

بررسی تأثیر استفاده نازل ماریج و افزایش فشار تزریق بر مشخصات خروجی و

آلاینده‌گی محفظه احتراق

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۱۰/۰۹

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۳۱

امیرحمزه فرج‌الهی^۱، فرید باقرپور^۲، رضا فیروزی^۳، محمدرضا سلیمی^۴

۱- استادیار، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه امام علی (ع)، تهران، a.farajollahi@sharif.edu

۲- دانشجوی دکترا، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه تهران، تهران

۳- کارشناس ارشد، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین

۴- استادیار، پژوهشگاه هوافضا، تهران

چکیده

در مقاله حاضر تأثیر استفاده از نازل ماریج و افزایش فشار تزریق سوخت مایع بر عملکرد و نشر آلاینده‌گی دوده، اکسید نیتروژن و مونوکسیدکربن محفظه احتراق یک سیستم پیش‌رانش بررسی شده است. راهکارهای ارائه‌شده می‌تواند به تغییرشدت وقوع کواپتاسیون و افشانه سوخت منجر شود. تأثیر هر کدام از راهکارهای پیشنهادشده با کمک مدل عددی سه‌بعدی در نرم‌افزار ای وی ال فایر، که با داده‌های تجربی موجود در هر قسمت صحت‌سنجی شده است، بر عملکرد موتور دیزل و تولید آلاینده‌گی آن بررسی شده است. نتایج عددی حاصل نشان می‌دهد که ایجاد خان درون نازل به ایجاد جریان چرخشی افشانه سوخت، افزایش زاویه مخروطی افشانه و شدت توربولانسی درون محفظه احتراق منجر می‌شود. افزایش زاویه مخروطی افشانه حاصل، عملکرد موتور دیزل را از طریق کاهش مصرف سوخت و افزایش توان و گشتاور تولیدی بهبود می‌بخشد و میزان تولید آلاینده اکسید نیتروژن و مونوکسیدکربن به دلیل ایجاد مخلوط سوخت و هوای بهتر، افزایش شدت توربولانسی و مقدار دمای متوسط درون محفظه احتراق، به مقدار مناسبی کاهش می‌یابد. همچنین افزایش فشار تزریق می‌تواند عملکرد موتور دیزل را بهبود بخشد. از نکات منفی افزایش فشار تزریق سوخت می‌توان به افزایش میزان تولید آلاینده اکسید نیتروژن اشاره کرد. با افزایش فشار تزریق سوخت از ۱۳۵۰ بار به ۲۱۰۰ بار، مصرف سوخت ۳۸ درصد کاهش و توان و گشتاور تولیدی آن افزایش می‌یابد. همچنین در این حالت آلاینده مونوکسیدکربن ۶۵ درصد کاهش و آلاینده اکسید نیتروژن ۲۰ درصد افزایش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: نازل ماریج، فشار تزریق، سوخت مایع، آلاینده‌گی، محفظه احتراق، سیستم پیش‌رانش

Investigation of the effect of using a swirl nozzle and increasing injection pressure on the output characteristics and pollution of the combustion chamber

Amirhamzeh Farajollahi¹, Farid Bagherpour², Reza Firuzi², Mohammadreza Salimi⁴

1- Assistant professor, Department of Engineering, Imam Ali University, Tehran, Iran

2- Ph.D Student, Department of Mechanical Engineering, Tehran

3- Department of Mechanical Engineering, Ghazvin University, Ghazvin, Iran

4- Assistant professor, Aerospace Research Institute

Abstract

In the present study, the effect of using a swirl nozzle and increasing the pressure of liquid fuel injection on the performance and emission of soot, nitrogen oxide and carbon monoxide combustion chamber of a propulsion system is investigated. The proposed solutions can change the intensity of cavitation and fuel spray characteristics. The effect of each of the proposed solutions with the help of a three-dimensional numerical model in EVL Fire software, which has been validated with experimental data in each section, on the performance of the diesel engine and its emissions has been investigated. The numerical results show that the creation of swirl inside the nozzle leads to a rotational flow of the fuel injector, an increase in the spray cone angle and the turbulence intensity inside the combustion chamber. Increasing the resulting spray cone angle improves the performance of the diesel engine by reducing fuel consumption and increasing power and torque, and the production of nitrogen oxide and carbon monoxide pollutants due to a better fuel-air mixture, increased turbulence intensity and average temperature inside the chamber. Combustion is reduced to an appropriate amount. Increasing the injection pressure can also improve the performance of the diesel engine. One of the negative points of increasing fuel injection pressure is the increase in nitrogen oxide production. By increasing the fuel injection pressure from 1350 bar to 2100 bar, fuel consumption decreases by 38% and its power and torque increase. Also in this case, carbon monoxide pollutants decrease by 65% and nitrogen oxide pollutants increase by 20%.

Keywords: Spiral nozzle, injection pressure, liquid fuel, pollution, combustion chamber, propulsion system

۸۵

سال ۱۱ - شماره ۲

پاییز و زمستان ۱۴۰۱

نشریه علمی

دانش و فناوری هوا فضا



موضوعات خروجی و آلاینده‌گی محفظه احتراق
بررسی تأثیر استفاده نازل ماریج و افزایش فشار تزریق بر

۱. مقدمه

موتورهای دیزل به دلیل دارا بودن ویژگی هایی همچون نسبت تراکم، راندمان، توان و گشتاور تولیدی بالا و همچنین مصرف سوخت پایین نسبت به سایر موتورهای احتراق داخلی، در صنایع مختلف حمل و نقل جاده‌ای، کشاورزی، صنایع نظامی و تولید الکتریسیته کاربرد گسترده ای دارند. با توجه به کاربری روزافزون این موتورها و مشکلات ناشی از آلاینده‌های آن‌ها و تجدیدنظرپذیری بودن منابع سوخت‌های فسیلی، تلاش برای بهبود احتراق و کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌های ناشی از آن‌ها مهم و الزامی می‌باشد. فرایند احتراق در این موتورها به شدت وابسته به مشخصه‌های پاشش سوخت و پدیده اتمیزاسیون جهت افزایش نرخ تبخیر و بهبود مخلوط سوخت و هوا است [۱]. فشار پاشش سوخت، پروفیل پاشش، هندسه سوراخ نازل، پروفیل جابه‌جایی سوزن، نوع سوخت و دمای آن مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار در مشخصات افشانه سوخت و در نتیجه عملکرد موتور دیزل هستند. به همین علت بیشتر سازندگان موتورهای دیزل و محققان در زمینه سیستم‌های سوخت‌رسانی تحقیقات و پژوهش‌های زیادی را انجام داده‌اند. کاربراتور یک دستگاه مکانیکی بود که به طور کامل قادر به کنترل یک نسبت سوخت و هوای دقیق نبود. از این رو آن را با فناوری جدید تزریق سوخت ریل مشترک جایگزین کردند. در این روش، سوخت به وسیله اسپری کردن آن توسط انژکتور، اتمیزه (پودر سازی) می‌شود. با سیستم سوخت‌رسانی ریل مشترک، فرایند احتراق می‌تواند با تولید مقادیر آلاینده کمتر و مصرف سوخت پایین‌تر

بهینه‌سازی شود. در این سیستم، سوخت از یک ریل مشترک تحت فشار بالا به درون محفظه احتراق تزریق می‌شود. سیستم کنترل الکترونیکی تضمین می‌کند که شروع تزریق، مقدار و زمان آن مستقل از سرعت موتور می‌باشد. در سال ۱۹۹۷ شرکت بوش برای اولین بار سیستم ریل مشترک را در خودروهای سواری به بازار عرضه کرد [۲]. محصول سیستم ریل مشترک برای خودروهای تجاری از سال ۱۹۹۹ شروع شد. سیستم نامش را از ذخیره‌کننده (آکومولاتور) فشار مشترک ریل که سوخت همه سیلندرها را تأمین می‌کند، گرفته است. در مقایسه با دیگر سیستم‌های انژکتوری، فشار تولیدی و پاشش در فناوری ریل مشترک از هم جدا هستند. یک پمپ فشار بالای مستقل سوخت را به طور پیوسته درون ریل تغذیه می‌کند. در این سیستم، به طور دائم و پایدار یک فشار هماهنگ با وضعیت‌های مدیریت موتور در اختیار آن قرار گرفته و حتی در سرعت‌های پایین موتور این فشار وجود دارد. در فناوری ریل مشترک در مقایسه با سیستم‌های مرسوم تفاوت‌هایی وجود دارد که پاشش‌های متعدد را در سیکل‌های انجام کار مهیا می‌کنند. در این مرحله پاشش اولیه برای آرام کردن موتور، پاشش اصلی برای ایجاد قدرت ایده‌آل و پاشش ثانویه برای کاهش آلاینده‌های صورت می‌گیرد. با کنترل دقیق حجم سوخت انتقالی در فشار بالا، مصرف سوخت نیز می‌تواند به صورت چشمگیری کاهش یابد. در این سیستم یک لوله‌کشی سوخت مشترک به اصطلاح ریل همه انژکتورهای موتور را با سوخت تأمین می‌کند [۳-۵]. هنگامی که سوخت باید به درون سیلندر تزریق شود، نازل



انژکتور مربوطه باز شده و سوخت از ریل به درون محفظه احتراق جریان می‌یابد و طی فرایندی با فشار بالا اتمیزه می‌شود و با هوا مخلوط می‌شود. اجزا و قطعات سیستم ریل مشترک باید بسیار دقیق و به‌راحتی قابل کنترل باشند. فشار پاشش بالاتر، بخارشدن بهتر سوخت توسط سیستم پاشش و هم‌زمان بازده احتراق بیشتر را سبب می‌شود. در سال ۲۰۰۵ شرکت بوش سومین ریل مشترک تولیدی را با فشار پاشش ۱۸۰۰ بار برای وسایل نقلیه تجاری سبک معرفی کرد. یک نسخه از این سیستم برای خودروهای نیمه سنگین در سال ۲۰۰۷ به بازار عرضه شد. در برابر قوانین سخت‌گیرانه آلاینده‌گی گازهای خروجی، این شرکت پیشرفت‌های بیشتری را در سیستم‌های پاشش ادامه می‌دهد. بر پایه انژکتور با فشار پاشش ۱۸۰۰ بار، بوش سیستم‌ها را برای فشار ۲۲۰۰ و ۲۵۰۰ بار گسترش خواهد داد [۶]. انژکتورها در سرسیلندر موتورهای نصب می‌شوند و نظیر سیستم‌های انژکتوری مرسوم شامل تنه سوزن انژکتور و نازل می‌باشند. اجزای اصلی انژکتور شامل سوپاپ مغناطیسی، نازل سوراخدار و سیستم سرو هیدرولیکی می‌باشد. همچنین در صورتی که یکی از انژکتورها دچار نشستی شود، فشار در ریل افت کرده و تمامی انژکتورها از کار می‌افتند.

۲- مروری بر مطالعات و نوآوری کار حاضر

شروانی تبار و همکاران اثر تابع پاشش سوخت بر عملکرد موتور دیزل به‌صورت عددی را بررسی کردند. بدین منظور شش تابع پاشش سوخت مختلف انتخاب شد. نتایج نشان داد که با استفاده از توابع پاششی مناسب سوخت، توان

موتور افزایش و مقدار آلاینده‌های تولیدی آن کاهش می‌یابد. پاشش سوخت شبه مثلثی در مقایسه با نرخ پاشش ثابت عملکرد مناسب‌تری دارد و مصرف سوخت ویژه در آن کاهش و مقدار توان آن افزایش می‌یابد. همچنین در این تابع، مقدار آلاینده اکسید نیتروژن اندکی افزایش می‌یابد [۷].

فرج‌الهی و همکاران تأثیر ایجاد جریان دورانی و تغییر زاویه پاشش سوخت بر عملکرد و آلاینده‌گی موتور دیزل کاترپیلار را به کمک روش دینامیک سیالات محاسباتی در نرم‌افزار فایر بررسی کردند. نتایج مربوط به عملکرد موتور دیزل نشان می‌دهد که ایجاد جریان دورانی درون نازل و محفظه احتراق به همراه افزایش زاویه پاشش سوخت به افزایش ۷۵ درصدی توان و گشتاور تولیدی و کاهش ۳۷ درصدی مصرف سوخت نسبت به نازل استوانه‌ای سوخت منجر می‌شود. همچنین نتایج مربوط به آلاینده‌گی این موتور دیزل نشان می‌دهد که در این حالت آلاینده مونوکسیدکربن و اکسید نیتروژن به مقدار ۴۲/۷۳ درصد و ۴۵/۴۵ درصد کاهش می‌یابد [۸].

