



شبیه سازی سه بعدی پارامترهای عملکرد و آلاینده‌گی موتور دیزل با سوخت پیش آمیخته بنزین به کمک دینامیک سیالات محاسباتی

مرضیه حسین پور^{۱*}، حسن صدرنیا^۲، رحیم کرمی^۳، برات قبادیان^۴

marziyeh.hoseinpour@alumni.um.ac

hassan.sadrnia@um.ac.ir

r.karami2@cqu.edu.au

ghobadib@modares.ac.ir

^۱ محقق و سرپرست کارگاه، دانشگاه صنعتی شاهرود، دانشکده کشاورزی، گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم

^۲ عضو هیئت علمی، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده کشاورزی، گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم

^۳ محقق، دانشگاه کوئینزلند مرکزی استرالیا، دانشکده مهندسی، گروه مهندسی مکانیک

^۴ عضو هیئت علمی، دانشگاه تربیت مدرس تهران، دانشکده کشاورزی، گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم

چکیده

تحقیقات در زمینه موتورهای احتراق داخلی به عنوان یکی از سیستم‌های تبدیل انرژی همواره دو هدف اصلی کاهش آلاینده‌ها و کاهش مصرف انرژی را دنبال کرده است، در این راستا در موتورهای دیزل با توجه به بازده و گشتاور بالاتر، کاهش آلاینده‌های مختلف همواره مورد توجه بوده است. هدف مطالعه حاضر شبیه سازی احتراق موتور دیزل به منظور بررسی مقایسه تأثیر سوخت پیش آمیخته سبک، بنزین در تحقیق حاضر، بر پارامترهای عملکرد و آلاینده‌گی موتورهای اشتعال تراکمی است. برای این شبیه سازی از کوپل دینامیک سیالات محاسباتی و سینتیک شیمیایی به کمک نرم افزار AVL Fire استفاده گردید و عملکرد موتور در سه حالت ۲۵٪، ۵۰٪ و ۷۵٪ بار کامل در سرعت ۱۳۰۰ دور در دقیقه موتور بررسی قرار گرفت. نتایج به دست آمده از مدل عددی نشان داد که کوپل دینامیک سیالات محاسباتی با سینتیک شیمیایی می‌تواند به خوبی رفتار موتور تحت شرایط بخارپاشی بنزین را پیش‌بینی کند. به منظور اعتبار سنجی مدل ارائه شده، نتایج مدل با مقادیر تجربی فشار داخل سیلندر صحه‌گذاری گردید و با اعتبار سنجی نتایج بدست آمده مشخص گردید که حداکثر فشار در حالت دیزل خالص با خطای بیشینه ۶/۲٪ پیش‌بینی خواهد گردید. در هر سه بار شبیه‌سازی شده، منحنی تغییرات فشار حالت‌های بخارپاشی نزدیک به حالت دیزل خالص بود و بخارپاشی موجب به تأخیر افتادن جزئی شروع احتراق، کاهش مقدار فشار ماکزیمم، تأخیر اشتعال و کاهش نرخ آزادسازی حرارت و دما در طول احتراق می‌گردد. روند تغییرات آلاینده‌های مونوکسیدکربن، اکسیدنیترژن، هیدروکربن نسوخته تحت شرایط بخارپاشی بنزین توافق نسبتاً خوبی از نظر کمی و کیفی با نتایج آزمایشگاهی داشت و مشاهده گردید که بخارپاشی بنزین تا سطح استفاده شده می‌تواند میزان آلاینده مونوکسید نیترژن را به طور متوسط ۲۵ درصد در سه بار مختلف کاهش دهد.

کلیدواژه‌ها: موتور دیزل، سوخت پیش آمیخته، عملکرد موتور، آلاینده‌گی، شبیه سازی

3D simulation of performance and emission parameters of diesel engine with premixed gasoline fuel using CFD

Marziyeh Hoseinpour^{1,2*}, Hasan Sadrnia², Rahim Karami³, Barat Ghobadian⁴

¹Researcher at the Faculty of Agriculture, Shahrud University of Technology

²Faculty member, Faculty of Agriculture, Ferdowsi University of Mashhad

³Researcher at the Faculty of Engineering, Central Queensland University

⁴Faculty member, Faculty of Agriculture, Tarbiat Modares University

marziyeh.hoseinpour@alumni.um.ac

hassan.sadrnia@um.ac.ir

r.karami2@cqu.edu.au

ghobadib@modares.ac.ir

Abstract

Nowadays, research in the field of internal combustion engines pursues two main goals: reducing pollutants and fuel consumption. In this regard, diesel engines are considered for various applications due to their higher efficiency and torque. The purpose of this study, conducted on a four-cylinder diesel engine, is to simulate fuel combustion to compare the effects of gasoline premixed fuel on performance parameters and emissions in compression ignition engines. For this purpose, the engine was simulated under three load conditions: 25%, 50%, and 75% of full load, at an engine speed of 1300 rpm. For simulation, computational fluid dynamics and chemical kinetics coupling was used with the help of AVL Fire software. The results obtained from the numerical model indicate that computational fluid dynamics coupled with chemical kinetics can effectively predict the engine's behavior under gasoline fumigation conditions. It was determined that the maximum difference between the experimental and numerical mean effective pressures is less than 6.2% and the pressure curve of fumigation modes was close to pure diesel mode. Also, gasoline fumigation causes a partial delay in the start of combustion, a decrease in the maximum pressure value, a delay in ignition, and a decrease in the rate of heat and temperature release during combustion. The trend of emission exhaust under gasoline fumigation had a relatively good quantitative and qualitative agreement with the laboratory results.

Keywords: Diesel engine, Premixed fuel, Engine performance, Exhaust gas, Simulation



مقدمه

مطابق وضعیت مصرف انرژی و آلاینده‌گی در شرایط کنونی، آنچه در عملکرد موتورهای درون‌سوز اهمیت خاص دارد، آلاینده‌های تولیدی و مصرف ویژه سوخت است. لذا فعالیت محققان بر این دو امر مهم متمرکز گردیده است. امروزه بخش حمل و نقل و صنعت جهانی به‌طور چشمگیری به موتورهای دیزلی وابسته است. اما در موتورهای دیزل به این دلیل که سوخت به‌طور مستقیم در داخل سیلندر در نزدیکی نقطه مرگ بالا پیستون تزریق می‌شود، قسمتی از داخل سیلندر دارای مخلوط غنی از سوخت و قسمت‌های دیگر دارای مخلوط رقیق خواهند بود، که به ترتیب موجب تشکیل آلاینده دوده و اکسیدهای نیتروژن می‌شود [۱]. برای کاهش همزمان آلاینده‌های اشاره شده در موتور دیزل می‌توان از روش بخارپاشی سوخت‌های سبک استفاده نمود، در این روش سوخت مورد نظر به‌وسیله یک انژکتور یا کاربراتور به داخل مخلوط هوای ورودی تزریق می‌شود. در شرایط بخارپاشی سوخت‌های سبک با قابلیت تبخیر، درون هوای تنفس پاشیده می‌شود و تولید یک مخلوط سوخت پیش آمیخته می‌کند [۲-۳]. این مخلوط پیش آمیخته می‌تواند سبب بهبود مخلوط شدن هوا و -سوخت دیزل، بهبود احتراق، افزایش گرمای ویژه مخلوط ورودی و کاهش دمای هوای ورودی گردد. در نتیجه موارد یاد شده بخارپاشی سبب بهبود عملکرد موتور و به‌ویژه کاهش دوده در گازهای خروجی می‌گردد. همچنین کاهش میزان تولید اکسیدهای نیتروژن و دی‌اکسیدکربن در گازهای خروجی از دیگر نتایج بخارپاشی سوخت‌های سبک در موتور دیزل می‌باشد [۴]. نتایج مطالعات تجربی انجام شده نشان می‌دهد هنگامی که بنزین به عنوان یک سوخت سبک با روش بخارپاشی به‌عنوان یک افزودنی برای سوخت دیزل استفاده می‌شود، هوای ورودی در طول کورس تنفس به‌واسطه گرمای نهان تبخیر آن‌ها خنک خواهد شد که این می‌تواند سبب افزایش بازده حجمی و در نتیجه منجر به یک افزایش در تأخیر اشتعال و کاهش دمای احتراق شود. این اثر نیز می‌تواند در پیشبرد فرآیند احتراق و تولید آلاینده‌ها یک نقش اساسی داشته باشد. به طوری که در نتیجه افزایش گرمای ویژه مخلوط ورودی و کاهش دمای هوای ورودی دمای ماکزیمم احتراق کاهش یافته که می‌تواند منجر به کاهش میزان تولید اکسیدهای نیتروژن و دی‌اکسیدکربن در گازهای خروجی گردد [۵-۷].

