

Numerical Investigation of the Effect of Changing the Geometry and Creating Swirly Flow Inside the Injector Nozzle on the Engine Performance

Amir Hamzeh Farajollahi¹ , Reza Firuzi² , Mohammad Reza Salimi^{3*}  and Mohsen Rostami⁴ 

1. Assistant Professor, Department of Aerospace Engineering, Imam Ali University, Tehran, Iran
2. M.Sc. Student, Department of Mechanical Engineering, Emam Khomeini International University, Tehran, Iran
3. Assistant Professor, Aerospace Research Institute, Ministry of Science, Research and Technology, Tehran, Iran
4. Ph.D. Student, Department of Aerospace Engineering, Imam Ali University, Tehran, Iran

*Corresponding Author's E-mail: mohammadsalimi@ari.ac.ir

Abstract

In this study, the effects of geometry and spiral rifling like guides inside the injection nozzle on the performance of an engine are investigated, using AVL Fire software. To do so, firstly injectors with different nozzle geometries and their resultant spray patterns were simulated. Numerical results of this step show that creation of spiral rifling like guides inside the nozzle increases the spray cone angle and improves fuel atomization quality. In the next step, effects of using forgoing nozzle geometries on sample engine characteristics were studied and the related results compared to those of common cylindrical injectors. Numerical results of this step clearly show the superior performance of nozzles with spiral rifling like guides. In this case, SFC reduces up to 32 percent while the engine power rises more than 63 percent. Also the amount of pollutants like NOx reduces 12 percent with respect to common cylindrical nozzles.

Keywords: Injector nozzle geometry, Swirly flow, Engine performance, Pollutants



COPYRIGHTS

© 2022 by the authors. Published by Aerospace Research Institute. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of [the Creative Commons Attribution 4.0 International \(CC BY 4.0\)](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).

How to cite this article:

A. H. Farajollahi, R. Firuzi, M. R. Salimi and M. Rostami, "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*, Vol. 15, No. 4, pp. 107-121, 2022 (in Persian), <https://doi.org/10.30699/jsst.2023.1303>.

بررسی عددی تأثیر تغییر هندسه و ایجاد جریان چرخشی درون نازل انژکتور بر روی عملکرد یک موتور

امیرحمزه فرج‌الهی^۱، رضا فیروزی^۲، محمدرضا سلیمی^{۳*} و محسن رستمی^۴

۱- گروه مهندسی هوافضا، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه امام علی (ع)، تهران، ایران

۲- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین، ایران

۳- پژوهشگاه هوافضا، وزارت علوم تحقیقات و فناوری، تهران، ایران

* ایمیل نویسنده مخاطب: mohammadsalimi@ari.ac.ir

چکیده

در این مقاله، تأثیر شکل هندسی و ایجاد خان درون نازل یک انژکتور سوخت روی عملکرد موتور و آلاینده‌های ناشی از احتراق با استفاده از نرم افزار فایر بررسی شده است. در این راستا ابتدا افشانه حاصل از انژکتور با هندسه‌های مختلف نازل شبیه‌سازی شده است. نتایج عددی حاصل نشان می‌دهند که ایجاد خان درون نازل منجر به افزایش زاویه مخروطی افشانه و بهبود کیفیت اتمیزاسیون سوخت می‌گردد. در ادامه، احتراق داخل موتور همراه با انژکتورهای اصلاح شده شبیه‌سازی و نتایج با داده‌های موجود مقایسه شده است. نتایج نشان می‌دهند که نازل دارای خان نسبت به سایر هندسه‌ها دارای عملکرد مناسب‌تری می‌باشد. به این شکل که مصرف سوخت ویژه نسبت به انژکتور استوانه‌ای حدود ۳۲ درصد کاهش یافته و همچنین توان تولیدی بیشتر از ۶۳ درصد افزایش می‌یابد. همچنین آلاینده‌هایی مانند اکسیدهای نیتروژن به مقدار ۱۲ درصد کاهش می‌یابند.

واژه‌های کلیدی: هندسه نازل انژکتور، جریان چرخشی، عملکرد موتور، آلاینده‌ها

علائم و اختصارات

f	بردار نیروی حجمی
τ	بردار تنش برشی
T^t	بردار تنش رینولدزی
M	بیانگر اندرکنش مومنتوم بین حالت‌ها
P	فشار استاتیکی

مقدمه

تأمین انرژی یکی از اساسی‌ترین نیازهای بشر در طول تاریخ می‌باشد. این نیاز می‌تواند از طریق منابع انرژی‌های تجدیدپذیر و یا

سوخت‌های فسیلی تأمین شود. تولید انرژی از سوخت‌های فسیلی توسط فرآیند احتراق آن‌ها صورت می‌گیرد. با توجه به تجدید ناپذیر بودن منابع سوخت‌های فسیلی و همچنین آلاینده‌گی ناشی از آن‌ها و وضع قوانین سختگیرانه، بهبود فرآیند احتراق به منظور کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌گی ناشی از انواع موتورها (هوایی و زمینی) الزامی است. استفاده از پروفیل‌های مختلف پاشش، سوخت‌های جایگزین و ترکیبی، به کارگیری فشارهای پاشش بالا، پاشش‌های چندمرحله‌ای، بهینه‌سازی زمان بندی پاشش، تغییر مکان و زاویه قرارگیری انژکتور، تغییر پارامترهای هندسی محفظه احتراق، به کارگیری گازهای خروجی بازخورانی شده، ایجاد جریان چرخشی حول محور سیلندر و محور عمود بر آن، بهبود پدیده اتمیزاسیون سوخت و ایجاد مخلوط سوخت

۳. استادیار

۴. دانشجوی دکتری

۱. استادیار

۲. دانشجوی کارشناسی ارشد

عملکرد موتور و کاهش آلاینده‌های CO و HC به مقدار ۱۷/۶۷ درصد و ۱۷/۱۸ درصد می‌شود. در حالی که آلاینده‌های NOx و CO2 به مقدار ۴۲/۸۵ درصد و ۱۴/۱۳ درصد افزایش داشتند [۵].

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

امی و همکاران در تحقیق خود به بررسی چگونگی کاهش آلاینده‌ای دوده و مونوکسید نیتروژن در پاشش چندمرحله‌ای سوخت به عنوان یک راهکار مؤثر در کنترل آلاینده‌ی موتور دیزل MT_4.244 پرداخته‌اند. آن‌ها مقدار سوخت در هر پالس پاشش و فاصله زمانی بین دو پالس را مورد بررسی قرار داده‌اند. آن‌ها برای بررسی عددی و شبیه‌سازی فرآیند احتراق موتور از مدل آشفته‌گی K-E برای جریان متلاطم داخل محفظه سیلندر، مدل احتراق ماگنوسن-هرتاگر، مدل زلدوویچ توسعه یافته برای محاسبه مونوکسید نیتروژن و مدل هیروياسو برای محاسبه دوده استفاده کرده‌اند. نتایج حاصل شده حاکی از آن است که حالت بهینه پاشش چند مرحله‌ای برای موتور، حالت ۳۵(۳۵)۷۵ است که در آن مونوکسیدکربن ۱۱ درصد و دوده ۳۳ درصد کاهش یافته‌اند [۷].

فرج الهی و فیروزی به بررسی تاثیر ایجاد شیار درون اریفیس انژکتور دیزل و افزایش فشار تزریق سوخت بر روی شدت وقوع کواپتاسیون و خصوصیات افشانه سوخت پرداختند. نتایج عددی نشان می‌دهند که استفاده از شیار منجر به افزایش زاویه مخروطی افشانه و کاهش طول نفوذ و قطر متوسط ذرات می‌گردد. همچنین افزایش فشار تزریق منجر به افزایش طول نفوذ افشانه و کیفیت پودر سازی سوخت و همچنین کاهش زاویه مخروطی افشانه و قطر متوسط ذرات می‌شود [۸].

قبادیان و همکاران به بهینه‌سازی نسبت EGR، سوخت بیودیزل و شرایط کاری یک موتور دیزل تک سیلندر چهارزمانه با روش RSM پرداختند. در این بررسی، با استفاده از سامانه EGR، آلاینده اکسیدهای نیتروژن حداکثر تا ۶۳/۷ درصد برای سوخت B10 و نسبت EGR ۳۰ درصد کاهش یافت. همچنین استفاده همزمان از سوخت بیودیزل و سامانه EGR موجب کاهش آلاینده CO در دور موتورهای مختلف می‌شود [۹].

امروزه توجه به انژکتورهای گریز از مرکز در مقایسه با انژکتورهای جریان مستقیم در موتورهای سوخت مایع رو به افزایش می‌باشد. دلیل این موضوع کیفیت بهتر اتمیزاسیون و قابلیت کنترل روی چتر پاشش در این نوع انژکتور می‌باشد. با توجه به اینکه انژکتور طراحی شده در تحقیق حاضر رفتاری مشابه با انژکتورهای گریز از دارد، انتظار می‌رود که همان کارایی را در موتورهای سوخت مایع داشته باشد. با این تفاوت که ساخت انژکتور معرفی شده در این تحقیق ساده‌تر می‌باشد.

و هوای بهتر از راه‌های بهینه‌سازی و بهبود احتراق سوخت، کاهش آلاینده‌های تولیدی و افزایش راندمان در موتورها می‌باشند. در مطالعات گذشته تاثیر عوامل اشاره شده فوق به منظور بررسی مشخصات افشانه سوخت و بهبود احتراق در موتورها به صورت تجربی و عددی مورد بررسی قرار گرفته است.

