

شبیه‌سازی فرآیند احتراق موتور دیزلی MTI4.244 به منظور بررسی امکان ارتقاء توان و کاهش آلاینده‌های آن

حسن حبیبی مقدم^۱، رحیم خوشبختی‌سرای^۲، علیرضا گیمه‌چی^۳ و مجتبی سیابی سراج‌لو^۴

۱- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، h_habimoghaddam@sut.ac.ir

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند (نویسنده مخاطب)، khoshbakhti@sut.ac.ir

۳- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، a_geymachi@sut.ac.ir

۴- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، m_siaby@sut.ac.ir

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۱/۱۷، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۴/۷/۱۰، پذیرش: ۹۴/۸/۲۵)

چکیده: از آنجا که افزایش توان و کاهش آلاینده‌های یک موتور نیازمند طراحی مجدد است، در کار حاضر، موتور دیزلی MTI4.244 ساخت شرکت موتورسازان تبریز، به‌عنوان موتور پایه مدنظر قرار گرفته تا با شبیه‌سازی فرآیند احتراق آن در نرم‌افزار GT-Suite و اتصال آن به مدل پرخوران و تبادل گاز جهت شبیه‌سازی یکپارچه، امکان بهبود عملکردی و کاهش آلاینده‌های NO_x و دوده این موتور بررسی شود. صحه‌گذاری نتایج این شبیه‌سازی در سرعت‌های مختلف موتور با استفاده از نتایج تجربی صورت گرفته است. سپس تأثیر متغیرهای زمان‌بندی پاشش سوخت و میزان EGR بر خصوصیات احتراقی، عملکردی و آلاینده‌گی موتور در شرایط تمام بار مطالعه شده است. برای نمونه، در سرعت ۱۳۵۰ RPM، که سرعت بیشینه گشتاور این موتور است، صرفاً با پیش‌انداختن زمان آغاز پاشش سوخت به ۲ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، توان به میزان ۹/۵۳ درصد افزایش و آلاینده دوده ۴۹/۸۷ درصد کاهش می‌یابد، که البته همراه با ۵۴/۱۲ درصد افزایش آلاینده NO_x است. در انتها، با پیش‌انداختن پاشش و استفاده هم‌زمان از EGR، کاهش هم‌زمان هر دو آلاینده و افزایش توان به‌ازای اعمال ۲۰ درصد EGR پیش‌بینی شده است.

کلیدواژگان: موتور دیزلی، احتراق، ارتقاء توان، کاهش آلاینده‌ها، شبیه‌سازی یکپارچه

مقدمه

با توجه به این که موتورهای دیزلی، به دلیل دارا بودن مزایایی نظیر مصرف سوخت پایین و بازده بالا، به‌عنوان یکی از قوای محرکه مهم در صنایع مختلف استفاده می‌شوند، بحث ارتقاء این موتورها، چه از نظر عملکردی و چه از نظر آلاینده‌ها، همواره مورد توجه صنایع و دانشگاه‌ها بوده است. در این زمینه، مطالعات مربوط به پارامترهای مؤثر بر احتراق مانند پاشش سوخت، استفاده از پرخوران، زمان‌بندی سوپاپ‌ها، گازهای باقی‌مانده از چرخه قبلی و غیره بسیار حائز اهمیت است. جهت بهبود توان و آلاینده‌های موتور دیزلی محققان زیادی اثر این متغیرها را بررسی کرده‌اند. برخی از این مطالعات به‌صورت تجربی بوده‌اند. به‌طور مثال، ایکه‌گامی و همکاران [۱] برای هندسه‌های مختلف محفظه احتراق، کاهش آلاینده NO_x و افزایش مصرف ویژه سوخت و آلاینده دوده با تعویق زمان‌بندی پاشش سوخت را گزارش کرده‌اند. بادامی و همکاران [۲] نیز افزایش توان و کاهش آلاینده دوده با تعجیل در زمان‌بندی پاشش سوخت را گزارش کرده‌اند. تیروآرد و همکاران [۳] بهترین راه‌کار جهت افزایش توان و کاهش آلاینده دوده را افزایش فشار بیشینه محفظه احتراق از طریق تعجیل در زمان‌بندی پاشش سوخت، همراه با افزایش فشار پاشش سوخت و فشار پرخوران دانسته‌اند. همچنین محبی و همکاران [۴] کاهش آلاینده NO_x و افزایش مصرف ویژه سوخت و آلاینده PM با افزایش درصد EGR گرم را گزارش کرده‌اند. آن‌ها با سردکردن EGR و تعجیل در زمان‌بندی

پاشش سوخت، توانستند کاهش هم‌زمان آلاینده‌ها و مصرف ویژه سوخت را برای یک موتور دیزلی به دست آورند. از آنجا که هرگونه ارتقاء، مانند افزایش توان، نیازمند طراحی مجدد است و با توجه به زمان و هزینه‌بر بودن انجام آزمایش‌های تجربی، به‌نظر می‌رسد شبیه‌سازی و مطالعه ملزومات بازطراحی با استفاده از مدل شبیه‌سازی شده موتور روش بسیار مناسبی خواهد بود. در این راستا، مطالعات زیادی نیز انجام شده است. برای مثال، ژو و همکاران [۵] نشان دادند که هرچند با اعمال EGR دمای مخلوط ورودی به محفظه احتراق بیشتر می‌شود، ولی به‌علت کاهش غلظت O_2 ، مقدار تأخیر در اشتعال افزایش یافته است. از طرف دیگر، به‌علت رقیق‌سازی و جایگزین شدن مخلوط سوخته با مولکول‌های اکسیژن، این امر به کاهش تولید NO_x و در مقابل افزایش مصرف سوخت ویژه و آلاینده دوده می‌انجامد. بررسی زمان‌بندی پاشش سوخت نیز نشان می‌دهد که با پس‌انداختن زمان پاشش، میزان آلاینده NO_x کاهش چشم‌گیری می‌یابد، ولی در مقابل مصرف سوخت ویژه و آلاینده دوده افزایش می‌یابد. این محققان راه‌حل بهبود احتراق ضمن حفظ عوامل کاهش NO_x را افزایش چرخش جریان دانسته‌اند و این موضوع را با شبیه‌سازی اثبات کرده‌اند [۵]. خباز و خوشبختی سرای [۶] تأثیر فشار، زمان و طول پاشش سوخت دیزل بر عملکرد موتور دیزلی پاشش مستقیم را بررسی کرده‌اند. مقدار سوخت تزریقی به موتور ثابت نگه داشته شده است و فشار پاشش سوخت از ۲۷۵ بار در حالت پایه تا ۱۰۰۰ بار تغییر کرده است. با افزایش فشار پاشش، میزان تأخیر در اشتعال کاهش یافته است و میزان توان داخلی موتور در حدود ۱۲ درصد افزایش و میزان مصرف سوخت ویژه داخلی موتور نیز، با توجه به ثابت نگه داشتن مصرف سوخت، به همان نسبت کاهش یافته است. سپس، به‌منظور بهبود نتایج، از روش تغییر زمان‌بندی پاشش سوخت استفاده شده است. با پیش‌اندازی زمان پاشش سوخت، بیشینه فشار داخل استوانه افزایش یافته و به‌دلیل تشکیل سریع‌تر مخلوط سوخت و هوا، احتراق زودتر و با قدرت بیشتری صورت می‌گیرد. همچنین، مشاهده شده است زمان پاشش سوخت تأثیر بیشتری بر احتراق پیش‌آمیخته نسبت به احتراق نفوذی دارد. با پیش‌انداختن زمان پاشش سوخت، توان داخلی موتور، در مقایسه با حالت پایه، به‌طور متوسط حدود ۴/۶ درصد افزایش می‌یابد. با افزایش طول پاشش، مقدار بیشینه فشار داخل استوانه برای هر یک از فشارهای پاشش نسبت به حالت مبنا کاهش یافته است، که علت آن یکنواخت‌تر شدن احتراق با توجه به مقدار سوخت توزیع شده در هر درجه میل‌لنگ است [۶].

با اعمال هر تغییر در سامانه‌های مختلف موتور، نظیر سامانه پرخوران و تبادل گاز در تعامل با هم منجر به تغییرات عملکردی و آلاینده‌گی می‌شوند. لذا، در صورت شبیه‌سازی یکپارچه موتور می‌توان این تعامل را بررسی کرد. از این رو، در کار حاضر، که حاصل پژوهشی مشترک بین دانشگاه صنعتی سهند و شرکت موتورسازان تبریز جهت بررسی امکان ارتقاء توان و بهبود آلاینده‌های موتور MTI4.244 است، شبیه‌سازی فرایند احتراق آن در نرم‌افزار GT-Suite و اتصال آن به مدل پرخوران و تبادل گاز جهت شبیه‌سازی یکپارچه و بررسی امکان بهبود عملکردی و کاهش آلاینده‌های NO_x و دوده این موتور انجام می‌شود. صحت‌گذاری نتایج این شبیه‌سازی در سرعت‌های مختلف موتور با استفاده از نتایج تجربی صورت می‌گیرد. سپس، به‌منظور بهبود هم‌زمان آلاینده‌های NO_x ، دوده و توان تولیدی موتور مورد نظر، تأثیر متغیرهای زمان‌بندی پاشش سوخت و میزان EGR بر خصوصیات احتراقی، عملکردی و آلاینده‌گی موتور در شرایط تمام بار، مطالعه می‌شود.

شبیه‌سازی موتور پایه

در این بخش، فرایند احتراق، سامانه تبادل گاز و پرخوران^۱ موتور اشتعال تراکمی MTI4.244 با کاربری کشاورزی (شکل ۱) ساخت شرکت موتورسازان تبریز به‌عنوان موتور پایه شبیه‌سازی شده است. تمامی اطلاعات تجربی شامل ورودی‌های شبیه‌سازی و موارد مقایسه‌شده با نتایج شبیه‌سازی، حاصل آزمایش‌های بخش تحقیق و توسعه شرکت موتورسازان تبریز است. این آزمایش‌ها در فشار محیط ۰/۸۶ بار و دمای ۳۰ درجه سلسیوس انجام شده‌اند. این شرایط در شبیه‌سازی یکپارچه، شرایط

1. Turbocharger

مرزی به حساب می‌آیند، زیرا چرخه شبیه‌سازی از محیط اطراف موتور آغاز می‌شود. در جدول ۱، برخی از مشخصات این موتور قابل مشاهده است. شبیه‌سازی در محیط GT-ISE نرم‌افزار GT-suite V7.3 انجام گرفته است. چهار سرعت ۱۰۰۰، ۱۳۵۰، ۱۶۰۰ و ۲۲۰۰ دور بر دقیقه^۱، که پوشش‌دهنده نقاط کارکردی مختلف هستند، مبنای شبیه‌سازی قرار گرفته‌اند. در بین این نقاط سرعت ۱۳۵۰ دور بر دقیقه نقطه بیشینه گشتاور و سرعت ۲۲۰۰ دور بر دقیقه نقطه سرعت بیشینه کارکردی و بیشینه توان تولیدی موتورند.