احمدی و همکاران تأثیر جایگزینی مقادیر مختلف هیدروژن به‌جای دیزل بر عملکرد و آلاینده‌گی موتور دیزل را بررسی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که جایگزینی هیدروژن موجب تأخیر در شروع احتراق و رشد نرخ افزایش فشار و افزایش حرارت آزاد شده خواهد شد، ولی این افزایش فشار به پدیده کوبش منجر نخواهد شد [۹].





حسین پور و همکاران با استفاده از کد KIVAII تأثیر پارامترهای پاشش سوخت از جمله زمان‌بندی پاشش، فشار پاشش و استفاده از خنک‌کن میانی را بر عملکرد و تولید آلاینده‌ها در یک موتور دیزل پاشش مستقیم و تأثیر حالت خاصی از پاشش چندمرحله‌ای بر تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن مورد بررسی قرار دادند، در این حالت آلاینده اکسیدهای نیتروژن تا ۶٪ کاهش یافت [۱۰].

فیروزی و همکاران به صورت عددی به بررسی تأثیر افزایش شدت توربولانسی و زاویه مخروطی اسپری بر عملکرد و آلاینده‌های یک موتور دیزل سنگین پرداختند. نتایج نشان می‌دهند که نازل دارای خان نسبت به سایر هندسه‌ها عملکرد مناسب‌تری دارد. به این شکل که مصرف سوخت ویژه نسبت به انژکتور استوانه‌ای حدود ۳۲ درصد کاهش یافته و توان و گشتاور تولیدی بیشتر از ۶۳ درصد افزایش می‌یابد. همچنین آلاینده‌هایی مانند اکسیدهای نیتروژن ۱۲ درصد کاهش می‌یابند [۱۱].

نیشیدا و همکاران تأثیر فشار تزریق بالا را بر مشخصه‌های افشانه سوخت دیزل از قبیل قطر متوسط ستر، طول نفوذ و آشفستگی محیط تزریق به صورت تجربی بررسی کردند. بدین منظور از سه فشار ۱۰۰۰ و ۲۰۰۰ و ۳۰۰۰ بار استفاده کردند. نتایج نشان‌دهنده ترکیب بهتر سوخت و هوا و فرایند اتمیزاسیون سوخت در فشارهای تزریق بالا با افزایش آشفستگی در محیط تزریق بودند [۱۲].

سلیمی و همکاران تأثیر شکل هندسی و ایجاد خان درون نازل یک انژکتور سوخت را بر عملکرد موتور و آلاینده‌های ناشی از احتراق با استفاده از

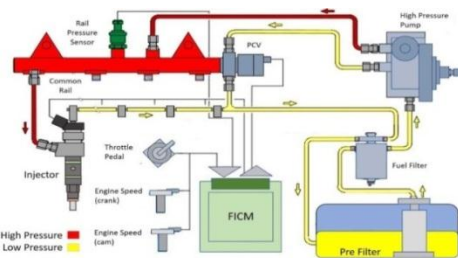
نرم‌افزار فایر بررسی کردند. نتایج عددی حاصل نشان می‌دهد که ایجاد خان درون نازل به افزایش زاویه مخروطی افشانه و بهبود کیفیت اتمیزاسیون سوخت منجر می‌شود. همچنین نتایج نشان می‌دهند که نازل دارای خان نسبت به سایر هندسه‌ها عملکرد مناسب‌تری دارد. به این شکل که مصرف سوخت ویژه نسبت به انژکتور استوانه‌ای حدود ۳۲ درصد کاهش یافته است و مقادیر توان و گشتاور تولیدی بیشتر از ۶۳ درصد افزایش می‌یابد. همچنین آلاینده‌هایی مانند اکسیدهای نیتروژن ۱۲ درصد کاهش می‌یابند [۱۳].

مردانی و همکاران تأثیر ایجاد جریان چرخشی درون نازل و تغییر پروفیل بالابری سوزن را بر رفتار اسپری سوخت دیزل بررسی کردند. نتایج حاصل نشان داد که این افشانه‌های جدید زاویه مخروطی فواره بیشتر و طول نفوذ و قطر متوسط ذرات پاشیده شده کمتری نسبت به افشانه‌های شبیه‌سازی شده در مرحله اول دارند؛ بنابراین مشخصات فواره سوخت از طریق ایجاد جریان چرخشی، تغییر نحوه جابه‌جایی سوزن و هندسه سوراخ افشانه می‌تواند کنترل شود [۱۴].

مرور مقالات گذشته نشان می‌دهد که تاکنون مطالعات زیادی درباره تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد و آلاینده‌های محفظه موتور احتراق صورت گرفته شده است ولی تاکنون تأثیر استفاده هم‌زمان از نازل مارپیچ و افزایش فشار تزریق سوخت مایع بر عملکرد و نشر آلاینده‌های دوده، اکسید نیتروژن و مونوکسیدکربن محفظه احتراق صورت نگرفته است که در واقع این هدف و نوآوری مقاله حاضر نیز می‌باشد.

۳- بررسی تئوری و معادلات حاکم

در این مقاله، در سه قسمت تأثیر استفاده از نازل مارپیچ و افزایش فشار تزریق سوخت مایع با استفاده از پمپ فشار تزریق بالا بر شدت وقوع کاویتاسیون و رفتار اسپری برای سوخت دیزل و عملکرد موتور بررسی شده است. در قسمت اول، رویکرد اوایلر-اوایلر برای شبیه‌سازی جریان دو فاز درون انژکتور به کار برده شده است. در قسمت دوم با رویکرد اوایلر - لاگرانژی، شبیه‌سازی اسپری به کمک داده‌های ذخیره‌شده در مقطع خروجی نازل از قسمت اول بررسی شده است. نتایج حاصل از محاسبات جریان داخل انژکتور در مقطع خروجی نازل ذخیره می‌شوند. در ادامه شبیه‌سازی اسپری به کمک داده‌های ذخیره شده در مقطع خروجی نازل به‌عنوان داده‌های ورودی صورت می‌گیرد. در قسمت سوم نیز عملکرد و آلاینده‌گی موتور در حالت‌های مختلف بررسی شده است. شمانیک سیستم سوخت‌رسانی انژکتور پمپ مشترک در شکل ۱ نشان داده شده است [۱]. به‌منظور افزایش دقت و کاهش مدت‌زمان محاسبات عددی با توجه به شرط مرزی متقارن انژکتور، شبیه‌سازی تنها یک پنجم (یعنی یک سوراخ نازل انژکتور) از کل هندسه موردنظر با استفاده از نرم‌افزار ای وی ال فایر انجام شده است.



شکل ۱- شمانیک سیستم سوخت‌رسانی با انژکتور [۱]

۳-۱ انژکتور

همان‌طور که اشاره شد، برای شبیه‌سازی جریان دو‌فازی درون انژکتور از رویکرد اوایلر-اوایلر استفاده می‌شود. معادلات حاکم شامل معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی جنبشی آشفته‌گی می‌باشند [۱۵].

بقای جرم

$$\frac{\partial \alpha_k \rho_k}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_k \rho_k v_k = \sum_{l=1, k \neq l}^N \Gamma_{kl}, \quad (1)$$

$k=1, \dots, N$

که در آن، α_k کسر حجمی فاز k ، ρ_k چگالی فاز k ، v_k سرعت فاز k و Γ_{kl} بیانگر تبادل جرمی بین دو فاز k و l می‌باشد [۱۵]. همچنین مجموع کسر حجمی تمامی فازها (بخار و مایع) برابر یک می‌باشد:

$$\sum_{k=1}^N \alpha_k = 1 \quad (2)$$

مومنتوم

$$\frac{\partial \alpha_k \rho_k v_k}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_k \rho_k v_k = -\alpha_k \nabla p + \nabla \cdot \alpha_k (\bar{\tau}_k + \bar{T}_k^i) + \alpha_k \rho_k \bar{f} + \sum_{l=1, k \neq l}^N M_{kl} + \sum_{l=1, k \neq l}^N \Gamma_{kl}, k=1, \dots, N \quad (3)$$

در معادله (۳)، f بردار نیروی حجمی شامل نیروی جاذبه و اینرسی، τ بردار تنش برشی، T^t بردار تنش رینولدزی، M بیانگر تبادل مومنتوم بین حالت‌ها و p فشار استاتیکی می‌باشد. انرژی جنبشی آشفته‌گی

$$\frac{\partial \alpha_k \rho_k K_k}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_k \rho_k v_k K_k = \nabla \cdot \alpha_k \left(\mu_k + \frac{\mu_k^t}{\sigma_k} \right) \nabla K_k + \alpha_k p_k - \alpha_k \rho_k \varepsilon_k + \sum_{l=1, k \neq l}^N K_{kl} + K_k \sum_{l=1, k \neq l}^N \Gamma_{kl}, k=1, \dots, N \quad (4)$$

در معادله (۴)، K_k انرژی جنبشی آشفته‌گی، μ لزجت دینامیکی، μ^t لزجت مولکولی، σ کشش سطحی و ε نرخ اضمحلال انرژی است [۱۳].



۲-۳ تبادُل بین حالتی

تبادل جرم بین دو حالت مایع و بخار با مدل کاویتاسیونی غیرخطی مدل شده است و معادله حاکم به صورت زیر می‌باشد:

$$\Gamma_c = \rho_d N'' 4\pi R^2 \dot{R} = -\Gamma_d \quad (5)$$

که در آن، چگالی عددی حباب و شعاع حباب می‌باشد. تغییرات شعاع حباب با زمان با کمک معادله رایلی ارائه می‌شود [۱۵]:

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}\dot{R}^2 = \frac{\Delta p}{\rho_c} \quad (6)$$

که در آن Δp اختلاف فشار مؤثر و ρ_c چگالی حالت پیوسته (مایع) می‌باشد. چگالی عددی حباب، N'' ، با توجه به رمپ خطی نزولی فرض شده به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$N'' = \begin{cases} N_0'' & \alpha_d \leq 0.5 \\ 2(N_0'' - 1)(1 - \alpha_d) + 1 & \alpha_d > 0.5 \end{cases} \quad (7)$$

N_0'' چگالی عددی اولیه حباب می‌باشد که به مشخصات فاز مایع سوخت مورد نظر بستگی دارد [۱۵].

تبادل مومنتوم بین دو حالت مایع و بخار برای سوخت با در نظر گرفتن تأثیر نیروهای پسا و پخش آشفته‌گی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$M_c = \frac{1}{8} C_D \rho_c A_i'' |v_r| v_r + C_{TD} \rho_c k_c \nabla \alpha_d = -M_d \quad (8)$$

C_D ضریب پسا، v_r سرعت نسبی بین دو فاز، C_{TD} ضریب پخش آشفته‌گی و همچنین K انرژی جنبشی آشفته‌گی می‌باشد. A'' نیز بیانگر چگالی سطح مشترک بین دو حالت مایع و بخار بوده و در مدل کاویتاسیونی پسا به صورت زیر ارائه می‌شود:

$$A_i'' = \pi D_b^2 N'' = (36\pi N'')^{\frac{1}{3}} \alpha_d^{\frac{2}{3}} \quad (9)$$

ضریب پسا نیز تابعی از عدد رینولدز حباب بوده و به صورت زیر ارائه می‌شود [۱۶]:

$$C_D = \begin{cases} \frac{192}{Re_b} (1 + 0.1 Re_b^{0.75}) & Re_b \leq 1000 \\ 0.438 & Re_b > 1000 \end{cases} \quad (10)$$

۱-۱-۳ فشار تزریق و عدد کاویتاسیون

سیستم پاشش سوخت با ریل مشترک یکی از انواع سیستم‌های سوخت‌رسانی الکتریکی پاشش سوخت است و دارای مزایا و معایب سیستم‌های الکترونیکی می‌باشد. در این سیستم قطعه‌ای که ریل نامیده می‌شود در واقع یک آکومولاتور فشار بالا برای ذخیره مقداری سوخت با فشار بالا، از ۳۰۰ تا ۱۵۰۰ بار می‌باشد. پمپ فشارقوی می‌تواند پیستونی یا دنده‌ای باشد. در شکل ۲ نمونه‌ای از این پمپ‌ها نشان داده شده است. ریل را به وسیله یک پمپ جدا از خود موتور و مثلاً یک پمپ برقی می‌توان شارژ کرد. تنظیم فشار داخل ریل به وسیله یک حسگر فشار یک کنترل یونیت الکترونیکی و یک شیر کنترل در ورودی پمپ فشارقوی انجام می‌شود [۳].