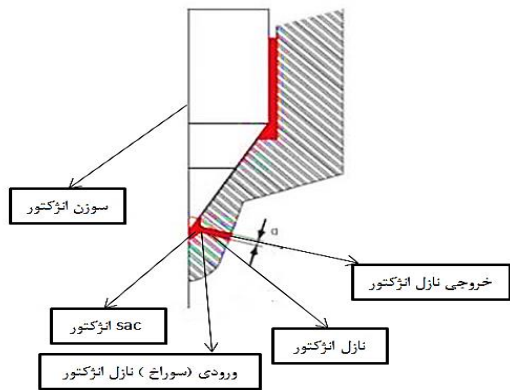
شروانی تبار و همکاران به بررسی اثر تابع پاشش سوخت بر روی عملکرد موتور به صورت عددی پرداختند. بدین منظور شش تابع پاشش سوخت مختلف انتخاب گردید. نتایج نشان داد که با استفاده از توابع پاششی مناسب سوخت، توان موتور افزایش و مقدار آلاینده‌های تولیدی آن کاهش می‌یابد. پاشش سوخت شبیه مثلثی در مقایسه با نرخ پاشش ثابت دارای عملکرد مناسب‌تری می‌باشد و مصرف سوخت ویژه در آن تا ۲۰۴۳/۰ کیلوگرم بر کیلوژول و ۱۴ درصد کاهش و مقدار توان تولیدی آن در این حالت تا ۲۷/۵ درصد افزایش می‌یابد. همچنین در این تابع، مقدار آلاینده اکسید نیتروژن به میزان ۳۱/۵ درصد افزایش می‌یابد [۱].

محمدی و همکاران از شیار درون اریفیس انژکتور استفاده کردند. نتایج نشان داد که زاویه مخروطی افشانه افزایش ولی طول نفوذ آن کاهش می‌یابد [۲].

میشل و کارلو به بررسی جریان درون نازل و مشخصات افشانه برای سوخت‌های دیزل و بیودیزل در یک انژکتور به صورت عددی پرداختند. نتایج شبیه‌سازی جریان درون انژکتور نشان داد که پدیده کواپتاسیون برای سوخت دیزل در نواحی نسبتاً بیشتری نسبت به سوخت بیودیزل درون نازل انژکتور رخ می‌دهد. همچنین نتایج شبیه‌سازی افشانه نشان داد که سوخت دیزل طول نفوذ افشانه بیشتر و قطر متوسط ساتر کمتری نسبت به سوخت بیودیزل دارد [۳].

احمدی و همکاران به بررسی تاثیر جایگزینی مقادیر مختلف هیدروژن به جای دیزل بر عملکرد و آلاینده‌ی موتور پرداختند. آن‌ها نتیجه گرفتند که جایگزینی هیدروژن موجب تاخیر در شروع احتراق و رشد نرخ افزایش فشار و افزایش حرارت آزاد شده خواهد شد ولی این افزایش فشار منجر به پدیده کوبش نخواهد گردید. همچنین در بهترین حالت جایگزینی هیدروژن به جای دیزل، آلاینده‌های اکسید نیتروژن، دی‌اکسید کربن، هیدروکربن‌های نسوخته، دوده و مونوکسید کربن به ترتیب به میزان ۸، ۱۴، ۵۴، ۱۴ و ۷۰ درصد کاهش می‌یابند [۴].

باشکور و همکاران مطالعه آزمایشگاهی در مورد تاثیر نسبت تراکم روی مشخصه‌های احتراقی، آلاینده‌ها و عملکرد موتور دیزل در حالت دوگانه سوز با سوخت زیست‌گاز-زیست دیزل انجام دادند. موتور به ازای نسبت‌های تراکم ۱۷، ۱۷/۵، ۱۸ و لحظه شروع پاشش ثابت ۲۳ درجه قبل از نقطه مرگ بالا تحت بارگذاری‌های مختلف قرار گرفت. آن‌ها دریافتند نسبت تراکم قوی در حالت دوگانه، منجر به بهبود



شکل ۱- هندسه و نامگذاری قسمت‌های مختلف انژکتور

که در آن، α_k کسر حجمی فاز k ، v_k سرعت فاز k و Γ_{kl} بیانگر تبادل جرمی بین دو فاز k و l است. همچنین شرط سازگاری نیز بایستی صدق کند.

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

معادله بقای مومنتوم

$$\frac{\partial \alpha_k \rho_k v_k}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_k \rho_k v_k = -\alpha_k \nabla p + \nabla \cdot \alpha_k (\bar{\tau}_k + \bar{T}'_k) + \alpha_k \rho_k \bar{f} + \sum_{l=1, l \neq k}^N M_{kl} + w_k \sum_{l=1, l \neq k}^N \Gamma_{kl}, k=1, \dots, N \quad (3)$$

که در آن f بردار نیروی حجمی شامل نیروی جاذبه و اینرسی است. τ بردار تنش برشی، T^E بردار تنش رینولدزی، M بیانگر اندرکنش مومنتوم بین حالت‌ها و p فشار استاتیکی است.

معادله انرژی جنبشی آشفستگی و نرخ اضمحلال آن

$$\frac{\partial \alpha_k \rho_k K_k}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_k \rho_k v_k K_k = \nabla \cdot \alpha_k \left(\mu_k + \frac{\mu'_k}{\sigma_k} \right) \nabla K_k + \alpha_k p_k - \alpha_k \rho_k \varepsilon_k + \sum_{l=1, l \neq k}^N K_{kl} + K_k \sum_{l=1, l \neq k}^N \Gamma_{kl}, k=1, \dots, N \quad (4)$$

معادلات حاکم بر شبیه‌سازی اندرکنش بین حالتی

مهم‌ترین تفاوت بین جریان تک‌فازی و چندفازی، اندرکنش بین حالتی کمیت‌های جرم، مومنتوم و آنتالپی است. با توجه به فرض هم‌دما بودن از آوردن معادلات حاکم بر اندرکنش بین حالتی آنتالپی صرف نظر شده است.

تبادل بین حالتی جرم

تبادل جرم بین دو حالت مایع و بخار با مدل کاویتاسیونی غیرخطی مدل شده است. معادله حاکم به صورت رابطه (۵) است:

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

که در آن، N''' چگالی عددی حباب و R شعاع حباب می‌باشد. مشتق زمانی شعاع حباب با کمک معادله رایلی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

مرور مطالعات گذشته نشان می‌دهد که مطالعات زیادی بر روی کاهش آلاینده‌گی موتور و بهبود عملکرد آن انجام شده است ولی تاکنون تاثیر ترکیب تغییر هندسه نازل و ایجاد خان درون آن بر روی عملکرد موتور و آلاینده‌های ناشی از آن انجام نشده است. هدف و نوآوری این مقاله، بررسی تاثیر تغییر هندسه و ایجاد جریان چرخشی درون نازل انژکتور ساخت شرکت بوش آلمان بر روی عملکرد موتور و آلاینده‌گی ناشی از آن است. ابتدا به مدل‌سازی جریان دو فازی درون انژکتور و افشانه حاصل از آن پرداخته شده و سپس در ادامه به منظور بررسی تاثیر تغییرات ایجاد شده بر عملکرد موتور، به مدل‌سازی آن پرداخته شده است.

شبیه‌سازی انژکتور و افشانه

مدل اویلر-اویلر برای شبیه‌سازی جریان چندفازی درون انژکتور به کار برده شده است. نتایج حاصل از محاسبات جریان داخل انژکتور در مقطع خروجی نازل و در شبیه‌سازی افشانه و موتور به عنوان داده‌های ورودی مورد استفاده قرار می‌گیرند. مدل استفاده شده در شبیه‌سازی افشانه، مدل اویلر لاگرانژ می‌باشد. انژکتور مورد نظر از نوع نازل‌های Mini-sac، پنج سوراخه که در آن سوراخ‌ها با فاصله یکسانی از هم قرار گرفته‌اند، می‌باشد. هندسه انژکتور مورد نظر و نام‌گذاری قسمت‌های مختلف آن در شکل ۱ نشان داده شده است. ایجاد هندسه با کمک نرم‌افزار سالدورکز صورت گرفته است. به منظور افزایش دقت و کاهش مدت زمان محاسبات عددی باتوجه به تقارن هندسی، در انژکتور با نازل‌های استوانه‌ای و مخروطی همگرا، شبیه‌سازی تنها یک‌دهم (قطاع با زاویه ۳۶ درجه) و در انژکتور با نازل مخروطی همگرا دارای خان، شبیه‌سازی تنها یک پنجم (قطاع با زاویه ۷۲ درجه) از کل هندسه انژکتور صورت گرفته است. در این مقاله برای شبیه‌سازی عددی از نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی ایویال فایر^۵ که برپایه روش حل عددی حجم محدود می‌باشد، استفاده شده است.

معادلات حاکم بر شبیه‌سازی انژکتور

تغییر فاز یک سیال در دمای ثابت از حالت مایع به بخار به علت دارا بودن فشار پایین‌تر از فشار بخار، کاویتاسیون یا حفره‌زایی نام دارد. در این نوع انژکتورها کاویتاسیون معمولاً در ورودی سوراخ نازل رخ می‌دهد. لذا در شبیه‌سازی انژکتور با جریان دوفازی مواجه هستیم معادلات حاکم شامل معادلات بقای جرم، مومنتوم دل توربولانس می‌باشند. با توجه به فرض هم‌دما بودن، از آوردن معادله انرژی صرف نظر شده است.