کلید بهینه‌سازی موتور احتراق داخلی بر درک صحیح از فرآیند احتراق استوار می‌باشد. لازم به ذکر است که فرآیندهای درون سیلندر موتور (به‌ویژه سیکل احتراق) به‌قدری پیچیده است که برای مدل‌سازی کامل آن‌ها نیاز به یک سری روابط تجربی و فرضیات معقول می‌باشد. روش‌های مدل‌سازی احتراق چندبعدی که اغلب مدل‌های دینامیک سیالات محاسباتی نامیده می‌شوند، قادرند مقادیر عظیمی از اطلاعات مبسوط راجع به توزیع فضایی سرعت گاز، فشار، دما و سایر خواص

درون محفظه احتراق موتور طی فرایند احتراق را مهیا کنند. در این مدل‌ها مجموعه‌ای از معادلات بقای جرم، مومنتوم، انرژی و گونه‌های شیمیایی به صورت معادلات دیفرانسیل جزئی پایه متناظر با شرایط مرزی و اولیه مناسب به‌صورت عددی حل می‌شوند. با استفاده از مدل‌های دینامیک سیالات محاسباتی می‌توان عملکرد موتور و آلاینده‌های تولیدی را به‌خوبی شبیه‌سازی کرد [۸].

در یک مدل دینامیک سیالاتی محاسباتی در صورتی که با سینتیک شیمیایی مفصل کوپل شود و شرایط اولیه و شرایط مرزی به‌درستی مدل شوند و در هر لحظه از ترکیب نتایج مدل‌های سیالاتی و سینتیک شیمیایی مفصل استفاده کند، مدل توسعه‌یافته دقیق‌ترین مدل پیشنهادی برای مدل‌سازی موتورهای دیزل با سوخت جایگزین بیودیزل [۹]، موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن [۱۰]، اشتعال تراکمی کنترل واکنش پذیری [۱۱-۱۲]، موتورهای دیزل با بخارپاشی سوخت سبک [۱۳]، موتورهای دیزل دوگانه سوز [۱۴] و اشتعال تراکمی پیش آمیخته جزئی [۱۳] می‌باشد که همواره مورد توجه محققین موتورهای احتراق داخلی بوده است. در این مدل‌ها علاوه بر اینکه توزیع دما و غلظت در درون سیلندر مدل می‌گردد، انتقال جرم و انرژی نیز به دلیل حرکت سیال (به‌ویژه توربولانس) مدل می‌گردد و تأثیرات هندسه سیلندر مدنظر قرار می‌گیرد. یکی از کدهای پیشگام در این زمینه FIRE می‌باشد که به‌واسطه دارا بودن رابط گرافیکی بسیار موردتوجه محققین بوده است [۱۶].

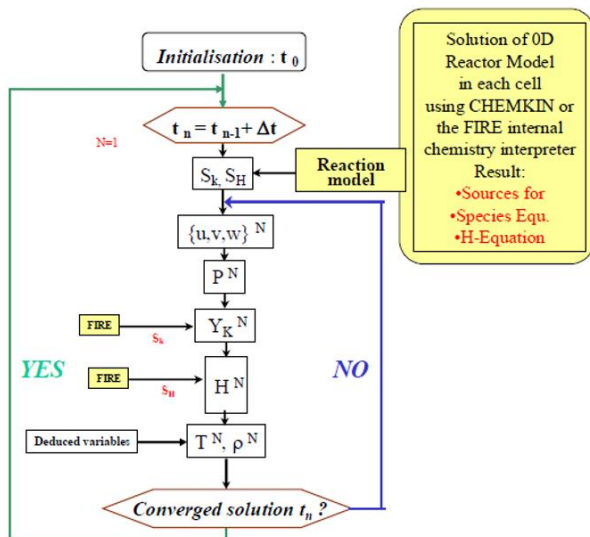
مطالعات در زمینه استفاده از کوپل AVL-CHEMKIN نشان داد که استفاده از مکانیزم مناسب دقت پیش‌بینی آلاینده‌ها را بسیار قابل قبول خواهد کرد و استفاده از آن در مقایسه با دینامیک سیالات محاسباتی توصیه شده است. از طرف دیگر بررسی مطالعات انجام شده نشان داد که مطالعات تئوری در زمینه بخارپاشی سوخت‌های سبک در موتور دیزل بسیار محدود بوده است [۱۷-۱۸] و در آن مطالعات نیز از مدل‌های شبه‌بعدی استفاده شده و تنها خصوصیات احتراق و عملکردی بررسی گردیده و پیش‌بینی روند تغییرات آلاینده‌ها مورد توجه قرار نگرفته است. لذا با توجه به اینکه که هدف این تحقیق توسعه یک مدل قابل قبول برای احتراق موتور دیزل با سوخت دوگانه در حالت بخارپاشی و پیش‌بینی آلاینده‌های این موتور می‌باشد، در کار حاضر راهکار معرفی‌شده به‌صورت عددی و با کوپل دینامیک سیالات محاسباتی و سینتیک شیمیایی موردبررسی قرار گرفته است.

مواد و روش‌ها

موتور مورد استفاده در این پژوهش، موتور دیزل چهار استوانه خطی و سامانه تنفس طبیعی ساخت شرکت موتورسازان تبریز بود. مشخصات کامل موتور در جدول ۱ ارائه شده است. به منظور استفاده همزمان از دو سوخت بنزین و گازوئیل، موتور مورد نظر به سامانه پاشش پیش آمیخته سوخت مجهز به یک سامانه الکترونیکی و برنامه کنترل



حاضر، واکنش‌های شیمیایی با کمک CHEMKIN مدل شد. رژیم احتراقی در موتورهای دیزل ثابت نبوده و با توجه به میزان پیش آمیختگی و نفوذی بودن احتراق دچار تغییرات محسوس خواهد شد. از این رو استفاده از مدل احتراقی که بتواند تأثیرات احتراق کنترل شونده شیمیایی و کنترل شونده آشفته‌گی را در صورت فعال شدن هر یک از آن‌ها مدل کند، اجتناب‌ناپذیر است [۲۰]. شکل (۱) تأثیر شیمی سوخت بر روی حل در شروع هر مقیاس زمانی نرم افزار را نشان می‌دهد که این کار توسط الگوی صفر بعدی تک ناحیه‌ای به هر سلول محاسباتی معرفی می‌شود. ورود اطلاعات معادلات شیمیایی و ضرایب واکنش به نرم افزار بر پایه یک پرونده متنی به فرمت کمکین است که شامل واکنش‌های استوکیومتری و ضریب سینتیک است [۲۰-۲۱]. در شبیه‌سازی کار حاضر از فرض گاز کامل جهت تخمین رفتار ترمودینامیکی مخلوط گازی استفاده شد.