Figure 1- MTI4.244 diesel engine produced by Tabriz Motorsazan Company

شکل ۱- تصویری از موتور اشتعال تراکمی MTI4.244 ساخت شرکت موتورسازان تبریز

جدول ۱- مشخصات کلی موتور اشتعال تراکمی MTI4.244 ساخت شرکت موتورسازان تبریز

Table 1- General specification of MTI4.244 diesel engine produced by Tabriz Motorsazan Company

Feature	Value/state
Bore [mm]	100
Stroke [mm]	127
Connecting Rod Length [mm]	219.1
Total Displacement [liter]	3.99
Number of Cylinders	4
Compression Ratio	17.5
Firing Order	1-3-4-2
Aspiration	Wastegated turbocharger, with intercooling
Injectors	Low inertia, valve covered orifice (VCO) 5 holes (Diameer=0.276mm Depth=1mm)
Intake valve opening [CA]	338
Intake valve closing [CA]	-150
Exhaust valve opening [CA]	125
Exhaust valve closing [CA]	373

به‌منظور شبیه‌سازی فرایند احتراق موتور مورد نظر، مدل چندناحیه‌ای موتور دیزلی فواره پاشش مستقیم^۲ موجود در نرم‌افزار برای شبیه‌سازی فرایند احتراق موتور مورد نظر استفاده شده است. این مدل براساس مدل ارائه‌شده توسط هیروياسو و همکاران [۷-۹] است، که با اندکی تغییرات به‌کار گرفته شده است. این مدل، در مقایسه با مدل‌های تک ناحیه‌ای، از دقت بیشتر و در مقایسه با مدل‌های ابعادی، از سرعت بیشتری برخوردار است. لذا، برای استفاده در شبیه‌سازی یکپارچه

1. RPM

2. Direct-Injection Diesel Jet Model ('EngCylCombDIJet')

موتور مناسب‌ترین انتخاب خواهد بود. میزان دوده کمیتی است که پیش‌بینی آن کاری بسیار دشوار است. در این نرم‌افزار برای پیش‌بینی میزان دوده می‌توان از سه گزینه موجود شامل مدل‌های هیروپاسو، هیروپاسوی اصلاح شده و ناگل و استریکلند-کانستبل^۱ استفاده کرد [۱۰]. در این شبیه‌سازی از مدل هیروپاسوی اصلاح‌شده استفاده شده است. همچنین، میزان آلاینده NO_x توسط سازوکار زلدویچ توسعه‌یافته^۲ محاسبه می‌شود. نتایج این پیش‌بینی به‌شدت وابسته به محاسبه دقیق جرم گاز محبوس در محفظه احتراق، نسبت سوخت به هوا، نرخ احتراق و بیشینه دمای استوانه است [۱۰]. مدل جریان داخل استوانه، از آنجا که هم بر مدل احتراقی و هم بر مدل انتقال حرارت مؤثر است، بسیار حائز اهمیت است. این مدل فضای داخل استوانه را به نواحی هسته مرکزی، چلان^۳، پس‌رفتنی سرسیلندر و کاسه پیستون تقسیم می‌کند. در هر گام زمانی، برای هر ناحیه سرعت میانگین شعاعی، محوری و سرعت چرخش^۴ جریان با توجه به هندسه محفظه استوانه، حرکت پیستون و نرخ جریان ورودی و خروجی از سوپاپ‌ها محاسبه می‌شود. همچنین، مدل جریان شامل یک مدل تک‌ناحیه‌ای برای اغتشاش و چرخش محوری جریان^۵ است. مدل اغتشاش، معادله انرژی جنبشی اغتشاش و معادله نرخ پراکندگی اغتشاش را مانند مرجع [۱۱] حل می‌کند. با استفاده از این اطلاعات شدت میانگین اغتشاش و مقیاس طولی اغتشاش به‌صورت آبی محاسبه می‌شود [۱۰]. مدل انتقال حرارت جابه‌جایی مورد استفاده در شبیه‌سازی WoschniGT نام دارد و براساس مدل وشنی^۶ [۱۲] است. مدل اصطکاک نیز EngFrictionCF نام دارد و براساس مدل چن فلین^۷ است [۱۰]. برای شبیه‌سازی فرایند تبادل گاز موتور مورد نظر، همان‌طور که در شکل ۲ و شکل ۳ مشاهده می‌شود، همه مشخصات هندسی چندراهه هوا و دود از طریق بخش GEM3D این نرم‌افزار از فایل CAD این اجزاء استخراج شده و به‌صورت اجزای مورد استفاده در محیط GT-ISE در آمده است. ورودی‌های دیگر این مدل از قبیل شکل مقطع^۸ بادامک سوپاپ‌های هوا و تخلیه و غیره به‌صورت ورودی برای عناصر مربوط در نرم‌افزار تعریف شده است. مشخصات هندسی خنک‌کن میانی و مجراهای عبوری سیال، شامل انشعابات متصل‌کننده کمپرسور به خنک‌کن میانی و خنک‌کن میانی به چندراهه ورودی، درگاه‌های ورودی و خروجی متصل به استوانه‌ها و انشعاب پس از توربین، که جهت محاسبه افت فشار سیال و انتقال حرارت به آن دارای اهمیت است، طبق نقشه‌های موجود برای این قطعات، وارد نرم‌افزار شده است. معادلات حاکم بر جریان سیال در فرآیند تبادل گاز به‌صورت یک‌بعدی حل می‌شوند. به‌علت سادگی و سرعت بالای این روش، شبیه‌سازی یکپارچه موتور با آن امکان‌پذیر است. با این حال، به‌دلیل ماهیت یک‌بعدی این نوع شبیه‌سازی، نمی‌توان بسیاری از اطلاعات جزئی الگوهای جریان در راه‌گاه‌ها شامل میدان فشار و سرعت سه‌بعدی سیال را به‌دست آورد. اما، با توجه به سرعت بالا و دقت قابل قبول، معمولاً این مدل در کنار یک مدل احتراقی مناسب می‌تواند برای کارهای صنعتی بسیار مناسب باشد [۱۰].

در آزمون‌های تجربی انجام‌شده در شرکت موتور سازان، از خنک‌کن میانی آب به هوا استفاده شده است. ولی در شبیه‌سازی خنک‌کن میانی، به توصیه مرجع [۱۰] از یک خنک‌کن معادل، که بتواند همان افت فشار و افت دمایی را برای جریان هوای تنفس موتور برآورده سازد، استفاده شده است. شایان ذکر است میزان خنک‌کاری با توجه به میزان دبی جرمی هوا و دمای اولیه آن، که خود تابع شرایط کارکردی موتور است، متغیر است. برای مثال، در حالت پایه موتور در سرعت ۱۳۵۰ دور بر دقیقه، میزان خنک‌کاری ۶/۶ کیلووات است. به‌منظور شبیه‌سازی سامانه پرخوران، از یک مدل صفربعدی استفاده شده است. برای استفاده از این مدل، نقشه‌های عملکردی^۹ توربین و کمپرسور به‌عنوان ورودی به نرم‌افزار داده می‌شوند. هر دو نقشه

1. Nagle and Strickland-Constable
2. Extended Zeldovich mechanism
3. Squish
4. Swirl
5. Tumble
6. Woschni
7. Chen-Flynn
8. Profile
9. Operational map

عملکردی توربین و کمپرسور به تعدادی نقاط خلاصه می‌شوند که هر کدام از آن‌ها شرایط کارکردی را به وسیله سرعت، نسبت فشار، نرخ جریان و بازده ترمودینامیکی توصیف می‌کنند. نقاط کارکردی مابین و خارج از نقاط اندازه‌گیری شده، درون‌یابی و برون‌یابی می‌شوند. در این روش، عملکرد پرخوران مستقل از تغییرات هندسی و مقادیر خواص آیرودینامیکی و دمایی توربین است [۱۰]. این مدل، با دقتی قابل قبول، سرعت بسیار بالایی دارد که آن را مناسب شبیه‌سازی یکپارچه موتور می‌کند. به منظور شبیه‌سازی سامانه پرخوران این موتور، که مدل GT2052 ساخت شرکت گرت^۱ است، نقشه‌های عملکردی این سامانه، شامل نقشه عملکردی توربین حاصل آزمایش‌های انجام شده در دانشگاه جنوا^۲ ایتالیا تحت نظر پروفیسور ماسیمو کاپوبیانکو^۳ و نقشه عملکردی کمپرسور ارائه شده توسط شرکت سازنده، وارد نرم‌افزار شده و جهت انطباق با نتایج تجربی این مدل نیز کالیبره شده است. در انتها، این مدل‌ها به هم متصل شده و یک مدل یکپارچه با در نظر گرفتن تعامل بین اجزای موتور تشکیل شده است. نمودار کنده‌ای^۴ شبیه‌سازی یکپارچه موتور در محیط GT-ISE در شکل ۴ مشاهده می‌شود و در جدول ۲ برخی از ورودی‌های مهم شبیه‌سازی مشاهده می‌شود. برای محاسبه مقدار انرژی جنبشی آشفته^۵ و مقیاس طولی آشفته^۶ در لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی^۷ از روابط مرجع [۱۳] استفاده شده است. مقدار مقیاس طولی آشفته مستقل از سرعت و برابر با ۵/۳۵ میلی‌متر است.

