

بهینه‌سازی چندهدفی میکسر گاز طبیعی - هوا نوع ونتوری برای موتور دوسوخته

محمدعلی سالاری^۱، رفعت محمدی^{۲*}

^۱ کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران.

^۲ دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران.

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۱۲/۱۳؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۴/۰۳/۱۹؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۵/۰۷

چکیده

در گازسوز کردن موتورهای بنزینی، قطعه‌ی میکسر نقش کلیدی در عملکرد موتور ایفا می‌کند. در این پژوهش به شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی و بهینه‌سازی هندسی میکسر گاز طبیعی - هوا نوع ونتوری برای یک موتور دوسوخته پرداخته شده‌است. نتایج مطالعه‌ی پارامتری نشان داد که در میان پارامترهای هندسی مورد بررسی، افزایش تعداد اوریفیس‌ها از ۲ به ۸ بیشترین تأثیر را بر نسبت هوا به سوخت (۷۱٪ کاهش) و شاخص یکنواختی (۱۲۲٪ افزایش) دارد. پس از آن، تغییر قطر اوریفیس از ۱ به ۲/۵ میلی‌متر تأثیر بیشتری بر نسبت هوا به سوخت (۴۴٪ کاهش) و تغییر قطر گلوگاه از ۱۷ به ۲۰ میلی‌متر تأثیر بیشتری بر شاخص یکنواختی (۱۷٪ کاهش) داشته‌اند. بهینه‌سازی با الگوریتم ژنتیک چندهدفی برای کمینه‌سازی انحراف نسبت هوا به سوخت از مقدار استوکیومتری و بهینه‌سازی شاخص یکنواختی انجام شده‌است. نتایج بهینه‌سازی نشان داد که در هندسه‌ای با کمترین انحراف نسبت هوا به سوخت از مقدار استوکیومتری، این پارامتر و شاخص یکنواختی نسبت به حالت مبنا به ترتیب ۹۹٪ و ۳۹٪ کاهش می‌یابند. در مقابل، در هندسه‌ای با بیشترین شاخص یکنواختی، این پارامتر و انحراف نسبت هوا به سوخت نسبت به حالت مبنا به ترتیب به اندازه‌ی ۱۶٪ و ۳۲٪ با افزایش هم‌راهند.

کلمات کلیدی: میکسر؛ شبیه‌سازی عددی؛ بهینه‌سازی؛ نسبت هوا به سوخت؛ شاخص یکنواختی.

Multi-Objective Optimization of the Natural Gas-Air Venturi-Type Mixer for Bi-Fuel Engines

M. Salari¹, R. Mohammadi^{2,*}

¹ M.Sc., Mech. Eng., Arak Univ., Arak, Iran.

² Assoc. Prof., Mech. Eng., Arak Univ., Arak, Iran.

Abstract

In the conversion of gasoline engines to natural gas, the mixer plays a crucial role in engine performance. This study presents a three-dimensional numerical simulation and geometric optimization of a natural gas-air Venturi-type mixer for a bi-fuel engine. The parametric study revealed that among the examined geometric parameters, increasing the number of orifices from 2 to 8 had the most significant impact, reducing the air-to-fuel ratio by 71% and increasing the uniformity index by 122.7%. Additionally, increasing the orifice diameter from 1 to 2.5 mm had a greater effect on the air-to-fuel ratio (44% decrease), while increasing the throat diameter from 17 to 20 mm had a greater effect on the uniformity index (17.9% decrease). A multi-objective genetic algorithm was employed to minimize deviations of the air-to-fuel ratio from the stoichiometric value and to maximize the uniformity index. The optimization results showed that in the geometry with the lowest deviation from the stoichiometric air-to-fuel ratio, this deviation and the uniformity index decreased by 99% and 39.7%, respectively, compared to the base-mode. Conversely, in the geometry with the highest uniformity index, this parameter increased by 16%, while the air-to-fuel ratio deviation increased by 32.6% relative to the base-mode.

Keywords: Mixer; Numerical simulation; Optimization; Air-to-fuel ratio; Uniformity index.

۱- مقدمه

موتورهای احتراق داخلی بنزینی و دیزلی به طور گسترده‌ای در حوزه‌های مختلف همچون خودرو، حمل‌ونقل، ادوات کشاورزی، ابزارآلات صنعتی و ژنراتورهای تولید برق مورد استفاده قرار می‌گیرند. با این حال، مشکلات زیست‌محیطی و اقتصادی ناشی از مصرف این سوخت‌ها، توجه به سوخت‌های جایگزین را به عنوان راه‌حلی ضروری مطرح کرده است [۱] و [۲]. در این راستا، مطالعات متعددی در زمینه سوخت‌های جایگزین مانند سوخت‌های الکلی، بیوگاز، گاز طبیعی، ال‌پی‌جی و هیدروژن انجام شده است [۳]. در میان این سوخت‌ها، گاز طبیعی - که بخش عمده‌ی آن را گاز متان تشکیل می‌دهد - به دلیل ویژگی‌های منحصربه‌فردی همچون فراوانی، اقتصادی بودن، بالا بودن دمای خوداشتعالی، سبک‌تر بودن نسبت به هوا، بالا بودن عدد اکتان، احتراق پاک‌تر و ویژگی‌های مناسب زیست‌محیطی به عنوان گزینه‌ای جذاب برای موتورهای مطرح شده است [۴-۱۰]. استفاده از گاز طبیعی به عنوان سوخت موتور به اوایل قرن بیستم بازمی‌گردد. از سال ۱۹۳۰ برنامه‌ی توسعه خودروهای گازسوز در ایتالیا و فرانسه آغاز و در ایران، اولین طرح گازسوز کردن خودروها در سال ۱۳۵۶ در شیراز اجرا شد [۱۱].

از نظر نحوه‌ی کاربرد دو سوخت مختلف، موتورهای گازسوز به دو دسته‌ی موتورهای دوگانه‌سوز^۱ و موتور دوسوخته^۲ تقسیم می‌گردند. این دو اصطلاح علیرغم شباهت ظاهری، از نظر عملکرد فنی تفاوت‌های اساس دارند؛ هرچند در منابع و صنایع گاه به صورت نادرست و به جای هم به کار می‌روند. تفاوت اصلی موتورهای دوگانه‌سوز با دوسوخته در نحوه استفاده هم‌زمان یا متناوب از سوخت‌ها است. موتورهای دوگانه‌سوز معمولاً بر پایه‌ی موتورهای دیزلی ساخته می‌شوند و از گاز طبیعی به عنوان سوخت اصلی استفاده می‌کنند؛ ولی طراحی آن‌ها به گونه‌ای است که از سوخت دیزل به عنوان سوخت کمکی برای شروع احتراق گاز بهره می‌برند. مبنای

عملکرد این موتورهای سیکل تراکم است و فرآیند احتراق شامل دو نوع "اشتعال" و "سوختن" متفاوت است که این ترکیب به نامگذاری آنها به دوگانه‌سوز منجر شده است. در مقابل، موتورهای دوسوخته بر پایه طراحی اولیه موتورهای بنزینی ساخته شده‌اند و قابلیت استفاده از هر یک از دو سوخت بنزین یا گاز طبیعی را به صورت مستقل دارند. در این موتورها، سیستم سوخت‌رسانی گاز به عنوان جایگزین بنزین عمل می‌کند و هر یک از سوخت‌ها به تنهایی می‌توانند موتور را به حرکت درآورند.

برای استفاده از گاز طبیعی، باید در سیستم سوخت‌رسانی تغییراتی ایجاد شود. به این منظور، تجهیزاتی که استفاده از سوخت گاز را در موتورهای بنزینی امکان‌پذیر می‌کنند بر روی موتور نصب می‌گردند که به مجموعه‌ی آن‌ها، کیت تبدیل^۳ گفته می‌شود. کیت‌های تبدیل را می‌توان به چهار نسل دسته‌بندی کرد که کیت‌های نسل اول، مکانیکی و ساده هستند و کلیدی‌ترین بخش آن‌ها، میکسر گاز طبیعی - هوا^۴ است که گاز و هوا را در دهانه‌ی ورودی کاربراتور مخلوط می‌کند و باید برای هر موتور به طور منحصربه‌فرد طراحی گردد [۱۱].

یکی از پارامترهای مهم بر عملکرد و آلاینده‌گی موتورها نسبت هوا به سوخت^۵ است. این نسبت در حالتی که مقدار هوای کافی برای سوختن کامل سوخت وجود دارد به عنوان نسبت استوکیومتری^۶ شناخته می‌شود. اگر این پارامتر بیشتر از مقدار استوکیومتری باشد، مخلوط رقیق و اگر کمتر باشد مخلوط غلیظ خواهد بود. انحراف از مقدار استوکیومتری می‌تواند منجر به کاهش توان و افزایش آلاینده‌ها شود [۱۲ و ۱۳]. همچنین، همگن^۷ بودن مخلوط سوخت و هوا نقش مهمی در عملکرد موتور دارد. مخلوط همگن (یکنواخت) به بهبود بازده احتراق و کاهش آلاینده‌ها کمک می‌کند. در مقابل، مخلوط ناهمگن می‌تواند منجر به احتراق ناقص و افت عملکرد کلی شود [۱۴-۱۶]؛ بنابراین، طراحی میکسرهایی که بتوانند

^۱ Dual-Fuel Engines^۲ Bi-Fuel Engines^۳ Conversion Kit^۴ Natural Gas-Air Mixer^۵ Air to Fuel Ratio (AFR)^۶ Stoichiometric^۷ Homogenous

مخلوط سوخت و هوا را به صورت همگن و با نسبتی نزدیک به مقدار استوکیومتری مهیا کنند از اهمیت بسیاری برخوردار است [۱۷-۱۹].