معادله بقای جرم

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

معادله بقای مومنتوم

$$m_d \frac{du_{id}}{dt} = F_{idr} + F_{ig} + F_{ip} + F_{ib} \quad (۱۲)$$

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

$$F_{idr} = \frac{1}{2} \rho_g A_d C_d |u_{rel}| u_{rel} \quad (۱۳)$$

$$C_D = \begin{cases} \frac{24}{Re_d C_p} (1 + 0.15 Re_d^{0.687}) & Re_d < 1000 \\ \frac{0.44}{C_p} & Re_d \geq 1000 \end{cases} \quad (۱۴)$$

عدد رینولدز قطره به صورت زیر محاسبه می‌شود که در آن μ_g لزجت سیال می‌باشد.

$$Re_d = \frac{\rho_g |u_{rel}| D_d}{\mu_g} \quad (۱۵)$$

در معادله (۱۲)، تمامی نیروهای سطحی و بدنی روی قطره افشانه لحاظ شده‌اند. از آنجاکه بزرگی نیروهای فشاری و سایر نیروها در مقایسه با نیروهای پسا و گرانشی قابل اغماض است، فقط نیروی پسا روی قطره افشانه (شامل مولفه‌های فشار و ویسکوز) برای فروپاشی اولیه و ثانویه افشانه سوخت مایع لحاظ شده است [۲]. شتاب قطره در محیط گازی به صورت زیر است:

$$\frac{du_{id}}{dt} = \frac{3}{4} C_D \frac{\rho_g}{\rho_d} \frac{1}{D_d} |u_g - u_d| (u_{ig} - u_{id}) + (1 - \frac{\rho_g}{\rho_d}) g_i \quad (۱۶)$$

زیرمدل‌های استفاده شده شامل مدل دو کوویج^۷ در تبخیر، مدل ارورکه در برهم‌کنش میان ذرات، مدل تزریق گلوله^۸ در فروپاشی اولیه و مدل موج^۹ برای فروپاشی ثانویه می‌باشند. در این مدل نرخ کاهش شعاع قطره نسبت به زمان به صورت زیر ارائه می‌شود:

$$\frac{dr}{dt} = - \frac{(r - r_{stable})}{\tau_a} \quad (۱۷)$$

که در آن، τ_a زمان فروپاشی مدل می‌باشد و برابر است با:

$$\tau_a = \frac{3.726 \cdot C_2 \cdot r}{\Lambda \cdot \Omega} \quad (۱۸)$$

ثابت C_2 زمان فروپاشی مدل را تصحیح می‌کند. شعاع نهایی قطره و متناظر با طول موج Λ مربوط به موج با سریع‌ترین رشد روی سطح قطره می‌باشد.

$$r_{stable} = C_1 \cdot \Lambda \quad (۱۹)$$

طول موج Λ و نرخ رشد موج Ω وابسته به مشخصات محلی سیال بوده و به صورت زیر بیان می‌شوند:

$$\Lambda = 9.02 \cdot r \frac{(1 + 0.45 \cdot oh^{0.5})(1 + 0.4 \cdot T^{0.7})}{(1 + 0.87 \cdot We_g^{1.67})^{0.6}} \quad (۲۰)$$

$$\dot{R} = \sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{\Delta p}{\rho_c} - R \dot{R} \right) \quad (۶)$$

که در آن Δp اختلاف فشار موثر 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:

$$N''' = \begin{cases} N_0'' & \alpha_d \leq 0.5 \\ 2(N_0'' - 1)(1 - \alpha_d) + 1 & \alpha_d > 0.5 \end{cases} \quad (۷)$$

N_0''' چگالی عددی اولیه حباب می‌باشد که به مشخصات فاز مایع وابسته است و برای سوخت رایج مورد استفاده برابر 10^{12} می‌باشد [۱۰].

تبادل بین حالتی مومنتوم

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

$$M_c = \frac{1}{8} C_D \rho_c A_i'' |v_r| v_r + C_{TD} \rho_c k_c \nabla \alpha_d = -M_d \quad (۸)$$

C_D ضریب پسا، v_r سرعت نسبی بین دو حالت مایع و بخار، C_{TD} ضریب پخش آشفته‌گی و K انرژی جنبشی آشفته‌گی می‌باشد. A_i''' بیانگر چگالی سطح مشترک بین دو حالت می‌باشد و برای مدل کاویتاسیونی پسا به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$A_i'' = \pi D_b^2 N''' = (36 \pi N''')^{\frac{1}{3}} \alpha_d^{\frac{2}{3}} \quad (۹)$$

ضریب پسا تابعی از عدد رینولدز حباب بوده و به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۱]:

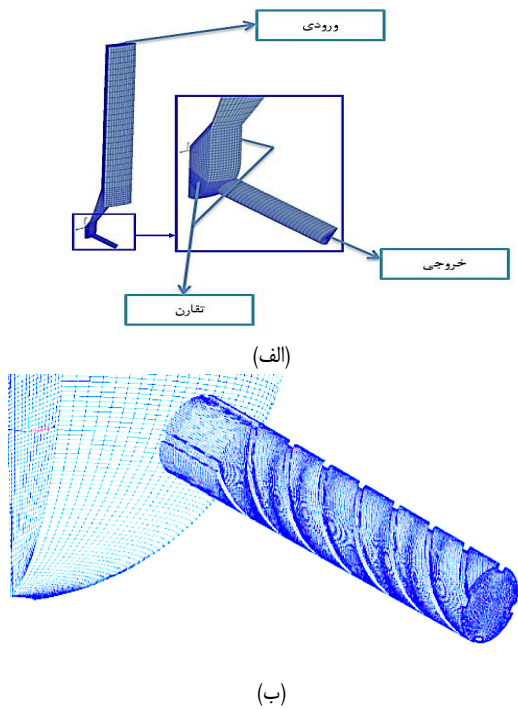
$$C_D = \begin{cases} \frac{192}{Re_b} (1 + 0.1 Re_b^{0.75}) & Re_b \leq 1000 \\ 0.438 & Re_b > 1000 \end{cases} \quad (۱۰)$$

عدد رینولدز حباب نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

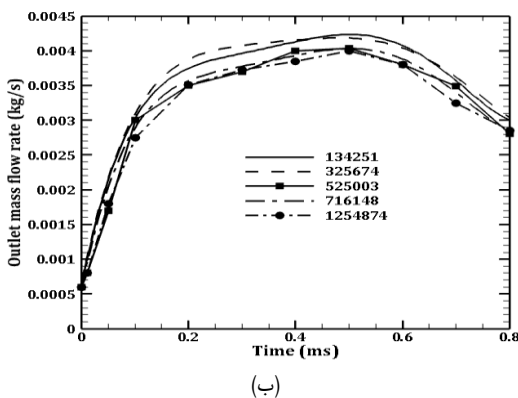
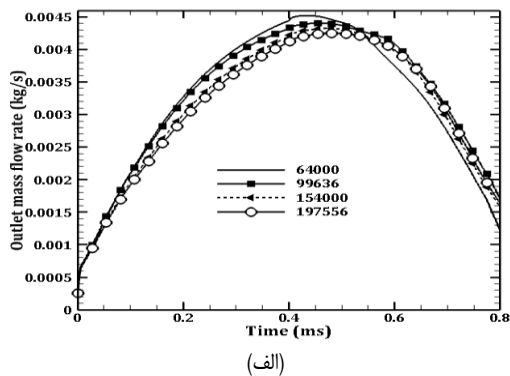
$$Re_b = \frac{|v_r| D_b}{\nu_c} \quad (۱۱)$$

معادلات حاکم بر افشانه

با توجه به وقوع پدیده کاویتاسیون درون نازل، در شبیه‌سازی افشانه با جریان دوفازی روبرو هستیم. در رابطه با فاز مایع، تمامی محاسبات مربوط به افشانه بر پایه روش آماری قطره گسسته انجام می‌گیرد. این روش با حل کردن معادلات دیفرانسیل معمولی برای مسیر، مومنتوم، انتقال جرم و حرارت قطرات واحد انجام می‌گیرد [۳]. معادلات حاکم در ادامه ذکر شده‌اند:



شکل (۲): شبکه بندی انژکتور، (الف) نازل معمولی، (ب) نازل دارای خان



شکل ۳- دبی جرمی خروجی نازل برای مقادیر متفاوت سلول، (الف) نازل معمولی، (ب) نازل دارای خان

$$\Omega = \left(\frac{\rho_d r^3}{\sigma}\right)^{-0.5} \frac{0.34 + 0.38 \cdot We_g^{1.5}}{(1 + Oh)(1 + 1.4 \cdot T^{0.6})} \quad (21)$$

در معادلات فوق، We عدد وبر و Oh عدد اونسورگ می باشد و داریم:

$$T = Oh \cdot We^{0.5} \quad (22)$$

مدل محاسباتی

مدل محاسباتی در ادامه شرح داده شده است.

انژکتور

انژکتور مورد استفاده در مطالعه حاضر، انژکتوراز نوع Mini-sac، پنج سوراخه که در آن سوراخها با فاصله یکسانی از هم قرار گرفته اند، می باشد (شکل ۱). به منظور بررسی تاثیر هندسه نازل بر عملکرد موتور، نازل استوانه ای را به مخروطی همگرا و واگرا تغییر داده و به منظور ایجاد جریان چرخشی افشانه سوخت، از ۴ عدد خان راستگرد دارای ارتفاع ۰/۰۴ میلی متر و گام ۰/۱ میلی متر درون نازل مخروطی همگرا استفاده شده است. تمامی نازلها دارای طول یکسان ۰/۷ میلی متر و قطر خروجی یکسان ۰/۱۳ میلی متر می باشند. نازل مخروطی همگرا و واگرا به ترتیب دارای قطر ورودی ۰/۱۴۳ و ۰/۱۱۷ میلی متر می باشند. در اریفیس مخروطی همگرای یک نازل ضریب k به صورت زیر تعریف می شود:

$$k - factor = \frac{D_{in} [\mu m] - D_{out} [\mu m]}{10 [\mu m]} \quad (23)$$

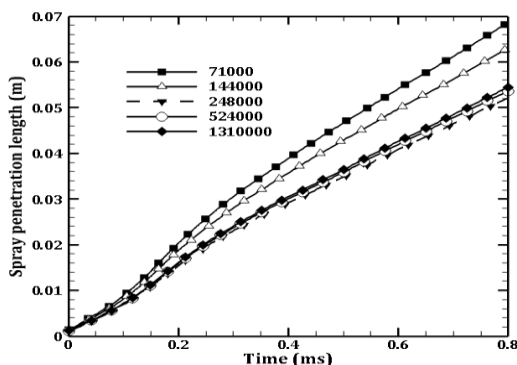
که در آن، D_{in} قطر ورودی و D_{out} قطر خروجی سطح مقطع دایروی نازل انژکتور می باشد. معمولاً در کاربردهای مربوط به صنعت موتور و پیشرانش، این ضریب بین اعداد ۱/۱ و ۲ می باشد [۱۲]. ضریب k در نازل مخروطی همگرا مورد استفاده در این مقاله برابر با ۱/۳ می باشد. شبکه بندی انژکتور به صورت شکل ۲ است که با کمک نرم افزار ای وی ال فایر انجام شده است.