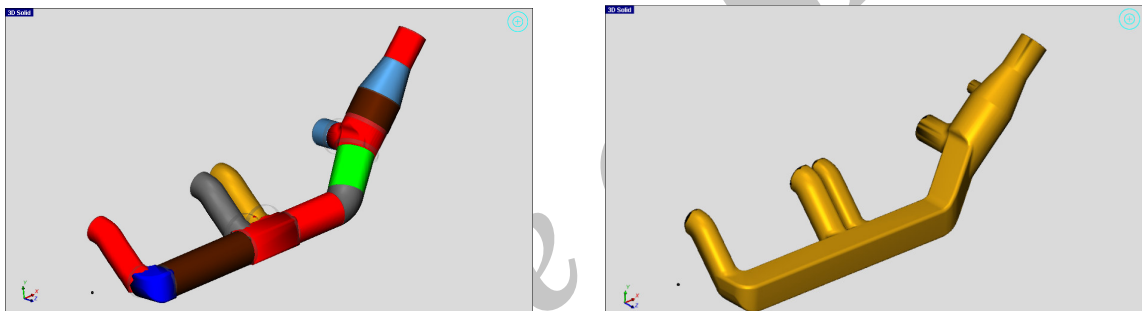


Figure 2- CAD model of intake manifold and it's discretization in GEM3D
 شکل ۲- تصویری از فایل CAD چندراهه ورودی و گسسته‌سازی آن در محیط GEM3D

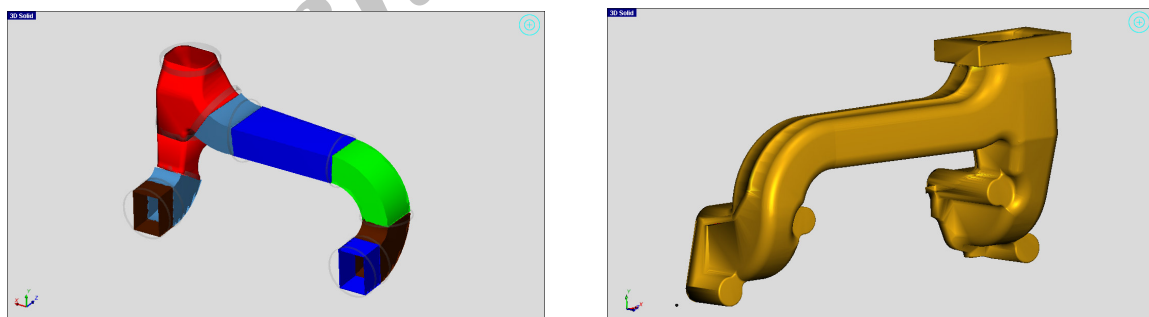


Figure 3- CAD model of exhaust manifold and it's discretization in GEM3D
 شکل ۳- تصویری از فایل CAD چندراهه خروجی و گسسته‌سازی آن در محیط GEM3D

1. GARETT
2. University of Genoa
3. Massimo Capobianco
4. Block diagram
5. Turbulent kinetic energy (TKE)
6. Turbulent length scale (TLS)
7. Intake valve closing (IVC)

جدول ۲- برخی از ورودی‌های مهم شبیه‌سازی برای موتور پایه در سرعت‌های مختلف

Table 2- Some important inputs for base engine simulation at different engine speeds

engine speeds[rpm]	1000	1350	1600	2200
Injection timing [CA-ATDC]	7.6	7.4	8	4.1
Overall air fuel ratio	17.25	19.25	21.02	19.62
Turbulent kinetic energy at IVC [m2/s]	6.51	11.86	16.66	31.53

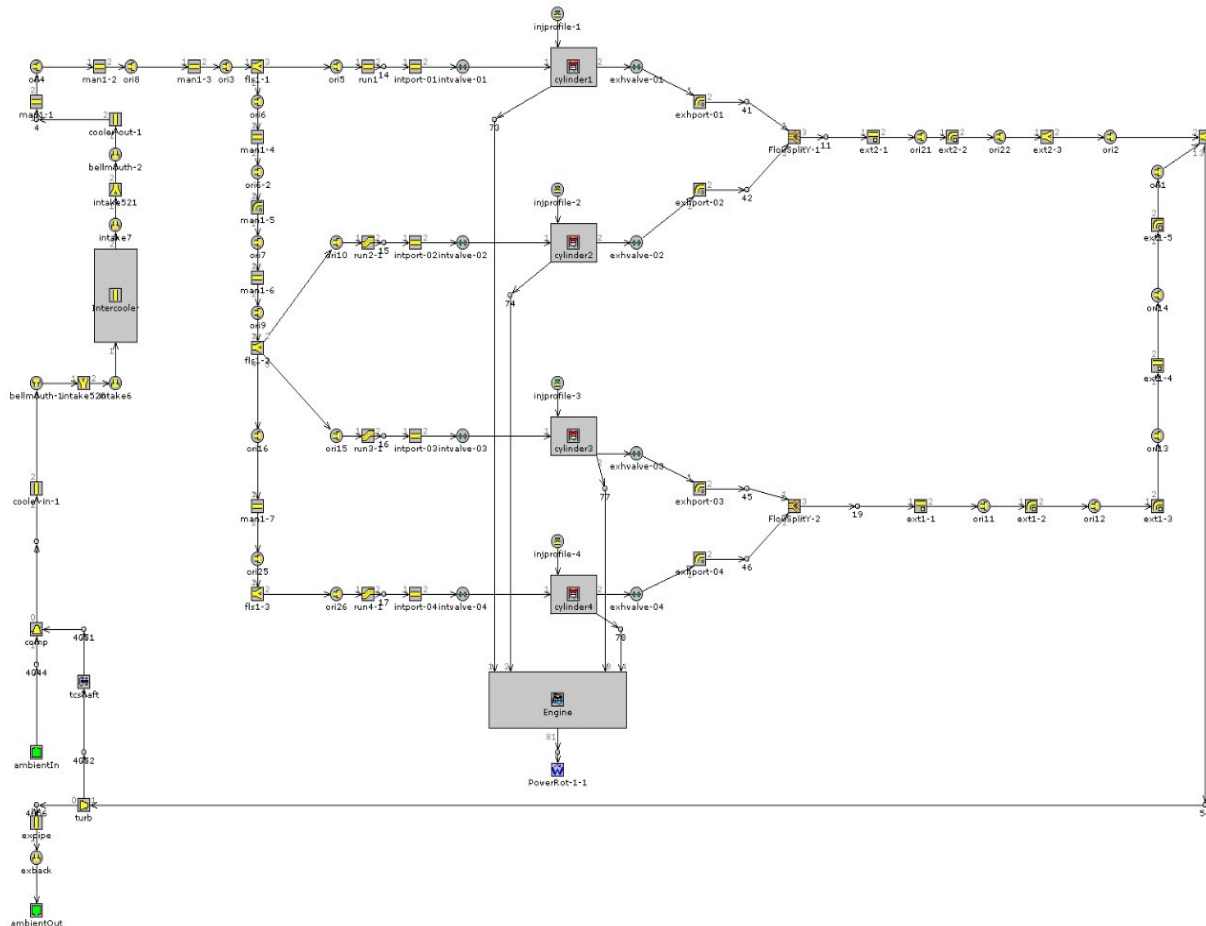


Figure 4- Block diagram of integrated simulation of MTI4.244 diesel engine in GT-ISE

شکل ۴- نمودار کنده‌ای شبیه‌سازی یکپارچه موتور MTI4.244 در محیط GT-ISE

نتایج و بحث

هرچند هر یک از مدل‌های احتراق، سامانه تبادل گاز و پرخوران به صورت مجزا کالیبره و صحت‌سنجی شده‌اند، با این حال، به منظور صحت‌سنجی شبیه‌سازی یکپارچه، می‌توان با مقایسه بازده حجمی حاصل از شبیه‌سازی و مقادیر تجربی به دقت شبیه‌سازی پی برد. شکل ۵ مبین این موضوع است. در سرعت‌های ۱۰۰۰، ۱۳۵۰، ۱۶۰۰ و ۲۲۰۰ دور بر دقیقه به ترتیب ۸/۹، ۰/۶۴، ۰/۲ و ۱/۳۴ درصد خطا در محاسبه بازده حجمی وجود دارد، که با توجه به تعاملی بودن مدل و اثر متقابل احتراق، سامانه تبادل گاز و پرخوران بر هم مقادیر قابل قبولی هستند.

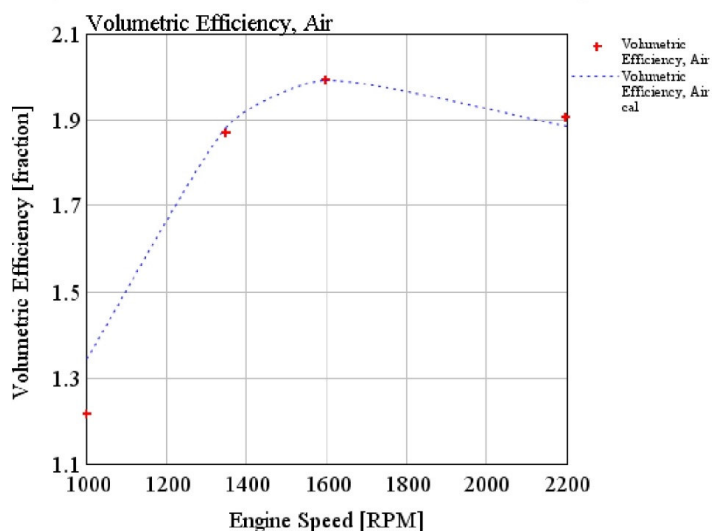


Figure 5- Volumetric efficiency resulted from interactive simulation compared with experimental data

شکل ۵- مقایسه بازده حجمی حاصل از شبیه‌سازی تعاملی با نتایج تجربی

در ادامه، به منظور اطمینان از شبیه‌سازی فرایند احتراق، نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج تجربی مقایسه شده است. در شکل ۶ و شکل ۷، فشار برحسب زاویه لنگ، نرخ آزادسازی گرما و آزادسازی گرمای انباشته برای سرعت منتخب ۱۳۵۰ دور بر دقیقه مشاهده می‌شود.