با توجه به نقش مهم میکسر در عملکرد موتورهای گازسوز، تحقیقات زیادی پیرامون طراحی و بررسی عملکرد میکسرهای سوخت و هوا انجام شده و میکسرهای نوع ونتوری از محبوبیت بالایی برای محققان برخوردار بوده است. از جمله تحقیقات انجام شده در زمینه میکسرهای سوخت و هوا می توان به پژوهش‌های گرجی بندپی و کاظمی سنگسری [۲۰] و سوتار [۲۱] اشاره کرد که در آن از دینامیک سیالات محاسباتی^۱ برای طراحی و تحلیل میکسر نوع ونتوری برای موتور دوسوخته استفاده کردند. آن‌ها دریافتند میکسر با تعداد سوراخ تزریق گاز بیشتر، مخلوط سوخت و هوای همگن‌تری ایجاد می‌کند. طراحی میکسر نوع ونتوری با استفاده از شبیه‌سازی در نرم‌افزار STAR-CD توسط داناردونو و همکاران [۲۲] انجام شد. آن‌ها نمونه میکسر اولیه را با استفاده از تجهیزات آزمایشگاهی بررسی و سپس، با ایجاد مدل محاسباتی به ایجاد تغییراتی در آن پرداختند و طرحی مناسب را جهت استفاده در یک موتور با کاربرد تولید برق پیشنهاد نمودند. بورا و همکاران [۲۳] رفتار جریان در میکسر گاز نوع ونتوری جدید را برای موتور دوگانه‌سوز بررسی کردند و با ارزیابی کانتورهای فشار، آشفته‌گی، سرعت و غلظت سوخت دریافتند که طرح جدید در مقایسه با طرح موجود همگنی اختلاط سوخت و هوا را بهبود می‌دهد. در تحقیق دیگری که توسط یوسف و همکاران [۲۴] انجام شده است، استفاده از گاز طبیعی فشرده^۲ در موتور گازسوز با بررسی رفتار جریان متان و هوا در میکسر با استفاده از CFD ارزیابی شده است. آن‌ها با آزمایش میکسر شبیه‌سازی شده بر موتور دوگانه‌سوز و مقایسه‌ی آن با موتور دیزل بدون میکسر، دریافتند که موتور دوگانه‌سوز، توان بیشتر و آلایندگی کمتری را نسبت به موتور معمولی داراست. سایی و همکاران [۲۵] نیز رفتار جریان متان و هوا را در یک میکسرکتور نوع ونتوری به صورت عددی تحلیل نمودند. عبدالوهاب و همکاران [۲۶] میکسر را در دو حالت تزریق گاز یک‌طرفه و دوطرفه شبیه‌سازی کردند و دریافتند که تزریق دوطرفه منجر به

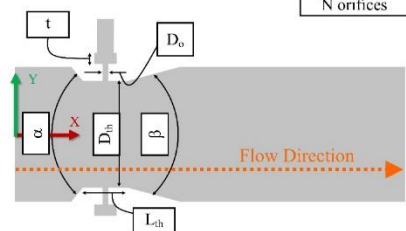
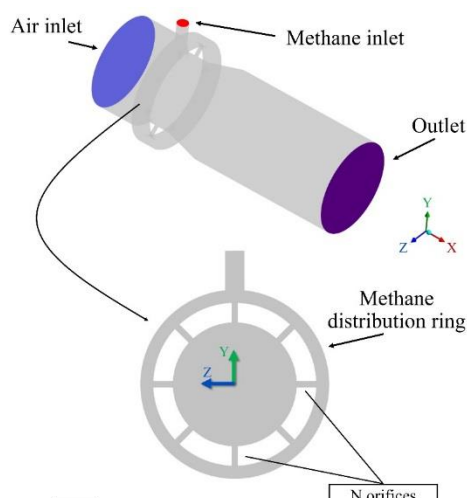
مخلوط همگن‌تر می‌شود. ابوسری و همکاران [۲۷] با استفاده از CFD و تکنیک تاگوچی به تحلیل میکسر نوع ونتوری پرداختند. شبیه‌سازی میکسرهای به‌منظور بررسی سه پارامتر تعداد سوراخ‌های تزریق گاز، قطر سوراخ‌ها و عمق نفوذ سوراخ‌ها در نرم‌افزار STAR-CCM+ انجام شد. آن‌ها دریافتند که عمق نفوذ سوراخ‌ها در گلوگاه ونتوری پارامتری مهم است که به طور قابل توجهی بر اختلاط تأثیرگذار است. در تحقیقی دیگر، چاندکار و دنبات [۲۸] طراحی و تحلیل CFD یک میکسر ونتوری هوا - بیوگاز را برای استفاده در موتور دوگانه-سوز ارائه کردند. آن‌ها میکسر را در نرم‌افزار CONVERGE CFD شبیه‌سازی نمودند و پی بردند که افت فشار در طول میکسر به سرعت اولیه در ورودی بیوگاز بستگی دارد و همچنین سرعت بالا در گلوگاه منجر به افزایش آشفته‌گی در قسمت واگرای میکسر می‌شود. داس و همکاران [۲۹] نیز یک میکسر نوع ونتوری را برای موتور دوگانه‌سوز با استفاده از نرم‌افزار ANSYS شبیه‌سازی کردند. آن‌ها شبیه‌سازی‌ها را برای پنج ترکیب با درصدهای مختلف از بیوگاز و گاز مولد^۳ انجام دادند و برای ارزیابی کیفیت اختلاط به تحلیل رفتار جریان، افت فشار، سرعت و آشفته‌گی جریان در میکسر پرداختند. از دیگر مطالعات تجربی در زمینه تأثیر میکسر در عملکرد موتورهای دوگانه‌سوز می‌توان به پژوهش آریانی و همکاران [۳۰] اشاره کرد. در این تحقیق، اثر به‌کارگیری میکسر در مینیفولد ورودی موتور دوگانه‌سوز دیزل-گاز طبیعی فشرده در شرایط بار جزئی بررسی شده است. نتایج نشان داد استفاده از میکسر به تنهایی بهبود محسوسی در کیفیت احتراق یا کاهش آلاینده‌ها ایجاد نمی‌کند، اما طراحی مناسب آن از نظر اندازه قطر، محل سوراخ‌ها و فراهم‌سازی مخلوط همگن در نسبت سوخت به هوای مطلوب، نقش کلیدی در بهینه‌سازی عملکرد موتور دارد.

مرور تحقیقات انجام‌شده در زمینه‌ی میکسرهای گاز طبیعی - هوا نشان می‌دهد که اغلب تحقیقات برای موتورهای دوگانه‌سوز صورت گرفته و طراحی میکسر برای موتورهای دوسوخته چندان مورد توجه نبوده است. در موتورهای دوگانه‌سوز که پایه‌ی طراحی آن‌ها موتورهای دیزلی است،

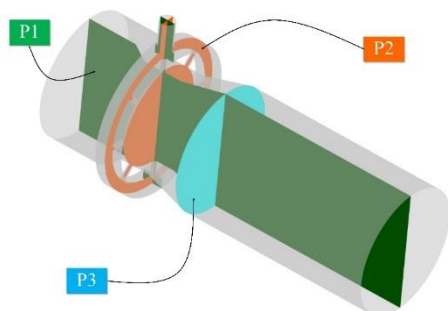
¹ Computational Fluid Dynamics (CFD)

² CNG

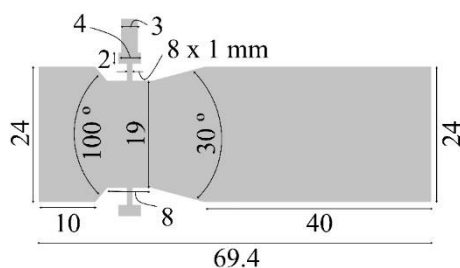
³ Producer Gas



(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۱- هندسه میکسر نوع ونتوری؛ (الف) نماهای ایزومتریک و برش خورده، (ب) صفحات نام‌گذاری شده و (ج) ابعاد در حالت مبنا به میلی‌متر

مخلوط‌سازی گاز و هوا در شرایط عملکردی متفاوتی، مانند فشار و دبی بالا، صورت می‌گیرد و گاز طبیعی با کمک سوخت کمکی دیزل احتراق می‌یابد. در مقابل، موتورهای دوسوخته که بر پایه طراحی موتور بنزینی هستند، گاز طبیعی در بازه‌هایی از عملکرد موتور به‌عنوان تنها سوخت مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این موتورها، فرآیند احتراق تنها با جرقه‌زنی انجام می‌شود و کیفیت اختلاط گاز و هوا در میکسر نقش کلیدی در حصول احتراق کامل و پایدار دارد؛ به‌گونه‌ای که میکسر باید نسبت هوا به سوخت مناسب و یکنواختی بالا در مخلوط را به‌طور هم‌زمان تأمین کند.

همچنین اغلب پژوهش‌های پیشین تنها به تحلیل تأثیر تعداد محدودی از پارامترهای هندسی در میکسر بسنده کرده و از رویکردهای بهینه‌سازی، به‌ویژه بهینه‌سازی چندهدفی، استفاده نکرده‌اند. در پژوهش حاضر، طراحی بهینه هندسی میکسر نوع ونتوری برای موتور دوسوخته شرکت "فرا توسعه کیاسا" جهت کاربرد در ژنراتورهای تولید برق با رویکرد بهینه‌سازی چندهدفی انجام شده است. دو هدف اصلی در این طراحی، شامل حداکثرسازی همگنی مخلوط و تنظیم دقیق نسبت هوا به سوخت در نظر گرفته شده‌اند. برای این منظور، ابتدا به مطالعه‌ی پارامترهای هندسی میکسر پرداخته می‌شود. سپس، بهینه‌سازی هندسی میکسر انجام می‌پذیرد. در این راستا، از روش دینامیک سیالات محاسباتی و شبیه‌سازی سه‌بعدی در نرم‌افزار آنسیس فلوئنت^۱ استفاده می‌گردد.

۲- مدل هندسی میکسر

در این مقاله، جریان هوا و گاز طبیعی در میکسر نوع ونتوری مورد مطالعه قرار می‌گیرد. میکسر ونتوری دارای چهار قسمت اصلی ناحیه‌ی همگرا، ناحیه‌ی گلوگاه، ناحیه‌ی واگرا و ناحیه‌ی تزریق می‌باشد. مدل‌سازی هندسه به‌صورت سه‌بعدی برای بررسی اثر پارامترهای طول گلوگاه (L_{th})، زاویه‌ی همگرا (α)، زاویه‌ی واگرا (β)، قطر سوراخ‌های تزریق گاز (اوریفیس‌ها) (D_o)، تعداد اوریفیس‌ها (N)، قطر گلوگاه (D_{th}) و ضخامت رینگ توزیع گاز (t) انجام می‌پذیرد. شکل ۱ هندسه‌ی میکسر، پارامترهای هندسی مذکور، صفحات نام‌گذاری شده و ابعاد هندسه در حالت مبنا را نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که صفحه‌ی P3 در انتهای ناحیه‌ی واگرا واقع است.

^۱ ANSYS Fluent

۳- شبیه‌سازی عددی

۳-۱- معادلات حاکم

در این شبیه‌سازی، سیالات عامل هوا و متان هستند. جریان به‌صورت دائم، غیر واکنشی و با استفاده از مدل انتقال گونه‌ها مدل‌سازی شده است [۲۰ و ۲۴]. همچنین با توجه به اینکه عدد ماخ جریان بسیار پایین (کمتر از ۰/۳) است، تغییرات چگالی ناشی از تغییر فشار ناچیز بوده و بنابراین اثرات تراکم‌پذیری قابل صرف‌نظر است. ویژگی‌های هوا و متان در جدول ۱ دیده می‌شود.