برای بررسی استقلال حل از شبکه، به مطالعه تاثیر اندازه شبکه بر دبی جرمی جریان سوخت خروجی از افشانه پرداخته شده است. نتایج حاصل از بررسی استقلال حل از شبکه در شکل ۳ آورده شده است. با توجه به این شکل، در نازل های استوانه ای و مخروطی در تعداد سلول ۱۵۴۰۰۰ و در نازل مخروطی همگرا دارای خان در تعداد سلول ۷۱۶۱۴۸ دبی جرمی جریان سوخت خروجی از نازل انژکتور به مقدار نسبتاً یکنواختی می رسد. لذا از این تعداد سلول محاسباتی برای حل جریان داخل انژکتور استفاده شده است. خواص سوخت مورد استفاده در دمای ۴۰ درجه سانتی گراد در جدول ۱ آورده شده است [۱۳-۱۵].

ساخت از شبکه بندی ریزتری استفاده شده است. شبیه سازی افشانه حاصل با توجه به شکل ۶ در تعداد سلول ۵۲۴۰۰۰ صورت گرفته است. سیال مورد استفاده هوای فشرده دارای فشار ۱۰ بار و دمای ۳۰۰ کلوین می باشد. مدل آشفستگی مورد استفاده k-zeta-f است. اسکیم های گسسته سازی برای پیوستگی از نوع تفاضل مرکزی و برای مومنتوم، توربولانس و انرژی از نوع بالادست مرتبه دوم می باشد. همچنین برای کوپل فشار - مومنتوم الگوریتم سیمپل به کار برده شده است.



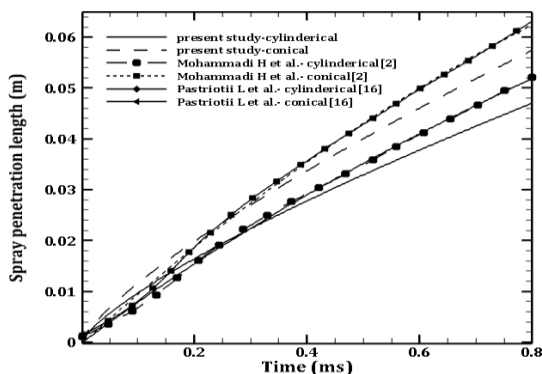
شکل ۵- محفظه احتراق استوانه ای حجم ثابت



شکل ۶- طول نفوذ افشانه برای مقادیر متفاوت سلول

اعتبارسنجی روش عددی

به منظور بررسی دقت نتایج عددی حاصل از شبیه سازی انژکتور و افشانه حاصل آن، به مقایسه داده های عددی مشخصه ی طول نفوذ نازل استوانه ای و مخروطی همگرا با نتایج عددی و تجربی موجود پرداخته شده است [۱۶، ۲]. باتوجه به شکل ۷ تطابق خوبی بین نتایج تجربی و عددی وجود دارد.

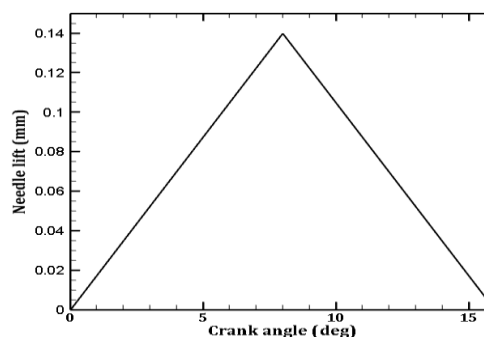


شکل ۷- اعتبارسنجی نتایج عددی طول نفوذ افشانه با مقادیر عددی و تجربی

جدول ۱- مشخصات سوخت مورد استفاده در دمای ۴۰ درجه سانتی گراد

فشار بخار (Pa)	ویسکوزیته (Pa . s)	چگالی (Kg/m ³)	فاز سوخت
۱۰۰۰	۰/۰۰۲۱	۸۲۵	مایع
-	۰/۰۰۰۰۱	۵	بخار

با توجه به حرکت سوزن انژکتور، در تحلیل آن نیاز به شبکه عددی دینامیک (متحرک) وجود دارد. شبیه سازی انژکتور از زمان باز شدن سوزن تا بسته شدن آن انجام می گیرد. نمودار بالا بری سوزن بر حسب زاویه میل لنگ در شکل ۴ آورده شده است. به دلیل ایجاد افت فشار بالا درون سوراخ نازل انژکتور و وقوع پدیده کاپیتاسیون، جریان دو فاز در نظر گرفته شده است. مدل توربولانسی مورد استفاده k-zeta-f می باشد. شرایط مرزی و اولیه برای شبیه سازی انژکتور در حالت پایه در جدول ۲ آورده شده است. اسکیم های گسسته سازی برای مومنتوم، توربولانس و کسر حجمی از نوع بالادست مرتبه دوم و برای پیوستگی از نوع تفاضل مرکزی می باشد. مدت زمان پاشش سوخت ۰/۸ میلی ثانیه می باشد. اسکیم گسسته سازی زمانی نیز از نوع ضمنی مرتبه دوم و گام زمانی مورد استفاده از 10^{-8} تا 5×10^{-7} ثانیه با گام های کوچکتر در شروع حل می باشد. برای کوپل فشار - مومنتوم الگوریتم سیمپل به کار برده شده است.



شکل ۴- پروفیل بالا بری سوزن بر حسب زاویه میل لنگ [۱۶]

جدول ۲- شرایط اولیه و مرزی جریان سیال درون انژکتور

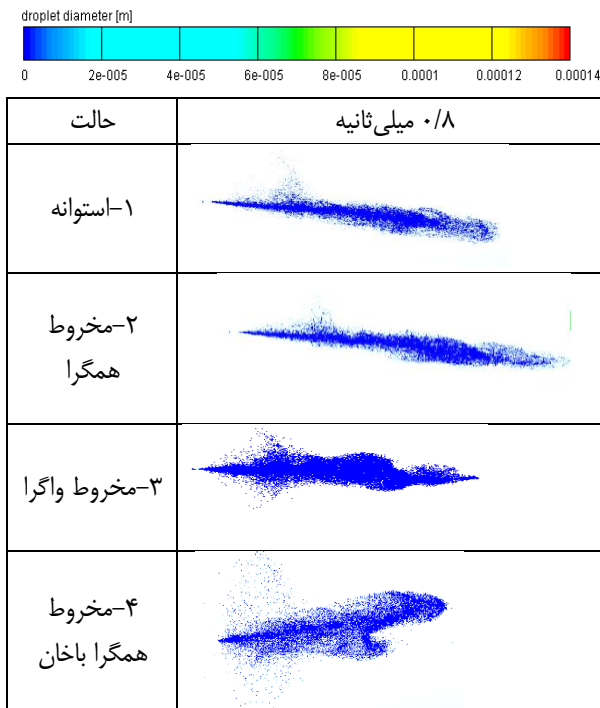
شرایط مرزی		شرایط اولیه	
۱۳۵۰ bar	فشار ورودی	۱۳۵۰ bar	فشار جریان
۱۰ bar	فشار خروجی	۳۱۳ k	دمای سوخت

افشانه

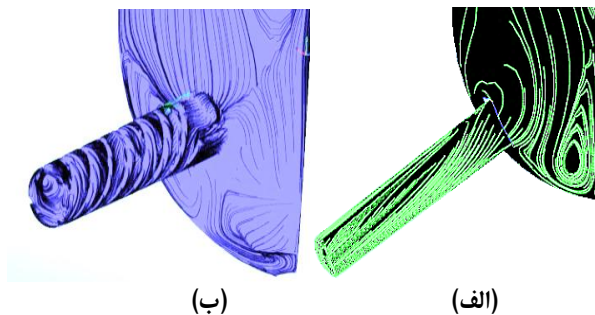
برای شبیه سازی و مشاهده نتایج افشانه حاصل از هندسه های مختلف نازل از یک محفظه احتراق استوانه ای حجم ثابت با قطر ۴۰ میلی متر و ارتفاع ۱۳۰ میلی متر که در شکل ۵ آورده شده، استفاده شده است [۲]. با توجه به این شکل، به منظور افزایش دقت شبیه سازی در محل پاشش