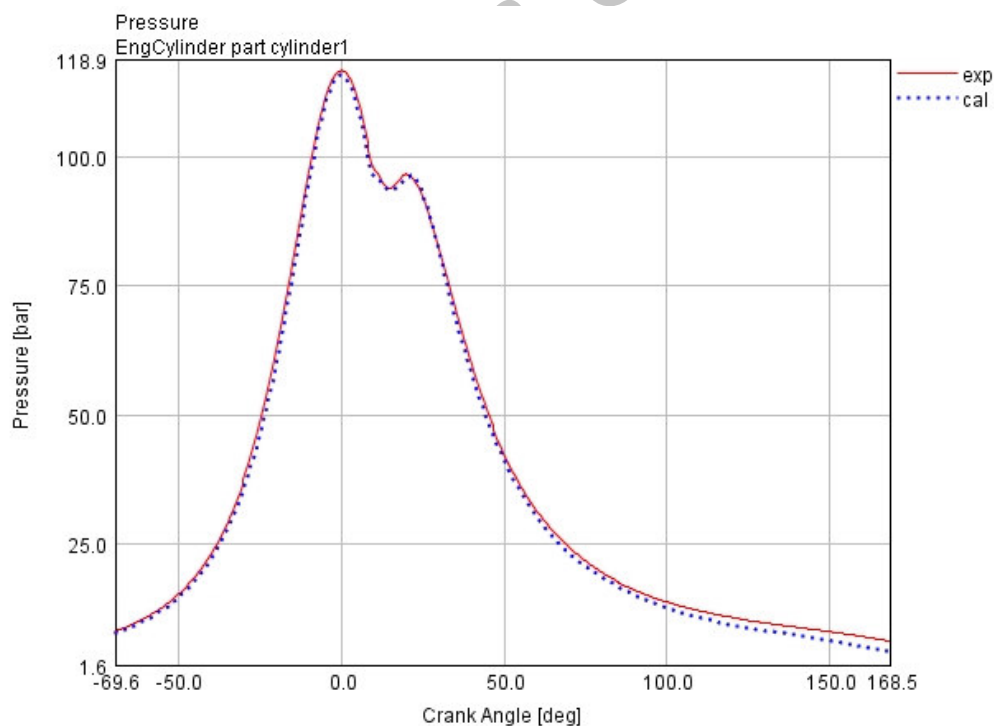
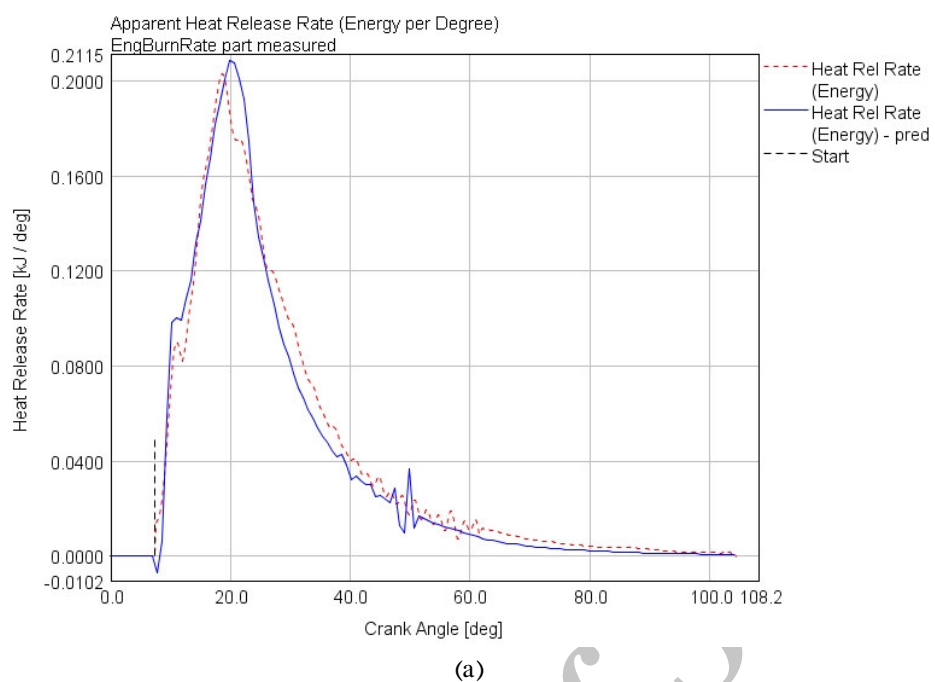
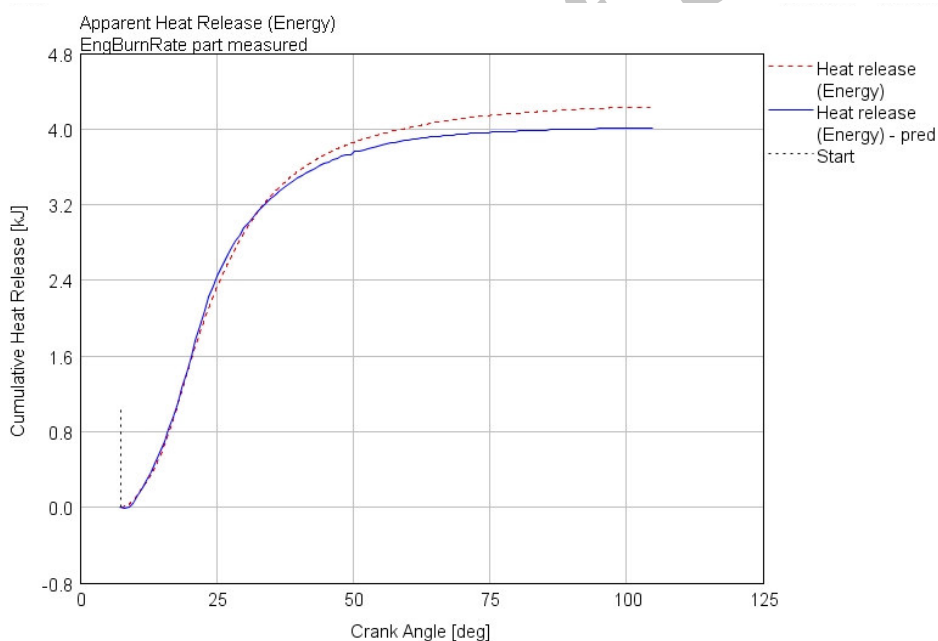


Figure 6- Comparison between measured and predicted in-cylinder pressure at 1350 RPM

شکل ۶- مقایسه نتایج شبیه‌سازی و تجربی فشار- زاویه‌ی لنگ در ۱۳۵۰ دور بر دقیقه



(a)



(b)

Figure 7- Comparison between experimental and simulation results at 1350 RPM a) heat release rate b) cumulative heat release

شکل ۷- مقایسه نتایج شبیه‌سازی و تجربی در ۱۳۵۰ دور بر دقیقه: (الف) نرخ آزادسازی گرما، (ب) آزادسازی گرمای انباشته

در شکل ۸ نیز منحنی‌های عملکردی حاصل از شبیه‌سازی با نتایج تجربی مقایسه می‌شود. همان‌طور که مشاهده می‌شود، بیشترین خطا در محاسبه توان و گشتاور مربوط به سرعت ۱۳۵۰ دور بر دقیقه است که به ترتیب برابر با ۱/۳ و ۱/۳۶ درصد است. همه این نتایج مبین انطباق بسیار خوب نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی است.

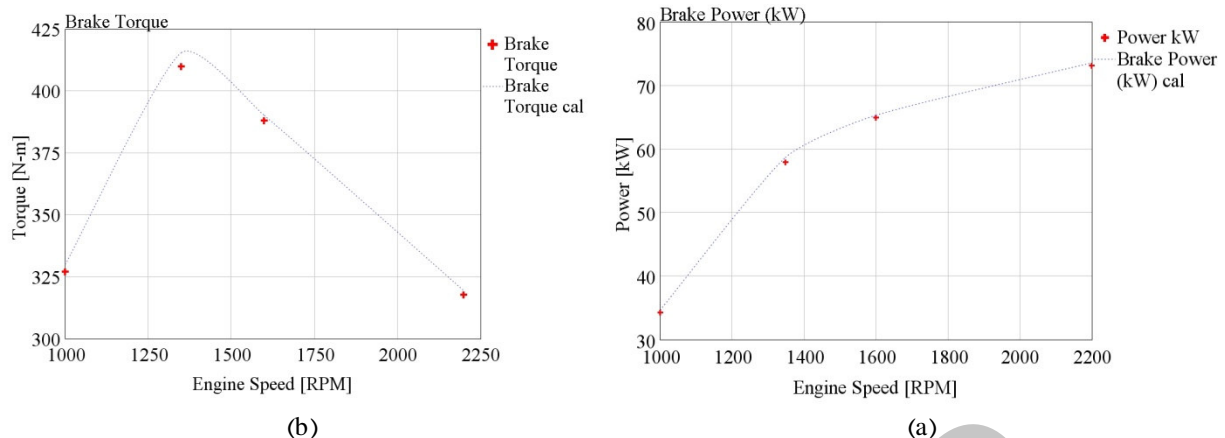


Figure 8- comparison between experimental and simulation operational curves: a) power-speed b) torque-speed

شکل ۸- مقایسه منحنی‌های عملکردی تجربی و شبیه‌سازی: (الف) توان (ب) دور-گشتاور-دور

به منظور بررسی اثر متغیرهای مختلف بر آلاینده‌های خروجی از موتور، ابتدا باید از صحت شبیه‌سازی در این زمینه نیز اطمینان حاصل شود. مهم‌ترین آلاینده‌های خروجی از یک موتور اشتعال تراکمی، آلاینده‌های NO_x و دوده هستند. با توجه به اطلاعات تجربی که در حالت بار کامل تنها برای دو سرعت بیشینه توان و بیشینه گشتاور موجود بود، در شکل ۹ نتایج شبیه‌سازی با این نتایج صحه‌گذاری شده‌اند. بیشترین خطا برای مقادیر پیش‌بینی شده NO_x در سرعت ۱۳۵۰ دور بر دقیقه و برابر با ۲/۷ درصد است و این مقدار برای دوده ۲/۹ درصد است.

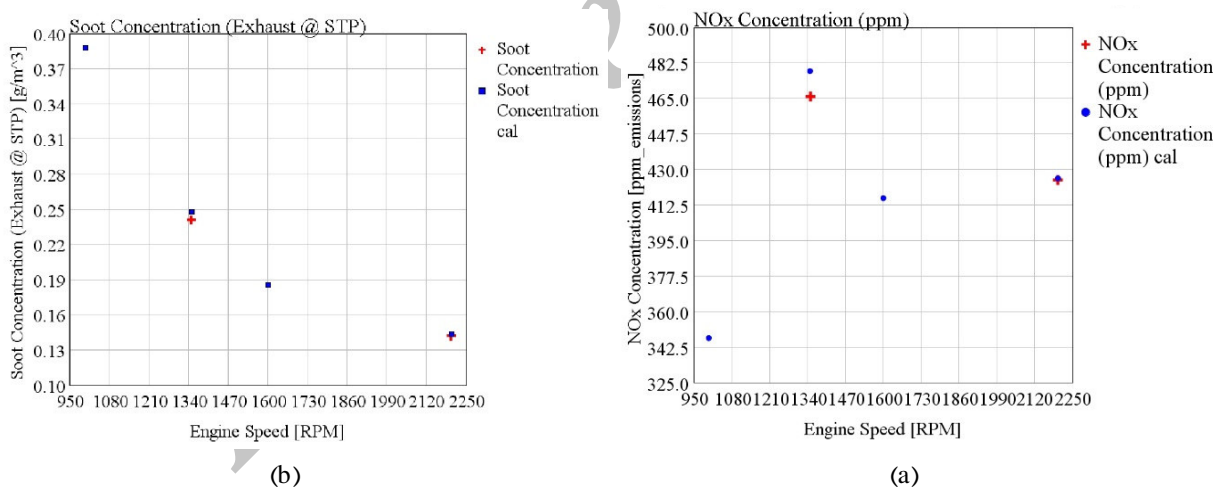


Figure 9- comparison between experimental and simulated emission concentration a) NO_x b) soot

شکل ۹- مقایسه نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی در مورد میزان (الف) NO_x و (ب) دوده خروجی از موتور

بررسی اثر زمان‌بندی پاشش سوخت

بزرگترین چالش در موتورهای اشتعال تراکمی کاهش هم‌زمان آلاینده‌های NO_x و دوده است. تعجیل در پاشش سوخت، علاوه بر این که با افزایش دمای محلی تشکیل NO_x را تشدید می‌کند، باعث افزایش تأخیر در اشتعال و سهم احتراق پیش‌مخلوط شده که در این حین مخلوط فقیر احتراقی بیشتری به وجود می‌آید و چون در این مخلوط دسترسی به اکسیژن بیشتر است تولید NO_x بیشتر می‌شود. با تأخیر در پاشش نیز، دوده تشکیل شده فرصت کمتری برای حضور در مناطق دما بالا و مصرف

دوباره دارد؛ لذا میزان دوده خروجی بیشتر می‌شود [۱۴]. با توجه به این موضوع که در موتور پایه، به منظور کاهش میزان آلاینده NOx پاشش سوخت بسیار دیر هنگام و حتی بعد از نقطه‌ی مرگ بالا اتفاق می‌افتد، لذا زمان‌بندی پاشش سوخت یکی از مؤثرترین عوامل جهت افزایش توان موتور مورد نظر است. البته، باید در انتخاب زمان پاشش، علاوه بر میزان توان تولیدی، نثر آلاینده‌ها و دیگر عوامل محدودکننده نیز مدنظر باشند. با این اوصاف، با یک توزیع پاشش ثابت برای هر سرعت، اثر زمان‌بندی آغاز پاشش سوخت بر عملکرد و آلاینده‌ها بررسی شده است.

