر ندارند.



شکل ۳-۱ ابعاد سنجی و آزمون استقلال از شبکه برای نتایج شبیه سازی و مقایسه با نتایج مدل آزمایشگاهی

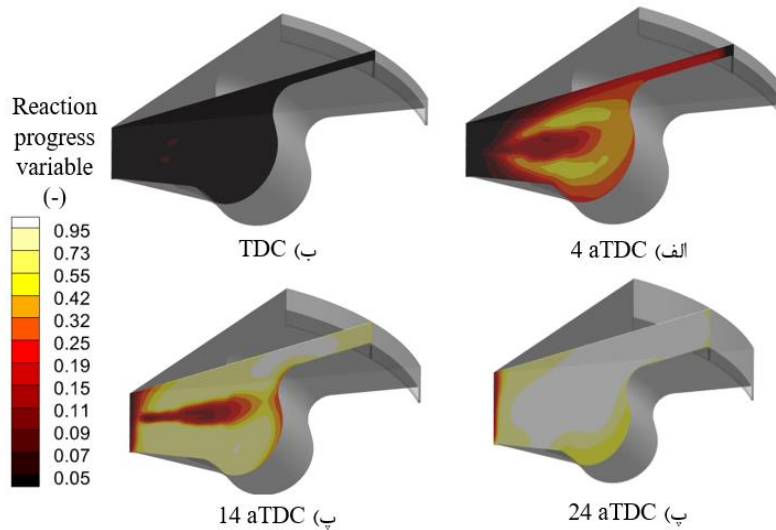
#### ۳-۲- بهینه سازی موتور تک سوخت دیزل

از مزایای مدل سازی احتراق به روش CFD، دیدن اتفاقات لحظه ای رخ داده در محفظه احتراق، بدون نیاز به امکانات

<sup>3</sup> Ringing Intensity

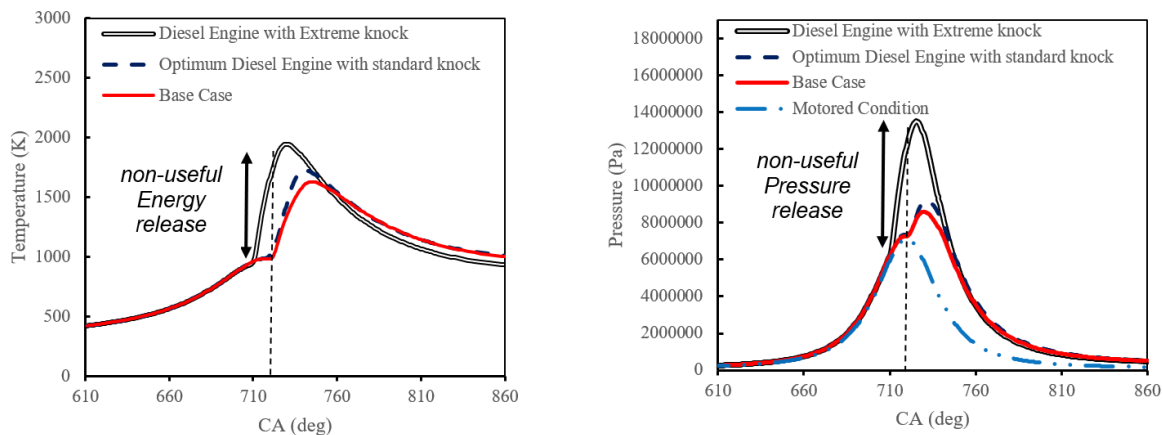


تصویربرداری سریع جهت تخمین رفتار شعله است. همان طور که در شکل زیر مشاهده می شود با بالا آمدن پیستون و نزدیک شدن آن به نقطه مرگ بالا، و سپس با پاشش سوخت، احتراق در حال شکل گیری است. نرخ رشد واکنش که توزیع محلی آن در شکل ۲-۳ مشاهده می شود، با نزدیک شدن به عدد ۱ در واقع احتراق را به سمت کامل شدن پیش خواهد برد. ملاحظه می شود که در سوخت دیزل نواحی هسته شعله به دلیل دمای احتراقی بالا، احتراق کامل تری را دارا می باشد و این عدد در آن نواحی سریع تر به ۱ رسیده.