جدول ۱- خواص اولیه‌ی مواد (بر اساس مقادیر پیش‌فرض در نرم‌افزار فلوئنت)

متان	هوا
چگالی (kg/m ³)	۰/۶۶۷۹
ویسکوزیته (Pa.s)	۰/۰۰۰۰۱۷۸۹۴
وزن مولکولی (kg/kmol)	۲۸/۹۶۶۰۰
ضریب دیفیوژن (m ² /s)	۰/۰۰۰۰۲۸۸

حل عددی بر اساس معادلات پیوستگی و ناویر - استوکس در حالت سه‌بعدی، دائم و تراکم‌ناپذیر انجام می‌پذیرد. معادلات بقای جرم و مومنتوم به ترتیب در روابط (۱) و (۲) قابل مشاهده‌اند [۳۱].

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (1)$$

$$\rho(\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{u} \quad (2)$$

در روابط (۱) و (۲)، $\vec{u}$ نشان‌دهنده‌ی بردار سرعت، ρ چگالی، p فشار، و μ ویسکوزیته‌ی دینامیکی است. عدد رینولدز در قسمت ورودی میکسر در حدود ۵۴۰۰ است. بنابراین جریان به‌صورت مغشوش در نظر گرفته می‌شود. از آنجایی که مدل توربولانسی Standard k-ε برای شبیه‌سازی میکسر گاز - هوا مناسب گزارش شده‌است [۲۰، ۲۲، ۳۲-۳۵]، در این تحقیق از این مدل استفاده شده‌است. مدل Standard

k-ε مدل توربولانسی دو معادله‌ای بر اساس معادلات انرژی جنبشی توربولانس (k) و نرخ اتلاف توربولانس (ε) است که به ترتیب در روابط (۳) و (۴) آورده شده‌اند [۳۶ و ۳۷].

$$\rho(\vec{u} \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k - \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\rho(\vec{u} \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (P_k) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

در روابط (۳) و (۴)، μ_t نشان‌دهنده‌ی ویسکوزیته‌ی توربولانس، σ_k و σ_ε اعداد پراشتل توربولانس به ترتیب برای k و ε ، P_k تولید انرژی جنبشی توربولانس و $C_{1\varepsilon}$ و $C_{2\varepsilon}$ ثابت‌های مدل می‌باشند.

به منظور پیش‌بینی توزیع گونه‌های گازی در میدان جریان، از مدل انتقال گونه‌ها^۱ استفاده شده است. این مدل امکان دنبال‌کردن کسر جرمی هر گونه (Y) را از طریق حل معادله‌ی جابه‌جایی - دیفیوژن^۲ فراهم می‌کند. این معادله در رابطه (۵) قابل مشاهده است [۳۷].

$$\nabla \cdot (\rho \vec{u} Y) = \nabla \cdot \left(\rho \left(D + \frac{\mu_t}{\rho S c_t} \right) \nabla Y \right) + S \quad (5)$$

در رابطه (۵)، D نشان‌دهنده‌ی ضریب دیفیوژن برای گونه‌ی مدنظر، $S c_t$ عدد توربولانس اشمیت و S ترم منبع که بیانگر میزان تولید یا مصرف گونه‌ی مدنظر است. پارامتر نسبت هوا به سوخت برای موتورهای احتراق داخلی بر اساس رابطه (۶) محاسبه می‌شود [۱۳].

$$AFR = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (6)$$

در رابطه (۶)، AFR نشان‌دهنده‌ی نسبت هوا به سوخت، $\dot{m}_a$ دبی جرمی هوای ورودی و $\dot{m}_f$ دبی جرمی سوخت ورودی است. مقدار نسبت هوا به سوخت استوکیومتری برای سوخت

¹ Species Transport Model

² Convection-Diffusion Equation

۳-۳- شرایط مرزی

برای به‌دست‌آوردن شرایط مرزی، موتور شرکت فرا توسعه کیاسا - که یک موتور چهارزمانه، اشتعال جرقه‌ای، ثابت، تک‌سیلندر با حجم ۲۲۷ سی‌سی و نسبت تراکم ۹/۲ است - به‌صورت یک‌بعدی در نرم‌افزار جی‌تی سوئیت^۵ شبیه‌سازی شده است. شبیه‌سازی عملکرد موتور در سرعت ۱۵۰۰ دور بر دقیقه انجام می‌گیرد. قابل ذکر است که فشار محیط برابر ۱۰۰ کیلوپاسکال فرض می‌گردد.

ورود هوا از محیط به موتور توسط دریچه‌ی گاز کنترل می‌شود. هنگامی افزایش دور موتور رخ می‌دهد که دریچه‌ی گاز بیشتر باز گردد و جرم هوای بیشتری وارد موتور شود. لذا شرط مرزی ورودی هوای میکسر از نوع جریان جرمی ورودی می‌باشد و دبی جرمی آن معادل ۰/۰۱۸۲۷ کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته و کسر جرمی گونه‌ی هوا برای ورودی هوا برابر ۱ قرار داده می‌شود. موتور موردنظر با توجه به کاربرد آن در ژنراتورهای تولید برق، از گاز شهری ایران به‌عنوان سوخت استفاده می‌کند و میکسر به‌طور مستقیم به جریان گاز شهری متصل می‌شود. لذا شرط مرزی ورودی گاز میکسر از نوع فشار ورودی و مقدار نسبی آن معادل ۱۷۲۳/۶۹ پاسکال (برابر فشار گاز در لوله‌های گاز شهری یعنی ۰/۲۵ پی‌اس‌آی) است و کسر جرمی گونه‌ی هوا برای ورودی متان برابر صفر قرار داده می‌شود. شرط مرزی خروجی میکسر از نوع فشار خروجی است که با توجه به محل نصب میکسر قبل از سیلندر و کاهش فشار در راهگاه‌های منتهی به آن، فشار کمی کمتر از فشار محیط و مقدار نسبی آن معادل ۲۹۳/۳۵ پاسکال است؛ همچنین دیواره‌ی جامد به‌صورت صلب در نظر گرفته شده و شرط عدم لغزش روی آن برقرار است. شار دیفیوژن نیز بر روی دیواره صفر فرض می‌شود.

۳-۴- شبکه‌بندی و آزمون استقلال از شبکه

برای انجام آزمون استقلال از شبکه، نتایج پنج شبکه‌بندی با تعداد ۲۹۹۴۲۶، ۴۹۹۷۸۸، ۷۰۰۴۷۱، ۹۰۰۸۱۱ و ۱۱۰۰۷۰۷ سلول برای هندسه‌ی حالت مبنا مورد بررسی قرار گرفت.

متان برابر ۱۷/۲ می‌باشد [۳۸ و ۳۹]. پارامتر شاخص یکنواختی^۱ برای ارزیابی همگنی مخلوط سوخت و هوا به کار می‌رود و بر اساس رابطه (۷) محاسبه می‌گردد [۴۰ و ۴۱].

$$UI = 1 - \frac{1}{2} \frac{\sum_{j=1}^n |Y_j - Y_{mean}| a_j}{a Y_{mean}} \quad (7)$$

در رابطه (۷)، UI نشان‌دهنده‌ی شاخص یکنواختی توزیع گونه‌ی موردنظر، Y_j کسر جرمی محلی گونه‌ی موردنظر در سلول j ام، Y_{mean} کسر جرمی متوسط گونه‌ی موردنظر، a_j مساحت محلی سلول j ام و a مساحت مقطعی است که UI بر آن محاسبه می‌شود. کسر جرمی متوسط طبق رابطه (۸) به دست می‌آید. در روابط (۷) و (۸)، j نشان‌دهنده‌ی شماره‌ی سلول مش محلی و n تعداد سلول‌های مش در مقطع مدنظر است. مقدار پارامتر UI همیشه بین صفر و ۱ است که مقدار صفر بیانگر عدم اختلاط به‌طور مطلق و مقدار ۱ نشان‌دهنده‌ی اختلاط کامل مخلوط است.

$$Y_{mean} = \frac{1}{A} \sum_{j=1}^n Y_j a_j \quad (8)$$

۳-۲- روش حل

در کار حاضر، جریان تراکم‌ناپذیر فرض می‌گردد. بنابراین حلگر مبتنی بر فشار^۲ - که اغلب برای جریان‌های تراکم‌ناپذیر استفاده می‌شود [۳۷] - برای حل عددی به روش حجم محدود^۳ در نرم‌افزار انسیس فلوئنت نسخه‌ی ۲۰۱۹ استفاده می‌شود. طرح جفت‌شده^۴ برای جفت‌سازی فشار - سرعت استفاده می‌شود و رویکرد کمینه مربعات بر اساس سلول برای گسسته‌سازی گرادیان مورد استفاده قرار می‌گیرد. همچنین رویکرد مرتبه دوم برای گسسته‌سازی فشار انتخاب می‌گردد و برای گسسته‌سازی معادلات مومنتوم، انرژی جنبشی توربولانس، و نرخ اتلاف توربولانس رویکرد بالادست مرتبه دوم استفاده می‌شود.

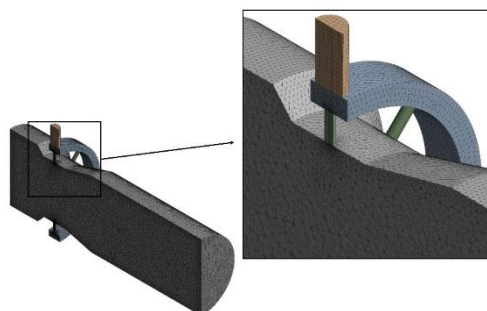
¹ Uniformity Index (UI)

² Pressure-Based

³ Finite Volume Method (FVM)

⁴ Coupled

⁵ GT-Suite



شکل ۳- نمای برش خورده از شبکه‌بندی

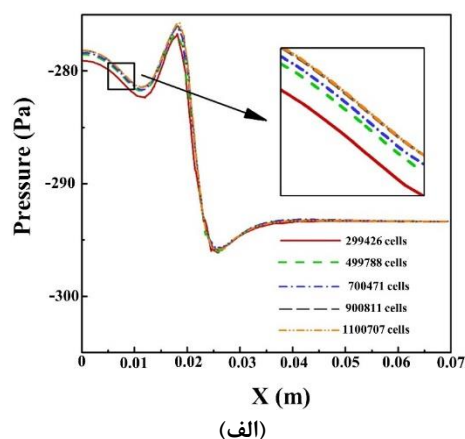
۴- نتایج و بحث

۴-۱- صحت سنجی نتایج

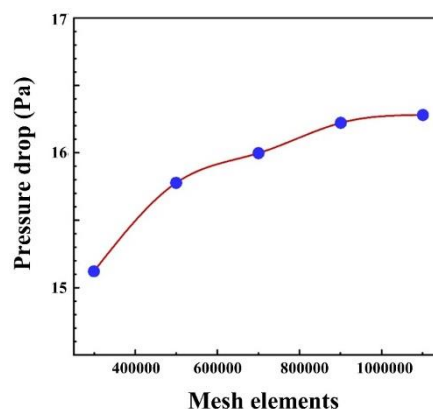
برای انجام صحت سنجی، نتایج شبیه‌سازی با نتایج مطالعه‌ی عددی یوسف و همکاران [۲۴] مقایسه شده‌است. به این منظور، هندسه‌ی میکسر مطابق با مقاله‌ی مرجع، که دارای چهار سوراخ تزریق متان است، ترسیم شده‌است. در این هندسه طول ورودی برابر با ۴۵ میلی‌متر، طول بخش همگرا ۸۵ میلی‌متر، طول گلوگاه ۳۰ میلی‌متر، طول بخش واگرا ۸۸/۲۶ میلی‌متر، قطر ورودی و خروجی ۵۰ میلی‌متر، قطر گلوگاه ۳۷/۶ میلی‌متر و قطر سوراخ‌های تزریق متان ۲ میلی‌متر در نظر گرفته شده‌است. شرایط مرزی نیز بر اساس داده‌های مقاله‌ی مرجع تعیین شده‌اند. در مرز ورودی هوا، شرط مرزی سرعت ثابت برابر با ۱/۵ متر بر ثانیه اعمال شده‌است. برای ورودی سوخت، شرط مرزی فشار استاتیکی ثابت با مقدار صفر پاسکال استفاده شده‌است. در مرز خروجی نیز فشار برابر با منفی ۱۰ پاسکال در نظر گرفته شده‌است [۲۴].