عملکرد موتور مورد نظر در سرعت ۱۳۵۰ دور بر دقیقه بسیار دارای اهمیت است؛ چرا که این سرعت، دارای بیشینه گشتاور تولیدی است که برای یک موتور با کاربری کشاورزی از اهمیت خاصی برخوردار است. به‌منظور بررسی اثر زمان‌بندی پاشش سوخت بر عملکرد و آلاینده‌های موتور مورد نظر در سرعت ۱۳۵۰ دور بر دقیقه زمان آغاز پاشش از ۲۰ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا (CA-BTDC) تا ۱۰ درجه میل‌لنگ بعد از نقطه مرگ بالا (CA-ATDC) تغییر داده شد. روند افزایش توان تولیدی و میزان آلاینده NOx همراه با کاهش دوده با پیش‌انداختن پاشش در شکل ۱۰ قابل مشاهده است. در این شکل، می‌توان حالت پایه موتور را با زمان‌بندی‌های دیگر پاشش هم از نظر توان و هم از نظر آلاینده‌ها مقایسه کرد. در حالت پایه، طراح قصد داشته است صرفاً میزان NOx را کاهش دهد که در این راه توان تولیدی و به بیان دیگر اقتصاد سوخت فدا شده است. در صورتی که برای کاهش میزان آلاینده NOx راهی جز پاشش دیر هنگام برای این موتور انتخاب شود، می‌توان با پیش-انداختن پاشش، علاوه بر افزایش توان، میزان دوده را نیز کاهش داد، به‌طوری که بیشینه توان تولیدی با پاشش در CA-5 BTDC و کمینه میزان دوده برای این سرعت با پاشش در CA-BTDC ۸ حاصل می‌شود. علت افزایش توان با پیش‌انداختن پاشش سوخت، بالاتر رفتن میزان فشار داخل استوانه است (شکل ۱۱) که خود می‌تواند ناشی از هم‌زمانی تراکم ناشی از حرکت پیستون به سمت نقطه مرگ بالا و انبساط گازهای داخل استوانه در نتیجه احتراق باشد. لذا، در پیش‌اندازی پاشش باید به بیشینه فشار مجاز برای موتور توجه شود.

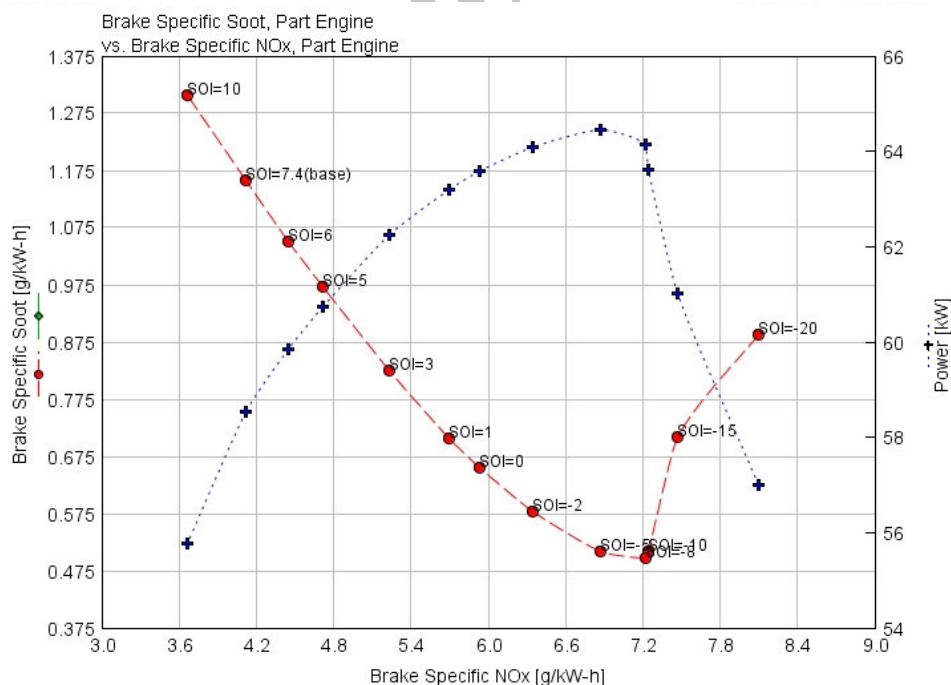


Figure 10- NO_x-soot-power trade off curves with changing of injection timing at 1350 RPM

شکل ۱۰- منحنی مصالحه NO_x و دوده و توان تولیدی با تغییر زمان‌بندی پاشش سوخت در سرعت ۱۳۵۰ دور بر دقیقه

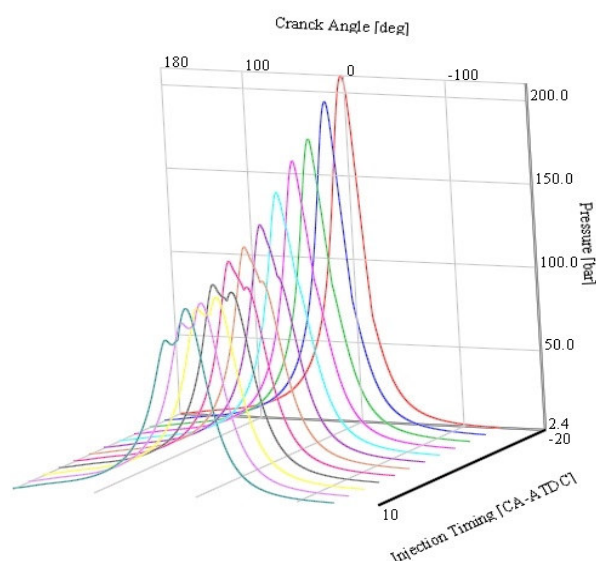


Figure 11- comparison between cylinder 1 pressure curves for different injection timing at 1350 RPM

شکل ۱۱- مقایسه منحنی فشار-زاویه‌ی لنگ (استوانه‌ی ۱)، برای زمان‌بندی‌های مختلف پاشش در ۱۳۵۰ دور بر دقیقه

در ۱۲-الف مشاهده می‌شود که در اولین استوانه موتور مورد نظر و در سرعت ۱۳۵۰ دور بر دقیقه با پیش‌انداختن پاشش در محدوده ذکر شده میزان تولید آلاینده NOx افزایش می‌یابد. همان‌طور که پیش‌تر گفته شد، یکی از علل افزایش NOx پاشش زود هنگام، افزایش تأخیر در اشتعال است که باعث تشکیل مخلوط فقیر بیشتر و افزایش سهم احتراق پیش‌آمیخته می‌شود. با توجه به شکل ۱۲ و شکل ۱۳، مشاهده می‌شود که با پیش‌انداختن پاشش از ۱۰ CA-ATDC تا نقطه مرگ بالا تأخیر در اشتعال و سهم احتراق پیش‌آمیخته روندی کاهشی دارد، حال آنکه میزان NOx روند افزایشی داشته است. پس این افزایش نمی‌تواند ناشی از اثر تأخیر در اشتعال باشد و علت آن بالاتر رفتن سهم مراحل اولیه احتراق نفوذی و بالاتر رفتن دمای مناطق تشکیل این آلاینده است، اما پس از آن، افزایش سهم احتراق پیش‌آمیخته نیز با عامل فوق همراه می‌شود و روند افزایشی تولید NOx ادامه می‌یابد. البته، پس از رسیدن آغاز پاشش به ۸ CA-BTDC میزان خروجی آن تغییر چندانی نمی‌کند. در مورد آلاینده دوده مشاهده می‌شود که تا رسیدن به ۲ CA-BTDC، که هنوز سهم احتراق پیش‌آمیخته افزایش نیافته است، روند کاهشی در تولید آن حاکم است که می‌تواند ناشی از بهبود احتراق نفوذی باشد. منظور از بهبود احتراق افزایش مدت زمان دنباله احتراق و افزایش سهم مراحل اولیه احتراق و افزایش دمای مناطق احتراقی است که باعث می‌شود هسته‌های^۱ تشکیل‌دهنده این آلاینده کم‌تر تشکیل شوند. اگر به این امر توجه شود که موتور پایه در این دور حدود ۷ درصد EGR داخلی دارد، ادعای فوق با حالت همراه با EGR در مرجع [۱۵] مطابقت دارد. علاوه بر آن، باز هم مطابق این مرجع، از ۵ CA-BTDC تا ۲۰ CA-BTDC مشاهده می‌شود که تولید این آلاینده بیشتر شده است، که ناشی از کاهش سهم مراحل ابتدایی احتراق نفوذی و کاهش دمای مناطق تشکیل هسته‌های دوده و تشکیل بیشتر آن است.