بر روی ریل از یک شیر فشارشکن نیز استفاده می‌شود که در صورت ایجاد مشکل در سیستم کنترل، فشار ریل بیش از حد بالا نرود. در این سیستم سوخت با فشار مورد نیاز جهت پاشش در پشت انژکتورها ذخیره شده است و هنگامی که از طرف کنترل یونیت فرمان الکتریکی جهت باز شدن انژکتورها صادر شود در همان لحظه پاشش سوخت با فشار حدود ۱۰۰۰ بار صورت می‌گیرد. در میان انواع سیستم‌های سوخت‌رسانی این سیستم از نظر مقدار پاشش و زمان بندی بسیار دقیق می‌باشد. همچنین پاشش با زمان بندی متغیر و پاشش چندمرحله‌ای در این سیستم امکان پذیر است. این سیستم توانسته استانداردهای آلودگی هوا را به راحتی کسب کند. از معایب این سیستم می‌توان به زمان طولانی استارت اولیه (جهت به وجود آمدن فشار در ریل) و عمر کوتاه پمپ‌های فشارقوی اشاره کرد. همچنین در صورتی که یکی از انژکتورها دچار



نشستی شود فشار در ریل افت کرده و همه انژکتورها از کار می‌افتند [۱۷].



(الف)



(ب)

شکل ۲- پمپ تزریق سوخت فشار بالا

در شبیه‌سازی هر سه سطح فشار ذکر شده در معادله فوق قابلیت تغییر دارند. P_{in} سطح فشار در ورودی انژکتور است. این معمولاً یک مقدار ثابت است، اما می‌تواند متغیر و یک تابع از زمان نیز باشد. P_{out} فشار خروجی سوراخ اسپری است و یک مقدار متوسط باید در نظر گرفته شود. اغلب داده‌های فایل نازل در آن نوشته می‌شود. P_{vap} فشار اشباع است که در مدل کاویتاسیونی تعریف شده و می‌تواند ثابت یا متغیر باشد. مقادیر K کمتر به معنای وقوع کاویتاسیون با شدت بیشتری می‌باشد [۴].

$$Cavitation - Number (Nurick) = k = \frac{P_{in} - P_{vapor}}{P_{in} - P_{out}} \quad (11)$$

نحوه تغییرات CN با K متفاوت بوده و مقادیر بالای عدد CN به معنی وقوع کاویتاسیون با شدت بیشتر است [۵].

$$(12)$$

$$Cavitation - Number (Winklhofer) = CN = \frac{P_{in} - P_{out}}{P_{out} - P_{vapor}}$$

۲-۳- اسپری سوخت مایع

رویکرد مورد استفاده در شبیه‌سازی اسپری سوخت مایع، رویکرد اوپلری- لاگرانژی می‌باشد

[۱۶]. معادله بقای مومنتوم به صورت زیر ارائه می‌شود:

$$m_d \frac{du_{id}}{dt} = F_{idr} + F_{ig} + F_{ip} + F_{ib} \quad (13)$$

که در آن، F_{idr} نیروی پسا می‌باشد و برابر است با:

$$F_{idr} = \frac{1}{2} \rho_g A_d C_d |u_{rel}| u_{irel} \quad (14)$$

همچنین شتاب قطره در محیط گازی درون محفظه به صورت زیر ارائه و بیان می‌شود [۱۴]:

$$(15)$$

$$\frac{du_{id}}{dt} = \frac{3}{4} C_D \frac{\rho_g}{\rho_d} \frac{1}{D_d} |u_g - u_d| (u_{ig} - u_{id}) + (1 - \frac{\rho_g}{\rho_d}) g_i$$

زیر مدل استفاده شده در تبخیر قطرات اسپری سوخت، مدل دو کوویچ می‌باشد [۱۶]. بقیه زیر مدل‌های استفاده شده در شبیه‌سازی اسپری سوخت عبارت‌اند از: مدل ارورکه در برهم‌کنش میان ذرات، مدل تزریق گلوله در فروپاشی اولیه و مدل موج برای فروپاشی ثانویه. در مدل تزریق گلوله مشخصه شعاع قطره r_A و مشخصه زمان فروپاشی R, τ_A بیانگر شعاع واقعی قطره بوده و نرخ فروپاشی آیرودینامیکی به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۶]:

$$\left(\frac{dr}{dt} \right)_a = - \frac{(r - r_a)}{C \cdot \tau_a} \quad (16)$$

نرخ فروپاشی اغتشاش از مقیاس‌های طول اغتشاش r_T و زمان اغتشاش τ_T محاسبه می‌شود:

$$\frac{dR}{dt} = - \frac{r - C_3 r_T}{C_4 \tau_T} \quad (17)$$

معادله آشفته‌گی برای سوخت مایع می‌تواند به صورت زیر نوشته شود [۱۴]:

$$\frac{dk}{dt} = -\varepsilon + S_k \quad (18)$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = -C \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot (\varepsilon - S_k) \quad (19)$$

در معادله‌های (۲۰) و (۲۱)، تأثیر وقوع کاویتاسیون توسط ترم S_k اعمال شده است. در مدل موج (فروپاشی ثانویه) نرخ کاهش شعاع



مومنتم (معادله ناویر- استوکس)

(۲۵)

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + \sum_{j=1}^3 v_j \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_j} = \sum_{j=1}^3 \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho F_{v,i} + F_{p,i}$$

در معادله فوق، $F_{v,i}$ بیانگر نیروهای حجمی است. $F_{p,i}$ نیز عمدتاً به نیروی فشاری در جریان دوفاز اشاره دارد. τ_{ij} بیانگر تنش برشی می‌باشد که برای سیالات نیوتنی از رابطه زیر به دست می‌آید که در آن دلتای کروئکر است.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (26)$$

انرژی

(۲۷)

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \sum_{j=1}^3 \frac{\partial(\rho v_j h)}{\partial x_j} = \sum_{j=1}^3 \tau_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial P}{\partial t} + v_i \frac{\partial P}{\partial x_i} - \sum_i \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + S_h$$

در رابطه فوق h آنتالپی بر واحد جرم و برابر با $e + \frac{p}{\rho}$ و e نیز انرژی داخلی بر واحد جرم است. q_i شار حرارتی در جهت i به‌واسطه گرادیان دما است که از قانون فوریه برابر با $-k \frac{\partial T}{\partial x_i}$ و k ضریب هدایت حرارتی سیال می‌باشد. همچنین S_h تولید انرژی به‌واسطه جرم تبخیرشده قطرات افشانه می‌باشد [۱۸].

۴- روش حل عددی

۴-۱ انژکتور

به‌منظور بررسی تأثیر تغییر هندسه سوراخ نازل انژکتور بر شدت وقوع کوایتاسیون و مشخصات اسپری سوخت و احتراق موتور، ۴ عدد مارپیچ دارای گام ۰/۱ میلی‌متر و ضخامت (ارتفاع) ۰/۰۴ میلی‌متر درون نازل انژکتور دیزل موردنظر ایجاد شده است. سوراخ نازل مخروطی انژکتور دارای طول ۰/۷ میلی‌متر، قطر ورودی ۰/۱۴۳ میلی‌متر، قطر خروجی ۰/۱۳۰ میلی‌متر و همچنین شعاع منحنی ورودی سوراخ ۱۰ میکرومتر می‌باشد. همچنین سوراخ نازل استوانه-

قطره اسپری نسبت به زمان به‌صورت زیر ارائه می‌شود:

$$\frac{dr}{dt} = - \frac{(r - r_{stable})}{\tau_a} \quad (20)$$

τ_a زمان فروپاشی مدل می‌باشد و به‌صورت

زیر ارائه می‌شود:

$$\tau_a = \frac{3.726 \cdot C_2 \cdot r}{\Lambda \cdot \Omega} \quad (21)$$

در معادله (۲۳)، ضریب ثابت C_2 زمان فروپاشی مدل را تصحیح می‌کند. r_{stable} شعاع نهایی قطره اسپری سوخت و متناظر با طول موج Λ مربوط به موج دارای سریع‌ترین رشد روی سطح قطره اسپری سوخت می‌باشد. طول موج Λ و نرخ رشد موج Ω وابسته به مشخصات محلی سیال بوده و به‌صورت زیر بیان می‌شود [۱۷]:

(۲۲)

$$\Lambda = 9.02 \cdot r \frac{(1 + 0.45 \cdot oh^{0.5})(1 + 0.4 \cdot (Oh \cdot We^{0.5})^{0.7})}{(1 + 0.87 \cdot We_g^{1.67})^{0.6}}$$

(۲۳)

$$\Omega = \left(\frac{\rho_a r^3}{\sigma} \right)^{-0.5} \frac{0.34 + 0.38 \cdot We_g^{1.5}}{(1 + Oh)(1 + 1.4 \cdot (Oh \cdot We^{0.5})^{0.6})}$$

در معادله‌های (۲۴) و (۲۵)، We عدد بدون بعد وبر و Oh عدد بدون بعد اونسورگ می‌باشد [۱۴].

۳-۳ محفظه احتراق

معادلات حاکم شامل معادلات پایستگی جرم، مومنتم و انرژی می‌باشند. در موتورهای دیزل به دلیل پاشش افشانه سوخت درون محفظه احتراق، ترم‌هایی به روابط پایستگی جرم، مومنتم و انرژی اضافه می‌شود [۱۸]. فرم دیفرانسیلی معادلات به شکل زیر می‌باشند که i بیانگر جهت مختصات است.

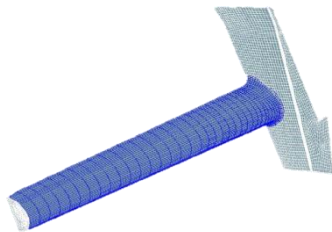
پیوستگی

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \sum_i \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i) = S_m \quad (24)$$

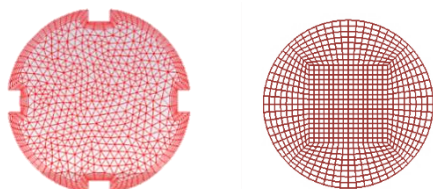
S_m نیز تولید جرم به‌واسطه تبخیر قطرات افشانه سوخت می‌باشد.



پروفیل جابه‌جایی سوزن برحسب زاویه میل‌لنگ (۱۸ درجه) در شکل ۵ آورده شده و سرعت دورانی موتور برابر ۳۷۵۰ دور بر دقیقه در نظر گرفته شده است [۱۱].

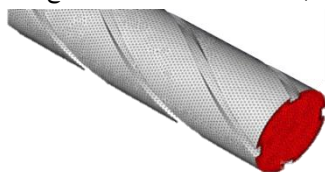


الف



(ج)

(ب)



(د)

شکل ۴- شبکه‌بندی انژکتور دیزل، (الف) بدنه انژکتور دارای نازل استوانه‌ای، (ب) خروجی نازل استوانه‌ای معمولی، (ج) خروجی نازل مخروطی همگرای مارپیچ و (د) بدنه انژکتور دارای نازل مارپیچ

ای انژکتور موردنظر دارای قطر ورودی ۰/۱۳۰ میلی‌متر و شعاع منحنی ورودی ۲ میکرومتر می‌باشد. هندسه و شبکه محاسباتی انژکتور موردنظر در دو حالت مارپیچ و معمولی به صورت شکل ۳ و ۴ می‌باشد که با کمک نرم‌افزارهای کتیا و فایر انجام شده است. انژکتورهایی در دنیا از این روش ایجاد شیار مارپیچی استفاده می‌کنند مانند: یک مدل انژکتور که توسط شرکت چینی شنژنشینان Spiral nozzle SPJT series ساخته می‌شود، یک مدل انژکتور AZPI Nozzle 171.07.00 که برای شرکت روسیه‌ای Altai هست، یک نمونه انژکتور از شرکت Detroit Diesel Series 60 engine و شرکت فرانسوی-اسپانیایی BETE Fog Nozzle Inc.