بحث و بررسی نتایج حاصل از شبیه‌سازی افشانه

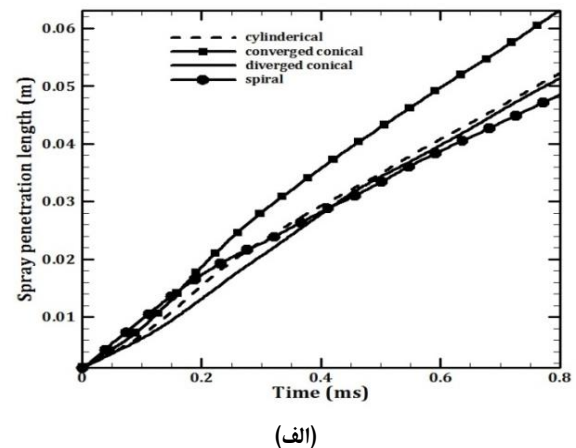
در شکل ۸ نمودار طول نفوذ افشانه و قطر متوسط ساتر (ریز ذرات) برای حالت‌های موجود آورده شده است. همچنین ساختار افشانه محاسبه شده در هر حالت در مدت زمان انتهای تزریق سوخت در شکل ۹ آورده شده است. با افزایش قطر ورودی نازل انژکتور تلفات اصطکاکی در ورودی آن کاهش یافته و سرعت در خروجی نازل افزایش می‌یابد که در نهایت منجر به افزایش طول نفوذ در نازل مخروطی همگرا به استوانه‌ای می‌گردد. همچنین ایجاد خان درون نازل مخروطی همگرا منجر به ایجاد جریان چرخشی افشانه سوخت گردیده و با افزایش تلفات درون نازل، سرعت در خروجی نازل کاهش یافته و در نهایت طول نفوذ آن کاهش می‌یابد. همچنین ایجاد جریان چرخشی درون نازل منجر به افزایش زاویه مخروطی افشانه و بهبود کیفیت اتمیزاسیون آن می‌گردد. همچنین خطوط جریان درون انژکتور در حالت نازل بدون خان و دارای خان در شکل ۱۰ آورده شده است. با توجه به این شکل، ایجاد خان منجر به حرکت چرخشی جریان سوخت درون نازل گردیده است که تا خروجی آن ادامه دارد.



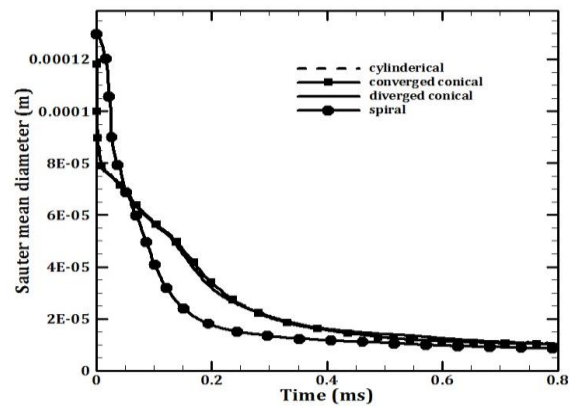
شکل ۹- ساختار افشانه محاسبه شده در هر حالت در مدت زمان انتهای پاشش



شکل ۱۰- خطوط جریان درون انژکتور، (الف) نازل مخروطی همگرا بدون خان و (ب) دارای خان



(الف)



(ب)

شکل ۸- طول نفوذ افشانه (الف) و قطر متوسط ساتر (ب) برای هندسه‌های مختلف نازل انژکتور

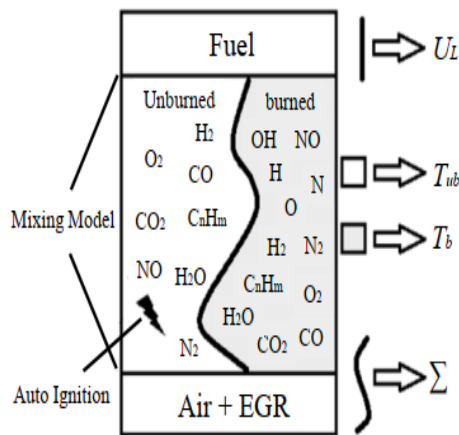
شبیه‌سازی موتور

به منظور بررسی تاثیر تغییر هندسه نازل انژکتور و ایجاد جریان چرخشی درون آن بر روی عملکرد موتور، ابتدا به شبیه‌سازی موتور کاتریلار ۳۴۰۱ با انژکتور متداول آن پرداخته می‌شود. به منظور مدل‌سازی سه‌بعدی از نرم‌افزار ای وی ال فایر استفاده شده است.

معادلات حاکم بر شبیه‌سازی موتور

معادلات حاکم شامل معادلات پایستگی جرم، مومنتوم و انرژی می‌باشند. در موتورهای پاشش مستقیم به دلیل پاشش افشانه سوخت درون محفظه احتراق، ترم‌هایی به روابط پایستگی جرم، مومنتوم و انرژی اضافه می‌گردد [۱۷]. فرم دیفرانسیلی معادلات به شکل (۲۴) تا (۲۷) است که در آن‌ها i بیانگر جهت مختصات است.

فروپاشی ثانویه قطرات افشانه سوخت از روش موج استاندارد، برای پیش‌بینی مقدار تبخیر ایجاد شده در قطرات افشانه از روش تبخیر داکوویچ، برای مدل اثر دیواره از جت دیواره ۱ و برای سرعت شعله آرام^{۱۲} از مدل متقارچی وکک استفاده شده است. برای کوپل فشار-مونتوم از الگوریتم SIMPLE-PISO استفاده شده است. این الگوریتم برای جریان‌های تراکم‌پذیر و گذرا مناسب می‌باشد. به همین علت در شبیه‌سازی احتراق مورد استفاده قرار گرفته است.



شکل ۱۱- شماتیک مدل احتراقی ECFM-3Z

به منظور کاهش مدت زمان محاسبات و شرط تقارن هندسه، شبیه‌سازی تنها یک ششم از کل هندسه موتور صورت گرفته است. مدل دوده مورد استفاده در این مقاله بر اساس الگوی آلایندهی هیرویاسو^{۱۳} می‌باشد. این الگو شامل دو فرآیند 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. دوده‌ی اکسایش یافته و به وجود آمده به صورت زیر مدل می‌شوند:

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

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

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

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

الگوی نیتروژن اکسید مورد استفاده نیز مدل زدلوویچ توسعه یافته^{۱۴} می‌باشد. این الگو به شدت وابسته به دما بوده و توسط واکنش نیتروژن و اکسیژن موجود در هوا در دماهای بالا تولید می‌شود. در این مدل کاهش شیمیایی چندمرحله‌ای براساس تعادل جزئی واکنش‌های مقدماتی به صورت معادلات (۳۱) تا (۳۴) هستند:

معادله پایستگی جرم

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

که S_m تولید جرم به واسطه تبخیر قطرات افشانه سوخت می‌باشد.

معادله پایستگی مونتوم (معادله ناویر-استوکس)

$$\frac{\partial (\rho v_i)}{\partial t} + \sum_{j=1}^3 v_j \frac{\partial (\rho v_i)}{\partial x_j} = \sum_{j=1}^3 \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho F_{v,i} + F_{p,i} \quad (25)$$

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 δ_{ij} دلتای کرونکر است.

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

معادله پایستگی انرژی

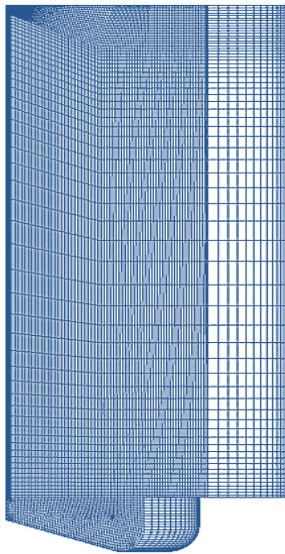
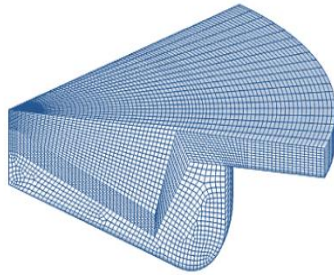
$$\frac{\partial (\rho h)}{\partial t} + \sum_{j=1}^3 \frac{\partial (\rho v_j h)}{\partial x_j} = \sum_{j=1}^3 \tau_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial P}{\partial t} + v_i \frac{\partial P}{\partial x_i} - \sum_i \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + S_h \quad (27)$$

که در رابطه فوق h آنتالپی بر واحد جرم و برابر با $e + \frac{p}{\rho}$ است. e

نیز انرژی داخلی بر واحد جرم است. q_i شار حرارتی در جهت i به واسطه گرادیان دما می‌باشد که از قانون فوریه برابر با $-k \frac{\partial T}{\partial x_i}$ است و k ضریب هدایت حرارتی سیال است. همچنین S_h تولید انرژی به واسطه جرم تبخیر شده قطرات افشانه می‌باشد.