شکل ۱: روند حل ترکیب الگوی دینامیک سیالات محاسباتی چند بعدی با سینتیک شیمیایی سوخت

تولید هندسه و شبکه عددی

اولین گام در مدل‌سازی به کمک نرم افزار، تولید هندسه و شبکه عددی مناسب است. با استفاده از این اطلاعات و نقشه‌های هندسی موجود برای پیستون، در محیط ESE Diesel نرم افزار، یک شبکه عددی برای شبیه‌سازی ایجاد گردید. نمایی از شبکه تولید شده در دو موقعیت نقطه سکون بالایی و پایینی در شکل ۲ نشان داده شده است. با توجه به تقارن موجود در هندسه محفظه احتراق موتور و برای صرفه‌جویی در میزان محاسبات شبکه، کافی بود که تنها قطعی از آن شبکه بندی شود، که در کار حاضر از یک قطاع ۹۰ درجه استفاده شده است. شبکه عددی تولید شده دارای ۱۱۳۸۲ سلول در نقطه مرگ بالا و ۵۴۴۵۳ سلول در نقطه مرگ پایین موتور بود. شبیه‌سازی سه بعدی به صورت سیستم بسته یعنی از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی تا باز شدن سوپاپ خروجی انجام شد.

استفاده گردید. در این سامانه، سیستم پاشش چند نقطه‌ای بنزین با ساخت ریل چندراهه با چهار انژکتور الکترومغناطیسی بر روی ریل سوخت هوای ورودی فراهم گردید. سنسورهای مورد استفاده در این سیستم، چهار سنسور دما به منظور کنترل و ثبت دمای هوای ورودی، دمای دود خروجی، دمای آب و روغن و دو سنسور کنترل دور موتور و دور میل بادامک (به منظور کنترل نمودن پاشش چند نقطه‌ای بنزین) بودند. هر چهار سنسور دما از نوع PT100 انتخاب گردید. همچنین از سوخت گازوئیل با ارزش حرارتی ۴۲۵۱۱ کیلوژول بر کیلوگرم، عدد ستان ۵۴ و بنزین با ارزش حرارتی ۴۳۲۱۱ کیلوژول بر کیلوگرم و عدد اکتان ۹۵ به عنوان سوخت پیش آمیخته استفاده شد.

جدول ۱: مشخصات فنی موتور G4.248

مشخصه	اطلاعات
G4.248	مدل
قطر استوانه	111 mm
کورس پیستون	127 mm
تعداد استوانه/حجم موتور	4/4017 Liter
نسبت تراکم	16:1
بیشینه گشتاور خروجی	201 Nm (1300 rpm)
بیشینه توان خروجی	56 kW (2000 rpm)
فشار پاشش سوخت	251 bar
زمان بندی پاشش	21۰ BTDC
نوع پاشش	مستقیم
سوخت	گازوئیل
نوع کاربرد	کشاورزی

شرایط عملکردی در مطالعات تجربی و شبیه‌سازی حاضر معادل ۹ حالت مختلف، سه دبی متفاوت بنزین (۰، ۰/۳۵ و ۰/۷۰ کیلوگرم بر ساعت) در هریک از سه بار (۲۵، ۵۰ و ۷۵ درصد بار کامل) بوده که در شکل‌ها به ترتیب با علائم اختصاری D، D+ FG1 و D+FG2 نشان داده می‌شوند.

در مدل‌سازی، از نرم افزار AVL Fire استفاده شد. این نرم افزار یک ابزار دینامیک سیالات سه بعدی بوده و توانایی تولید شبکه عددی، حل معادلات جریان، انرژی، اسپری و همچنین انتقال گونه‌ها و واکنش‌های شیمیایی را دارد، در منابع مختلف توضیحات کامل این معادلات و الگوریتم حل آن‌ها موجود می‌باشد [۱۹]. به منظور در نظر گرفتن سینتیک شیمیایی سوخت که از عوامل موثر در تعیین زمان شروع احتراق در موتورهای اشتعال تراکمی است، الگوی صفر بعدی از حل سینتیک سوخت که شامل معادله تغییرات غلظت گونه‌ها در اثر واکنش شیمیایی و همچنین خواص ترمودینامیکی گونه‌ها است، در اختیار نرم افزار AVL Fire قرار می‌گیرد تا ترکیبی از سینتیک سوخت و حل سه بعدی جریان انجام شود. در روش مورد استفاده در کار



مدل انتقال حرارت دیواره‌های استاندارد نرم افزار استفاده شد. در این مدل تغییرات چگالی گاز و همچنین عدد پراتل مغشوش در لایه‌های مرزی لحاظ گشته است. همچنین در حالت کلی از چهار ماژول اصلی انتقال گونه‌ها، واکنش‌های فاز گازی کلی، آلایندگی و اسپری استفاده شد و تنظیمات لازم متناسب با شرایط مسئله و نتایج تجربی برای آن‌ها انجام شد.

بحث و نتایج

بررسی استقلال نتایج از شبکه

بررسی نتایج استقلال از شبکه با معیار ماکزیمم فشار داخل سیلندر در حالت ۲۵ درصد بار ماکزیمم و سرعت ۱۳۰۰ دور بر دقیقه نشان داد که نتایج حاصل از تعداد شبکه مساوی با ۱۱۳۸۲ اختلاف بسیار کمی (کمتر از ۱ درصد) با تعداد شبکه‌های بیشتر دارد و در عین حال اختلاف آن با تعداد شبکه مساوی با ۱۷۳۲۵ زیاد است. بنابراین برای حل مسئله تعداد شبکه ۱۱۳۸۲ انتخاب شد زیرا با توجه به زمان محاسبات این تعداد شبکه برای دقت حل شبیه‌سازی مناسب بود.

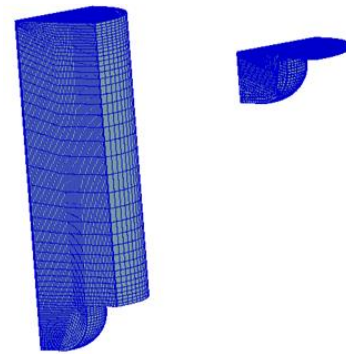
اعتبار سنجی نتایج شبیه‌سازی

به منظور اعتبار سنجی مدل ارائه شده، مدل با مقادیر تجربی فشار داخل سیلندر صحنه‌گذاری گردید. داده‌های آزمایشگاهی استفاده شده در این تحقیق، از فعالیت‌های آزمایشگاهی انجام شده توسط مرکز تحقیقات مهندسی شرکت موتورسازان تبریز حاصل شده است. به منظور اعتبار سنجی، در شکل ۴ نمودارهای فشار درون سیلندر حاصل از آزمایش و شبیه‌سازی در سه حالت با بارهای مختلف با یکدیگر مقایسه شدند. در هر سه حالت موتور در شرایط دیزل خالص کار می‌کند و بارهای انتخاب شده به ترتیب ۲۵٪، ۵۰٪ و ۷۵٪ بار ماکزیمم در دور ۱۳۰۰ دور بر دقیقه است.

نتایج بدست آمده در شکل ۴ نشان می‌دهد که تقریباً در تمام محدوده کاری شبیه‌سازی شده موتور انطباق نسبتاً خوبی میان نتایج تجربی و عددی وجود دارد. برای مقایسه کامل‌تر، مقادیر اندازه‌گیری شده و پیش‌بینی شده فشار مؤثر متوسط و همچنین درصد اختلاف آن‌ها برای هر سه حالت سوخت دیزل خالص در جدول ۳ ارائه شده است. این جدول نشان می‌دهد که حداکثر اختلاف میان فشارهای مؤثر متوسط تجربی و عددی کمتر از ۸٪ است.