شکل ۲-۳ توزیع محلی متغیر ثابت رشد واکنش موتور پایه

پس از تغییر پارامترهای پاشش برای موتور پایه که شروع پاششی در ۷.۵ درجه مانده به نقطه مرگ بالا، مدت زمان پاششی به اندازه ۱.۳ میلی ثانیه و زاویه مخروط افشانه ۷ درجه ای داشت، به ترتیب به ۱۵، ۱۶.۲۵ و ۱۲، بهینه سازی مربوطه به عمل آمد که نتایج آن در شکل زیر مشاهده می شود.

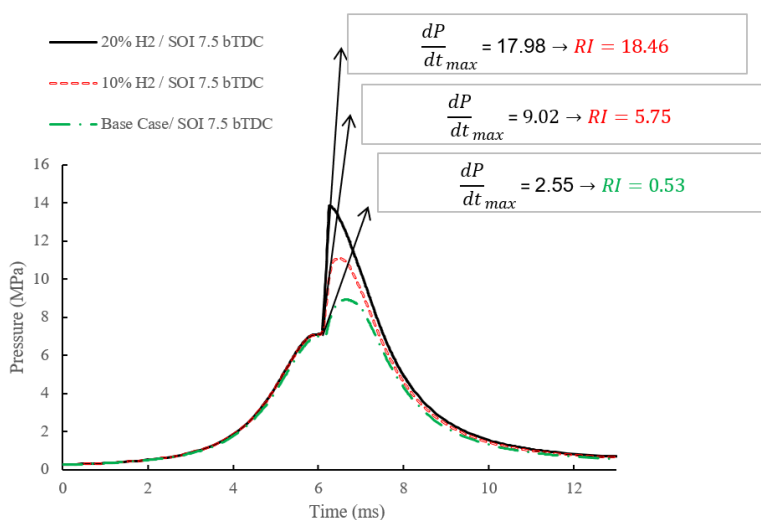


شکل ۳-۳ بررسی تغییرات فشار و دمای میانگین درون سیلندر موتور پایه با موتور بهینه شده

اگر شروع پاشش زودتر از ۱۵ درجه انجام شود و یا مدت زمان تزریق در آن خیلی پایین آید، همان طور که در شکل ۳-۳ مشاهده می شود، کوبش و احتراق نا به هنگام رخ خواهد داد که در عمل نمی تواند منجر به بهینه شدن موتور گردد.

### ۳-۳- بهینه سازی موتور با سوخت ترکیبی دیزل - هیدروژن پیش مخلوط

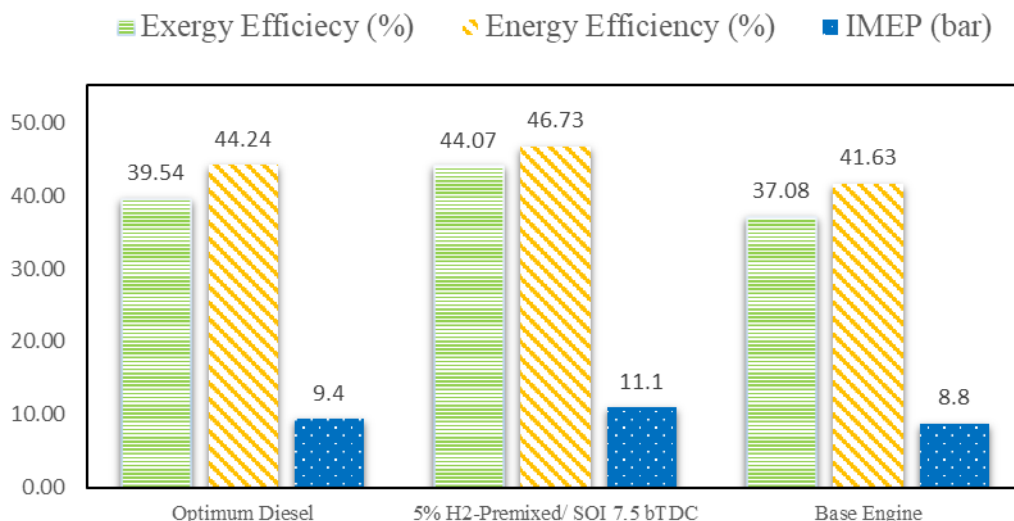
همان طور که در شکل زیر مشاهده می شود، با بهره گیری از هیدروژن به جای دیزل و ایجاد مخلوط کاملاً همگن آن با هوای در حال تراکم، فشار درون محفظه ناگهان بالا می رود که این بالا رفتن ناگهانی فشار در شرایطی که اولاً همان طور که پیش تر گفته شد، در درجه میل لنگ مناسب باشد، تا نیروی مزاحم در برابر بالا آمدن پیستون ایجاد ننماید، و دومین نکته ای که در احتراق های موتورهای دو سوخته<sup>۴</sup> باید بدان توجه ویژه نمود، احتمال رخ دادن کوبش می باشد. زیرا از آنجایی که ماهیت سوخت دیزل با احتراق همراه با نرم سوختی همراه است، موتور کمتر در معرض پدیده کوبش قرار می گیرد، اما موتور با سوخت پیش مخلوط، بسیار در معرض کوبش قرار دارد و این پدیده در این رژیم احتراقی شایان بررسی مضاعف می باشد.