مدل محاسباتی

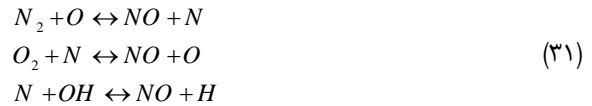
به منظور شبیه‌سازی احتراق در موتور کاترپیلا ۳۴۰۱ از نرم‌افزار فایر استفاده شده است. ایجاد هندسه و شبکه‌بندی آن با کمک ماژول ای اس ای صورت گرفته است. مشخصات موتور و افشانه آن و همچنین شرایط هوای داخل محفظه احتراق در ابتدای تراکم به ترتیب در جداول ۳ و ۴ آورده شده است. سوخت مورد استفاده، نرمال هپتان با ارزش حرارتی ۴۵/۱ مگاژول بر کیلوگرم می‌باشد. مدل احتراق مورد استفاده شعله منسجم و زیر شاخه ECFM-3Z 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. شماتیک این مدل احتراقی در شکل ۱۱ آورده شده است. مدل توربولانسی مورد استفاده k-zeta-f، در فروپاشی اولیه قطرات افشانه سوخت از روش قطره ویسکوز، در



شکل ۱۳ - شبکه بندی محفظه احتراق موتور در دو موقعیت نقطه مرگ بالا و پایین

جدول ۳ - مشخصات موتور شبیه سازی شده [۱۸]

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



واکنش کلی زیر از ضرب کردن طرف های راست و چپ معادله فوق به دست می آید:



آهنگ تشکیل اکسید نیتروژن از طریق رابطه زیر محاسبه می-

شود:

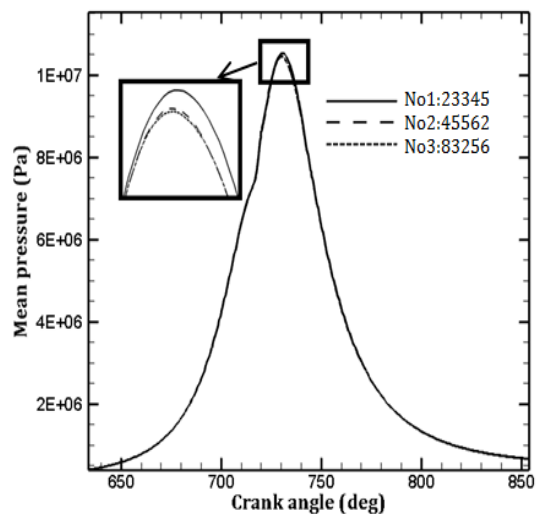
$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_f [N_2][O_2] \quad (33)$$

آهنگ واکنش نیز از طریق رابطه زیر محاسبه می شود:

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

در روابط فوق، M_{form} جرم دوده تشکیل شده، M_{oxide} جرم دوده

اکسید شده، M_{soot} تغییر جرم دوده، T دما بر حسب کلونین، A_f ثابت پیش توان آرنیوس، P فشار بر حسب بار، R ثابت عمومی گاز، E انرژی فعال سازی هیروپاسو، M_s جرم دوده و k_f انرژی جنبشی آشفستگی مربوط به تشکیل دوده می باشند. در شبیه سازی موتور نیز از یک شبکه عددی دینامیک (متحرک) استفاده شده است. برای بررسی استقلال حل از شبکه بندی، سه شبکه بندی دارای تعداد سلول های مختلف ایجاد شده و نتایج حاصل از فشار متوسط داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ برای هر کدام در شکل ۱۲ آورده شده است. با توجه به این شکل، بین شبکه بندی های شماره ۲ و ۳ اختلاف بسیار ناچیزی وجود دارد. بنابراین از شبکه شماره ۲ که در شکل ۱۳ آورده شده، استفاده شده است. لازم به ذکر است که این شبکه محاسباتی دارای ۴۵۵۶۲ سلول می باشد.



شکل ۱۲ - فشار متوسط درون سیلندر برای مقادیر متفاوت سلول

جدول ۴- شرایط هوای داخل سیلندر در ابتدای تراکم [۱۸]

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

اعتبارسنجی روش عددی

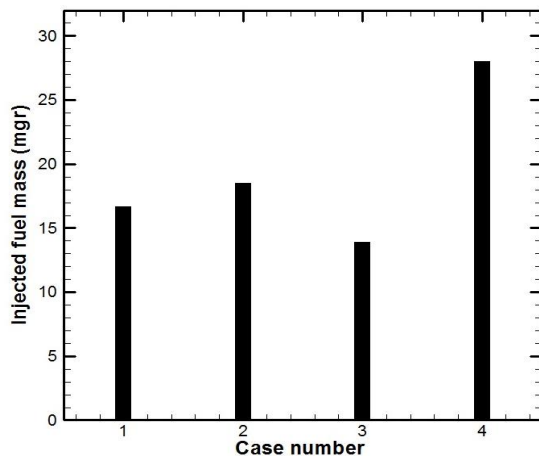
به منظور بررسی دقت نتایج حاصل به مقایسه نتایج عددی با نتایج عددی و تجربی پرداخته شده است. شکل ۱۴ نمودار فشار متوسط داخل سیلندر و نرخ حرارت آزاد شده بر حسب زاویه میل لنگ را در حالت شبیه سازی شده و مرجع [۱۹، ۱۸] نشان می دهد. با توجه به این شکل، تطابق خوبی بین نتایج تجربی و عددی وجود دارد.

شبیه سازی موتور با انژکتور دارای هندسه های مختلف نازل

پس از شبیه سازی موتور با انژکتور متداول آن و اعتبارسنجی نتایج حاصل، به شبیه سازی موتور با هندسه های مختلف نازل انژکتور و دارای خان با کمک فایل ذخیره شده در خروجی نازل آن پرداخته شده است. لازم به ذکر است که در این شبیه سازی ها، مشخصه های موتور مانند سرعت، زاویه افشانه سوخت، زمان شروع پاشش سوخت، نسبت تراکم و هندسه ی موتور ثابت ولی مدت زمان پاشش و جرم سوخت پاشش شده متغیر می باشند.

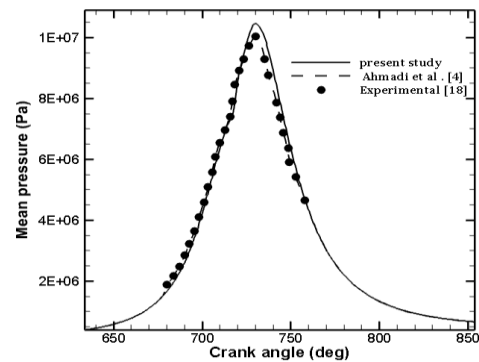
بحث بر روی نتایج

در این قسمت به منظور بررسی تاثیر تغییر هندسه نازل انژکتور و ایجاد جریان چرخشی افشانه سوخت بر روی عملکرد موتور، نتایج عددی حاصل در قالب رفتار هیدرودینامیکی، پارامترهای عملکردی موتور و میزان تولید آلاینده های خروجی ارائه شده است. در شکل ۱۵ مقدار جرم پاشش شده به درون محفظه احتراق در هر حالت آورده شده است. با توجه به این شکل بیشترین میزان جرم پاشش شده مربوط به نازل مخروطی همگرا دارای خان و کمترین مقدار آن مربوط به نازل مخروطی واگرا می باشد. در شکل های ۱۶ و ۱۷ تاثیر هندسه های مختلف نازل بر فشار و دمای متوسط داخل محفظه احتراق آورده شده است. چون تمام شرایط ابتدای تراکم و هندسه موتور برای حالات مختلف یکسان می باشند بنابراین دو عامل مقدار جرم سوخت پاشش شده و بازده احتراق موجب ایجاد اختلاف در فشار و بیشترین مقدار دما در حالات مختلف خواهند شد. افزایش بازده احتراق منجر به افزایش به سوختی سوخت شده و در نتیجه آن مقدار دما و فشار درون محفظه احتراق افزایش خواهد یافت. همچنین جرم سوخت پاشش شده بیشتر درون محفظه احتراق معادل با انرژی بیشتر بوده و در نتیجه دما و فشار درون محفظه احتراق نیز افزایش خواهد یافت. با توجه به تغییرات فشار و دما در حالات مختلف، بیشترین فشار و دما مربوط به نازل دارای خان می باشد که این به معنای رفتار احتراقی مناسب در این حالت نسبت به سایر حالات می باشد.

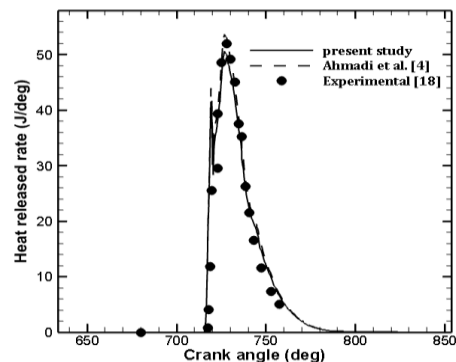


شکل ۱۵- میزان جرم پاشش شده درون سیلندر در هر حالت

در جدول ۵ مقدار توان، گشتاور و مصرف سوخت ویژه در هندسه های مختلف نازل برای یک سیکل کاری موتور به منظور مقایسه آورده شده است. با مقایسه نتایج عددی حاصل ارائه شده در این جدول می توان نتیجه گرفت که با تغییر هندسه نازل استوانه ای به مخروطی همگرا و ایجاد خان درون آن، عملکرد موتور مربوطه بهبود یافته است. زیرا مقدار مصرف سوخت ویژه به مقدار نسبتاً قابل توجهی کاهش یافته



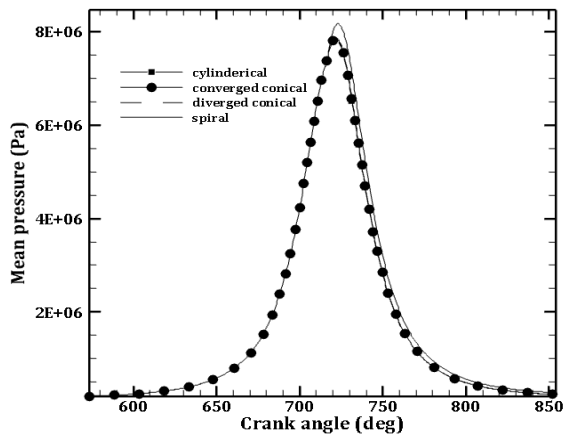
(الف)



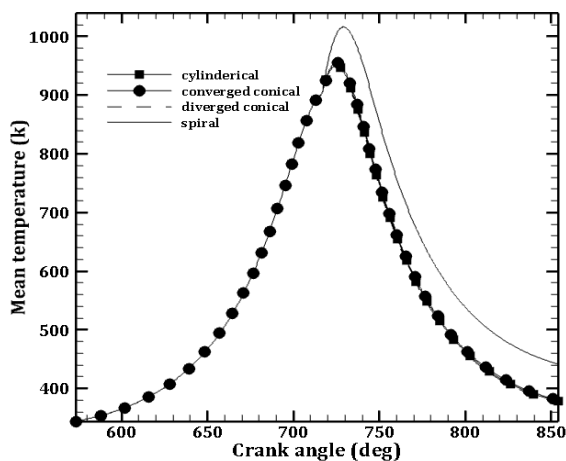
(ب)

شکل (۱۴): اعتبارسنجی نتایج عددی موتور با مقادیر تجربی، (الف) فشار متوسط درون سیلندر، (ب) نرخ حرارت آزاد شده

توجه به این شکل، در تمامی هندسه‌های مختلف نازل انژکتور، دوده به خوبی در انتهای فرایند احتراق اکسایش یافته و از بین می‌رود ولذا موتور از لحاظ تولید آلایندة دوده مشکلی ندارد.