ب

الف

شکل ۳- هندسه نازل انژکتور دیزل، (الف) نازل استوانه‌ای معمولی و (ب) بزرگ‌نمایی نازل مخروطی همگرای مارپیچ

جدول ۱- خواص سوخت دیزل دمای ۳۱۳ کلوین [۱۹]

بخار	مایع	فاز سوخت
۵	۸۲۵	چگالی (kg/m ³)
۰/۰۰۰۰۱	۰/۰۰۲۱	لزجت (pa.s)
-	۰/۰۲۴	کشش سطحی (N/m)
-	۱۰۰۰	فشار بخار (pa)

در بررسی استقلال جواب از شبکه محاسباتی، به مطالعه تأثیر اندازه شبکه محاسباتی مختلف بر دبی جرمی جریان سوخت خروجی از نازل انژکتور در هر حالت پرداخته شده و با توجه به نتایج حاصل، در شبیه‌سازی انژکتور با نازل مارپیچ از تعداد سلول محاسباتی ۷۱۶۱۴۸ و در نازل معمولی از تعداد سلول محاسباتی ۱۵۶۲۴۶ استفاده شده است. خواص سوخت در دمای ۳۱۳ کلوین در جدول ۱ آورده شده است [۱۹].

جدول ۲- شرایط اولیه و مرزی جریان سوخت درون

انژکتور [۸، ۱۱]

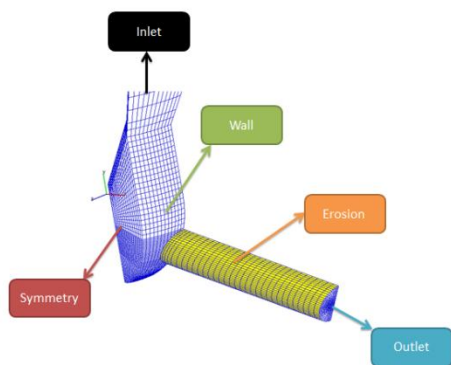
شرایط	مقدار	مقدار/ نوع
شرایط اولیه	فشار: ۱۳۵۰ بار	دما: ۳۱۳ کلوین
شرایط مرزی	فشار ورودی: ۱۳۵۰ بار	(نوع: فشار استاتیک)
-	فشار خروجی: ۱۰ بار	(نوع: فشار استاتیک)
-	دیواره نازل: سایش	(نوع: دیواره- سایش)

جدول ۳- پارامترهای مورد استفاده در سایش نازل

انژکتور [۱۵]

پارامتر	مقدار
جنس نازل انژکتور دیزل	Stainless Steel 316L
فاصله بحرانی برخورد حبابها (متر)	5e-06
سرعت صوت (متر بر ثانیه)	1500
تنش تسلیم (پاسکال)	4e+08
تنش ماکزیمم (پاسکال)	1e+09

همچنین شرایط مرزی مورد استفاده در شبیه سازی انژکتور مورد نظر در شکل ۷ نشان داده شده است.

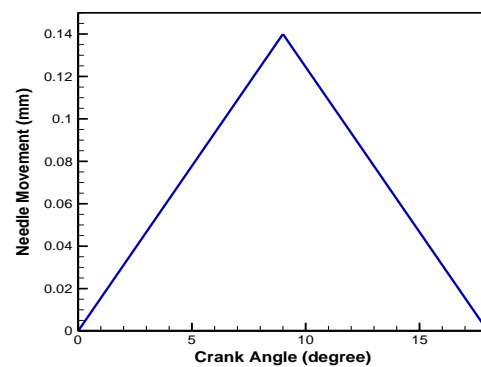


شکل ۷- شرایط مرزی در شبیه سازی انژکتور دیزل

۴-۲ اسپری سوخت مایع

به منظور مشاهده نتایج اسپری حاصل از هندسه های مختلف سوراخ نازل از یک محفظه احتراق استوانه ای غیر متحرک که هندسه و شبکه محاسباتی ایجاد شده برای آن در شکل ۸ آورده شده، استفاده شده است [۱۶]. به منظور

با توجه به اختلاف فشار بالا بین ورودی و خروجی انژکتور و وقوع کویتاسیون، جریان چند فازی در نرم افزار فایر فعال سازی شده است. مدل آشفته گی مورد استفاده روش k-epsilon با رفتار تابع دیواره استاندارد برای تمامی مقادیر وای پلاس در مدل آشفته گی مورد نظر می باشد. شرایط مرزی و اولیه برای شبیه سازی انژکتور در تمامی حالت های مورد نظر در جدول ۲ آورده شده است [۸، ۱۱]. با توجه به وقوع کویتاسیون درون نازل انژکتور و خوردگی ناشی از آن، شرط مرزی دیواره نازل انژکتور به صورت سایش در نظر گرفته شده است [۱۵]. با وقوع کویتاسیون درون نازل انژکتور، حبابها هنگام ورود به مناطق پر فشار و ترکیدن آنها باعث ایجاد تنش در سطوح فلزی می شود که نتیجه آن اثر پدیده خستگی بر سطح فلزات و ایجاد سایش و خوردگی و در نتیجه کاهش طول عمر نازل می گردد. پارامترهای مورد نیاز در شبیه سازی سایش نازل انژکتور و مقادیر مورد استفاده برای آنها در جدول ۳ ارائه شده است. شماتیک فاصله بحرانی برخورد حباب-ها در شکل ۶ ارائه شده است [۱۵]. همچنین برای کوپل فشار- مومنتوم نیز از الگوریتم سیمپل استفاده شده است.



شکل ۵- پروفیل جابه جایی سوزن حسب زاویه میل لنگ [۱۱]



شکل ۶- شماتیک فاصله بحرانی در شبیه سازی سایش

نازل انژکتور [۱۵]

۹۴

سال ۱۱- شماره ۲

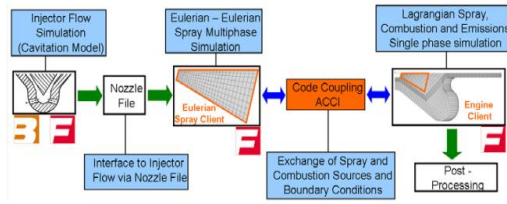
پاییز و زمستان ۱۴۰۱

نشریه علمی

دانش و فناوری هوا فضا



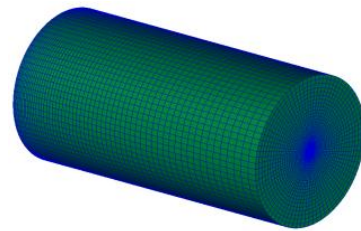
پژوهش‌های مهندسی و فناوری
 بررسی تأثیر استفاده نازل ماریچ و افزایش فشار تزریق بر
 مشخصات خروجی و آلاینده گی محفظه احتراق



شکل ۹- شماتیک فرایند شبیه‌سازی انژکتور، اسپری سوخت و احتراق موتور

ایجاد هندسه و شبکه‌بندی آن با کمک قسمت محیط شبیه‌سازی موتور دیزل در نرم‌افزار فایر صورت گرفته است. مشخصات موتور و انژکتور آن و همچنین شرایط هوای داخل محفظه احتراق در ابتدای تراکم به ترتیب در جدول‌های ۴ و ۵ آورده شده است. سوخت مورد استفاده، نرمال هپتان با ارزش حرارتی ۴۵/۱ مگاژول بر کیلوگرم می‌باشد. مدل احتراق مورد استفاده شعله منسجم و زیرشاخه سه‌قسمتی گسترش یافته می‌باشد. این مدل احتراقی شامل سه ناحیه است: ناحیه‌ای شامل سوخت، ناحیه‌ای شامل هوا و گازهای خروجی باز خورانی شده و قسمت سوم ناحیه اختلاط است که شامل گازهای سوخته و نسوخته می‌باشد [۲۰]. شماتیک این مدل احتراقی در شکل ۱۰ آورده شده است. مدل توربولانسی مورد استفاده $k-\epsilon$ در فروپاشی اولیه قطرات اسپری سوخت از روش قطره ویسکوز، در فروپاشی ثانویه قطرات اسپری سوخت از روش موج استاندارد، برای پیش‌بینی مقدار تبخیر ایجاد شده در قطرات اسپری سوخت از روش تبخیر داکوویچ، برای مدل اثر دیواره از جت دیواره ۱ و برای سرعت شعله آرام از مدل متقارچی و کک استفاده شده است. برای حل معادلات فشار-مومنوم از الگوریتم SIMPLE-PISO استفاده شده است. این الگوریتم برای جریان‌های تراکم پذیر و گذرا مناسب بوده و به

افزایش دقت محاسبات عددی در محل پاشش سوخت از شبکه‌بندی ریزتر استفاده شده است. مدت‌زمان کل تزریق سوخت ۰/۸ میلی‌ثانیه و گام زمانی مورد استفاده در حل از 1×10^{-8} ثانیه تا 10^{-7} ثانیه دارای گام‌های کوچک‌تر در مراحل شروع حل عددی می‌باشد [۱۶]. شبیه‌سازی اسپری حاصل با توجه به نتایج بررسی استقلال حل از شبکه (طول نفوذ اسپری برای مقادیر متفاوت سلول محاسباتی) [۱۱]، در تعداد سلول محاسباتی ۲۴۸۰۰۰ صورت گرفته است. سیال درون محفظه احتراق استوانه‌ای هوای متراکم (دارای فشار ۱۰ بار و دمای ۳۰۰ کلوین) می‌باشد. مدل آشفتگی مورد استفاده روش $k-\epsilon$ می‌باشد. برای کوپل فشار-مومنوم از الگوریتم سیمپل استفاده شده است.



شکل ۸- هندسه و شبکه محاسباتی ایجاد شده برای محفظه احتراق

۳-۴ احتراق و آلاینده‌گی موتور

به‌منظور بررسی تأثیر تغییر هندسه نازل انژکتور و افزایش شدت توربولانسی درون محفظه احتراق موتور دیزل بر عملکرد و آلاینده‌گی آن، ابتدا موتور دیزل با انژکتور متداول آن شبیه‌سازی شده است. به‌منظور شبیه‌سازی احتراق در موتور از نرم‌افزار فایر استفاده شده است. در شکل ۹ نمایی از فرایند شبیه‌سازی انژکتور، اسپری سوخت و احتراق موتور ارائه شده است.

همین علت در شبیه‌سازی احتراق موتور دیزل مورد نظر استفاده شده است [۲۰].