شکل ۳-۴ بررسی تغییرات فشار بر حسب زمان برای نمونه پایه و حالات هیدروژن دار پیش مخلوط شبیه سازی شده به منظور سنجش احتمال رخ دادن کوبش

با کمتر نمودن کسر جرمی هیدروژن در کنار شروع پاشش با در ۷.۵ درجه مانده به نقطه مرگ بالا، نرم سوختی بهتری رخ می دهد و شدت صدا به  $1.35 \text{ MW/m}^2$  کاهش می یابد. هماهنگ طور که در شکل زیر مشاهده می شود، با بهینه سازی موتور نسبت به حالت اولیه می توان شاهد بهبود در راندمان ها و نیز فشار موثر متوسط اندیکاتوری نسبت به حالت اولیه بود.

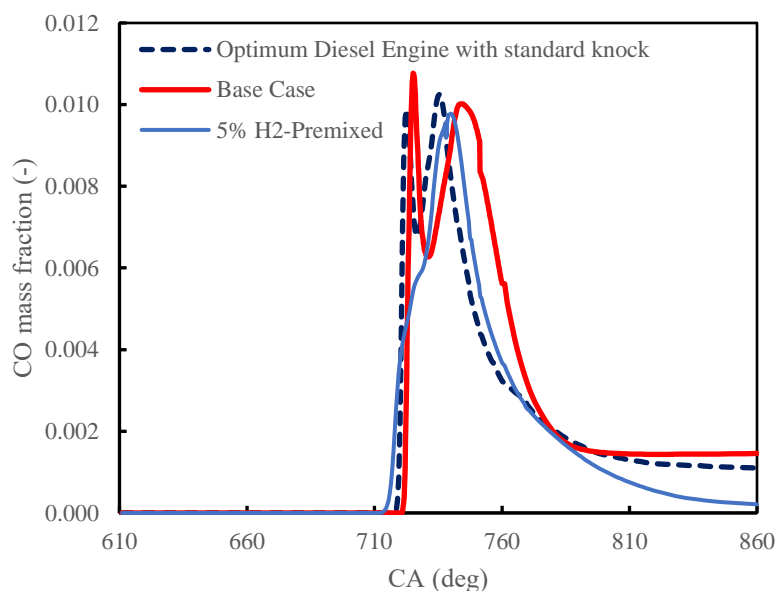
<sup>4</sup> Dual Fuel Engine



شکل ۳-۵- مقایسه نمونه های بهینه شده در راندمان قوانین اول و دوم و نیز فشار موثر متوسط با موتور اولیه

### ۳-۴- بررسی میزان آلاینده CO

همان طور که در شکل ۳-۶ ملاحظه می گردد، با پیشبرد احتراق به سمت کامل شدن و استحصال دمای بیشتر از سوخت ضمن احتراق، می توان آلاینده CO خروجی را تا حد قابل توجهی کاهش داد. نکته قابل توجه دیگر نیز بهبود در سرعت اکسیداسیون و تبدیل شدن احتراق دوقله ای دیزل به یک احتراق پاکیزه تر و تک قله ای می باشد.