شکل ۱۶- تغییرات فشار متوسط درون سیلندر برای حالات مختلف



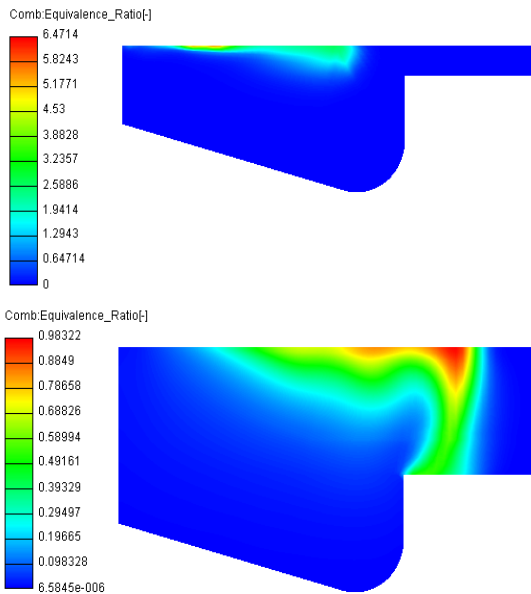
شکل ۱۷- تغییرات دمای متوسط درون سیلندر برای حالات مختلف

جدول ۵- نتایج عملکرد کلی موتور

مصرف سوخت ویژه [Kg/kwh]	توان [Kw]	گشتاور [Nm]	حالت	هندسه نازل (حالت)
۰/۳۱۶۶	۱/۹۲	۱۱/۴۷	۱	۱- استوانه
۰/۳۰۷۳	۲/۱۰	۱۲/۵۶	۲	۲- مخروط همگرا
۰/۳۲۵۴	۱/۷۵	۱۰/۴۷	۳	۳- مخروط واگرا
۰/۲۱۴۳	۳/۱۳	۱۸/۷۱	۴	۴- مخروط همگرا با خان

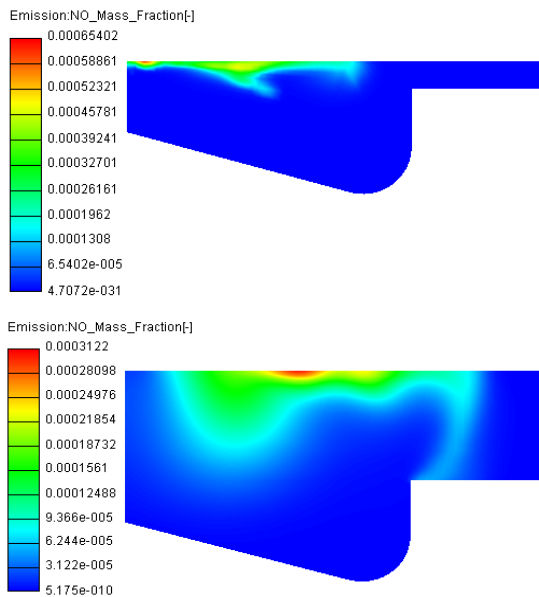
است. مصرف سوخت ویژه با تغییر هندسه و ایجادخان درون نازل به مقدار ۳۲/۳۱ درصد کاهش یافته است. همچنین میزان توان و گشتاور تولیدی موتور به مقدار قابل توجهی افزایش یافته است. این افزایش قابل توجه به دلیل افزایش جرم ورودی به درون محفظه احتراق و افزایش زاویه مخروطی افشانه می‌باشد که منجر به بهبود فرایند احتراق گردیده است. با تغییر هندسه نازل استوانه‌ای و ایجاد خان درون آن، توان تولیدی موتور از ۱/۹۲ کیلووات به ۳/۱۳ کیلووات رسیده است و این یعنی میزان توان تولیدی ۶۳ درصد افزایش یافته است. همچنین مقدار گشتاور تولیدی از ۱۱/۴۷ نیوتون متر در حالت نازل استوانه‌ای به ۱۸/۷۱ نیوتون متر رسیده است و این به معنی آن است که گشتاور تولیدی نیز ۶۳ درصد نسبت به حالت معمولی افزایش یافته است. با مقایسه عملکرد موتور برای هندسه‌های مختلف نازل در این مقاله می‌توان نتیجه گرفت که انژکتور با نازل دارای خان بهترین عملکرد را در میان سایر نازل‌ها دارد. با شروع فرایند احتراق و بالا رفتن دمای داخل سیلندر مقدار اکسید نیتروژن تولیدی افزایش می‌یابد. زیرا با شروع احتراق دمای موضعی داخل سیلندر افزایش یافته و نیتروژن شروع به تجزیه شدن در نقاط دما بالا می‌کند. مقدار این آلایندة پس از چند درجه از نقطه مرگ بالا به مقدار ثابت می‌رسد. چون در این حالت تمام سوخت می‌سوزد و نقاط دما بالا از بین می‌روند [۱]. در شکل ۱۸ میزان تولید آلایندة اکسید نیتروژن در حالات مختلف بر حسب زاویه میل لنگ آورده شده است. با توجه به این شکل می‌توان نتیجه گرفت که استفاده از نازل دارای خان موجب بهبود رفتار موتور از لحاظ تولید آلایندة اکسید نیتروژن شده است. حداکثر مقدار اکسید نیتروژن در نازل استوانه‌ای برابر با ۰/۶۵ و در نازل دارای خان برابر با ۰/۵۷ می‌باشد. بنابراین مقدار این آلایندة به مقدار ۱۲/۳ درصد کاهش یافته است. این در حالی است که میزان توان تولیدی در این حالت ۶۳ درصد افزایش یافته است. لذا نازل دارای خان به علت افزایش زاویه مخروطی افشانه، سوخت را به صورت یکنواخت‌تری درون سیلندر توزیع نموده است. در حالت نازل مخروط همگرا نسبت به نازل استوانه‌ای، میزان توان موتور و گشتاور تولیدی به ترتیب ۹/۳۷ درصد و ۹/۵ درصد افزایش و میزان مصرف سوخت ویژه ۲/۹۳ درصد کاهش یافته است. در حالت نازل مخروط واگرا نسبت به نازل استوانه‌ای، میزان توان موتور و گشتاور تولیدی به ترتیب ۸/۸۵ درصد و ۸/۷۱ درصد کاهش و میزان مصرف سوخت ویژه ۲/۷۷ درصد افزایش یافته است. در شکل ۱۹ میزان تولید آلایندة دوده در حالات مختلف بر حسب زاویه میل لنگ 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

در شکل ۲۱ کانتورهای دوبعدی توزیع نسبت هم‌آزبی درون محفظه احتراق در نقطه مرگ بالا و ۳۰ درجه پس از آن آورده شده است.

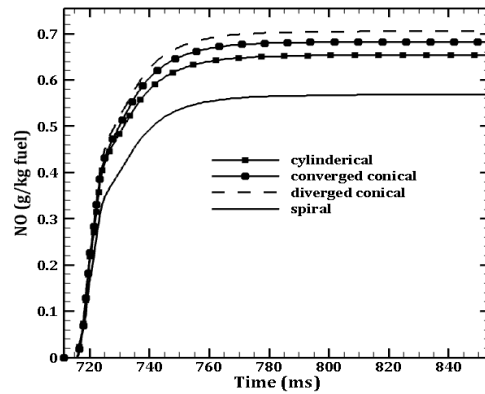


شکل ۲۱- توزیع نسبت هم‌آزبی درون محفظه احتراق در دو زاویه متفاوت پس از شروع پاشش

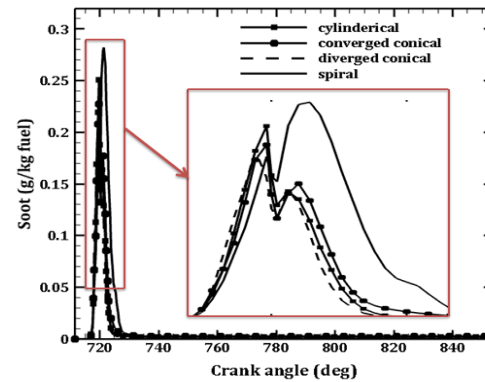
در شکل ۲۲ کانتورهای دوبعدی توزیع اکسید نیتروژن و در شکل ۲۳ کانتورهای دوبعدی مربوط به توزیع دوده درون محفظه احتراق در نقطه مرگ بالا و ۳۰ درجه پس از آن آورده شده است. با توجه به این شکل‌ها، آلاینده اکسید نیتروژن بیشتر در نقاط دما بالا و آلاینده دوده بیشتر در نقاط دما پایین تشکیل می‌شود. این دو آلاینده دارای رفتار متضاد می‌باشند و با کاهش یکی، دیگری افزایش می‌یابد.