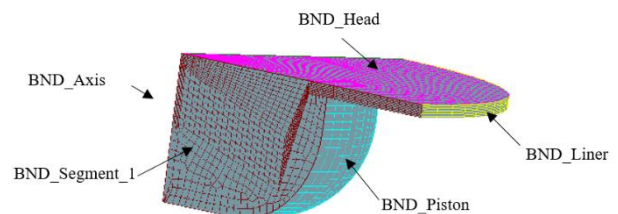
جدول ۳: درصد اختلاف مقادیر فشار در حالت شبیه‌سازی و آزمایشگاهی

درصد یار کامل	نتایج تحلیلی (bar)			نتایج آزمایشگاهی (bar)			درصد خطا (%)	
	۲۵٪	۵۰٪	۷۵٪	۲۵٪	۵۰٪	۷۵٪	۲۵٪	۵۰٪
فشار مؤثر متوسط	۱/۹	۴/۰۴	۶/۲۹	۲/۱	۴/۱	۶/۲	۱/۵	۱/۴



شکل ۲: شبکه عددی تولید شده برای محفظه احتراق در دو موقعیت TDC و BDC

با توجه به موارد اشاره شده، داده‌های مربوط به زمان بسته شدن سوپاپ‌های ورودی به عنوان شرایط اولیه حل عددی منظور شد. این اطلاعات در مطالعه حاضر شامل دمای اولیه، فشار اولیه و در صد سه گونه O_2 ، N_2 و C_8H_{18} به عنوان مخلوط هوا و بنزین پیش آمیخته بودند که از داده‌های آزمایشگاهی محاسبه شدند. تعیین شرایط مرزی برای هندسه تولید شده نیز از موارد دیگر حایز اهمیت است. نواحی تعریف شده بر شبکه عددی برای تخصیص شرایط مرزی در شکل ۳ قابل مشاهده است. با توجه به دمای آب خنک‌کن در آزمایش‌های تجربی، دمای ۴۷۰ درجه کلون به دیواره سیلندر اختصاص داده شده و دمای سطح پیستون و سر سیلندر نیز به میزان ۵۷۰ درجه کلون تنظیم شده است.



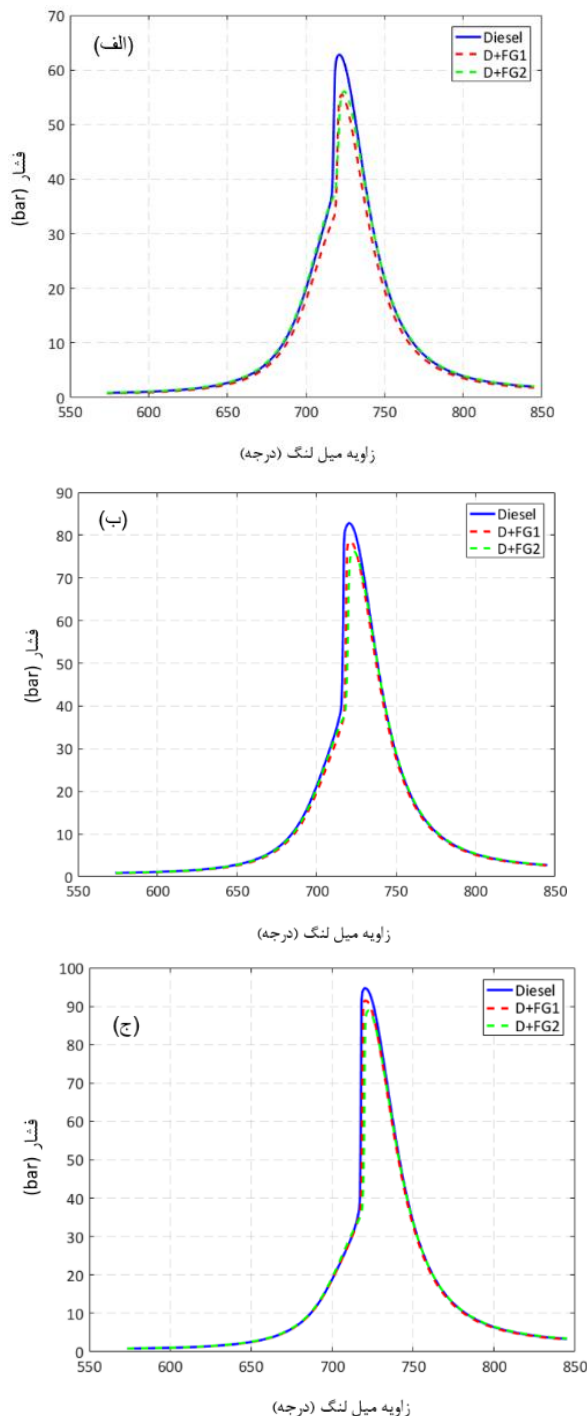
شکل ۳: نواحی تعریف شده بر شبکه عددی برای تخصیص شرایط مرزی.

از آن جایی که در موتور بررسی شده با توجه به راهکار بخارپاشی از دو سوخت دیزل و بنزین استفاده شده، برای مدل نمودن پدیده احتراق و تولید آلاینده‌ها باید از مجموعه واکنش‌های سینتیک شیمیایی توسط داده شده توسط را و ریتز در سال ۲۰۰۸ که دربردارنده گونه‌ها و واکنش‌های مناسب بود استفاده گردید. گونه شیمیایی هپتان نرمال C_7H_{16} به عنوان جایگزین سوخت دیزل و گونه ایزواکتان C_8H_{18} برای سوخت بنزین استفاده شده است [۲۲]. برای انجام مدل‌سازی، در شرایط اولیه فرض شده است که مخلوطی از هوا و بنزین (سه گونه ایزواکتان، اکسیژن و نیتروژن) با نسبت‌های معین در کل محفظه احتراق توزیع شده است. سپس در زمان شروع پاشش SOI سوخت دوم دیزل به درون محفظه احتراق پاشش می‌شود.

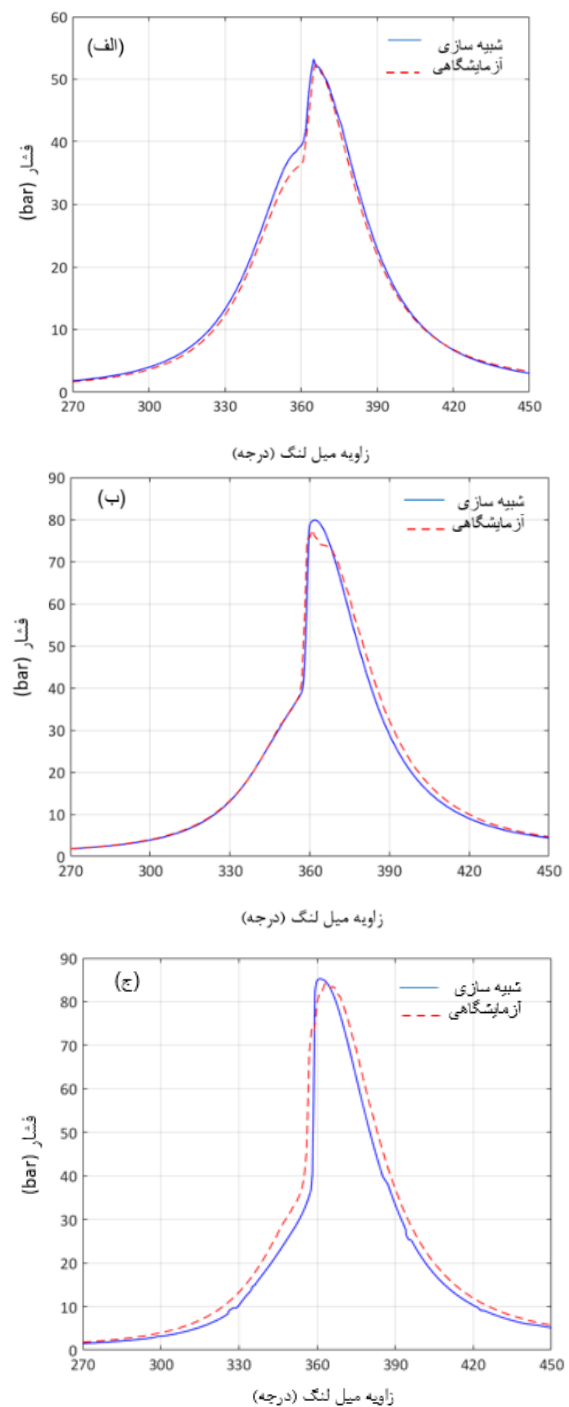
مدل شناخته شده k-zeta-f استاندارد برای مدل‌سازی توربولانس مورد استفاده قرار گرفت، و در محاسبه انتقال حرارت با دیواره‌ها از



بخارپاشی نزدیک به حالت دیزل خالص بوده، اما بخارپاشی بنزین موجب به تأخیر افتادن جزئی شروع احتراق و کاهش مقدار فشار ماکزیمم داخل سیلندر شد. به‌عنوان نمونه در شرایط ۵۰٪ بارگذاری مقدار فشار ماکزیمم در سه حالت D، D+FG1 و D+FG2 به ترتیب ۸۲/۷۰، ۷۸/۶ و ۷۶/۳ بار در زوایای ۷۲۰/۲، ۷۲۰/۷ و ۷۲۳/۲ درجه میل‌لنگ رخ داده است. به تأخیر افتادن شروع احتراق در نتیجه عدد ستان پایین سوخت بنزین و همچنین افزایش بازده حجمی می‌باشد.