در شکل ۴ نتایج شبیه‌سازی حاضر با داده‌های مرجع [۲۴] برای کسر جرمی متان در طول میکسر (از ابتدای قسمت همگرا تا انتهای قسمت واگرا) مقایسه شده‌است. تطابق مناسبی میان نتایج مشاهده می‌شود. حداکثر خطای نسبی بین دو مجموعه داده، برابر با ۲۱/۸ درصد است که علت این خطا ممکن است تفاوت‌های جزئی در هندسه باشد.

نمودار تغییرات فشار در خط مرکزی و تغییرات افت فشار بر حسب تعداد المان شبکه در شکل ۲ مشاهده می‌گردد.



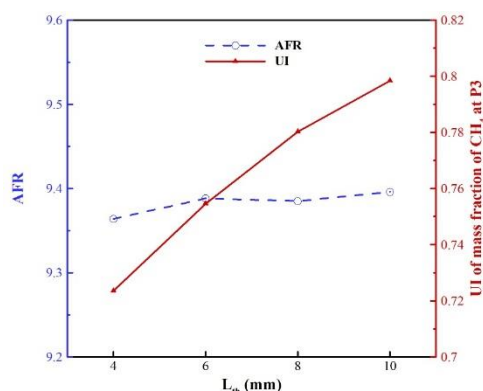
(الف)



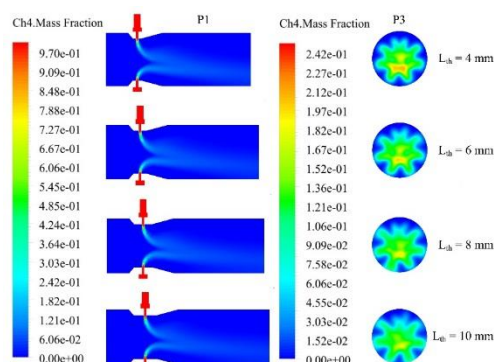
(ب)

شکل ۲- (الف) تغییرات فشار در خط مرکزی و (ب) تغییرات افت فشار به ازای شبکه‌بندی‌های مختلف برای میکسر حالت مبنا

با توجه به نمودار شکل ۲، تغییرات نتایج با افزایش تعداد المان‌ها از ۹۰۰۸۱۱ المان اندک است و ریزتر کردن المان‌های شبکه فقط موجب افزایش هزینه محاسباتی می‌شود؛ بنابراین شبکه‌بندی با تعداد ۹۰۰۸۱۱ المان برای شبیه‌سازی مناسب است. در فرایند شبکه‌بندی دامنه حل، از مش ترکیبی استفاده شده است. در نواحی با هندسه‌ی پیچیده، مش بدون ساختار شامل المان‌های چهاروجهی به کار رفته و در نواحی با هندسه‌ی منظم‌تر، از المان‌های ساخت‌یافته‌ی شش‌وجهی استفاده شده است. در شکل ۳ نمایی از شبکه‌بندی ملاحظه می‌گردد.



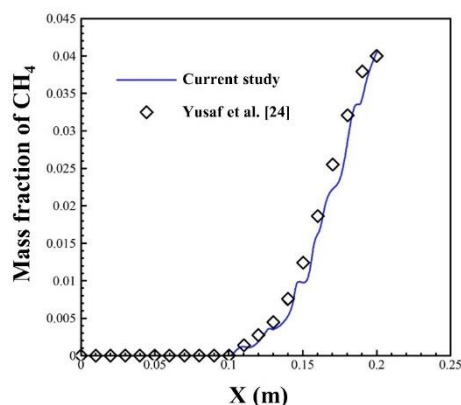
(الف)



(ب)

شکل ۵- اثر طول گلوگاه بر الف) نسبت هوا به سوخت و
 شاخص یکنواختی، و ب) توزیع کسر جرمی متان در
 صفحات P1 و P3

مطابق شکل ۵-الف مشاهده می‌شود که در بازه‌ی مورد بررسی، تأثیر طول گلوگاه بر نسبت هوا به سوخت بسیار ناچیز است، به‌طوری‌که بیشینه‌ی تغییرات این نسبت ۰/۴ درصد بوده است. در مقابل، همانطور که از نتایج نمودار شکل ۵-الف و کانتورهای شکل ۵-ب برمی‌آید، تأثیر طول گلوگاه بر یکنواختی مخلوط محسوس‌تر است؛ به گونه‌ای که با افزایش طول گلوگاه میکسر از ۴ به ۱۰ میلی‌متر، مقدار شاخص یکنواختی در صفحه‌ی P3 از ۰/۷۲ به ۰/۸ افزایش یافته است. افزایش طول گلوگاه، فضای بیشتری برای اختلاط متان و هوا فراهم می‌کند و در نتیجه بهبود در یکنواختی مخلوط را به دنبال دارد.



شکل ۴- مقایسه‌ی مقادیر کسر جرمی در طول میکسر با
 نتایج عددی مرجع [۲۴]

۴-۲- بررسی نتایج در حالت مبنا

شبیه‌سازی میکسر در حالت مبنا نشان می‌دهد که مقدار دبی جرمی ورودی متان برابر ۰/۰۰۰۱۹۵ کیلوگرم بر ثانیه، نسبت هوا به سوخت برابر ۹/۳۸۵ و شاخص یکنواختی کسر جرمی متان در صفحه‌ی P3 برابر ۰/۷۸ است. نسبت هوا به سوخت برای حالت مبنا از مقدار استوکیومتری ۱۷/۲ برای سوخت متان کمتر است و بنابراین میکسر حالت مبنا، مخلوط غلیظی از سوخت را وارد سیلندر می‌کند. برای دستیابی به درک بهتر برای بهینه‌سازی میکسر موردنظر، انجام مطالعه بر روی پارامترهای هندسی میکسر ضروری به نظر می‌آید.

۴-۳- مطالعه‌ی پارامتری

در این قسمت، تأثیر هفت پارامتر هندسی بر عملکرد میکسر بررسی می‌شود. در هر بخش، یک پارامتر هندسی تغییر کرده و بقیه پارامترها در مقدار مبنا ثابت هستند.

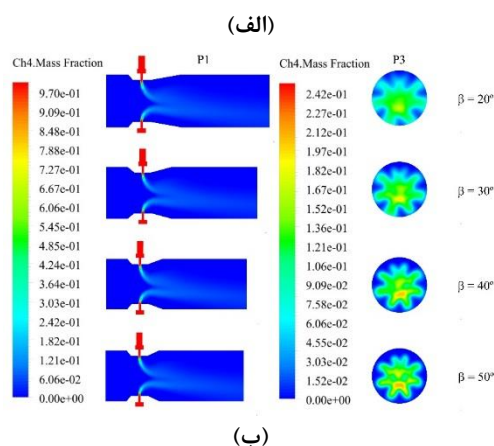
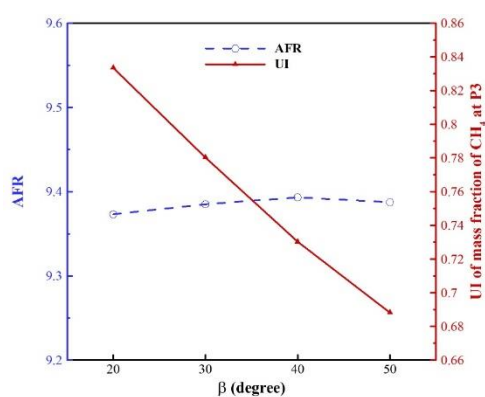
۴-۳-۱- تأثیر طول گلوگاه

شکل ۵ تغییرات شاخص یکنواختی کسر جرمی متان در صفحه‌ی P3 و نسبت هوا به سوخت را بر حسب طول گلوگاه، و همچنین توزیع کسر جرمی متان در صفحات P1 و P3 برای مقادیر مختلف طول گلوگاه را نشان می‌دهد.

تغییرات زاویه همگرا در ناحیه‌ای از میکسر اتفاق می‌افتد که پیش از تزریق سوخت قرار دارد و در نتیجه تأثیر مستقیمی بر فرآیند اختلاط ندارد.

۳-۳-۴- تأثیر زاویه‌ی واگرا

تغییرات نسبت هوا به سوخت و شاخص یکنواختی کسر جرمی متان در صفحه‌ی P3 بر حسب زاویه‌ی واگرا و همچنین توزیع کسر جرمی متان در صفحات P1 و P3 برای مقادیر مختلف زاویه‌ی واگرا در شکل ۷ قابل مشاهده است.