شکل ۳-۶- مقایسه کسر جرمی میانگین CO برای موتور اولیه و حالات بهبود یافته دیزلی و هیدروژن دار پیش مخلوط

### ۴- نتیجه و جمع بندی

در موتورهای تزریق مستقیم، یکی از مهم ترین عواملی که در عملکرد و آلاینده موتور تأثیر می گذارد، پارامترهای پاشش است. در این پژوهش با تغییر در پارامترهای پاششی یک موتور دیزلی سعی در بهبود راندمان و عملکرد آن موتور در کنار کاهش آلاینده های ناشی احتراق ناقص به عمل آمد. به طور کلی با انجام پاشش در ۱۵ درجه مانده به نقطه مرگ بالا و طول پاشش ۱.۶ میلی ثانیه ای در کنار زاویه مخروط پاشش ۷.۸۲۵ درجه ای نسبت به موتور اولیه که این پارامترها به ترتیب، ۷.۵، ۱.۳ و ۷ بودند؛ بهبود ۵.۱ درصدی در راندمان قانون اول و ۶.۹۹ درصدی در راندمان قانون دوم بدست آمد. همچنین در حالت استفاده از هیدروژن پیش مخلوط، بدون انجام

آوانس در پاشش موتور پایه و تنها با کم کردن ۵ درصد از جرم سوخت پایه و قراردادن هیدروژن به جای آن، می توان به بهبود قابل توجهی در راندمان انرژی، آگزروی و فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری دست یافت. همچنین آلاینده CO نیز که مهم ترین عامل انتشار آن در هوا، احتراق ناقص می باشد نیز، با بهبود راندمان آگزروی سیستم در حالات دیزلی و سوخت ترکیبی هیدروژنی می تواند به ترتیب تا حد 24.15% و 85.71% کاهش یابد.

### مراجع

- [۱] Taghavifar, H., et al., *ID energy, exergy, and performance assessment of turbocharged diesel/hydrogen RCCI engine at different levels of diesel, hydrogen, compressor pressure ratio, and combustion duration*. International Journal of Hydrogen Energy, 2021. **46**(42): p. 22180-22194.
- [۲] Mahabadipour, H., K.K. Srinivasan, and S.R. Krishnan, *An exergy analysis methodology for internal combustion engines using a multi-zone simulation of dual fuel low temperature combustion*. Applied Energy, 2019. **256**: p. 113952.
- [۳] Rakopoulos, D.C., et al., *Exergy assessment of combustion and EGR and load effects in DI diesel engine using comprehensive two-zone modeling*. Energy, 2020. **202**: p. 117685.
- [۴] Jafarmadar, S. and P. Nemati, *Multidimensional modeling of the effect of exhaust gas recirculation on exergy terms in a homogenous charge compression ignition engine fueled by diesel/biodiesel*. Journal of Cleaner Production, 2017. **161**: p. 720-734.
- [۵] Park, Y. and C. Bae, *Effects of single and double post injections on diesel PCCI combustion*. 2013, SAE Technical Paper.
- [۶] Pham, V.C., et al., *Effects of Piston Bowl Geometry on Combustion and Emissions of a Four-Stroke Heavy-Duty Diesel Marine Engine*. Applied Sciences, 2022. **12**(24): p. 13012.
- [۷] Wang, Y., et al., *Numerical Investigation on Knock Combustion in a Diesel-Dimethyl Ether Dual-Fuel Engine*. Energy & Fuels, 2019. **33**(6): p. 5710-5718.
- [8] Yousefi, A., et al., *Effects of ammonia energy fraction and diesel injection timing on combustion and emissions of an ammonia/diesel dual-fuel engine*. Fuel, 2022. **314**: p. 122723.
- [9] Eng, J., *Characterization of pressure waves in HCCI combustion*. 2002, SAE Technical Paper.
- [10] Priesching, P., et al., *3D-CFD modeling of conventional and alternative diesel combustion and pollutant formation-a validation study*. 2007, SAE Technical Paper.