شکل ۵: تغییرات فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ در (الف) ۲۵٪، (ب) ۵۰٪ (ج) ۷۵٪ درصد بار کامل.



شکل ۴: تغییرات فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ در (الف) ۲۵٪، (ب) ۵۰٪ (ج) ۷۵٪ درصد بار کامل.

شبیه‌سازی پارامترهای عملکردی و احتراق

برای درک بهتر فرآیند احتراق، نمودارهای فشار درون سیلندر و نرخ آزادسازی حرارت و دمای میانگین درون سیلندر برحسب زاویه لنگ برای هر سه حالت شبیه‌سازی شده در هر شرایط کاری در شکل‌های ۵، ۶ و ۷ نشان داده شده است. همان‌گونه که در شکل ۵ دیده می‌شود در هر سه بار شبیه‌سازی شده، منحنی تغییرات فشار حالت‌های



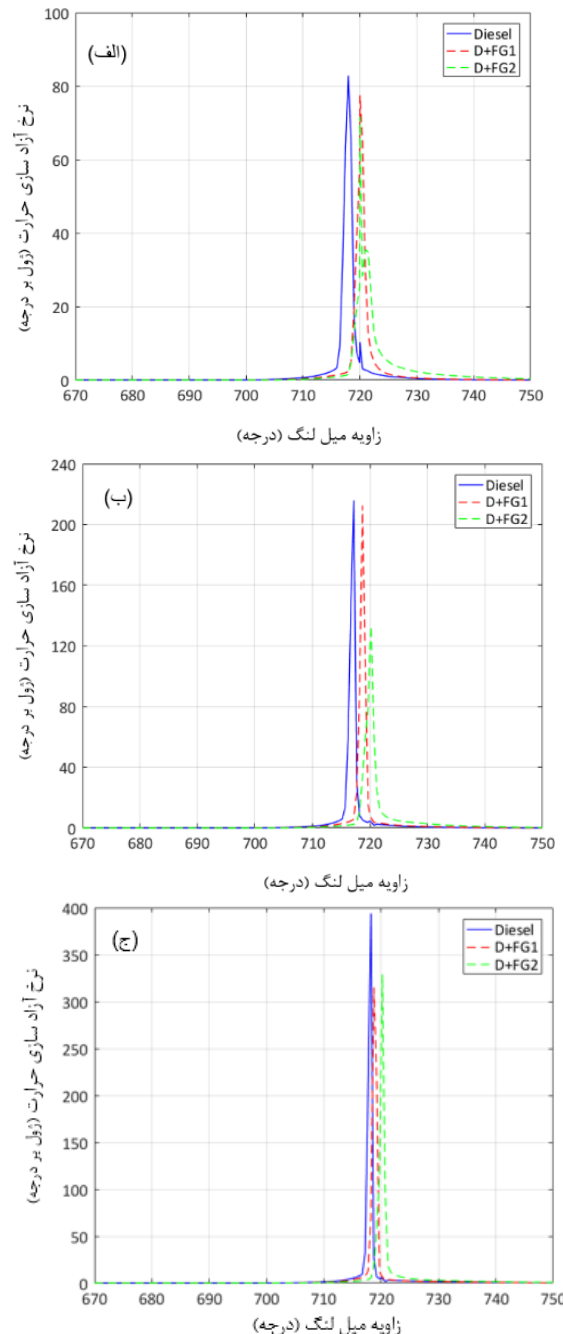
نهایی داخل سیلندر باشد. به عبارت دیگر همان گونه که مشاهده می‌شود، افزودن بنزین واکنش‌پذیری را پایین آورده و موجب می‌شود آزادسازی حرارت دیرتر آغاز شود و همچنین بازه زمانی احتراق اندکی طولانی‌تر می‌شود. در حالت کلی برای هر سه شرایط بارگذاری، حالت‌های بخارپاشی دارای عریض‌ترین منحنی نرخ آزادسازی حرارت با کمترین مقدار بیشینه آن است. کاهش نرخ ماکزیمم آزادسازی حرارت در حالت بخارپاشی لتانول و همچنین موتور دوگانه‌سوز با سوخت بنزین و بیودیزل و بیواتانول توسط سایر محققین در مطالعات آزمایشگاهی گزارش شده است [۶-۷]. تأثیر این موضوع به صورت بالا رفتن دیر هنگام منحنی فشار با افزایش مقدار بنزین افزوده شده، در شکل ۵ قابل مشاهده است (با توجه به کم بودن درصد بخارپاشی تغییرات جزئی می‌باشد).

تغییرات دمای داخل سیلندر در شکل ۷ نیز نشان می‌دهد که بخارپاشی بنزین می‌تواند سبب کاهش دما در طول احتراق گردد. به طوریکه در شرایط شبیه‌سازی شده این کاهش دما در بارهای پایین نیز محسوس‌تر بوده است. نتایج تجربی نیز نشان داد که در بارهای پایین کاهش درصد اکسیدهای نیتروژن بیشتر است. این کاهش دما نیز می‌تواند به سبب افزایش ظرفیت گرمایی ویژه مخلوط در حالت بخارپاشی و در نتیجه کاهش نرخ آزادسازی حرارت باشد. کاهش درجه حرارت برای بخارپاشی اتانول و آن بوتانول در حالت بخارپاشی در مطالعات آزمایشگاهی نیز گزارش شده است [۲۴].

شبیه‌سازی پارامترهای آلاینده‌گی

مقدار تولید چهار آلاینده هیدروکربن نسوخته، اکسید نیتروژن، مونوکسید کربن در مطالعه حاضر در شکل‌های ۸ و ۹ و جدول ۴ گزارش شده است. به این منظور، مقدار کسر جرمی هر کدام از گونه‌های گازی ذکر شده، در انتهای شبیه‌سازی (زمان باز شدن سوپاپ خروجی) به عنوان خروجی گرفته شده و تغییرات میزان هر آلاینده برحسب کسر مولی و بر حسب زاویه میل لنگ ارائه شده و نتایج شبیه‌سازی در مورد آلاینده‌ها با نتایج آزمایشگاهی این مطالعه مقایسه شده است. اختلاف بین نتایج حاصل از شبیه‌سازی و آزمایشگاهی را می‌توان به این خاطر دانست که سوخت مورد استفاده در شبیه‌سازی ایزواکتان می‌باشد در حالی که سوخت مورد استفاده در آزمایش‌ها بنزین می‌باشد. از طرف دیگر در نظر نگرفتن مرجع فشاری موجود در سیستم مکش موتور، نشت از درزهای سیلندر و پیستون، دقت وسایل اندازه‌گیری می‌تواند تفاوت‌های بین نتایج عددی و آزمایشگاهی را به وجود آورند. در مجموع می‌توان گفت که نتایج حاصل از شبیه‌سازی از دقت نسبتاً خوبی برخوردار است. اما ذکر این نکته ضروری است که ماهیت تشکیل آلاینده‌ها در موتور چنان پیچیده است که نباید از هیچ مدلی انتظار پاسخ‌هایی با دقت بالا داشت.