در نهایت، باید با مصالحه بین آلاینده‌ها و توان تولیدی یک زمان‌بندی مناسب پیشنهاد کرد و البته در این بین، علاوه بر بیشینه فشار داخل استوانه (شکل ۱۱)، باید به میزان صدای تولیدی موتور نیز توجه شود. با افزایش نرخ افزایش فشار استوانه میزان آلودگی صوتی موتور نیز بیشتر می‌شود. افزایش بیش از حد این موضوع در ادبیات فن با عنوان کوبش دیزلی شناخته می‌شود که علاوه بر صدا باعث ارتعاشات و برخی عوارض نامطلوب دیگر نیز می‌شود [۱۶]. اینکه چه حد مجازی برای این متغیر باید در نظر گرفت مسئله‌ای چالش برانگیز است. بسیاری از منابع بررسی این موضوع را نه به‌طور مستقیم، بلکه با اندازه‌گیری

1. Nuclei

صدای تولیدی از موتور انجام می‌دهند، زیرا برقراری رابطه‌ای معقول بین این متغیر و صدای تولیدی بسیار دشوار و اختلافات در این زمینه زیاد است [۱۷]. در شکل ۱۴، مشاهده می‌شود که با پیش‌انداختن پاشش به ۲CA-BTDC روند افزایشی نرخ افزایش فشار استوانه آغاز می‌شود. این موضوع ناشی از افزایش سهم احتراق پیش‌آمیخته است. بنابراین، توصیه می‌شود در این سرعت و در این موتور برای پاشش قبل از ۲CA-BTDC صدای تولیدی و ارتعاشات موتور بررسی شود. در نهایت، با در نظر گرفتن مسائل ذکر شده و مطالعه EGR طراحی شده برای موتور مورد نظر، می‌توان زمان بندی پاشش مناسب این سرعت را برای موتور مورد نظر انتخاب کرد. شایان ذکر است با پیش‌انداختن پاشش به همین زمان ۲CA-BTDC هم، افزایش ۹/۵۳ درصدی توان، کاهش ۴۹/۸۷ درصدی دوده و البته افزایش نامطلوب ۵۴/۱۲ درصدی NO_x حاصل می‌شود.

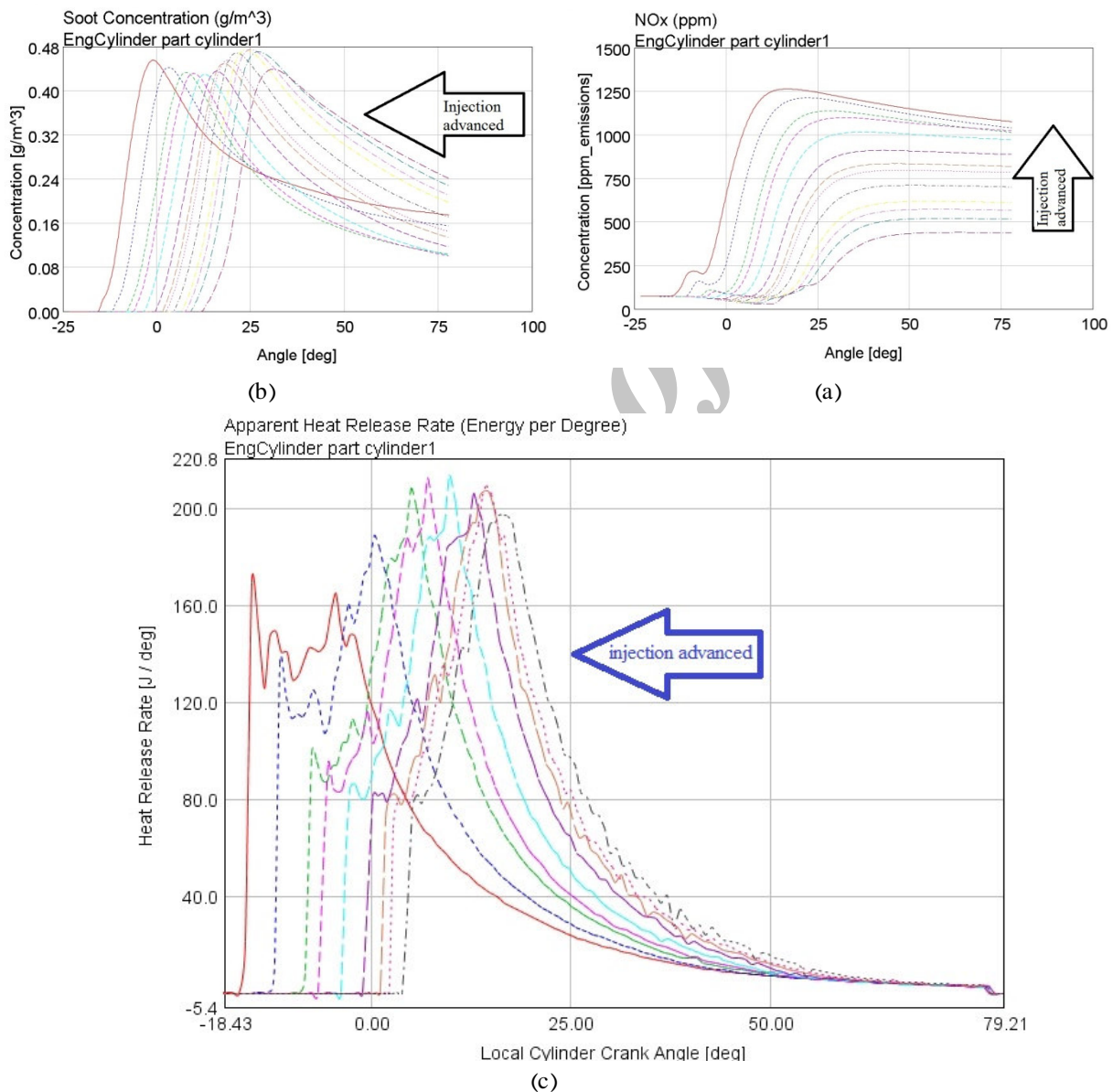


Figure 12- Effect of injection timing on a) NO_x formation b) soot formation c) heat release rate, curves in cylinder 1, at 1350 RPM

شکل ۱۲- مقایسه منحنی‌های (الف) روند تشکیل NO_x ، (ب) روند تشکیل دوده، (ج) نرخ آزادسازی گرما، با تغییر زمان پاشش در استوانه شماره (۱) در ۱۳۵۰ دور بر دقیقه

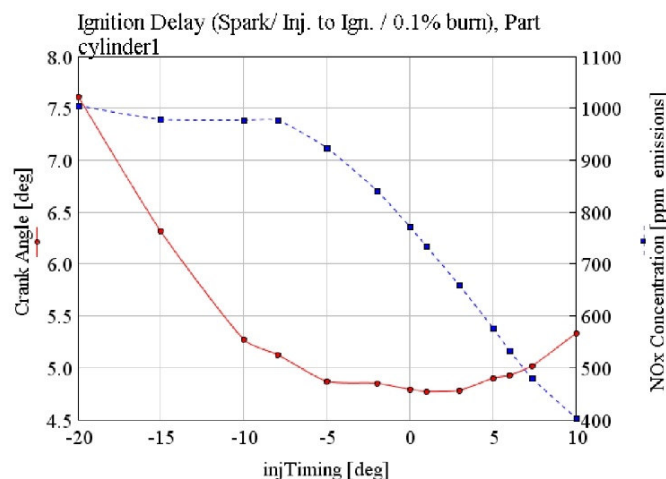


Figure 13- Variations of ignition delay and NO_x concentration versus injection timing in cylinder 1 at 1350 RPM

شکل ۱۳- تغییرات تأخیر در اشتعال (استوانه ۱) و میزان NO_x با تغییر زمان پاشش در ۱۳۵۰ دور بر دقیقه

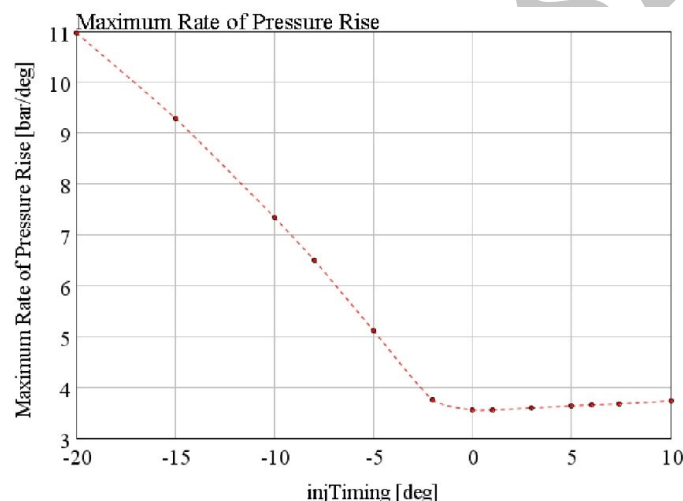


Figure 14- Variation of maximum rate of pressure rise versus injection timing in cylinder 1, at 1350 RPM

شکل ۱۴- میزان تغییر بیشینه نرخ افزایش فشار استوانه ۱ با تغییر زمان پاشش در ۱۳۵۰ دور بر دقیقه

سپس، به طور مشابه اثر زمان بندی پاشش سوخت بر عملکرد و آلاینده های موتور مورد نظر در دیگر سرعت ها بررسی شد که نتایج به لحاظ کیفی مشابه نتایج سرعت ۱۳۵۰ دور بر دقیقه بود. برای سرعت ۲۲۰۰ دور بر دقیقه بیشینه توان تولیدی و کمینه میزان دوده با پاشش در ۱۱ CA-BTDC حاصل می شود. با در نظر گرفتن مسائل ذکر شده در مورد سرعت ۱۳۵۰ دور بر دقیقه، با پیش انداختن پاشش به زمان ۵CA-BTDC، افزایش ۱۴/۷۴ درصدی توان، کاهش ۵۹/۱ درصدی دوده و البته افزایش نامطلوب ۷۹/۲ درصدی NO_x حاصل می شود. به همین ترتیب، برای سرعت ۱۶۰۰ دور بر دقیقه، بیشینه توان تولیدی با پاشش در ۸ CA-BTDC و کمینه میزان دوده برای این سرعت با پاشش در بازه ۸-۱۱ CA-BTDC حاصل می شود. با در نظر گرفتن مسائل ذکر شده در مورد سرعت ۱۳۵۰ دور بر دقیقه، با پیش انداختن پاشش به زمان ۲CA-BTDC افزایش ۱۲/۳۵ درصدی توان، کاهش ۶۴/۵۹ درصدی دوده و البته افزایش نامطلوب ۷۵/۸۸ درصدی NO_x حاصل می شود. اما، برای سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه روند افزایش توان تولیدی و میزان آلاینده NO_x با پیش انداختن پاشش، مطابق با شکل ۱۵، قابل

مشاهده است، به طوری که بیشینه توان تولیدی با پاشش در بازه ۳-۷ CA-BTDC و کمینه میزان دوده برای این سرعت با پاشش در بازه ۶-۷ CA-BTDC حاصل می‌شود. نکته قابل توجه در این شکل، کاهش تولید دوده با پاشش بعد از نقطه مرگ بالا (TDC) است که در شکل ۱۷ نیز به وضوح مشاهده می‌شود. این موضوع می‌تواند ناشی از افزایش نسبت هوا به سوخت باشد که در شکل ۱۶ مشاهده می‌شود. با توجه به ثابت بودن میزان سوخت پاشیده شده در این شرایط، علت این افزایش، بالارفتن سطح انرژی مخلوط خروجی از موتور با تأخیر در پاشش و ورود آن به توربین است که باعث دمیدن هوای بیشتر به موتور، توسط پرخوران می‌شود. شایان ذکر است در این سرعت نیز با پیش‌انداختن پاشش به نقطه مرگ بالا، افزایش ۳/۲۲ درصدی توان حاصل می‌شود که البته همراه با افزایش نامطلوب ۱۰/۵۴ درصدی NOx و ۷/۱۴ درصدی دوده است.