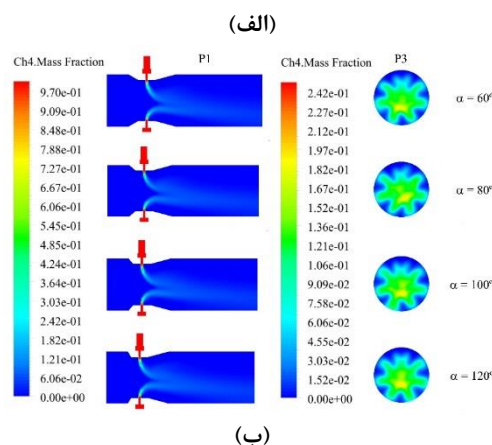
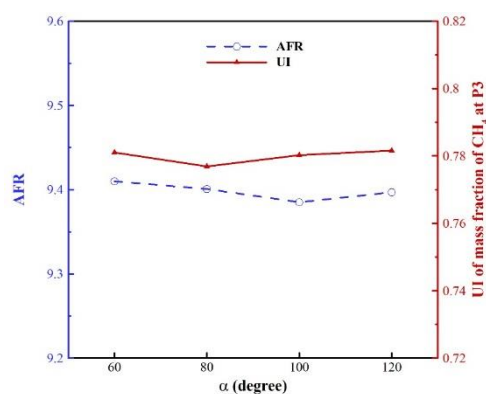


شکل ۷- اثر زاویه‌ی واگرا بر (الف) نسبت هوا به سوخت و شاخص یکنواختی، و (ب) توزیع کسر جرمی متان در صفحات P1 و P3

از نمودار شکل ۷-الف می‌توان نتیجه گرفت که بیشینه‌ی تغییرات نسبت هوا به سوخت برابر با ۰/۲ درصد است؛ بنابراین می‌توان گفت در بازه‌ی مورد بررسی، زاویه‌ی واگرا تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر نسبت هوا به سوخت ندارد؛ همچنین مطابق

۴-۳-۲- تأثیر زاویه‌ی همگرا

تغییرات نسبت هوا به سوخت و شاخص یکنواختی کسر جرمی متان در صفحه‌ی P3 بر حسب زاویه‌ی همگرا و همچنین توزیع کسر جرمی متان در صفحات P1 و P3 برای مقادیر مختلف این زاویه، در شکل ۶ نشان داده شده‌اند.



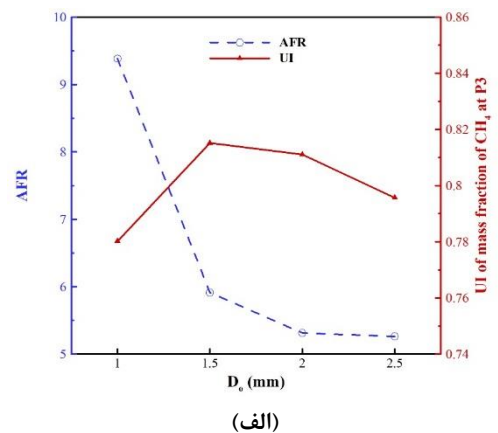
شکل ۶- اثر زاویه‌ی همگرا بر (الف) نسبت هوا به سوخت و شاخص یکنواختی، و (ب) توزیع کسر جرمی متان در صفحات P1 و P3

مطابق نمودار شکل ۶-الف، بیشینه‌ی تغییرات نسبت هوا به سوخت در محدوده‌ی بررسی شده حدود ۰/۲ درصد است و بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که زاویه همگرا تأثیر قابل توجهی بر نسبت هوا به سوخت ندارد؛ همچنین، بر اساس نمودار شکل ۶-الف و کانتورهای شکل ۶-ب، تغییر زاویه همگرا تأثیر چشمگیری بر همگنی مخلوط نیز نشان نمی‌دهد؛ به طوری که بیشینه‌ی تغییرات شاخص یکنواختی در این بازه کمتر از ۰/۶ درصد است. دلیل این موضوع آن است که

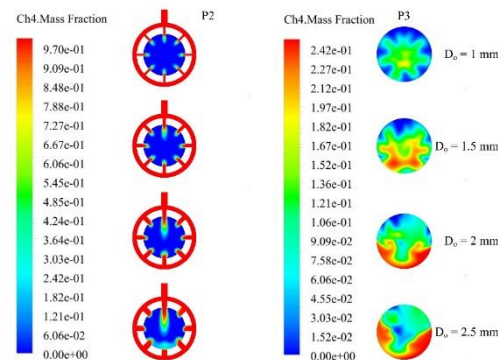
نمودار شکل ۷-الف و کانتورهای شکل ۷-ب، افزایش زاویه‌ی واگرای میکسر از ۲۰ به ۵۰ درجه باعث کاهش شاخص یکنواختی از ۰/۸۳ به ۰/۶۹ شده است. علت این پدیده آن است که با افزایش زاویه‌ی واگرا، طول ناحیه واگرا کاهش یافته و در نتیجه زمان و فضای کمتری برای اختلاط متان و هوا فراهم می‌شود. به همین دلیل، شاخص یکنواختی در صفحه‌ی P3 که در انتهای ناحیه‌ی واگرا قرار دارد، کاهش می‌یابد.

۴-۳-۴- تأثیر قطر اوریفیس

در شکل ۸، تغییرات نسبت هوا به سوخت و شاخص یکنواختی کسر جرمی متان در صفحه‌ی P3 بر حسب قطر اوریفیس و همچنین توزیع کسر جرمی متان در صفحات P2 و P3 برای مقادیر مختلف قطر اوریفیس دیده می‌شود.



(الف)



(ب)

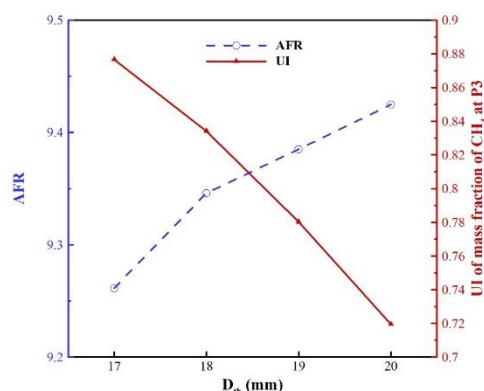
شکل ۸- اثر قطر اوریفیس بر (الف) نسبت هوا به سوخت و شاخص یکنواختی، و (ب) توزیع کسر جرمی متان در صفحات P2 و P3

افزایش قطر اوریفیس با ثابت بودن فشار ورودی سوخت، موجب کاهش مقاومت هیدرودینامیکی و در نتیجه افزایش دبی جرمی متان ورودی به میکسر می‌شود. مطابق نمودار شکل ۸-الف، این افزایش دبی جرمی متان، کاهش ۴۴ درصدی نسبت هوا به سوخت را به دنبال دارد. از سوی دیگر، جت‌های سوخت قوی‌تر ناشی از افزایش قطر اوریفیس می‌توانند به بهبود اختلاط کمک کنند. با این حال، اگر قطر اوریفیس بیش از حد افزایش یابد، توزیع جت‌ها در فضای میکسر نامتوازن می‌شود و در چنین شرایطی، با وجود افزایش دبی سوخت، شاخص یکنواختی کاهش می‌یابد. بر اساس نمودار شکل ۸-الف و کانتورهای شکل ۸-ب، مشخص است که با افزایش قطر اوریفیس از ۱ به ۱/۵ میلی‌متر، شاخص یکنواختی بهبود یافته و بعد از آن شاخص یکنواختی کاهش می‌یابد. البته تأثیر کلی قطر اوریفیس بر کیفیت اختلاط زیاد نیست و در بازه‌ی مورد بررسی، بیشترین تغییرات شاخص یکنواختی ۴/۵ درصد بوده است.

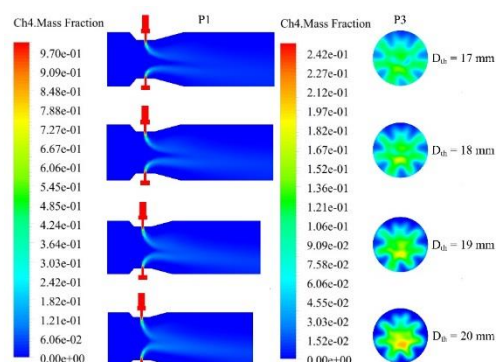
۴-۳-۵- تأثیر تعداد اوریفیس

تغییرات نسبت هوا به سوخت و شاخص یکنواختی کسر جرمی متان در صفحه‌ی P3 بر حسب تعداد اوریفیس و همچنین توزیع کسر جرمی متان در صفحات P2 و P3 برای تعداد اوریفیس‌های مختلف در شکل ۹ قابل ملاحظه است.

بر اساس نمودار شکل ۹-الف، افزایش تعداد اوریفیس‌ها موجب کاهش نسبت هوا به سوخت شده است. با توجه به اینکه در این مطالعه فشار ورودی سوخت و قطر اوریفیس‌ها ثابت در نظر گرفته شده، افزایش تعداد اوریفیس‌ها باعث افزایش دبی جرمی کل سوخت ورودی به میکسر می‌شود. از آنجا که دبی هوا ثابت است، این افزایش دبی سوخت منجر به کاهش نسبت هوا به سوخت می‌شود، به گونه‌ای که نسبت مذکور تا حدود ۷۱ درصد کاهش یافته است؛ همچنین طبق نمودار شکل ۹-الف، افزایش تعداد اوریفیس‌ها از ۲ به ۸ سبب بهبود قابل توجه یکنواختی مخلوط شده و شاخص یکنواختی از مقدار ۰/۳۵ به ۰/۷۸ افزایش یافته است. همان‌گونه که در کانتورهای شکل ۹-ب نیز مشاهده می‌شود، افزایش تعداد اوریفیس‌ها منجر به توزیع متقارن‌تر و متعادل‌تر سوخت در ناحیه پس از گلوگاه شده و با کاهش تمرکز محلی سوخت، بهبود اختلاط و افزایش یکنواختی مخلوط را در پی داشته است.

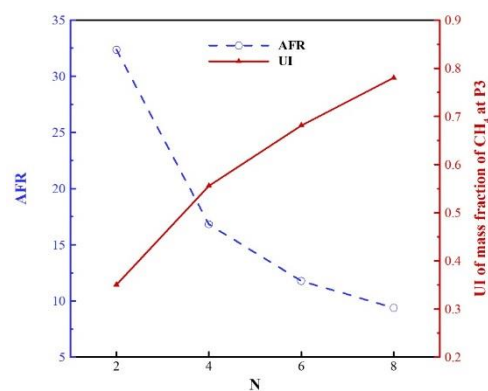


(الف)

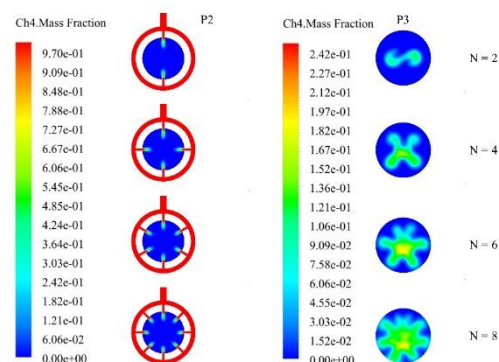


(ب)

شکل ۱۰- اثر قطر گلوگاه بر الف) نسبت هوا به سوخت و شاخص یکنواختی، و ب) توزیع کسر جرمی متان در صفحات P1 و P3



(الف)



(ب)

شکل ۹- اثر تعداد اوریفیس بر الف) نسبت هوا به سوخت و شاخص یکنواختی، و ب) توزیع کسر جرمی متان در صفحات P2 و P3

۴-۳-۶- تأثیر قطر گلوگاه

در شکل ۱۰ تغییرات نسبت هوا به سوخت و شاخص یکنواختی کسر جرمی متان در صفحه‌ی P3 بر حسب قطر گلوگاه و همچنین توزیع کسر جرمی متان در صفحات P1 و P3 برای مقادیر مختلف قطر گلوگاه مشاهده می‌شود.