جدول ۴- مشخصات موتور دیزل شبیه‌سازی شده [۱۱]

تعداد سیلندر (عدد)	۴
قطر استوانه (m)	۰/۱۳۷۱۹
فاصله جابه‌جایی (m)	۰/۱۶۵۱
نسبت تراکم (-)	۱۵/۱
طول شاتون (m)	۰/۲۶۱۶۲
زاویه افشانه سوخت (deg)	۱۲۵
سرعت دورانی (rpm)	۱۶۰۰
میزان سوخت تزریقی در هر سیکل (mg)	۱۶۲/۲
بسته شدن سوپاپ ورودی (BTDC)	۱۴۷
بازشدن سوپاپ خروجی (ATDC)	۱۳۴
شروع پاشش سوخت (deg)	۷۱۱/۵
مدت پاشش سوخت (deg)	۲۱/۵
تعداد سوراخ انژکتور	۶
حجم جابه‌جایی (lit)	۲/۴۴
شکل کاسه سمبه	Mexican hat
نوع انژکتور	تغذیه مشترک

جدول ۵- شرایط هوای داخل سیلندر در ابتدای تراکم

[۱۱]

دما (k)	۳۴۴
فشار (KPa)	۲۰۰
گاز خروجی بازخورانی شده EGR (%)	۰

مورد استفاده در این مقاله بر اساس ویاسو می‌باشد. این الگو شامل دو فرایند شکل‌گیری و اکسایش دوده می‌باشد و بر اساس آن نرخ تغییر در جرم دوده برابر با اختلاف نرخ تشکیل دوده و نرخ اکسایش آن می‌باشد. دوده اکسایش یافته و به وجود آمده به صورت زیر مدل می‌شود [۲۱]:

$$\frac{dM_{soot}}{dt} = \frac{dM_{fom}}{dt} - \frac{dM_{oxide}}{dt} \quad (28)$$

که در آن تشکیل دوده و آهنگ اکسایش آن بر طبق روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$\frac{dM_{fom}}{dt} = A_f M_{fv} P^{0.5} \exp\left(-\frac{E_f}{RT}\right) \quad (29)$$

$$\frac{dM_{oxide}}{dt} = \frac{6MW_c}{\rho_s D_s} M_s R_{tot} \quad (30)$$

الگوی نیتروژن اکسید مورد استفاده نیز مدل زدلیوچ توسعه یافته می‌باشد. این الگو به شدت وابسته به دما بوده و با واکنش نیتروژن و اکسیژن موجود در هوا در دماهای بالا تولید می‌شود. در این مدل کاهش شیمیایی چند مرحله‌ای بر اساس تعادل جزئی واکنش‌های مقدماتی به صورت زیر می‌باشند [۲۱]:



واکنش کلی زیر از ضرب کردن طرف‌های راست و چپ معادله فوق به دست می‌آید:

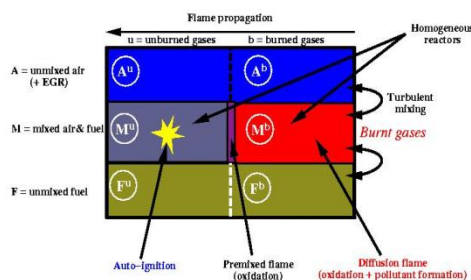


آهنگ تشکیل اکسید نیتروژن از طریق رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_f [N_2][O_2] \quad (33)$$

آهنگ واکنش نیز از طریق رابطه زیر محاسبه می‌شود:

الگوی آلاینده‌گی هیر



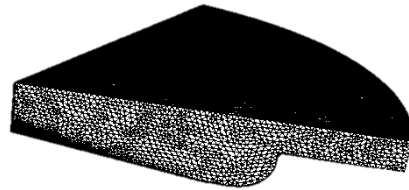
شکل ۱۰- شماتیک مدل احتراقی ECFM-3Z

به منظور کاهش مدت زمان محاسبات عددی و شرط تقارن هندسه، شبیه‌سازی تنها یک ششم از کل هندسه موتور صورت گرفته است. مدل دوده



$$k_f = \frac{a}{\sqrt{T}} \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (34)$$

در روابط فوق، M_{form} جرم دوده تشکیل شده، M_{oxide} جرم دوده اکسیدشده، M_{soot} تغییر جرم دوده، T دما برحسب کلوین، A_f ثابت پیش توان آرنیوس، P فشار برحسب بار، R ثابت عمومی گاز، E انرژی فعال سازی هیدروکربن، M_s جرم دوده و k_f انرژی جنبشی آشفتهگی مربوط به تشکیل دوده می باشند. برای بررسی استقلال حل از شبکه بندی، سه شبکه بندی دارای تعداد سلول های مختلف ایجاد شده و با توجه به نتایج حاصل، از شبکه محاسباتی دارای ۳۲۵۶۳ سلول محاسباتی استفاده شده است. شبکه بندی موتور دیزل در این حالت در نقطه مرگ بالا در شکل ۱۱ نشان داده شده است.

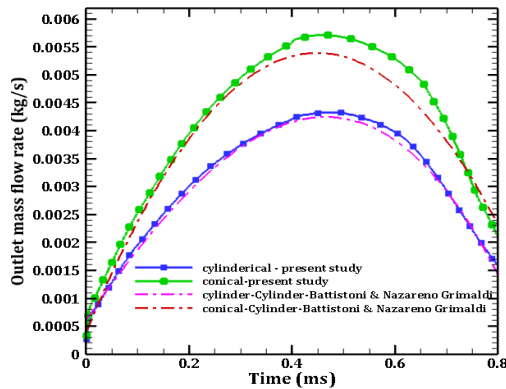


شکل ۱۱- شبکه بندی موتور دیزل کاتریلار در نقطه مرگ بالا

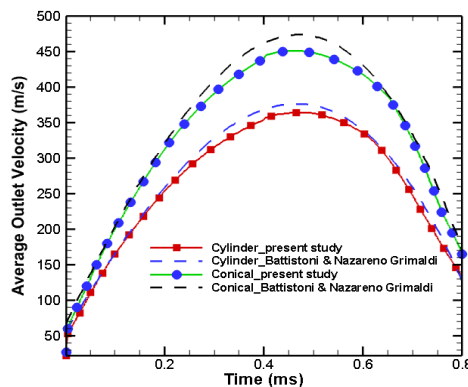
۵- صحت سنجی نتایج

۵-۱- آنژکتور و اسپری

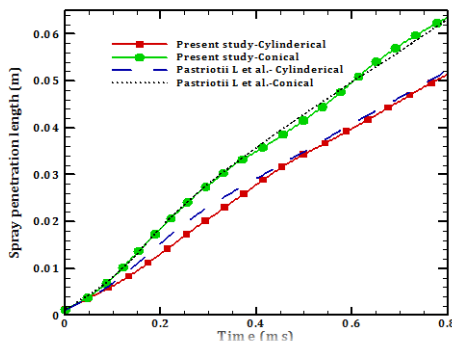
به منظور بررسی دقت نتایج عددی شبیه سازی آنژکتور و اسپری حاصل، ب داده های دبی جرمی و سرعت متوسط سوخت مایع در خروجی نازل و همچنین طول نفوذ حاصل از شبیه سازی اسپری سوراخ نازل های استوانه ای و مخروطی همگرا با نتایج تجربی موجود [۲۲] مقایسه و نتایج حاصل در شکل ۱۲ ارائه شده است. با توجه به نتایج، تطابق خوبی بین نتایج حاصل به دست آمده است و بیانگر دقت حل کد مورد نظر می باشد.



(الف)



(ب)



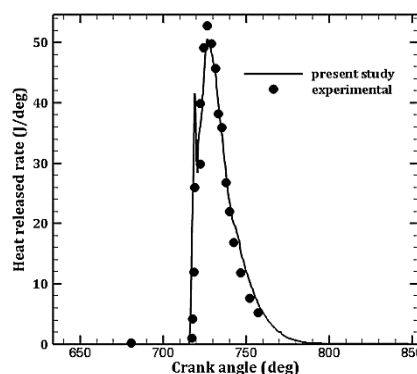
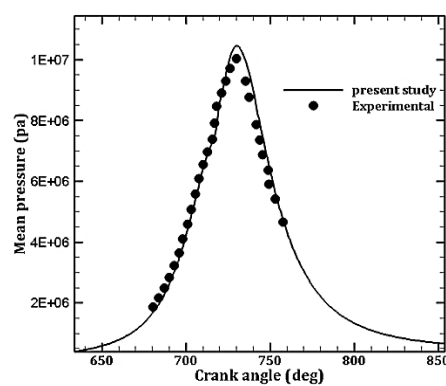
(ج)

شکل ۱۲- اعتبارسنجی نتایج عددی اسپری با نتایج تجربی موجود [۲۲]. (الف) دبی جرمی، (ب) و سرعت متوسط سوخت مایع در خروجی نازل، (ج) طول نفوذ حاصل از شبیه سازی اسپری

۵-۲- محفظه احتراق

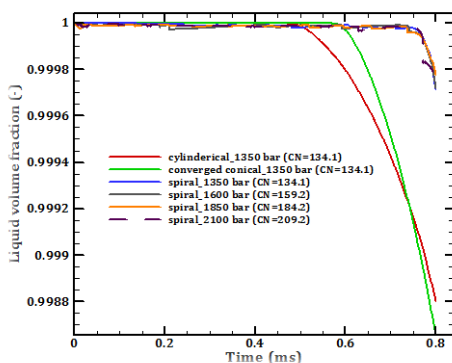
به منظور بررسی دقت نتایج حاصل از شبیه سازی موتور، به مقایسه نتایج عددی با نتایج تجربی پرداخته شده است. شکل ۱۳ نمودار فشار

متوسط داخل سیلندر و نرخ حرارت آزاد شده برحسب زاویه میل‌لنگ را در حالت شبیه‌سازی شده و مرجع [۲۳] نشان می‌دهد. با توجه به این شکل، تطابق خیلی خوبی بین نتایج تجربی و عددی وجود دارد.



شکل ۱۳- اعتبارسنجی نتایج عددی با داده‌های تجربی موجود، فشار متوسط درون سیلندر (بالا) و نرخ آزادسازی حرارت (پایین)

استفاده از خان درون نازل انژکتور به دلیل حرکت چرخشی آن و افت فشار کمتر می‌باشد که منجر به کاهش شدت وقوع کاویتاسیون می‌شود. همچنین با افزایش فشار تزریق سوخت، اختلاف فشار بین ورودی و خروجی سوخت انژکتور افزایش یافته و کاویتاسیون با شدت بیشتری درون نازل رخ می‌دهد. همچنین با افزایش فشار تزریق، عدد بدون بعد کاویتاسیون (CN) نیز افزایش می‌یابد.

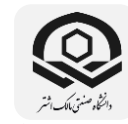


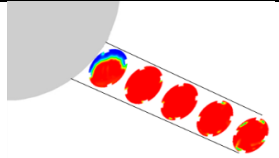
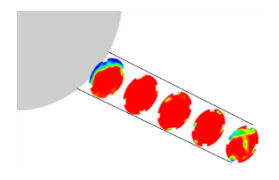
شکل ۱۵- کسر حجمی فاز مایع محاسبه شده در حالت‌های مختلف هندسه نازل و فشار تزریق سوخت

می‌توان گفت در حالت کلی کاویتاسیون مهم‌ترین دلیل سایش و خوردگی و آسیب‌رسانی در لوله‌ها، پمپ‌ها و شیرها و نازل‌های سوخت می‌باشد. ایجاد شیار و جریان چرخشی ناشی از آن، منجر به کاهش شدت وقوع کاویتاسیون و همچنین به تأخیر انداختن مدت‌زمان وقوع آن می‌شود. در واقع علاوه بر پارامترهای فشار تزریق، فشار خروجی نازل و همچنین فشار بخار سوخت، تغییر هندسه نازل سیستم سوخت‌رسانی تأثیر مهمی بر شدت و زمان وقوع کاویتاسیون دارد. نتایج مربوط به توزیع کسر حجمی فاز بخار درون سوراخ نازل انژکتور بدون شیار و دارای شیار برای هندسه‌ها و شارهای مختلف پاشش در شکل ۱۵ ارائه شده است.

۶- بحث و بررسی نتایج عددی ۶-۱ انژکتور

به منظور بررسی شدت وقوع پدیده کاویتاسیون درون نازل انژکتور کسر حجمی فاز مایع در هندسه‌ها و فشارهای مختلف تزریق سوخت در شکل ۱۴ بررسی شده است. با توجه به این شکل، پدیده کاویتاسیون درون نازل‌های استوانه‌ای و مخروطی همگرا نسبت به نازل مخروطی همگرا دارای خان و فشارهای تزریق بالاتر، با شدت بیشتری رخ داده است که دلیل آن

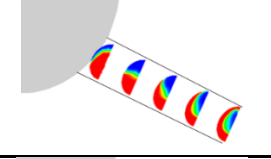
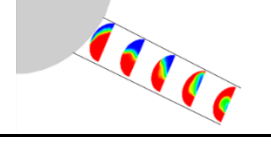
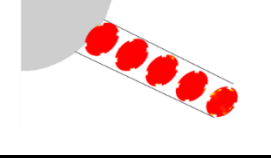
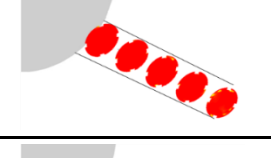
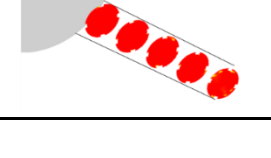
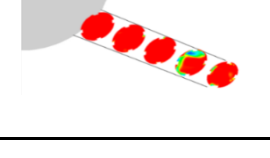


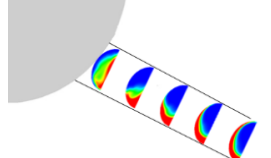
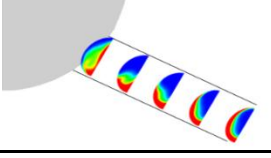
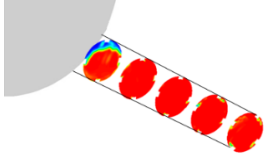
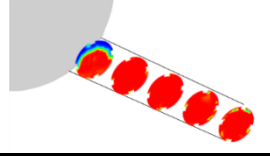
۵ مخروط مارپیچ ۱۸۵۰ بار	
۶ مخروط مارپیچ ۲۱۰۰ بار	