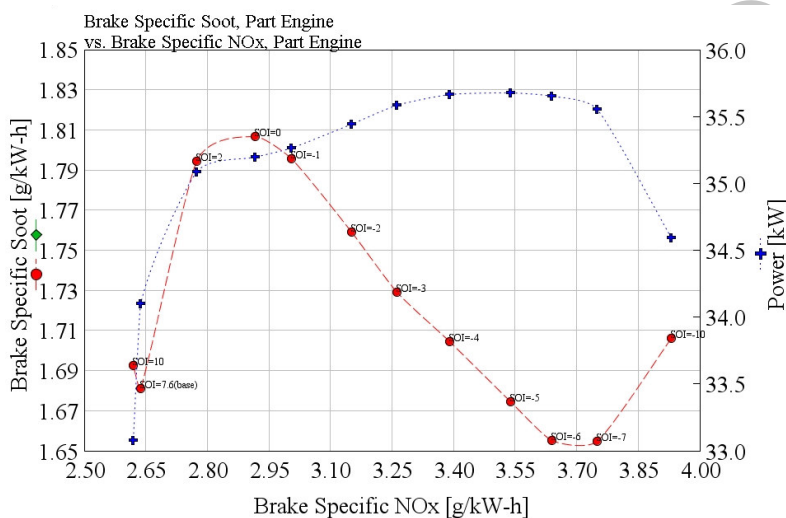


Figure 15- NO_x-soot-power trade off curves with changing of injection timing at 1000 RPM

شکل ۱۵- منحنی مصالحه NO_x و دوده و توان تولیدی با تغییر زمان بندی پاشش سوخت در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه

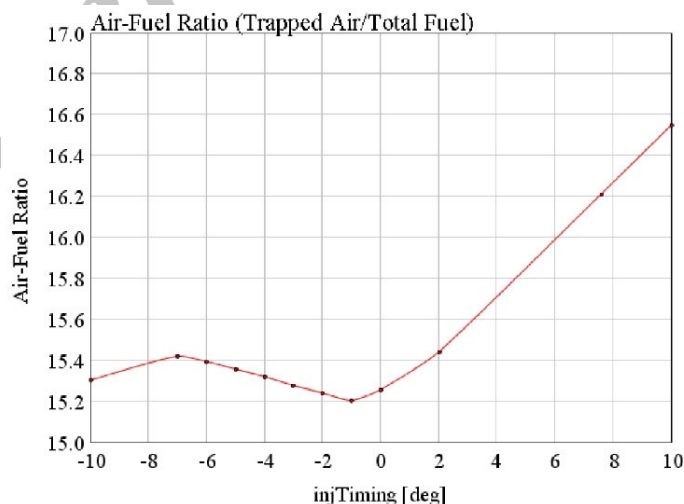


Figure 16- Effect of injection timing on air fuel ratio at 1000 RPM

شکل ۱۶- تغییرات نسبت هوا به سوخت با تغییر زمان پاشش در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه

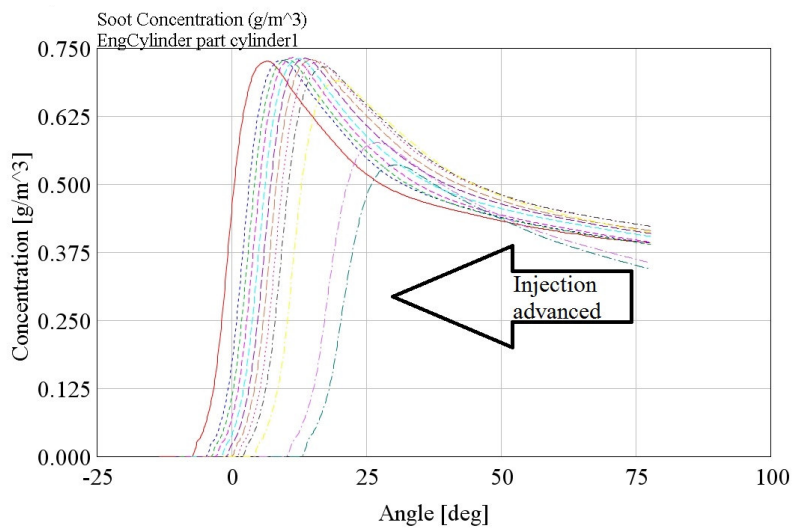


Figure 17- Effect of injection timing on soot formation in cylinder 1 at 1000 RPM

شکل ۱۷- مقایسه منحنی‌های روند تشکیل دوده با تغییر زمان پاشش در استوانه‌ی شماره (۱) در ۱۰۰۰ دور بر دقیقه

بررسی اثر بازخورانی گازهای خروجی

همان‌طور که پیش‌تر گفته شد، پاشش زود هنگام سوخت برای موتور مورد نظر منجر به افزایش آلایندگی NO_x می‌شود. برای حل این مشکل، می‌توان از اعمال EGR بهره برد. به منظور بررسی اثر متقابل EGR بر احتراق و همین‌طور اثر آن‌ها بر پرخوران باید در مدل تعاملی، مسیر EGR در نظر گرفته شود. بدین منظور، لازم است مسیر EGR شامل اتصالات، کنترل‌کننده و خنک‌کن EGR برای این موتور طراحی شود؛ لذا، ابتدا باید میزان EGR برای شرایط کارکردی مختلف موتور مورد نظر پیشنهاد شود. در همین راستا و برای نمونه، در شرایط کارکردی تمام‌بار با برخی فرضیات معقول و با استفاده از یک مدل تک‌استوانه در نرم‌افزار GT-Suite اثر هم‌زمان میزان EGR و زمان‌بندی پاشش سوخت بر عملکرد و آلایندگی‌های این موتور صرفاً در سرعت‌های بیشینه توان و بیشینه گشتاور، یعنی ۲۲۰۰ و ۱۳۵۰ دور بر دقیقه، بررسی شده است. فرضیاتی که در این شبیه‌سازی در نظر گرفته شده است از این قرار است:

- EGR در نظر گرفته شده در این حالت دارای شرایط ترمودینامیکی محصولات احتراق است و هیچ افت دما و فشاری در آن لحاظ نشده است.

- میزان جرم به‌دام افتاده در استوانه در تمامی شرایط ثابت فرض شده است. بنابراین، با افزایش میزان EGR سهم هوای ورودی به موتور کم شده است.

همچنین، باید به این نکات توجه داشت که این مدل به صورت چرخه بسته است و محاسبات از زمان بسته‌شدن سوپاپ ورودی آغاز می‌شود و نتایج حاصل از این مدل مربوط به استوانه شماره ۱ موتور است و بین مقادیر عددی این نتایج با نتایج مدل کلی موتور تمایز وجود دارد. با این اوصاف، این شبیه‌سازی با نمایش اثر هم‌زمان تغییر میزان EGR گرم و زمان‌بندی پاشش سوخت در این موتور، به این موضوع کمک می‌کند که بتوان اطلاعات لازم برای طراحی مسیر EGR برای موتور مورد نظر را فراهم کرد. برای سرعت ۲۲۰۰ دور بر دقیقه، با افزایش درصد EGR میزان NO_x کاهش چشمگیری داشته است. بنابراین، هرچند این امر بر عملکرد موتور و میزان آلایندگی دوده نیز اثرگذار است، با این حال، می‌توان با مصالحه بین این موارد، زمان‌بندی پاشش همراه با درصد EGR مناسب را پیشنهاد داد. برای نمونه، در صورت آغاز پاشش در CA-BTDC ۵ همراه با ۲۰ درصد EGR می‌توان هم‌زمان کاهش هردو آلایندگی NO_x و دوده را به دست آورد. این موضوع البته با بهبود اقتصاد سوخت نیز همراه است. در اقدامی مشابه، می‌توان در سرعت بیشینه گشتاور، یعنی ۱۳۵۰ دور بر دقیقه نیز، هم‌زمان کاهش آلایندگی‌ها و

بهبود توان تولیدی و در نتیجه اقتصاد سوخت را با پیش‌انداختن پاشش به بازه CA-BTDC ۲-۵ تجربه کرد. این موضوع، با توجه به شکل ۱۸ و ۱۹، قابل مشاهده است. در شکل ۱۹، همچنین، تأثیر نامطلوب افزایش EGR بر مصرف سوخت یا در صورت ثابت بودن میزان سوخت (فرض این پژوهش)، کاهش توان تولیدی قابل مشاهده است.

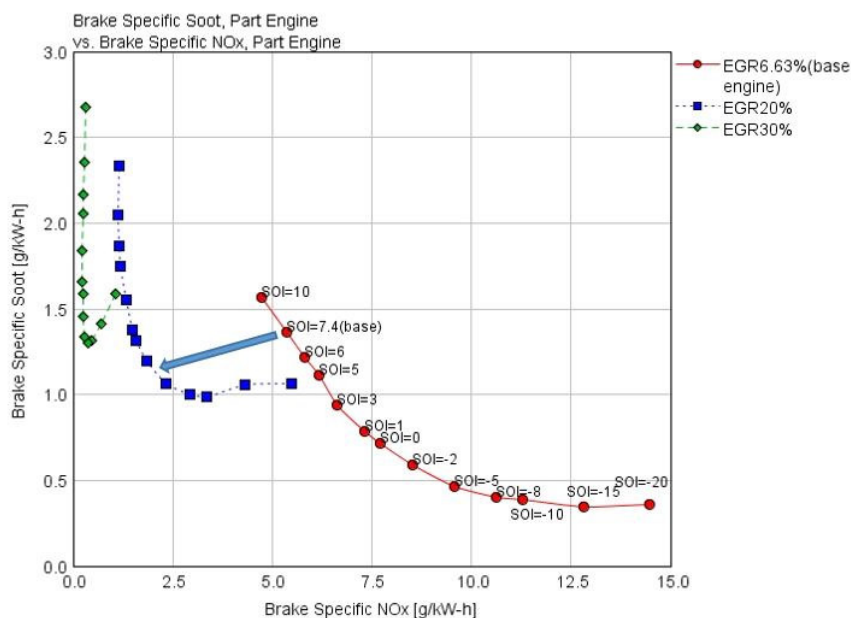


Figure 18- Effect of EGR percentages on NO_x-soot trade off curves with changing injection timing at 1350 RPM

شکل ۱۸- منحنی مصالحه آلاینده‌های NO_x و دوده با تغییر زمان‌بندی پاشش سوخت برای درصدهای مختلف EGR در سرعت ۱۳۵۰ دور بر دقیقه