مطابق نمودار شکل ۱۰-الف، با افزایش قطر گلوگاه نسبت هوا به سوخت افزایش می‌یابد؛ به گونه‌ای که این نسبت در بازه‌ی مورد بررسی ۱/۷ درصد افزایش نشان می‌دهد. علت این پدیده آن است که افزایش قطر گلوگاه موجب کاهش سرعت هوا در این ناحیه می‌شود. با کاهش سرعت جریان، اثر مکش ناشی از ونتوری تضعیف شده و در نتیجه دبی سوخت مکیده‌شده از اوریفیس‌ها کمتر می‌شود.

۴-۳-۷- تأثیر ضخامت رینگ توزیع گاز

در شکل ۱۱، تغییرات نسبت هوا به سوخت و شاخص یکنواختی کسر جرمی متان در صفحه‌ی P3 بر حسب ضخامت رینگ توزیع و همچنین توزیع کسر جرمی متان در صفحات

همچنین با توجه به نمودار شکل ۱۰-الف و کانتورهای شکل ۱۰-ب، افزایش قطر گلوگاه از ۱۷ به ۲۰ میلی‌متر سبب کاهش شاخص یکنواختی از مقدار ۰/۸۸ به ۰/۷۲ می‌گردد. این رفتار به این دلیل است که در قطرهای کمتر، سرعت جریان مخلوط افزایش پیدا می‌کند و گرادیان سرعت شدیدتر و آشفتگی بیشتری در ناحیه پس از گلوگاه ایجاد می‌شود. در نتیجه ذرات متان به طور مؤثرتری با هوا مخلوط می‌گردند و همگنی در قطرهای کمتر افزایش می‌یابد.

همچنین با توجه به نمودار شکل ۱۱-الف و کانتورهای شکل ۱۱-ب، تغییرات زیادی در میزان شاخص یکنواختی اتفاق نمی‌افتد و بیشینه‌ی تغییرات شاخص یکنواختی در این حالت برابر ۱/۲ درصد است.

۵- بهینه‌سازی

در بخش قبل جهت بررسی تأثیر هر پارامتر بر عملکرد موتور، پارامترهای دیگر در مقادیر مبنا ثابت فرض شده بودند. جهت بررسی تأثیر تغییرات همزمان پارامترها بر عملکرد موتور، لازم است بهینه‌سازی موتور مدنظر قرار گیرد. با توجه به این که هم نسبت هوا به سوخت و هم شاخص یکنواختی از پارامترهای مهم در عملکرد موتور هستند، لازم است بهینه‌سازی با دو تابع هدف انجام شود. در این مقاله از روش الگوریتم ژنتیک چندهدفی^۱ برای به‌دست‌آوردن مجموعه جواب بهینه پارتو استفاده می‌گردد و به این منظور مازول بهینه‌سازی مستقیم^۲ نرم‌افزار انسیس ورکبنچ مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۵-۱- متغیرهای طراحی و توابع هدف

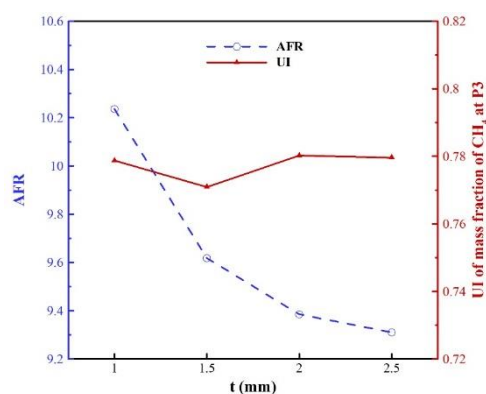
در مسائل بهینه‌سازی، به متغیرهای مستقل که محدودیت‌های مسئله را تعیین می‌کنند متغیرهای طراحی گفته می‌شود. نیازهای مسئله نیز با توابع هدف تعیین می‌گردد. برای بهینه‌سازی در این مقاله، متغیرهای طراحی، پارامترهای هندسی مورد بررسی در بخش مطالعه پارامتری و توابع هدف، به‌حداقل‌رساندن میزان انحراف نسبت هوا به سوخت از مقدار استوکیومتری سوخت متان و به حداکثر رساندن شاخص یکنواختی کسر جرمی متان در صفحه‌ی P3 می‌باشند. برای هدف اول مورد اشاره، تابع انحراف نسبت هوا به سوخت از مقدار استوکیومتری مطابق رابطه (۹) تعریف می‌شود.

$$DFS = |AFR - 17.2| \quad (9)$$

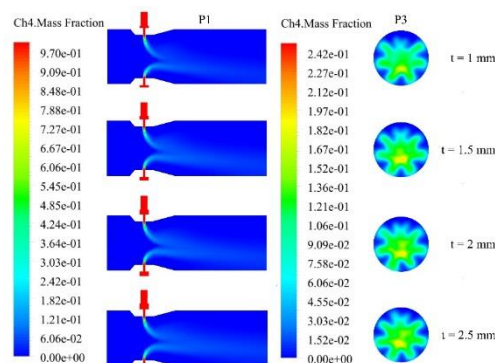
در رابطه (۹)، DFS تابع انحراف نسبت هوا به سوخت از مقدار ۱۷/۲ و AFR نشان‌دهنده‌ی نسبت هوا به سوخت است. در مجموع، توابع هدف و متغیرهای طراحی مطابق رابطه (۱۰) می‌باشند.

P1 و P3 برای ضخامت‌های مختلف رینگ توزیع نشان داده شده است.

افزایش ضخامت رینگ توزیع، با کاهش مقاومت هیدرولیکی مسیر انتقال سوخت از لوله‌ی ورودی به اوریفیس‌ها، باعث افزایش دبی جرمی متان در میکسر می‌شود. از آنجا که در این مطالعه دبی هوای عبوری ثابت در نظر گرفته شده، افزایش دبی سوخت منجر به کاهش نسبت هوا به سوخت شده است. مطابق نمودار شکل ۱۱-الف، با افزایش ضخامت رینگ توزیع گاز در بازه‌ی مورد بررسی، نسبت هوا به سوخت ۹/۱ درصد کاهش یافته است.



(الف)



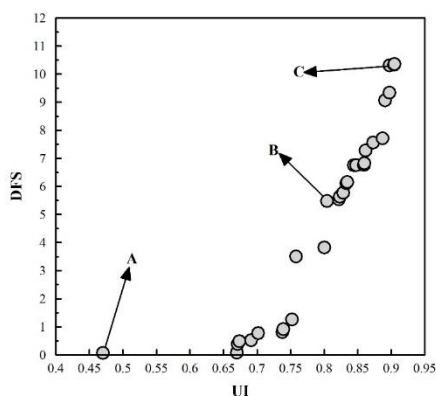
(ب)

شکل ۱۱- اثر ضخامت رینگ توزیع بر الف) نسبت هوا به سوخت و شاخص یکنواختی، و ب) توزیع کسر جرمی متان در صفحات P1 و P3

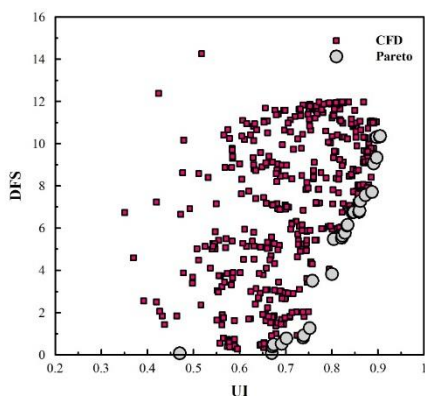
¹ Multi-Objective Genetic Algorithm (MOGA)

² Direct Optimization

شکل ۱۳ نتایج پارتو حاصل از بهینه‌سازی، همراه با نمودار نتایج تمام نقاط حل شده توسط الگوریتم ژنتیک و مرز پارتو^۱ را نمایش می‌دهد. نتایج پارتو شامل ۳۱ نقطه است که طراح با توجه به هدف مدنظر می‌تواند از بین آن‌ها انتخاب نماید. از میان نقاط مذکور، سه نقطه که در شکل ۱۳-الف با حروف A تا C نام‌گذاری شده‌اند برای تحلیل بیشتر انتخاب می‌شوند.



(الف)



(ب)

شکل ۱۳-الف) نتایج پارتو و ب) تمام نتایج بهینه‌سازی

در شکل ۱۳-الف، نقاط A و C به ترتیب در ابتدا و انتهای مرز پارتو قرار دارند و نقطه‌ی میانی B هم بر اساس الگوریتم خوشه‌بندی K-میانگین^۲ انتخاب شده‌است.

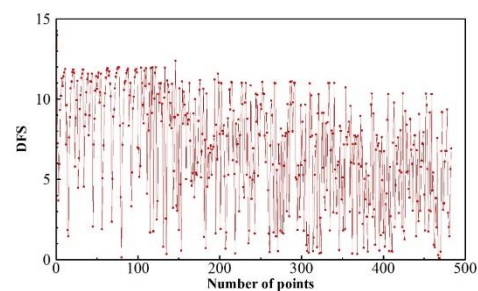
اطلاعات مربوط به متغیرهای طراحی و توابع هدف برای نقاط A تا C و نیز حالت مبنا در جدول ۲ مشاهده می‌شود. بر

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Min: } DFS = f_1(L_{th}, \alpha, \beta, D_o, N, D_{th}, t) \\ \text{Max: } UI = f_2(L_{th}, \alpha, \beta, D_o, N, D_{th}, t) \\ \text{Subject to: } \begin{array}{l} 4 \leq L_{th} \leq 10 \text{ (mm)} \\ 60 \leq \alpha \leq 120 \text{ (degree)} \\ 20 \leq \beta \leq 50 \text{ (degree)} \\ 1 \leq D_o \leq 2.5 \text{ (mm)} \\ N = 2, 3, 4, 5, 6, 7 \text{ and } 8 \\ 17 \leq D_{th} \leq 20 \text{ (mm)} \\ 1 \leq t \leq 2.5 \text{ (mm)} \end{array} \end{array} \right. \quad (10)$$

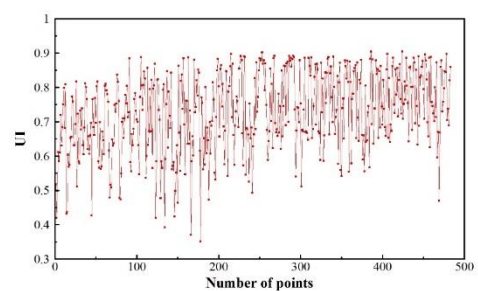
فرایند بهینه‌سازی با هفت متغیر طراحی و دو تابع هدف ذکر شده، تحت شرایط مرزی متناظر با دور موتور ۱۵۰۰ دور بر دقیقه و با اندازه‌ی جمعیت اولیه برابر ۱۰۰، به منظور یافتن راه‌حل‌های بهینه انجام می‌پذیرد.