مقایسه نتایج در شکل ۵ نشان می‌دهد که در بارهای بالا کاهش فشار درون سیلندر کمتر بوده که این می‌تواند به واسطه احتراق کامل‌تر مخلوط سوخت و هوای داخل سیلندر و در نتیجه دمای احتراق بالاتر باشد. شاهین و همکاران نیز نشان دادند که بخارپاشی بنزین در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه در شرایط ۵۰ درصد بارگذاری سبب کاهش فشار ماکزیمم داخل سیلندر خواهد شد [۲۳].



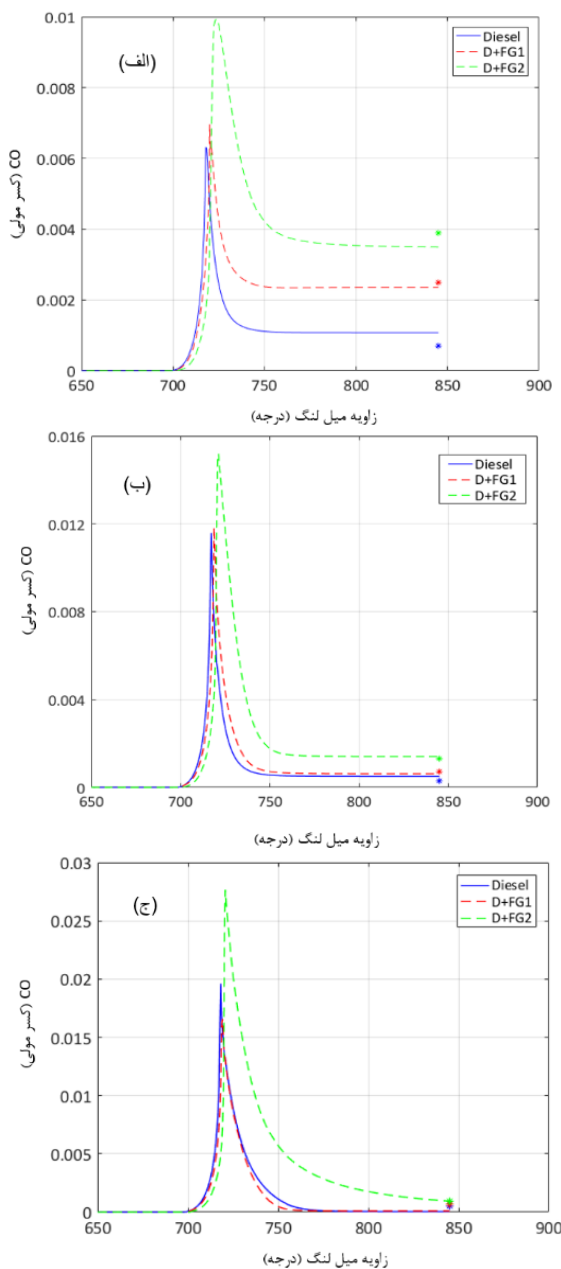
شکل ۶: تغییرات نرخ آزادسازی حرارت بر حسب زاویه میل لنگ

(الف) ۲۵٪ (ب) ۵۰٪ (ج) ۷۵٪ درصد بار کامل.

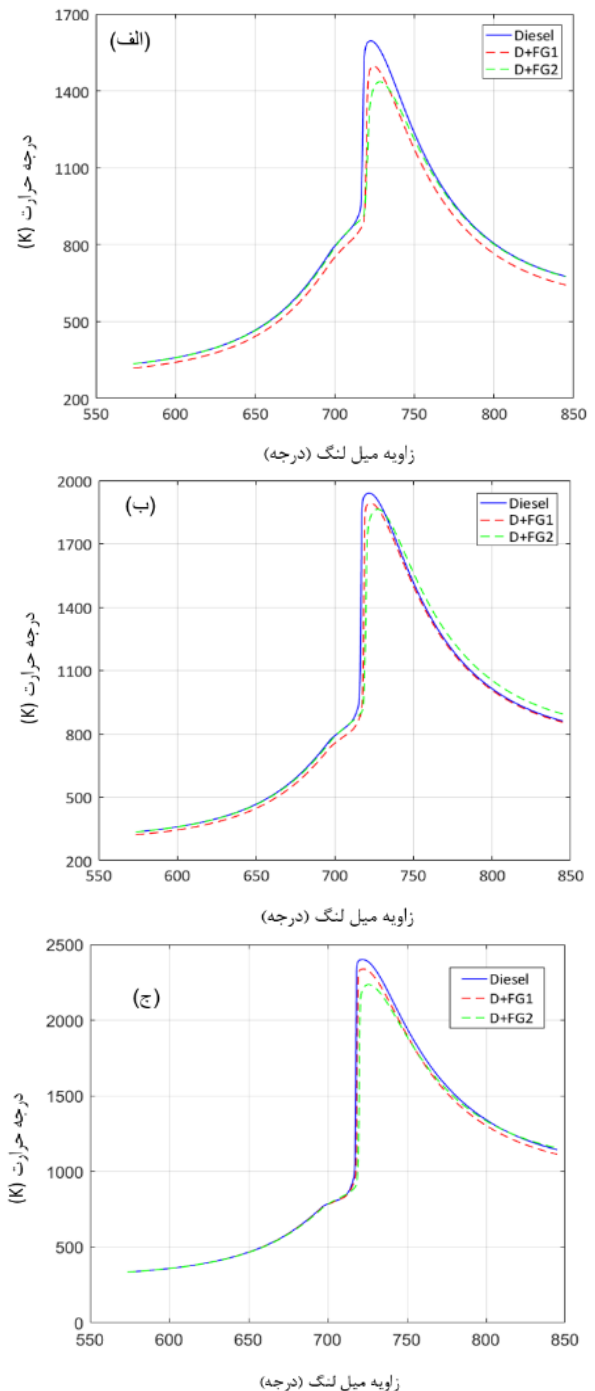
بررسی تغییرات نرخ آزادسازی حرارت در شکل ۶ نشان می‌دهد که بخارپاشی بنزین سبب تأخیر اشتعال و همچنین کاهش نرخ آزادسازی حرارت می‌گردد که این می‌تواند به سبب کاهش عدد ستان مخلوط



با اکسیژن و تولید دی‌اکسید کربن کاهش می‌یابد، تا جایی که در انتهای فرآیند احتراق مقدار کمی از این گونه در سیلندر باقی می‌ماند، در زمان باز شدن سوپاپ خروجی به مقدار ثابتی می‌رسد و در نهایت به‌عنوان آلاینده از موتور خارج می‌شود. مقایسه دو حالت بخارپاشی بنزین با حالت پایه در شکل ۸ الف نشان می‌دهد که استفاده از بخارپاشی بنزین سبب افزایش قابل توجه مونوکسیدکربن در گازهای خروجی می‌گردد، همچنین افزایش نسبت بخارپاشی نیز مقدار این آلاینده در گازهای خروجی را افزایش خواهد داد (مقایسه دو حالت D+FG1 و D+FG2).



شکل ۸: تغییرات میزان مونوکسید کربن برحسب زاویه میل‌لنگ در (الف) ۲۵٪ (ب) ۵۰٪ (ج) ۷۵٪ درصد بار کامل.