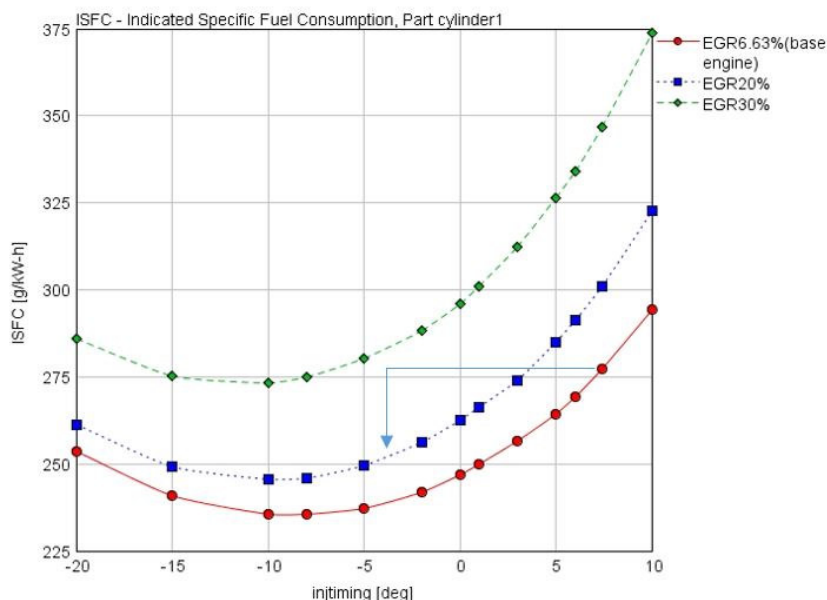


Figure 19- Effect of EGR percentages on ISFC variation curves with changing injection timing at 1350 RPM

شکل ۱۹- تغییرات مصرف ویژه سوخت با تغییر زمان‌بندی پاشش سوخت برای درصدهای مختلف EGR در سرعت ۱۳۵۰ دور بر دقیقه

نتیجه گیری

از آنجا که افزایش توان و کاهش آلاینده‌های یک موتور، نیازمند طراحی مجدد است، در کار حاضر موتور دیزلی MTI4.244 ساخت شرکت موتورسازان تبریز، به‌عنوان موتور پایه مد نظر قرار گرفت و با شبیه‌سازی فرایند احتراق آن در نرم‌افزار GT-Suite و اتصال آن به مدل پرخوران و تبادل گاز جهت شبیه‌سازی یکپارچه، امکان بهبود عملکردی و آلاینده‌گی این موتور بررسی شد. در این پژوهش، با مطالعه برخی از مهم‌ترین پارامترهایی که با توجه به مدل انتخابی و اطلاعات تجربی موجود قابلیت بررسی آن‌ها وجود داشت سعی شد، تا با تحمیل کمترین تغییرات ممکن به موتور مورد نظر، راه‌کارهایی جهت بهبود توان و آلاینده‌های موتور مورد نظر پیشنهاد شود. ذکر این نکته ضروری است که با توجه به یکپارچه‌بودن شبیه‌سازی نتایج این پژوهش از نظر صنعتی بسیار قابل اتکا خواهند بود و در مقایسه با شبیه‌سازی‌های دیگر فاصله کمتری با واقعیت دارند. باید به این نکته نیز توجه داشت که ارتقاء موتور دارای مراحل مختلفی است که امکان‌سنجی احتراقی، ابتدایی‌ترین گام در این مسیر است. با توجه به این موارد، به‌منظور بهبود هم‌زمان آلاینده‌ها و توان تولیدی موتور مورد نظر، تأثیر متغیرهای زمان‌بندی پاشش سوخت و میزان EGR بر خصوصیات احتراقی، عملکردی و آلاینده‌گی موتور، در شرایط تمام‌بار، مطالعه شد. برای نمونه، در سرعت ۱۳۵۰ دور بر دقیقه، که سرعت پیشینه گشتاور این موتور است، صرفاً با پیش‌انداختن زمان آغاز پاشش سوخت به ۲ درجه قبل از نقطه مرگ بالا توان به میزان ۹/۵۳ درصد افزایش و آلاینده دوده ۴۹/۸۷ درصد کاهش یافت، که البته همراه با ۵۴/۱۲ درصد افزایش آلاینده NO_x بود. در انتها، با پیش‌انداختن پاشش و استفاده هم‌زمان از EGR کاهش هم‌زمان هر دو آلاینده و افزایش توان به‌ازای اعمال ۲۰ درصد EGR پیش‌بینی شد. با توجه به نتایج مربوط به سرعت‌های دیگر، به طور کلی، می‌توان گفت که با تغییر زمان‌بندی پاشش سوخت بدون تغییر در توزیع و میزان سوخت پاشیده‌شده می‌توان تغییراتی مفید در عملکرد و آلاینده‌های موتور ایجاد کرد. به بیان دقیق‌تر، با پیش‌انداختن پاشش در سرعت‌های مختلف می‌توان توان را افزایش و میزان آلاینده دوده را کاهش داد. البته، این موضوع باعث افزایش نامطلوب آلاینده NO_x می‌شود، که برای حل آن پیشنهاد می‌شود از مقادیری EGR خارجی استفاده شود. این موضوع از طریق شبیه‌سازی به‌صورت کیفی بررسی شد. نتایج شبیه‌سازی گویای این مسئله است که با درصدهای بهینه‌ای از EGR و زمان‌بندی مناسب پاشش در هر سرعت می‌توان، هم‌زمان با افزایش توان، میزان آلاینده‌ها را نیز کاهش داد.

تشکر و قدردانی

به‌خاطر همکاری بی‌دریغ کارکنان بخش تحقیق و توسعه شرکت موتورسازان تبریز، خصوصاً آقای مهندس جعفر پاشایی، از ایشان کمال تشکر را داریم. همچنین، لازم است از پروفسور ماسیمو کاپوبیانکو که نتایج حاصل از آزمایش‌های خود در دانشگاه جنوا ایتالیا را در اختیار مؤلفین قرار دادند، صمیمانه تشکر کنیم.

منابع

1. M. Ikegami, M. Fukuda, Y. Yoshihara, and J. Kaneko, "Combustion Chamber Shape and Pressurized Injection in High-Speed Direct-Injection Diesel Engines," *SAE Technical Paper* 900440, 1990.
2. M. Badami, P. Nuccio, and G. Trucco, "Influence of Injection Pressure on the Performance of a DI Diesel Engine with a Common Rail Fuel Injection System," *SAE Technical Paper* 1999-01-0193, 1999.
3. M. Thirouard, S. Mendez, P. Pacaud, V. Chmielarczyk, D. Ambrasz, C. Garsi, and et al., "Potential To Improve Specific Power Using Very High Injection Pressure in HSDI Diesel Engines," *SAE Technical Paper* 2009-01-1524, 2009.
4. A. Mohebbi, S. Jafarmadar, and J. Pashae, "Performance Evaluation and Emissions improving of Turbocharged DI Diesel Engine with Exhaust Gas Recirculation (EGR)," *International Journal of Automotive Engineering*, 2, 2012, pp. 95-106.
5. Y. Zhu, H. Zhao, and N. Ladommatos, "Computational Study of the Effects of Injection Timing, EGR and Swirl Ratio on A HSDI Multi-Injection Diesel Engine Emission and Performance," *SAE Technical Paper* 2003-01-0346, 2003.

6. S. A. Khabbaz and R. Khoshbakhti Saray, "Theoretical Investigation of the Effect of Injection Pressure, Duration and Time Injection on Combustion, Performance and Emission Characteristics of a DI Diesel Engine", *Journal of Engine Research*, 19, pp. 49-63, 2010. (in Persian)
7. H. Hiroyasu and T. Kadota, "Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and soot in Direct Injection Diesel Engines," *SAE Technical Paper* 760129, 1976.
8. H. Hiroyasu, T. Kadota, and M. Arai, "Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions: Part 1 Combustion Modeling," *Bulletin of JSME*, 26, pp. 569-575, 1983.
9. T. Yoshizaki, K. Nishida, and H. Hiroyasu, "Approach to Low NOx and Smoke Emission Engines by using Phenomenological Simulation," *SAE Technical Paper* 930612, 1993.
10. GT-Suite V7.3 User Manual, Web Site: <https://www.gtisoft.com>, Accessed 7 May 2014.
11. T. Morel and R. Keribar, "A model for Predicting Spatially and Time Resolved Convective Heat Transfer in Bowl-In-Piston Combustion Chambers", *SAE Technical Paper* 850204, 1985.
12. J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Vol. 930, New York, Mcgraw-hill, 1988.
13. M. H. Javareshkian, A. Zarenejad, "Simulation of In-Cylinder Fluid Flow in Internal Combustion Engine with Different Turbulence Models," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, 22, 2010, pp. 95-116. (in Persian)
14. B. Pundir, *Engine Emissions: Pollutant Formation and Advances in Control Technology*, Alpha Science International Limited, India, 2007.
15. X. Li, Z. Xu, C. Guan, and Z. Huang, "Effect of Injection Timing on Particle Size Distribution from a Diesel Engine," *Fuel*, 134, 2014, pp. 189-195.
16. R. Benson and N. Whitehouse, *Internal Combustion Engines*, First Edition, Pergamon Press, Oxford, 1979.
17. B. Challen and R. Baranescu, *Diesel Engine Reference Book*, Second Edition, Butterworth-Heinemann Press, Oxford, 1999.

English Abstract

Simulation of combustion process in MTI4.244 diesel engine, in order to investigate the possibility of power enhancement and pollutant reduction

Hassan Habibi Moghaddam, Rahim Khoshbakhti Saray, Alireza Geymachi and Mojtaba Siaby serajehlou

Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Iran.

(Received: 2015/4/6, Received in revised form: 2015/10/2, Accepted: 2015/11/16)

Since enhancing the engine power needs redesigning, in this work MTI4.244 diesel engine produced by Tabriz Motorsazan Company has been considered to simulate its combustion process. It has been simulated and linked to the turbocharger and gas exchange models, using integrated simulation in GT-Suite, in order to investigate the possibility of power enhancement and pollutant reduction. Then results of this simulation have been validated by the experimental data of engine which have been carried out in Motorsazan Company. In order to improve engine performance and emission characteristics simultaneously, the effects of injection timing and EGR percentage on combustion, performance and emission of this engine at full load conditions have been studied. For example, at 1350rpm, 9.53% improvement in power and 49.87% reduction in soot have been achieved by advancing injection to 2 CA-BTDC. This change of course causes 54.12% increase in NOx. Finally, using 20% EGR and injection advancing, reduction of soot and NOx together with engine power enhancement have been predicted.

Keywords: Diesel Engine, Combustion, Power Enhancement, Pollutant Reduction, Integrated Simulation.