شکل ۲۲- توزیع اکسید نیتروژن درون محفظه احتراق در دو زاویه متفاوت پس از شروع پاشش

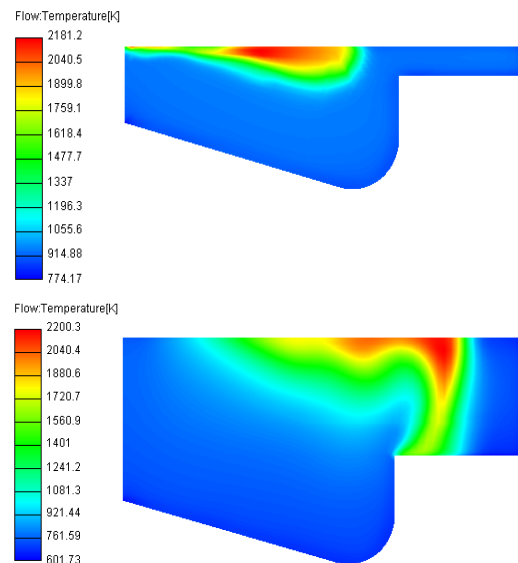


شکل ۱۸- تغییرات اکسید نیتروژن در حالات مختلف



شکل ۱۹- تغییرات دوده در حالات مختلف

در شکل ۲۰ کانتورهای دوبعدی توزیع دما درون محفظه احتراق در نقطه مرگ بالا و ۳۰ درجه پس از آن آورده شده است. با توجه به این شکل احتراق سوخت از قسمت مرکزی شروع شده و رفته رفته به سمت بدنه سیلندر حرکت می‌کند.

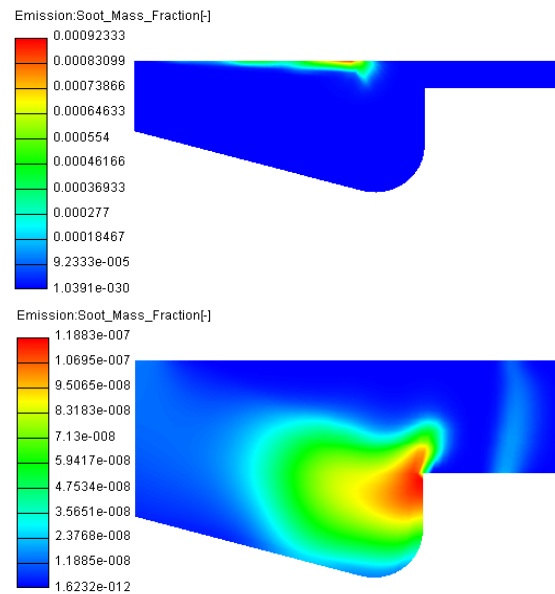


شکل ۲۰- توزیع دما درون محفظه احتراق در دو زاویه متفاوت پس از شروع پاشش

آلاینده‌های تولیدی در موتورهای دیزل، مزیت اصلی تغییر هندسه نازل سوخت و ایجاد شیار درون آن کاهش همزمان مصرف سوخت و آلاینده‌های تولیدی دوده و اکسیدهای نیتروژن به همراه افزایش توان و گشتاور تولیدی به دلیل افزایش زاویه مخروطی افشانه حاصل و کاهش برخورد آن با دیواره موتور می‌باشد که نسبت به سایر راهکارهای ارائه شده تاکنون می‌باشد که حائز اهمیت می‌باشد. همچنین کنترل مشخصات افشانه سوخت و موتور احتراق از طریق تنظیم مشخصات شیار ایجادشده درون نازل سوخت قابل انجام می‌باشد.

مراجع

- [1] R. Esmaelnadjad, M. T. Shervani-Tabar, M. Jafari, S. E. Razavi, 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, pp. 423-433, 2018 (in Persian).
- [2] H. Mohammadi, P. Jabbarzadeh, M. Jabbarzadeh, and M.T. Shervani-Tabar, "Numerical investigation on the hydrodynamics of the internal flow and spray behavior of diesel fuel in a conical nozzle orifice with the spiral rifling like guides", *Fuel*, vol. 196, no. 5, pp. 419-430, 2017.
- [3] M. Battistoni, C. Nazareno Grimaldi, "Numerical analysis of injector flow and spray characteristics from diesel injectors using fossil and biodiesel fuels," *Applied Energy*, vol. 97, pp.656-666, 2012.
- [4] S. M. Hosseini, R. Ahmadi, M. Mohebi, 3D Simulation of Performance and Pollution of Hydrogen-Diesel Combustion in Heavy Duty Engine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 3, pp. 177-186, 2017 (in Persian).
- [5] B. J. Bora and U. K. Saha, "Experimental evaluation of a rice bran biodiesel-biogas run dual fuel diesel engine at varying compression ratios," *Renewable energy*, vol. 87, pp. 782-790, 2016.
- [6] S. Hossainpour, and H. Rahhagh, "The Effect of Fuel Injection Type on Performance and Emissions in DI Diesel Engine with Mmultiple Injection", [MSc Thesis], Sahand University of Technology, 2005.
- [7] F. Ommi, K. Pourghasemi, V. Esfahanian, A. Mirmohammadi "Investigation on Effect of Multiple Injection on Performance and Emission Reduction in a DI Diesel Engine, *Amirkabir Journal of Science & Research (Mechanical Engineering)*. *AJSR - E*, Tehran, Iran, 2011 (in Persian).
- [8] A.H. Farajollahi, and 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 of Tabriz University*, Vol. 51, No. 3, , pp. 155-164, 2021(In Persian).
- [9] F. Jaliliantabar, B. Ghobadian and G.Najafi, "Optimizing the EGR rate, biodiesel fuel ratio and engine working mode using RSM method", *Journal of fuel and combustion*, Vol. 10, No.03, pp. 15-31, 2016.
- [10] H. Fujimoto, T. Mishikori, T. Tsumakoto, J.Senda, Modeling of atomization and vaporization process in flash boiling spray, *ICLASS-94 Conference*, France, 1994.
- [11] Avl List GmbH. *AVL Fire v. 2013, CFD solver*, Eulerian multiphase, 2013.



شکل ۲۳- توزیع دوده درون محفظه احتراق در دو زاویه متفاوت پس از شروع پاشش

تعارض منافع

هیچگونه تعارض منافی توسط نویسندگان بیان نشده است.

نتیجه گیری

در این مقاله به بررسی عددی تأثیر تغییر هندسه و ایجاد جریان چرخشی درون نازل بر روی مشخصات افشانه سوخت، عملکرد موتور و آلاینده‌های ناشی از آن‌ها با استفاده از نرم‌افزار فایر پراکته شده است. نتایج عددی مربوط به افشانه و موتور با انژکتور متداول آن با نتایج تجربی موجود اعتبارسنجی شده‌اند. تطابق قابل قبولی بین نتایج عددی و تجربی موجود به دست آمد. نتایج مربوط به توان تولیدی موتور، گشتاور، مصرف سوخت ویژه و انتشار آلاینده‌ها در محفظه احتراق برای هندسه‌های مختلف نازل مورد مقایسه قرار گرفت. استفاده از نازل دارای خان منجر به کاهش دما در نقاط دما بالای درون محفظه احتراق می‌شود. این امر تأثیر بسزایی در کاهش آلاینده‌ی اکسید نیتروژن داشت. مقدار مصرف سوخت ویژه با ایجاد خان درون نازل ۳۲ درصد کاهش یافت. با این تغییر مقدار آلاینده‌های تولیدی نیز کاهش یافتند. استفاده از نازل دارای خان و تغییر جرم پاشش موجب تغییر مقدار دوده در ابتدای فرایند احتراق گردیده ولی در ادامه فرایند احتراق دوده تولیدشده به خوبی اکسایش یافت. افزایش توان و گشتاور تولیدی و همچنین دما و فشار متوسط درون سیلندر، به منظور بررسی بیشتر نیاز به آنالیز تنش حرارتی و دینامیکی پیستون، سیلندر و شاتون دارد. با توجه به راهکارهای پیشنهاد شده به منظور بهینه‌سازی احتراق و کاهش

- [16] L. Postrioti, C.N. Grimaldi, M. Ceccobello, R. Di Gioia, Diesel common rail injection system behavior with different fuels, SAE Technical paper 2004-01-0029, 2004.
- [17] M. Mhlbauer, Modelling wall interactions of a high-pressure, hollow cone spray, [PhD thesis], Technical University of Darmstadt, 2009.
- [18] A.H. Farajollahi, and R. Firuzi, "Numerical investigation on the effect of nozzle geometry and needle lift profile on the cavitation flow and efficiency of the marine diesel engine injector," *Marine-Engineering*, vol. 16, no. 23, 2020, pp. 47-58, URL:<http://marine-eng.ir/article-1-827-fa.html> (In persian).
- [19] R. Tatschl 3D-CFD simulation of IC-engine flow, mixture formation and combustion with AVL FIRE. Combustion Engines Development, Springer Berlin Heidelberg, pp. 601-630, 2012.
- [12] F. Brusiani, S. Falfari, P. Pelloni, "Influence of the Diesel injector hole geometry on the flow conditions emerging from the nozzle," *68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2013, Energy Procedia*, vol. 45, pp. 749 – 758, 2014.
- [13] M. Battistoni, C.N. Grimaldi, Numerical analysis of injector flow and spray characteristics from diesel injectors using fossil and biodiesel fuels, *Applied Energy*, vol. 97, no. 1, pp. 656-666, 2012.
- [14] A.H. Farajollahi, R. Firuzi, M. Pourseifi, A. Mardani, M. Rostami, Numerical investigation of the effect of swirl and needle lift profile change on the diesel fuel spray behavior, *JER. 2019*, vol. 54, 2019, pp. 25-38 URL: <http://engineersearch.ir/article-1-692-fa.html>.
- [15] R.H. Perry, D.W. Green, *Perry's chemical engineer's handbook*, McGraw-Hill, 1997.