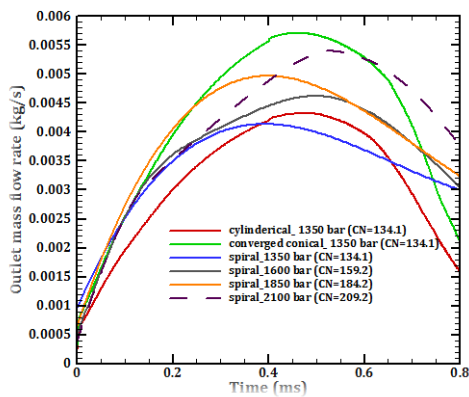
شکل ۱۵- کانتور کسر حجمی فاز بخار درون نازل برای حالت‌های مختلف هندسه نازل و فشار تزریق سوخت

۱-۱. ۶-۲ اسپری سوخت مایع

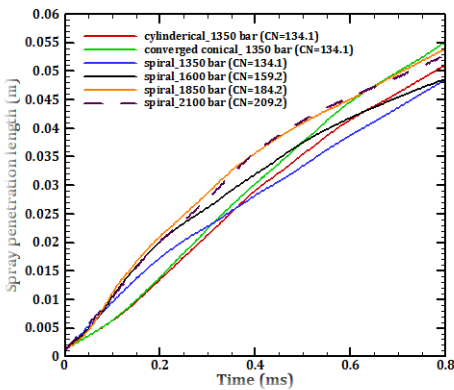
فشار تزریق سوخت یکی از پارامترهای تأثیرگذار بر مشخصات افشانه حاصل از پاشش سوخت می‌باشد. دبی جرمی خروجی از نازل با جذر تفاضل فشار تزریق و فشار محیط متناسب است. بنابراین با افزایش فشار تزریق، دبی جرمی و سرعت خروجی از نازل نیز افزایش می‌یابد. با افزایش فشار از ۱۳۵۰ بار به ۱۶۰۰، ۱۸۵۰ و ۲۱۰۰ بار میزان دبی جرمی به ترتیب ۹، ۱۷/۱۸، ۲۵ درصد افزایش می‌یابد. نتایج مربوط به دبی جرمی و سرعت خروجی نازل در شکل‌های ۱۶ و ۱۷ آورده شده است. با افزایش دبی جرمی خروجی از نازل، میزان جرم پاشش شده به درون محفظه احتراق نیز افزایش می‌یابد. علاوه بر افزایش جرم تزریقی به درون محفظه احتراق، به دلیل افزایش فشار، میزان انرژی ورودی به محفظه احتراق نیز افزایش می‌یابد. با افزایش فشار تزریق و انرژی ورودی به محفظه احتراق، میزان جرم بخار شده افزایش خواهد یافت. در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ نمودار طول نفوذ افشانه و قطر متوسط ساتر در هر حالت برحسب مدت‌زمان پاشش آورده شده است. با توجه به این شکل با افزایش فشار تزریق سوخت، طول نفوذ آن افزایش یافته است. با افزایش فشار تزریق، انرژی و

حالت	۰/۷ میلی ثانیه	Liquid volume fraction{-} 1 0.9 0.8 0.7 0.6 0.5 0.4 0.3 0.2 0.1 1e-007
۱ استوانه		
۲ مخروط همگرا		
۳ مخروط دارای خان		
۴ مخروط مارپیچ ۱۶۰۰ بار		
۵ مخروط مارپیچ ۱۸۵۰ بار		
۶ مخروط مارپیچ ۲۱۰۰ بار		

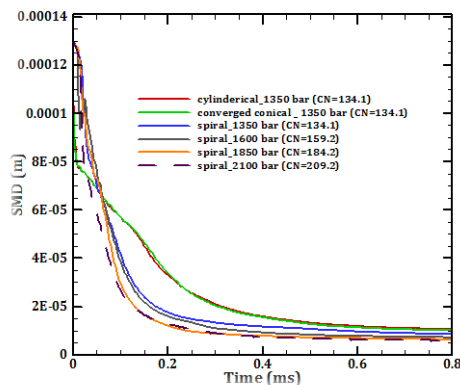
حالت	۰/۸ میلی ثانیه	Liquid volume fraction{-} 1 0.9 0.8 0.7 0.6 0.5 0.4 0.3 0.2 0.1 1e-007
۱ استوانه		
۲ مخروط همگرا		
۳ مخروط دارای خان ۱۳۵۰ بار		
۴ مخروط مارپیچ ۱۶۰۰ بار		



شکل ۱۷- دبی جرمی محاسبه شده در خروجی نازل برای حالت‌های مختلف هندسه نازل و فشار تزریق سوخت

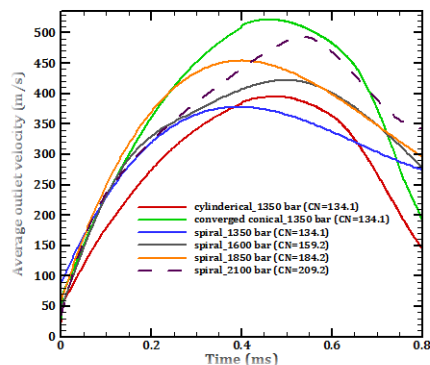


شکل ۱۸- طول نفوذ اسپری محاسبه شده در حالت‌های مختلف هندسه نازل و نوع سوخت



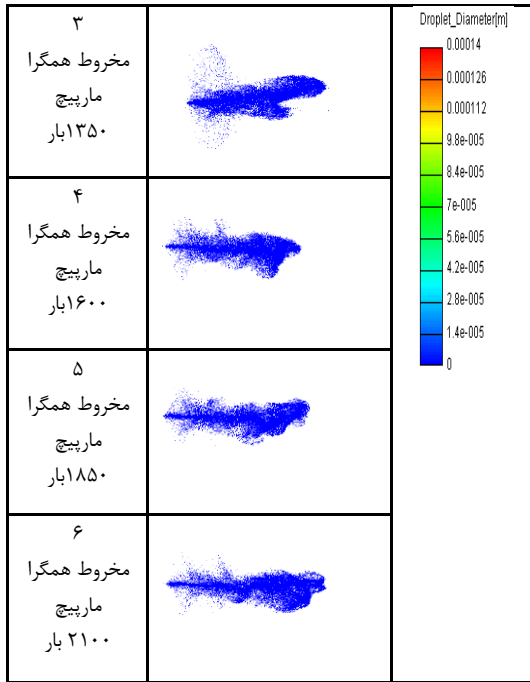
شکل ۱۹- قطر متوسط ذرات محاسبه شده در حالت‌های مختلف هندسه نازل و نوع سوخت

مومنتوم سوخت ورودی افزایش یافته و به افزایش طول نفوذ افشانه سوخت منجر می‌شود. همچنین با توجه به این شکل با افزایش فشار تزریق، آتمیزاسیون سوخت بهتر صورت گرفته و قطر متوسط ذرات کاهش می‌یابد. دلیل این امر افزایش انرژی مولکول‌های سوخت و افزایش احتمال انهدام قطرات سوخت در هنگام برخورد با یکدیگر و برخورد با هوای متراکم می‌باشد. عدد کویتاسیون محاسبه شده در هر حالت در شکل ۲۰ ارائه شده است. با افزایش فشار پاشش، عدد CN افزایش ولی عدد k کاهش می‌یابد. ساختار افشانه محاسبه شده در هر حالت در شکل ۲۱ آورده شده است. با افزایش فشار تزریق سوخت، زاویه مخروطی افشانه کاهش می‌یابد. با افزایش فشار تزریق، مومنتوم سوخت افزایش یافته و این افزایش مومنتوم در راستای پاشش سبب افزایش حرکت سوخت در راستای محور پاشش می‌شود. همچنین قدرت ورتکس (گردابه) ایجاد شده در راستای پاشش افزایش یافته و نهایت ذرات افشانه سوخت به سمت محور پاشش هدایت می‌شوند. به همین علل، زاویه مخروطی افشانه با افزایش فشار کاهش می‌یابد.

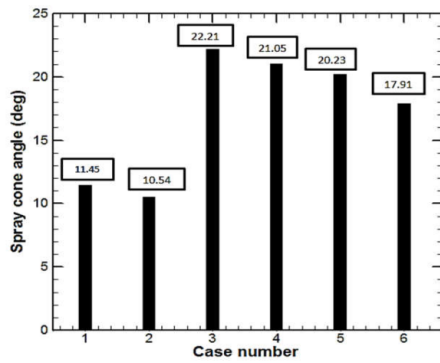


شکل ۱۶- سرعت متوسط محاسبه شده در خروجی نازل برای حالت‌های مختلف هندسه نازل و فشار تزریق سوخت





(الف)



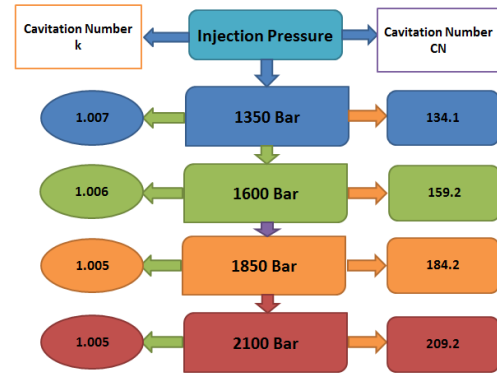
(ب)

شکل ۲۱- (الف) ساختار افشانه محاسبه شده در خروجی نازل برای حالت‌های مختلف هندسه نازل و فشار تزریق سوخت، (ب) زاویه مخروطی افشانه

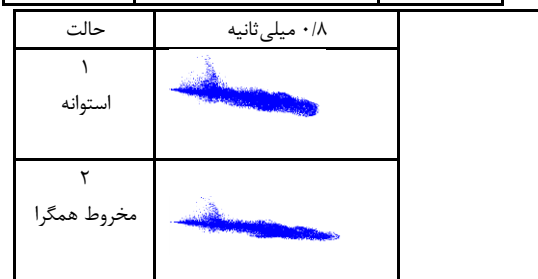
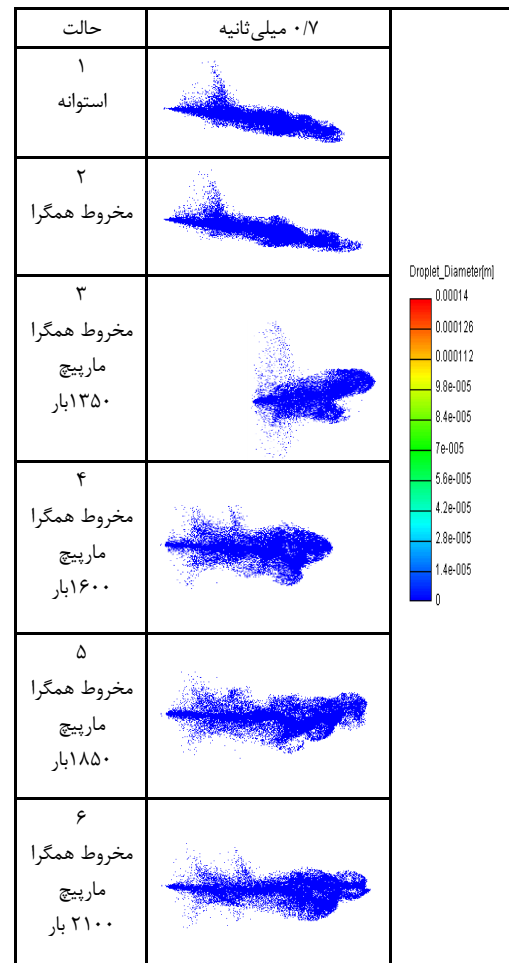
۳-۶- موتور

۱-۳-۶ عملکرد و مشخصات خروجی

به منظور بررسی تأثیر استفاده از نازل مارپیچ و افزایش فشار تزریق سوخت بر عملکرد و مشخصات خروجی موتور، پارامترهای توان و گشتاور تولیدی و همچنین مصرف سوخت ویژه در هر حالت بررسی و نتایج حاصل در جدول ۶ آورده شده است.