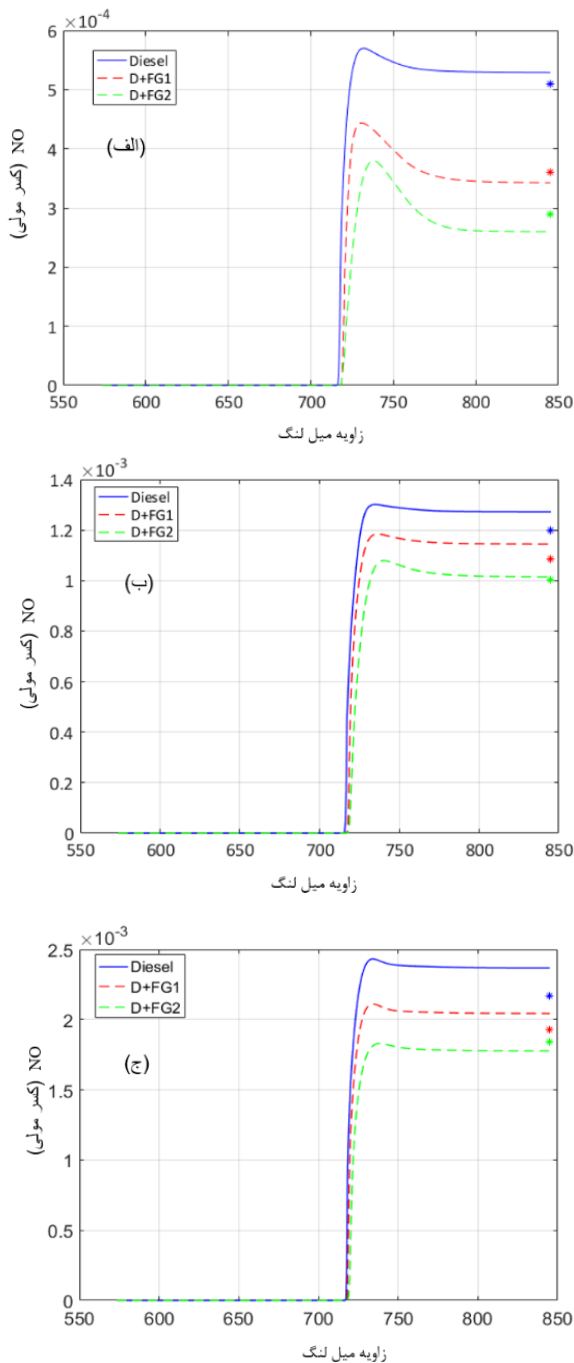


شکل ۹: تغییرات درجه حرارت داخل سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ در (الف) ۲۵٪ (ب) ۵۰٪ (ج) ۷۵٪ درصد بار کامل.

به‌منظور تشریح تولید آلاینده CO در موتور، در شکل ۸ تغییرات نسبت جرمی گونه شیمیایی CO درون سیلندر برحسب زاویه لنگ در شرایط مختلف بارگذاری نشان داده شده است. در این شکل‌ها حالت دیزل پایه و دو حالت بخارپاشی بنزین با یکدیگر مقایسه شده‌اند. همان‌گونه که دیده می‌شود، پس از شروع واکنش‌های احتراق (نزدیک نقطه مرگ بالا)، مقادیر نسبتاً زیادی از گونه CO در واکنش‌های میانی تولید می‌شود و میزان آن پس از رسیدن به یک مقدار بیشینه، در اثر ترکیب



هیدروکربن‌های نسوخته در هر شرایط بارگذاری با بخارپاشی بنزین است. که این افزایش نیز در توافق با نتایج تجربی این مطالعه و سایر مطالعات انجام شده می‌باشد [۲۵].



شکل ۹: تغییرات میزان اکسید نیتروژن برحسب زاویه میل‌لنگ در (الف) ۲۵٪ (ب) ۵۰٪ (ج) ۷۵٪ درصد بار کامل.

جدول ۴: هیدروکربن‌های نسوخته در دو حالت شبیه‌سازی و آزمایشگاهی

آزمایشگاهی			شبیه‌سازی			درصد بار
D+FG2	D+FG1	Diesel	D+FG2	D+FG1	Diesel	
$1/64 \times 10^{-3}$	$1/14 \times 10^{-3}$	$2/8 \times 10^{-3}$	$2/92 \times 10^{-3}$	$1/77 \times 10^{-3}$	$2/77 \times 10^{-3}$	٪۲۵
$8/9 \times 10^{-3}$	$6/1 \times 10^{-3}$	$1/8 \times 10^{-3}$	$10/7 \times 10^{-3}$	$7/98 \times 10^{-3}$	$1/46 \times 10^{-3}$	٪۵۰
$7/2 \times 10^{-3}$	$5/9 \times 10^{-3}$	$3/0 \times 10^{-3}$	$3/29 \times 10^{-3}$	$2/6 \times 10^{-3}$	$4/93 \times 10^{-3}$	٪۷۵

افزایش مقدار مونوکسیدکربن در گازهای خروجی می‌تولند در نتیجه احتراق ناقص و به سبب کاهش دما در ناحیه احتراق و کاهش اکسیژن در مخلوط ورودی باشد. مقایسه نتایج نشان می‌دهد که استفاده از مقادیر بالای بخارپاشی بنزین می‌تواند سبب تأخیر در فرآیند احتراق و در نتیجه دور شدن بیشتر آن از حالت کامل گردد، به گونه‌ای که مقدار مونوکسیدکربن در حالت بخارپاشی بالاتر (D+FG2) افزایش بسیار قابل‌ملاحظه‌ای نسبت به حالت دیزل پایه خواهد داشت.

همچنین مقادیر تولید آلایند CO برای سه حالت بررسی شده در دو بار ۵۰ و ۷۵ درصد در شکل‌های ۸ ب و ج ارائه شده است. همان‌گونه که نتایج نشان می‌دهد در این دو بار نیز روند تغییرات مشابه نتایج شکل ۸ الف در بار ۲۵ درصد می‌باشد، با این تفاوت که در بارهای بالا مقدار افزایش این آلایند در حالت بخارپاشی کمتر خواهد بود. این نتیجه از بحث ارائه شده قابل‌استحصاف است که بخارپاشی بنزین برای حالت کاری مخلوط بسیار غنی سوخت و هوا، یعنی بارهای بالای موتور، شرایط بهتری را نتیجه می‌دهد. دلیل این امر دمای احتراق بالاتر در شرایط بارهای بالا است.

در شکل ۹ تغییرات نسبت جرمی گونه شیمیایی NO درون سیلندر برحسب زاویه لنگ در بارهای مختلف نشان داده شده است. در شکل فوق مشاهده می‌شود که بیشینه مقدار NO در نزدیکی نقطه سکون بالایی موتور، جایی که دمای درون سیلندر بیشینه است رخ می‌دهد. پس از آن، به دلیل واکنش‌های شیمیایی و تجزیه این گونه، مقدار آن کاهش می‌یابد تا جایی که تا انتهای کورس انبساطی تقریباً ثابت می‌ماند. به عبارت دیگر با شروع فرآیند احتراق و بالا رفتن دما، نیتروژن هوا با اکسیژن واکنش داده و تولید اکسید نیتروژن می‌نماید. در ادامه و با پیشرفت واکنش‌ها مقدار کمی از تولید NO کم می‌شود و در نهایت مقدار باقی‌مانده به‌عنوان آلایند از موتور خارج می‌شود.

مقایسه نتایج با شکل ۷ نشان می‌دهد که استفاده از بخارپاشی بنزین موجب کم شدن دمای داخل سیلندر در منطقه احتراق و به تناسب کاهش میزان تولید اکسیدهای نیتروژن می‌گردد. همچنین دیده می‌شود در حالتی که مقدار بنزین بخارپاشی بیشتر است، مقادیر کمتری از اکسیدهای نیتروژن نسبت به مقادیر پایین‌تر بخارپاشی تولید می‌شود. به گونه‌ای که مقدار بیشتر بنزین بخارپاشی (D+FG2) موجب شده مقدار کمتری از آلایند NO در پایان سیکل کاری موتور ایجاد شود با توجه به نمودارهای فشار و آزادسازی حرارت می‌توان گفت که به تأخیر افتادن احتراق موجب کاهش دما در موتور و پایین آمدن میزان تولید آلایند اکسیدهای نیتروژن شده است.