۵-۲- نتایج بهینه‌سازی

بهینه‌سازی با الگوریتم ژنتیک چندهدفی، پس از ۴۸۳ مرحله به پایان رسید. مقادیر DFS و UI به ازای نقاط مختلف در فرایند بهینه‌سازی در شکل ۱۲ ملاحظه می‌شود.



(الف)



(ب)

شکل ۱۲- مقادیر توابع هدف در نقاط طراحی مختلف

الگوریتم بهینه‌سازی: الف) DFS و ب) UI

^۱ Pareto Front

^۲ K-Means Clustering Algorithm

اساس جدول ۲، نقطه‌ی A دارای بهترین مقدار DFS و بدترین مقدار UI و نقطه‌ی C دارای بهترین مقدار UI و بدترین مقدار DFS است.

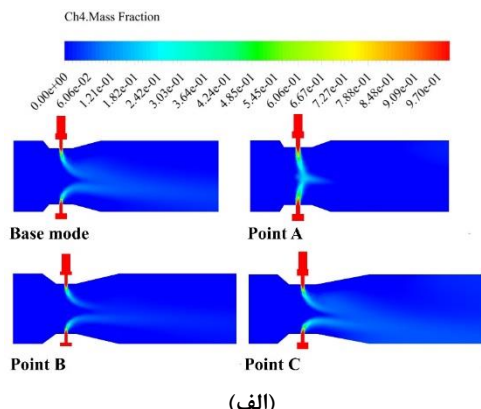
جدول ۲- اطلاعات مربوط به نقاط نام‌گذاری شده روی نمودار پارتو

C	B	A	Base mode	
۹/۳۸۴	۶/۷۱۳	۹/۴۳۰	۸/۰۰۰	L_{th} (mm)
۸۱/۴	۷۲/۳	۱۱۶/۲	۱۰۰/۰	α (degree)
۲۱/۵	۲۶/۳	۳۹/۶	۳۰/۰	β (degree)
۱/۲۴۵	۱/۰۱۲	۱/۳۵۶	۱/۰۰۰	D_o (mm)
۸	۶	۲	۸	N
۱۷/۰۵	۱۷/۰۶۰	۱۹/۵۰	۱۹/۰۰	D_{th} (mm)
۹		۱	۰	t (mm)
۲/۳۳۷	۱/۱۹۳	۲/۳۳۱	۲/۰۰۰	
۶/۸۳۹	۱۱/۷۱	۱۷/۲۷	۹/۳۸۵	AFR
۱۰/۳۶۱	۵/۴۸۳	۰/۰۷۳	۷/۸۱۵	DFS
۰/۹۰۴	۰/۸۰۴	۰/۴۷۰	۰/۷۸۰	UI
۸	۳	۲	۲	

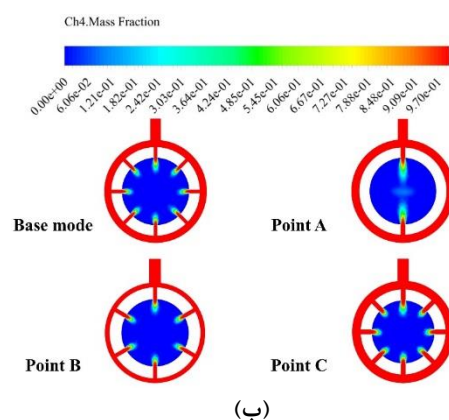
متغیرهای طراحی

هدف

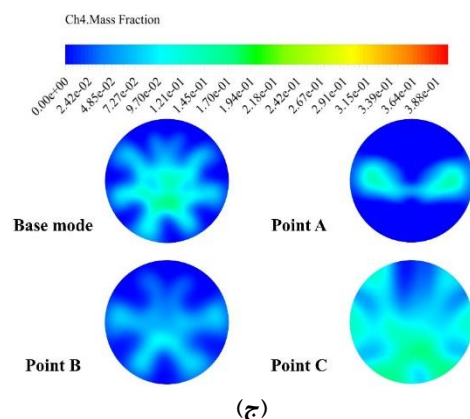
توزیع متان در صفحات P1، P2 و P3 برای نقاط A، B، C و همچنین حالت مبنا در شکل ۱۴ آورده شده است. در شکل ۱۴-ج مشاهده می‌شود که میکسر با ابعاد متناظر با نقطه‌ی C بیشترین میزان همگنی متان و هوا را ایجاد می‌کند، در حالی که میکسر با ابعاد نقطه‌ی A کمترین میزان همگنی را نشان می‌دهد. مقادیر شاخص یکنواختی ارائه شده در جدول ۲ نیز این نتیجه را تأیید می‌کنند. در مقابل، در میکسر با ابعاد نقطه‌ی C نسبت هوا به سوخت از مقدار استوکیومتری بیشترین فاصله را دارد؛ اما در میکسر با ابعاد نقطه‌ی A، نسبت هوا به سوخت در نزدیک‌ترین حالت به مقدار استوکیومتری است.



(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۱۴- کسر جرمی متان در صفحه‌ی الف (P1، ب (P2 و ج) برای نقاط A، B، C و حالت مبنا

۶- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این مقاله، عملکرد یک میکسر گاز طبیعی - هوا از نوع ونتوری، در موتور اشتعال جرقه‌ای دوسوخته، با استفاده از شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی مورد بررسی قرار گرفت. به‌منظور تعیین شرایط مرزی لازم برای شبیه‌سازی

بلندمدت آسیب به موتور شود؛ بنابراین، شاخص یکنواختی نیز نقش کلیدی در تضمین عملکرد روان و قابلیت اطمینان موتور دارد. با این حال، با توجه به اینکه در این مطالعه موتور مورد بررسی از نوع تک سیلندر بوده است، در اولویت بندی میان دو هدف، کاهش انحراف نسبت هوا به سوخت در جایگاه نخست قرار دارد.

این پژوهش، چارچوبی برای طراحی بهینه‌ی میکسرهای گاز طبیعی-هوا ارائه می‌دهد که می‌تواند با توجه به نیازها و شرایط خاص موتورهای مختلف مورد استفاده قرار گیرد. در راستای توسعه و تکمیل پژوهش حاضر، انجام مطالعات آینده در چند زمینه پیشنهاد می‌شود. نخست، ساخت و ارزیابی تجربی نمونه‌های بهینه‌شده‌ی میکسر و آزمایش آن‌ها بر روی موتورهای تحقیقاتی می‌تواند به بررسی صحت و اعتبار نتایج عددی کمک کند و امکان مقایسه‌ی عملکرد واقعی با پیش‌بینی‌های شبیه‌سازی را فراهم سازد؛ همچنین، تحلیل عملکرد میکسر در شرایط کاری مختلف، به‌ویژه در دوره‌های متفاوت موتور، برای ارزیابی پایداری و کیفیت اختلاط مخلوط در گستره‌ی وسیع‌تری از شرایط عملیاتی اهمیت دارد. در نهایت، طراحی و بررسی سازوکارهای نوین برای میکسر گاز طبیعی-هوا، به‌ویژه فراتر از ساختارهای متداول مانند ونتوری، می‌تواند زمینه‌ساز بهبود بیشتر در عملکرد باشد.

۷- سپاسگزاری

این تحقیق با حمایت و پشتیبانی شرکت فرا توسعه کیاسا صورت پذیرفته است.

۸- فهرست علائم و نشانه‌ها

a	مساحت کلی مقطع، m^2
AFR	نسبت هوا به سوخت
a _j	مساحت محلی برای سلول زام، m^2
CFD	دینامیک سیالات محاسباتی
CNG	گاز طبیعی فشرده
C _{1e} , C _{2e}	ثابت‌های مدل توربولانسی
D	ضریب دیفیوژن، m^2/s
DFS	انحراف نسبت هوا به سوخت از مقدار
	استوکیومتری
D ₀	قطر اوریفیس، mm

سه‌بعدی میکسر در نرم‌افزار انسیس فلونت، ابتدا مدل یک‌بعدی موتور شرکت فرا توسعه کیاسا در نرم‌افزار جی‌تی سوئیت اجرا شد. سپس عملکرد میکسر، در حالت مبنا شبیه‌سازی گردید.

در ادامه، مطالعه‌ی پارامتری جهت بررسی تأثیر هفت پارامتر هندسی میکسر شامل طول گلوگاه، زاویه همگرا، زاویه واگرا، قطر اوریفیس‌ها، تعداد اوریفیس‌ها، قطر گلوگاه و ضخامت رینگ توزیع گاز بر عملکرد آن انجام شد. در هر حالت، نسبت هوا به سوخت و شاخص یکنواختی مخلوط متان - هوا به‌عنوان مشخصه‌های عملکردی میکسر محاسبه و تحلیل شدند. در میان پارامترهای مورد بررسی، تعداد اوریفیس‌های تزریق گاز به عنوان مؤثرترین عامل بر هر دو شاخص عملکردی میکسر شناخته شد؛ به طوری که افزایش تعداد اوریفیس‌ها از ۲ به ۸ منجر به کاهش ۷۱ درصدی نسبت هوا به سوخت و افزایش ۱۲۲/۷ درصدی شاخص یکنواختی گردید. پس از آن، قطر اوریفیس و ضخامت رینگ بیشترین تأثیر را بر نسبت هوا به سوخت نشان دادند (به ترتیب با کاهش ۴۴ و ۹/۱ درصدی). همچنین، قطر گلوگاه و زاویه‌ی واگرا بیشترین تأثیر را بر شاخص یکنواختی داشتند (به ترتیب با کاهش ۱۷/۹ و ۱۶/۸ درصدی).