شکل ۲۰- فشار تزریق سوخت مایع در هر حالت و عدد کاویتاسیون مربوط (وینگهوفر و نوریک)



جدول ۶- پارامترهای خروجی مربوط به عملکرد موتور

در هر حالت

ردیف	توان تولیدی	گشتاور تولیدی	مصرف سوخت
۱	۱/۹۲	۱۱/۴۷	۰/۳۱۶۶
۲	۲/۱	۱۲/۵۶	۰/۳۰۷۳
۳	۳/۱۴	۱۸/۷۱	۰/۲۱۴۳
۴	۳/۸۶	۲۳/۰۳	۰/۲۰۰۵
۵	۴/۴	۲۶/۲۹	۰/۱۹۴۶
۶	۴/۷	۲۸/۶۱	۰/۱۹۱۷

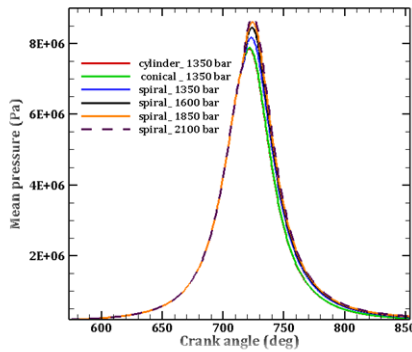
نازل مخروطی همگرا دارای خان و فشار تزریق بالاتر نسبت به حالت اولیه، دارای مقدار جرم پاشش شده بیشتری به درون محفظه احتراق می-باشد. با افزایش فشار تزریق، میزان جرم، انرژی و مومنتوم ورودی به درون محفظه احتراق افزایش یافته و همچنین کیفیت اتمیزاسیون سوخت بهبود می-یابد.

بنابراین تغییر همزمان هندسه، ایجاد خان درون نازل و همچنین افزایش فشار تزریق سوخت موجب افزایش توان و گشتاور و کاهش مصرف سوخت ویژه و در نتیجه بهبود عملکرد موتور دیزل موردنظر شده است.

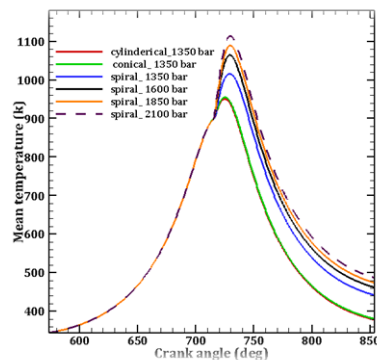
با افزایش فشار تزریق سوخت از ۱۳۵۰ بار به ۲۱۰۰ بار، مصرف سوخت ۳۸ درصد کاهش و توان و گشتاور تولیدی آن افزایش می-یابد.

در شکل‌های ۲۲ و ۲۳ تغییرات فشار و دمای متوسط درون محفظه احتراق ارائه شده است. در شکل ۲۴ کانتورهای دوبعدی توزیع دما درون محفظه احتراق در زوایای ۳۰ و ۶۰ درجه پس از نقطه مرگ بالا برای فشار تزریق ۱۶۰۰ بار آورده شده است. با توجه به این شکل احتراق سوخت از قسمت مرکزی شروع شده و رفته‌رفته به سمت بدنه سیلندر حرکت می‌کند. با توجه به نتایج توزیع دما درون محفظه احتراق، در تمامی حالت‌ها احتراق از قسمت مرکزی شروع می‌شود و رفته‌رفته به سمت بدنه سیلندر حرکت می‌کند. البته در ابتدای حرکت به سمت بدنه سرعت حرکت شعله زیاد می‌باشد که با انبساط محفظه احتراق از سرعت آن کاسته شده

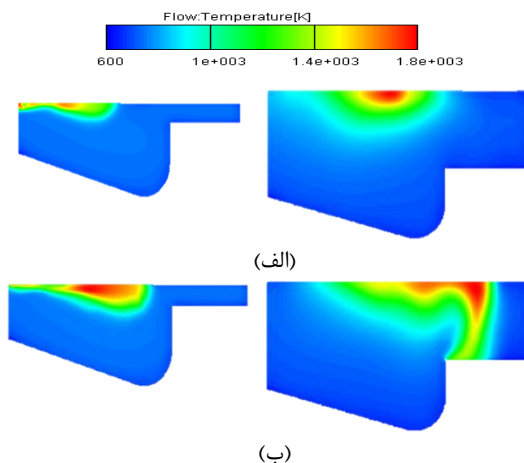
و در نهایت قسمت‌هایی از مخلوط دمابالا به سمت دیواره منتقل می‌شود. همچنین نتایج مربوط به تغییرات نسبت هم ارزی و کانتور دوبعدی توزیع آن در زوایای ۳۰ و ۶۰ درجه پس از نقطه مرگ بالا در شکل‌های ۲۵ و ۲۶ ارائه شده است.



شکل ۲۲- فشار متوسط محاسبه شده برای حالت‌های مختلف هندسه نازل و فشار تزریق سوخت



شکل ۲۳- دمای متوسط محاسبه شده برای حالت‌های مختلف هندسه نازل و فشار تزریق سوخت



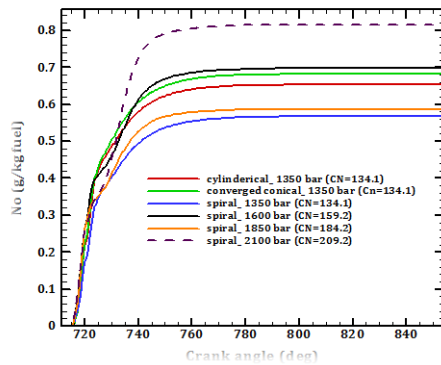
شکل ۲۴- کانتور دوبعدی دما در نقاط ۳۰ و ۶۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا، (الف) نازل استوانه، (ب) نازل ماریچ فشار ۲۱۰۰ بار

جدول ۷- پارامترهای خروجی مربوط به نشر آلاینده‌گی

موتور در هر حالت

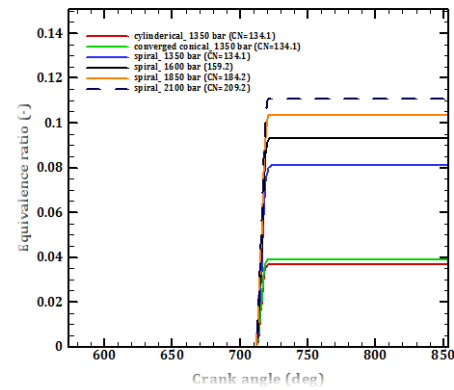
ردیف	NO(g/kg-fuel)	CO(g/kg-fuel)
۱	۰/۶۶۲	۱۰۰
۲	۰/۶۸۲	۱۰۹
۳	۰/۵۶۸	۷۲/۲
۴	۰/۶۹۸	۴۵/۵
۵	۰/۵۸۷	۴۹/۷
۶	۰/۸۱۶	۳۷/۶

در شکل ۲۷ میزان تولید آلاینده اکسید نیتروژن در حالت‌های مختلف برحسب زاویه میل‌لنگ آورده شده است. با توجه به این شکل می‌توان نتیجه گرفت که استفاده از نازل دارای شیار موجب بهبود رفتار موتور از لحاظ تولید آلاینده اکسید نیتروژن شده است.

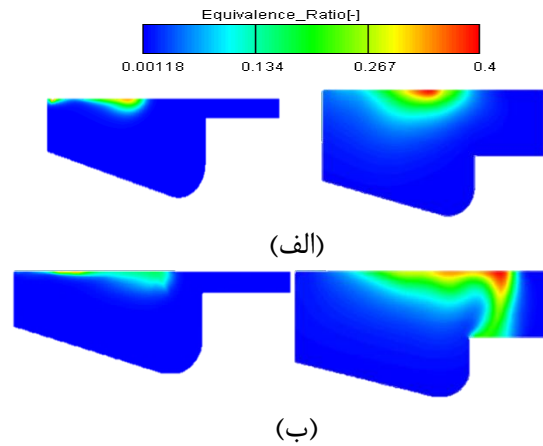


شکل ۲۷- آلاینده نیتروژن اکسید محاسبه شده برای حالت‌های مختلف هندسه نازل و فشار تزریق سوخت

در شکل ۲۸ میزان تولید آلاینده دوده در حالت‌های مختلف برحسب زاویه میل‌لنگ آورده شده است. با پاشش سوخت به درون محفظه احتراق و شروع فرایند احتراق و به تبع آن بالا رفتن دمای محفظه، به دلیل عدم اکسیژن‌رسانی کافی و مناسب به سوخت در حال احتراق، ابتدا مقدار دوده افزایش یافته ولی با اتمام احتراق به علت انبساط محفظه و دما و شدت توربولانسی ایجاد شده مناسب، دوده ایجاد شده اکسید شده و لذا کاهش می‌یابد. با توجه به این شکل، در تمامی هندسه‌های مختلف نازل انژکتور، دوده به‌خوبی در انتهای فرایند احتراق اکسایش یافته و



شکل ۲۵- نسبت هم ارزی محاسبه شده برای حالت‌های مختلف هندسه نازل و فشار تزریق سوخت



شکل ۲۶- کانتور دوبعدی نسبت هم ارزی در نقاط ۳۰ و ۶۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا، (الف) نازل استوانه‌ای، (ب) نازل مارپیچ فشار ۲۱۰۰ بار

۶-۳-۲- نشر آلاینده‌گی‌ها

به منظور بررسی تأثیر تغییرات اعمال شده بر آلاینده‌گی خروجی از موتور، مقادیر آلاینده‌های اکسید نیتروژن، دوده و مونوکسید کربن در خروجی موتور بررسی شده است. نتایج حاصل در جدول ۷ آورده شده است.

با افزایش فشار تزریق سوخت از ۱۳۵۰ بار به ۲۱۰۰ بار، آلاینده مونوکسید کربن ۶۵ درصد کاهش و آلاینده اکسید نیتروژن ۲۰ درصد افزایش می‌یابد.

۱۰۳

سال ۱۱- شماره ۲

پاییز و زمستان ۱۴۰۱

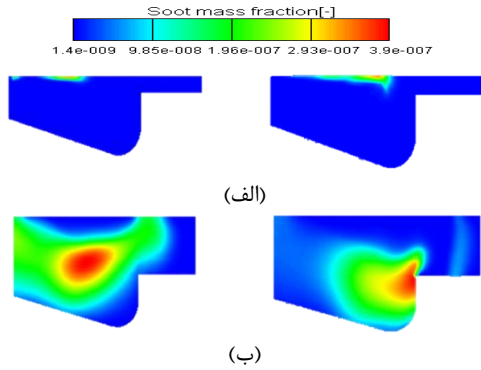
نشریه علمی

دانش و فناوری هوا فضا



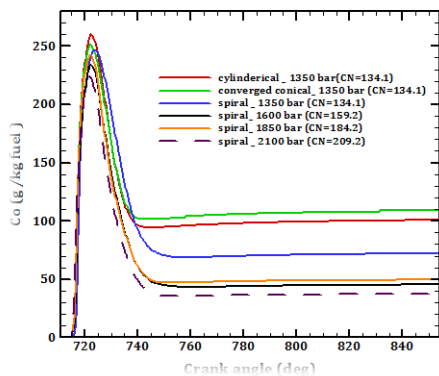
مستحضات خروجی و آلاینده‌گی محفظه احتراق
بررسی تأثیر استفاده نازل مارپیچ و افزایش فشار تزریق بر

از بین می‌رود و بنابراین موتور از لحاظ تولید آلاینده دوده مشکلی ندارد.