برای محاسبه غلظت هیدروکربن‌های نسوخته، غلظت تمام گونه‌های شامل هیدروژن و کربن (C_3H_7 , C_2H_6 ,) در گازهای خروجی با یکدیگر جمع خواهند شد. نتایج این بخش به‌صورت کسر مولی برای سه حالت مختلف در هر شرایط بارگذاری در جدول ۴ ارائه شده است. نتایج به‌دست‌آمده نشان دهنده افزایش قابل‌توجه



نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر احتراق موتور دیزل چهار استوانه که به یک سامانه پاشش پیش آمیخته سوخت تجهیز شد با کمک کوپل سینتیک شیمیایی و دینامیک سیالات محاسباتی شبیه‌سازی شد. نتایج نشان داد که استفاده از کوپل دینامیک سیالات محاسباتی با سینتیک شیمیایی می‌تواند به عنوان یک مدل مناسب جهت پیش‌بینی عملکرد و تخمین آلاینده‌ها در حالت استفاده از بخارپاشی بنزین در موتور دیزل مورد استفاده قرار بگیرد. به طوریکه حداکثر فشار در حالت دیزل خالص با خطای بیشینه ۶/۲٪ پیش‌بینی گردید و روند تغییرات آلاینده‌های مونوکسیدکربن، اکسیدنیترژن، هیدروکربن نسوخته و دی‌اکسیدکربن تحت شرایط بخارپاشی بنزین توافق نسبتاً خوبی از نظر کمی و کیفی با نتایج آزمایشگاهی داشت و در هر سه بار شبیه‌سازی شده، منحنی تغییرات فشار حالت‌های بخارپاشی نزدیک به حالت دیزل خالص بوده، و بخارپاشی بنزین موجب به تأخیر افتادن جزئی شروع احتراق و کاهش مقدار فشار ماکزیمم داخل سیلندر می‌شود. همچنین بخارپاشی بنزین سبب تأخیر اشتعال و کاهش نرخ آزادسازی حرارت و دما در طول احتراق می‌گردد.

مراجع و منابع

- [1] Pulkrabek. W. W, Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. United States: Prentice Hall, 1997
- [2] Palash. S. M, Masjuki. H. H, Kalam, M. A, Masum. B. M, Sanjid. A, and Abedin. M. J, 2013. State of the art of NOx mitigation technologies and their effect on the performance and emission characteristics of biodiesel-fueled Compression Ignition engines. *Energy Convers Manag*, **76**(2013) 400-420
- [3] Hoseini. S, Najafi. G, Ghobadian. B, Mamat. R, Sidik. N. A. C, and Azmi. W, The effect of combustion management on diesel engine emissions fueled with biodiesel-diesel blends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **73**(2017) 307-331.
- [4] Ghadikolaei. M. A, Effect of alcohol blend and fumigation on regulated and unregulated emissions of IC engines—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **57**(2016) 1440-1495.
- [5] Şahin. Z, and Durgun. O, High speed direct injection (DI) light-fuel (gasoline) fumigated vehicle diesel engine. *Fuel*, **86** (2007): 388-399.
- [6] Şahin. Z, and Durgun. O, Improving of diesel combustion-pollution-fuel economy and performance by gasoline fumigation. *Energy conversion and management*, **76**(2013) 620-633.
- [7] Park. S. H, Yoon. S. H, and Lee. C. S, Bioethanol and gasoline premixing effect on combustion and emission characteristics in dual-fuel combustion engine. *Applied Energy*, **135**(2014) 286-298.
- [8] Tian. Z.F, Abraham. J, Application of Computational Fluid Dynamics (CFD) in Teaching Internal Combustion Engines. *International Journal of Mechanical Engineering Education*, **42**(2014); 73-87.

- [9] Jiaqiang. E, Liu. T, Yang. W, Li. J, Gong. J, and Deng. Y, 2016. Effects of fatty acid methyl esters proportion on combustion and emission characteristics of a biodiesel fueled diesel engine. *Energy conversion and management*, **117**(2016) 410-419
- [10] Yousefi. A, and Birouk. M, Fuel suitability for homogeneous charge compression ignition combustion. *Energy conversion and management*, **119**(2016) 304-315
- [11] Li. J, Yang. W, and Zhou. D, Modeling study on the effect of piston bowl geometries in a gasoline/biodiesel fueled RCCI engine at high speed. *Energy conversion and management*, **112**(2016) 359-368.
- [12] Salahi. M, Esfahanian. V, Gharehghani. A, and Mirsalim. M, Investigating the reactivity-controlled compression ignition (RCCI) combustion strategy in a natural gas/diesel fueled engine with a pre-chamber. *Energy conversion and management*, **132**(2017) 40-53.
- [13] Tay. K. L., Yang. W, Li. J, Zhou. D, Yu. W, Zhao. F, Mohan. B, 2017. Numerical investigation on the combustion and emissions of a kerosene-diesel fueled compression ignition engine assisted by ammonia fumigation. *Applied Energy*, **204**(2017) 1476-1488
- [14] Yousefi. A, and Birouk. M, 2017. Investigation of natural gas energy fraction and injection timing on the performance and emissions of a dual-fuel engine with pre-combustion chamber under low engine load. *Applied Energy*, **189**(2017) 492-505
- [15] Esfahanian. V, Salahi. M. M, Gharehghani. A, and Mirsalim. M, 2017. Extending the lean operating range of a premixed charged compression ignition natural gas engine using a pre-chamber. *Energy*, **119**(2017) 1181-1194

[۱۶] رهنما، پ. بررسی عددی استفاده از سیستم اشتعال تراکمی کنترل واکنش‌پذیری در موتور ملی (RCCI)، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه علم و صنعت ایران، ۱۳۹۳

- [17] Şahin. Z, and Durgun. O, Theoretical investigation of effects of light fuel fumigation on diesel engine performance and emissions. *Energy Convers Manag*, **48**(2007) 1952-1964.
- [18] Durgun. O, and Şahin. Z, Theoretical investigation of heat balance in direct injection (DI) diesel engines for neat diesel fuel and gasoline fumigation. *Energy conversion and management*, **50**(2009): 43-51.
- [19] Versteeg. H.k, and Malalasekera. W, An introduction to computational fluid dynamic: the finite volume methode, Pearson Education, 2007.
- [۲۰] صلاحی، م.م. ۱۳۹۵. شبیه‌سازی سه‌بعدی موتورهای اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل شده، رساله دکتری تخصصی، دانشگاه تهران، ۱۳۹۵
- [۲۱] زنگویی مطلق، م. شبیه‌سازی احتراق مخلوط بنزین و اتانول در موتور اشتعال جرقه‌ای به کمک مدل KIVA-CHEMKIN جهت پیش‌بینی عملکرد و تخمین آلاینده‌ها. رساله دکتری تخصصی، دانشگاه فردوسی مشهد، ۱۳۹۲



[22] Ra, Y, and Reitz. R. D, A reduced chemical kinetic model for IC engine combustion simulations with primary reference fuels, *Combustion and Flame*, 155(2008): 713-738.

[23] Sahin. Z, Durgun. and Bayram. C, 2012. Experimental investigation of gasoline fumigation in a turbocharged IDI diesel engine. *Fuel*, 95(2012) 113-121.

[24] Şahin. Z, Durgun. O, and Aksu. O. N, Experimental investigation of n-butanol/diesel fuel blends and n-butanol fumigation-evaluation of engine performance, exhaust emissions, heat release and flammability analysis. *Energy conversion and management*, 103(2015) 778-789.

[۲۵] حسین پور، م، صدرنیا، ح و طبسی زاده، م، بررسی تجربی پارامترهای عملکرد و آلایندگی موتور دیزل با سوخت پیش آمیخته بنزین، نهمین همایش بین‌المللی موتورهای درونسوز، تهران، ۱۳۹۴