در نهایت، با بهره‌گیری از الگوریتم ژنتیک چندهدفی، هندسه‌ی میکسر با دو هدف کمیته‌سازی انحراف نسبت هوا به سوخت از مقدار استوکیومتری و بیشینه‌سازی شاخص یکنواختی بهینه‌سازی شد. بررسی نقاط نمودار پارتو نشان داد که در هندسه‌ای که کمترین انحراف نسبت هوا به سوخت (به میزان ۰/۰۷) حاصل می‌شود، شاخص یکنواختی در بدترین حالت (۰/۴۷) قرار دارد. در مقابل، هندسه‌ای که بالاترین مقدار شاخص یکنواختی (۰/۹) را ارائه می‌دهد، دارای بیشترین انحراف از مقدار استوکیومتری (۱۰/۳۶) است؛ بنابراین، طراح می‌تواند بر اساس نیازهای خاص موتور و اهداف عملکردی، یکی از پاسخ‌های بهینه‌ی مجموعه‌ی پارتو را انتخاب کند. این انتخاب نهایی به شرایط کاری موتور و اولویت‌های طراحی بستگی دارد. از یک سو، کنترل دقیق نسبت هوا به سوخت برای دستیابی به احتراق پایدار، تولید توان مطلوب و کاهش آلاینده‌ی از اهمیت زیادی برخوردار است. از سوی دیگر، ناهمگنی مخلوط می‌تواند منجر به توزیع غیر یکنواخت بین سیلندرها، بروز احتراق ناهماهنگ، کوبش، لرزش و در

- injection timings. Proc. First Int. Conf. on Recent Advances in Bioenergy Research. 169-177.
- [3] Lata D, Misra A, Medhekar S (2012) Effect of hydrogen and LPG addition on the efficiency and emissions of a dual fuel diesel engine. Int J Hydrogen Energy 37(7): 6084-6096.
- [4] Semin RAB (2008) A technical review of compressed natural gas as an alternative fuel for internal combustion engines. Am J Eng Appl Sci 1(4): 302-311.
- [5] Mandal AA, Dalu R (2012) A Technical Review on Feasibility of CNG and Gasoline-Ethanol blends in SI engine. Int J Emerging Technol Adv Eng 2(12): 328-334.
- [6] Teymoori MM, Chitsaz I, Zarei A (2023) Three-way catalyst modeling and fuel switch optimization of a natural gas bi-fuel-powered vehicle. Fuel 341: 126979.
- [7]. Jaworski A, Kuszewski H, Balawender K, Woś P, Lew K, Jaremcio M (2024) Assessment of CH₄ Emissions in a Compressed Natural Gas-Adapted Engine in the Context of Changes in the Equivalence Ratio. Energies: 17(9), 2095.
- [8]. Shahid MI, Chen T, Farhan M, Rao A, Salam HA, Xiao Q, Li X (2025) Experimental study of emissions and conversion efficiency analysis of hydrogen-enriched compressed natural gas engine before and after catalytic converter and predicted by improved particle swarm optimization in conjunction with back propagation neural network (IMPSO-BPNN) Energy, 315:134409.
- [۹] مستشارشهیدی سم، روحانی ع، خجسته پور م، زارعی ج (۱۳۹۹) مدل‌سازی و بهینه‌سازی پارامترهای عملکردی موتور دیزل دوگانه‌سوز تحت اثر تغییرات زمان پاشش و درصد اختلاط سوخت به کمک شبکه عصبی مصنوعی و الگوریتم ژنتیک چندهدفه، مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها، ۱۰(۳): ۶۱-۷۵.
- [۱۰] پوردربانی ر، موسوی ع (۱۴۰۲) تولید توان پایدار از موتور دیزل دوگانه‌سوز در حضور بیودیزل بیواتانول و بیوگاز: ارزیابی به کمک روش چرخه حیات، سوخت و احتراق، ۱۶(۲): ۱-۳۰.
- [۱۱] اشعری س (۱۳۹۴) خودروهای گازسوز (CNG). چاپ سوم، صانعی شه‌میرزادی، تهران.
- [12] Khajepour A, Fallah MS, Goodarzi A (2014) Electric and hybrid vehicles: technologies, modeling and control-A mechatronic approach. John Wiley & Sons.
- [13] Al-Arkawazi SAF (2019) Analyzing and predicting the relation between air-fuel ratio (AFR), lambda (λ) and the exhaust emissions percentages and values of gasoline-fueled vehicles using versatile and portable emissions measurement system tool. SN Appl Sci 1(11): 1370.
- قطر گلوگاه، mm D_{th}
- شماره‌ی سلول مش محلی j
- انرژی جنبشی توربولانس، m^2/s^2 k
- طول گلوگاه، mm L_{th}
- دبی جرمی هوای ورودی، kg/s $\dot{m}_a$
- دبی جرمی سوخت ورودی، kg/s $\dot{m}_f$
- تعداد اوریفیس N
- تعداد کلی سلول‌های مش در مقطع n
- فشار، Pa P
- تولید انرژی جنبشی توربولانس، $kg/(m.s^3)$ P_k
- میزان تولید یا مصرف گونه، $kg/(m^3.s)$ S
- عدد توربولانس اشمیت Sc_t
- ضخامت رینگ توزیع گاز، mm t
- سرعت، m/s u
- شاخص یکنواختی UI
- کسر جرمی کلی گونه Y
- کسر جرمی محلی گونه برای سلول λ_m Y_j
- کسر جرمی متوسط گونه Y_{mean}
- علائم یونانی**
- زاویه‌ی همگرا، degree α
- زاویه‌ی واگرا، degree β
- نرخ اتلاف توربولانس، m^2/s^3 ε
- ویسکوزیته‌ی دینامیکی، Pa.s μ
- ویسکوزیته‌ی توربولانس، Pa.s μ_t
- چگالی، kg/s^3 ρ
- عدد پراتل توربولانس برای انرژی جنبشی توربولانس σ_k
- عدد پراتل توربولانس برای نرخ اتلاف توربولانس σ_ε
- مراجع**
- [1] Chintala V, Subramanian K (2013) A CFD (computational fluid dynamics) study for optimization of gas injector orientation for performance improvement of a dual-fuel diesel engine. J. Energy 57: 709-721.
- [2] Sharma A, Murugan S (2016) Experimental evaluation of combustion parameters of a DI diesel engine operating with biodiesel blend at varying

- mixer for optimum design. Proc. 13th Int. Combustion Symposium: 9-11.
- [28] Chandekar AC, Debnath BK (2018) Computational investigation of air-biogas mixing device for different biogas substitutions and engine load variations. *Renew Energy* 127: 811-824.
- [29] Das S, Kashyap D, Kalita P, Kulkarni V (2022) Computational investigation of a venturi-type mixer for gaseous fuel application in a dual-fuel engine. *Int J Ambient Energy* 43(1): 7666-7677.
- [30] Ariani B, Felayati FM, Batutah M A (2024). Experimental Analysis of the Influence of a Compressed Natural Gas (CNG)-Air Mixer on Performance and Emissions in Partial Load CNG-Diesel Dual Fuel Engines. *Automot Exp* 7(2): 224-235.
- [31] Batchelor GK (2000) An introduction to fluid dynamics. Cambridge university press.
- [32] Hi YB, bin Mustafa A, bin Yaacob Z (2002) Computational Investigation of Air-Fuel Mixing System for Natural Gas Powered Motorcycle. 6th Asia-Pacific International Symposium on Combustion and Energy Utilization.
- [33] Anil T, Ravi S, Shashikanth M, Tewari P, Rajan N (2006) CFD analysis of a mixture flow in a producer gas carburetor. *Int. Conf. On Computational Fluid Dynamics, Acoustics, Heat Transfer and Electromagnetics*.
- [34] Reddy R, Reddy P (2014) Analysis of producer gas carburetor for different air-fuel ratios using CFD. *Int J Res Eng Technol* 3: 470-474.
- [35] Sharma H, Singh S, Goel R (2014) CFD analysis of the natural gas based Carburetor for a two stroke spark Ignition engine. *Int J Mech Eng Rob Res* 1: 82-88.
- [36] Launder B (1972) Lectures in mathematical models of turbulence. Academic Press.
- [37] ANSYS Fluent (2013) Ansys Fluent Theory Guide. ANSYS Inc.
- [38] Ramasamy D, Mahendran S, Kadirgama K, Noor M (2010) Design of compressed natural gas mixer using computational fluid dynamics. *National Conf. in Mechanical Engineering Research and Postgraduate Students*: 614-620.
- [39] Bielaczyc P, Woodburn J, Szczotka A (2014) An assessment of regulated emissions and CO2 emissions from a European light-duty CNG-fueled vehicle in the context of Euro 6 emissions regulations. *Appl Energy* 117: 134-141.
- [40] Kim J, Kim HY, Yoon S, Sa S (2008) Effect of intake valve swirl on fuel-gas mixing and subsequent combustion in a CAI engine. *Int J Automot Technol* 9: 649-657.
- [41] Martínez-Martínez S, Leal-Garza RD, Sánchez-Cruz FA, Villarreal EB, Amado-Covarrubias M
- [14] Karim G, Khan M (1968) Examination of effective rates of combustion heat release in a dual-fuel engine. *J Mech Eng Sci* 10(1): 13-23.
- [15] Badr O, Karim G, Liu B (1999) An examination of the flame spread limits in a dual fuel engine. *Appl Therm Eng* 19(10): 1071-1080.
- [16] Yusaf T, Yusoff MZ (2000) Development of a 3D CFD model to investigate the effect of the mixing quality on the CNG-diesel engine performance. *Proc. Int. Conf. and Exh. and Natural Gas Vehicles*: 1-14.
- [17] Chang Y, Yaacob Z, Mohsin R (2007) Computational fluid dynamics simulation of injection mixer for CNG engines. *Proc. World Congress on Engineering and Computer Science*: 24-26.
- [18] Abagnale C, Cameretti MC, De Simio L, Gambino M, Iannaccone S, Tuccillo R (2014) Combined numerical-experimental study of dual fuel diesel engine. *Energy Procedia* 45: 721-730.
- [19] Prakash RP, Palani S, Kumar DV, Kumar SA, Shanmugam S (2017) Flow behaviour analysis of injection mixer for CNG engines using computational fluid dynamics. *Int J Veh Struct Syst* 9(5): 284-287.
- [20] Gorjibandpy M, Kazemi Sangsereki M (2010) Computational investigation of air-gas venturi mixer for powered bi-fuel diesel engine. *Int J Mech Mechatron Eng* 4(11): 1197-1201.
- [21] Sutar P (2010) CFD Optimization of venturi Mixer Design in Bi-fuel gas Engines. *Inst Res J*: 5-9.
- [22] Danardono D, Kim K-S, Lee S-Y, Lee J-H (2011) Optimization the design of venturi gas mixer for syngas engine using three-dimensional CFD modeling. *J Mech Sci Technol* 25: 2285-2296.
- [23] Bora BJ, Debnath BK, Gupta N, Saha UK, Sahoo N (2013) Investigation on the flow behaviour of a venturi type gas mixer designed for dual fuel diesel engines. *Int J Emerging Technol Adv Eng* 3(3): 202-209.
- [24] Yusaf T, Baker P, Hamawand I, Noor M (2013) Effect of compressed natural gas mixing on the engine performance and emissions. *Int J Automot Mech Eng* 8(1): 1416-1429.
- [25] Supee A, Shafeez M, Mohsin R, Majid Z (2014) Performance of diesel-compressed natural gas (CNG) dual fuel (DDF) engine via CNG-air venturi mixjector application. *Arab J Sci Eng* 39: 7335-7344.
- [26] Abdul-Wahhab H, Aziz A, Al-Kayiem H, Nasif M (2015) Modeling of diesel/CNG mixing in a pre-injection chamber. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*: 12-44.
- [27] Abo-Serie E, Özgür M, Altinsik K (2015) Computational analysis of methane-air venturi

(2010) CFD analysis of the effect of the exhaust manifold design on the close-coupled catalytic converter performance. J KONES 17: 303-311.