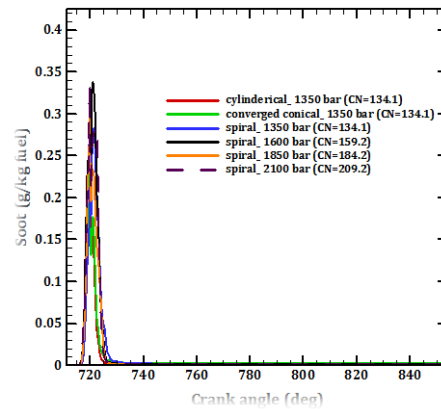


شکل ۳۰- کانتور دوبعدی دوده در نقاط ۳۰ و ۶۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا، (الف) نازل استوانه، (ب) نازل مارپیچ فشار ۲۱۰۰ بار

در شکل ۳۱ میزان تولید آلاینده مونوکسید کربن در حالت‌های مختلف برحسب زاویه میل- لنگ و در شکل ۳۲ کانتورهای دوبعدی توزیع مونوکسید کربن درون محفظه احتراق در زوایای ۳۰ و ۶۰ درجه پس از نقطه مرگ بالا آورده شده است. با توجه به شکل با ایجاد جریان چرخشی و افزایش زاویه پاشش سوخت، دمای محفظه احتراق و میزان اکسیداسیون کربن افزایش یافته و میزان مونوکسید کربن تولیدی کاهش می‌یابد. به دلیل وجود هوای اضافی در موتورهای دیزل نسبتاً مقدار این آلاینده کم می‌باشد. در صورتی که مقدار سوخت افزایش و مقدار هوا کاهش یابد، میزان تولیدی آلاینده مونوکسید کربن افزایش خواهد یافت.

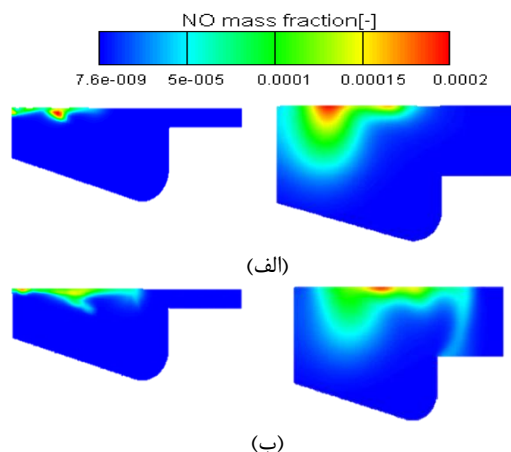


شکل ۳۱- آلاینده مونوکسید کربن محاسبه شده برای حالت‌های مختلف هندسه نازل و فشار تزریق سوخت



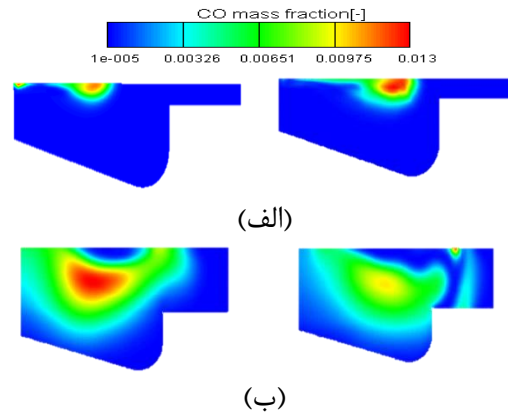
شکل ۲۸- آلاینده دوده محاسبه شده برای حالت‌های مختلف هندسه نازل و فشار تزریق سوخت

در شکل ۲۹ کانتورهای دوبعدی توزیع اکسید نیتروژن و در شکل ۳۰ کانتورهای دوبعدی مربوط به توزیع دوده درون محفظه احتراق در زوایای ۳۰ و ۶۰ درجه پس از نقطه مرگ بالا آورده شده است. با توجه به این شکل‌ها، آلاینده اکسید نیتروژن بیشتر در نقاط دمابالا و آلاینده دوده بیشتر در نقاط دماپایین تشکیل می‌شود. این دو آلاینده رفتار متضادی دارند و با کاهش یکی، دیگری افزایش می‌یابد.



شکل ۲۹- کانتور دوبعدی اکسید نیتروژن در نقاط ۳۰ و ۶۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا، (الف) نازل استوانه، (ب) نازل مارپیچ فشار ۲۱۰۰ بار





شکل ۳۲- کانتور دوبعدی مونوکسید کربن در نقاط ۳۰ و ۶۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا، (الف) نازل استوانه، (ب) نازل ماریپچ فشار ۲۱۰۰ بار

افزایش فشار تزریق سوخت در حالت نازل دارای خان منجر به افزایش میزان نیتروژن اکسید تولیدی می‌شود. افزایش فشار منجر به آمیزاسیون بهتر و اختلاط بیشتر آن با هوا می‌شود اما در این حالت دماهای موضعی و اکسیژن در نواحی غنی در نزدیکی شروع فرایند احتراق و مقدار آلاینده تولیدی اکسید نیتروژن افزایش می‌یابد. از طرف دیگر افزایش فشار ممکن است باعث برخورد افشانه سوخت با دیواره محفظه احتراق شود. همچنین محدودیت‌هایی نیز برای افزایش فشار به دلیل مقاومت مواد و هزینه سیستم سوخت‌رسانی و ... وجود دارد. با ایجاد خان درون نازل مخروطی همگرا و افزایش فشار تزریق سوخت، میزان جرم پاشیده شده به درون محفظه احتراق و همچنین شدت توربولانسی، مقدار دما و فشار متوسط درون محفظه احتراق و راندمان احتراق افزایش می‌یابد. با افزایش دمای متوسط و راندمان احتراق، میزان آلایندگی مونوکسید کربن نیز کاهش می‌یابد.

۷- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر تأثیر استفاده از نازل ماریپچ و افزایش فشار تزریق سوخت مایع بر عملکرد و نشر آلایندگی دوده، اکسید نیتروژن و مونوکسید کربن محفظه احتراق یک سیستم پیشراننده بررسی

شده است. تأثیر هر کدامیک از راهکارهای پیشنهاد شده با کمک مدل عددی سه‌بعدی در نرم‌افزار ای وی ال فایر، که با داده‌های تجربی موجود در هر قسمت صحت‌سنجی شده است، بر عملکرد موتور دیزل و تولید آلایندگی آن بررسی شده است. نتایج عددی حاصل نشان می‌دهند که ایجاد خان درون نازل به ایجاد جریان چرخشی افشانه سوخت، افزایش زاویه مخروطی افشانه شدت توربولانسی درون محفظه احتراق منجر می‌شود. افزایش زاویه مخروطی افشانه حاصل، عملکرد موتور دیزل را از طریق کاهش مصرف سوخت و افزایش توان و گشتاور تولیدی بهبود بخشیده و میزان تولید آلاینده اکسید نیتروژن و مونوکسید کربن به دلیل ایجاد مخلوط سوخت و هوای بهتر، افزایش شدت توربولانسی و مقدار دمای متوسط درون محفظه احتراق، به مقدار مناسبی کاهش می‌یابد. همچنین افزایش فشار تزریق می‌تواند عملکرد موتور دیزل را بهبود بخشد. از نکات منفی افزایش فشار تزریق سوخت می‌توان به افزایش میزان تولید آلاینده اکسید نیتروژن اشاره کرد. همچنین محدودیت‌هایی نیز برای افزایش فشار به دلیل مقاومت مواد و هزینه سیستم سوخت‌رسانی و فناوری ساخت وجود دارد. با افزایش فشار تزریق سوخت از ۱۳۵۰ بار به ۲۱۰۰ بار، مصرف سوخت ۳۸ درصد کاهش و توان و گشتاور تولیدی آن افزایش می‌یابد. با افزایش فشار تزریق سوخت از ۱۳۵۰ بار به ۲۱۰۰ بار، آلاینده مونوکسید کربن ۶۵ درصد کاهش و آلاینده اکسید نیتروژن ۲۰ درصد افزایش می‌یابد.

۸. مآخذ

- [1] Heywood, J. B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, Inc., New York, 1998.
- [2] Firuzi, R., "Combustion optimization using change in nozzle geometry and creating swirly flow", Msc Thesis, Imam Khomeini

- Sahand University of Technology, 2004 (In Persian).
- [11] A. H. Farajollahi, R. Firuzi, M. Rostami & F. Bagherpoor, Consideration of the effects of increasing spray cone angle and turbulence intensity on heavy-duty diesel engine pollution and specific outputs using CFD, *International Journal of Engine Research*, Article in Press, 2022.
- [12] Nishida, K., Zhang, W., Manabe, T., "Effects of micro-hole and ultra-high injection pressure on mixture properties of diesel spray", *SAE International*, 2007.
- [13] Farajollahi, A., Firuzi, R., Salimi, M., Rostami, M. (2021). Numerical study on the effects of nozzle geometry and creating swirly flow inside the injector nozzle on the performance of an engine. *Journal of Space Science and Technology*, article in press, doi: 10.30699/jsst.2021.249117.1303.
- [14] Farajollahi, A.H., Firuzi, R., Pourseifi, M., Mardani, A., and Rostami, M., "Numerical investigation of the effect of swirl and needle lift profile change on the diesel fuel spray behavior", *Journal of Engine Research*, Vol. 54, pp. 25-38, 2019 (In Persian).
- [15] Avl List GmbH. AVL Fire v. 2013, CFD solver, Eulerian multiphase, 2013.
- [16] Avl List GmbH. AVL Fire v. 2013, CFD solver, Spray, 2013.
- [17] C. Schugger, U. Renz, "Experimental investigations on the primary breakup zone of high pressure diesel sprays from multiorifice nozzles", in: *ICLASS, Europe 03*, 2003.
- [18] M. Mhlbauer, Modelling wall interactions of a high-pressure, hollow cone spray, PhD thesis, Technical University of Darmstadt, 2009.
- [19] R.H. Perry, and D.W. Green, *Perry's chemical engineer's handbook*, McGraw-Hill, 1997.
- [20] Avl List GmbH. AVL Fire v. 2013, CFD solver, Combustion, 2013.
- [21] Avl List GmbH. AVL Fire v. 2013, CFD solver, Emission, 2013.
- [22] Postrioti L, Grimaldi CN, Ceccobello M, Di Gioia R, Diesel common rail injection system behavior with different fuels, *SAE Technical paper 2004-01-0029*, 2004.
- [23] Tatschl R. 3D-CFD simulation of IC-engine flow, mixture formation and combustion with AVL FIRE. *Combustion Engines Development*, Springer Berlin Heidelberg, pp. 601–630, 2012.
- International University of Technology, 2020 (In Persian).
- [3] A. H. Farajollahi, R. Firuzi, Numerical investigation on the effect of creating swirly flow inside the nozzle and injection pressure increase on the cavitation and diesel fuel spray characteristics, *Mechanical Engineering*, Vol. 51, No. 96, p. 155-164, 2021 (In Persian).
- [4] Farajollahi, A., firuzi, R. (2020). 'Numerical investigation on the effect of creating grooves inside the injector nozzle on the diesel and biodiesel engine fuels spray behavior', *Aerospace Knowledge and Technology Journal*, 9(2), pp. 65-76.
- [5] Farajollahi, A., firuzi, R., Rostami, M., salimi, M., bagherpor, F. (2022). 'Numerical investigation on the effect of creating grooves inside the compression ignition injector orifice on spray behavior and atomization quality of diesel and kerosene fuels', *Aerospace Knowledge and Technology Journal*, 10(2), article in press.
- [6] Zuo Y. S., Guo X. L., Chuan C., Yu S. Y. and Guo X. G., Numerical Investigation on Effects of Nozzle's Geometric Parameters on the Flow and the Cavitation Characteristics within Injector's Nozzle for a High-Pressure Common-Rail DI Diesel Engine. *Energy Conversion and Management*, Vol. 89, pp. 843-861, 2015.
- [7] Esmaelnadjad, R., Shervani-Tabar, M. T., Jafari, M., Razavi, S. E., "Numerical study on the effects of different injection patterns in an annulus injector on the performance of a diesel engine", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 02, p. 423-433, 2018 (In Persian).
- [8] A. H. Farajollahi, R. Firuzi, M. Rostami & A. Mardani, Numerical study on the effects of creating rotary flow inside the injector nozzle and changing fuel injection angle on the performance and emission of caterpillar diesel engine, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Science and Engineering*, Vol. 44, No. 3, pp. 1-17, 2022.
- [9] Hosseini, S. M., Ahmadi, R., Mohebi, M., "3D Simulation of Performance and Pollution of Hydrogen-Diesel Combustion in Heavy Duty Engine", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 03, p. 177-186, 2017 (In Persian).
- [10] Hossainpour, S., Rahhagh, H., "Numerical Investigation on the effect of split injection on performance and emission of direct injection diesel engine", *Msc Thesis*,

