

## بررسی تاثیر استفاده از سامانه بازخورانی گازهای خروجی و سوخت بیودیزل بر پارامترهای احتراقی، دوده و آلاینده NO<sub>x</sub> یک موتور اشتعال تراکمی

فرزاد جلیلیان تبار<sup>۱</sup>، برات قبادیان<sup>۲\*</sup> و غلامحسن نجفی<sup>۳</sup>

۱- دکتری، مکانیک بیوسیستم، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، farzad.jaliliantabar@modares.ac.ir

۲- استاد، مکانیک بیوسیستم، دانشگاه تربیت مدرس، تهران (نویسنده مخاطب)، ghobadib@modares.ac.ir

۳- دانشیار، مکانیک بیوسیستم، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، g.najafi@modares.ac.ir

\* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۹۶/۹/۱۱، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۶/۱۲/۲۰، پذیرش: ۹۷/۱/۴)

**چکیده:** در این تحقیق، تاثیر استفاده از یک سامانه EGR بر پارامترهای احتراقی و آلاینده‌های NO<sub>x</sub> و دوده در یک موتور با سوخت بیودیزل بررسی شد. بدین منظور، از یک موتور اشتعال تراکمی تحقیقاتی، دو نوع سوخت دیزل خالص و مخلوط دیزل و بیودیزل (B20)، سه نسبت EGR (۰، ۱۰ و ۲۵ درصد) و سه بار ۷، ۱۴ و ۲۱ Nm استفاده شد. سوخت مورد استفاده سوخت بیودیزل حاصل از روغن پسماند بود. نتایج حاصل از تحقیق نشان داد که افزودن سوخت بیودیزل به سوخت دیزل به میزان کمی موجب افزایش فشار بیشینه درون سیلندر شد. بیشترین افزایش فشار بیشینه، به دلیل استفاده از سوخت بیودیزل برابر با ۱/۹۷ درصد بود. با افزایش نسبت EGR، فشار بیشینه درون سیلندر کاهش یافت. مقدار تاخیر در اشتعال برای سوخت B20 کمتر از سوخت دیزل خالص بود. بیشترین مقدار کاهش تاخیر در اشتعال برابر با ۷/۳ درصد بود. با افزایش نسبت EGR دمای بیشینه درون سیلندر کاهش یافت. به طور کلی، افزایش نسبت EGR موجب کاهش مقدار بیشینه نرخ آزادسازی گرما شد. با افزایش نسبت EGR مقدار آلاینده NO<sub>x</sub> خروجی موتور برای هر دو نوع سوخت استفاده شده کاهش یافت.

**کلیدواژگان:** احتراق، بیودیزل، EGR، تاخیر در اشتعال، نرخ آزادسازی گرما

### مقدمه

تفاوت‌های ساختاری سوخت بیودیزل با سوخت دیزل باعث تغییراتی در احتراق این سوخت در موتورهای اشتعال تراکمی می‌شود. یکی از اثرات استفاده از سوخت بیودیزل افزایش میزان تولید آلاینده NO<sub>x</sub> برای اغلب انواع سوخت بیودیزل است. افزایش این آلاینده را می‌توان به افزایش زمان پاشش سوخت، دمای شعله بی‌دررو بالاتر، انتقال حرارت تابشی کمتر، تاخیر اشتعال بالاتر و محتوای اکسیژن آن نسبت داد [۱]. همچنین، عوامل دیگری همچون بیشتر بودن چگالی و کمتر بودن عدد ستان سوخت بیودیزل نسبت به سوخت دیزل و کشش سطحی بیشتر سوخت بیودیزل (برای بیودیزل حدود ۲۸ درصد بیشتر است) موجب افزایش آلاینده NO<sub>x</sub> سوخت بیودیزل نسبت به سوخت دیزل می‌شود [۱]. لذا، در سال‌های اخیر، با گسترش استفاده از خودروهای مجهز به موتور دیزل و همچنین افزایش نیاز به استفاده از سوخت بیودیزل، کارخانجات تولید موتورهای درونسوز به دنبال روش‌هایی برای کاهش آلاینده NO<sub>x</sub> این موتورها بوده‌اند.

برای بررسی روش‌های کاهش آلاینده NO<sub>x</sub>، ابتدا، باید فرایند تولید این آلاینده را در طی احتراق بررسی کنیم. بیشترین مقدار آلاینده NO<sub>x</sub> تحت واکنشی به نام زلدوویچ تولید می‌شود (معادلات (۱) تا (۳)). شرایط لازم برای انجام این واکنش وجود دمای بالا و محتوای اکسیژن زیاد در درون سیلندر است.



به طور کلی، دمای بالا و وجود اکسیژن، نیتروژن و زمان کافی برای رخ دادن واکنش شرایط لازم برای تولید NO<sub>x</sub> با مکانیزم زلدویچ است [۲]. لذا، در اغلب روش‌هایی که برای کاهش آلاینده NO<sub>x</sub> مورد استفاده قرار گرفته است، هدف اصلی کاهش اکسیژن و دمای درون سیلندر بوده است. برخی از این روش‌ها در شکل ۱ نشان داده شده‌اند.

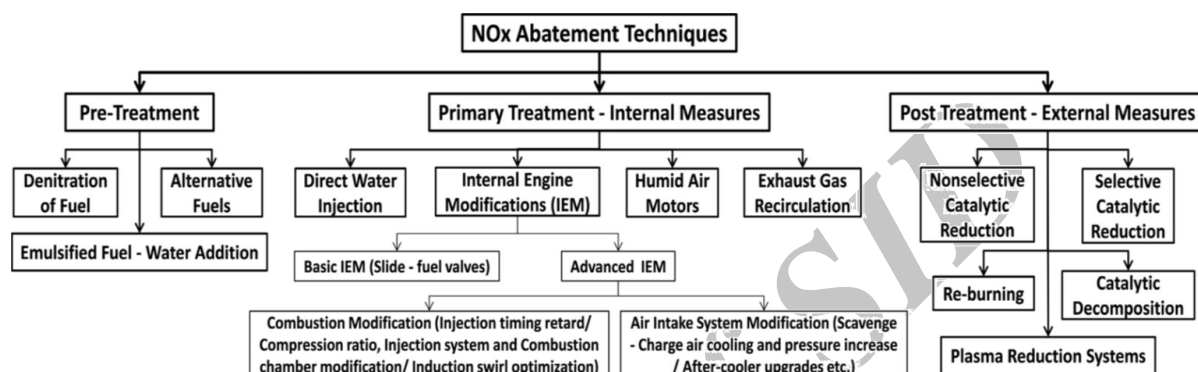


Figure 1- NO<sub>x</sub> reduction methods

شکل ۱- روش‌های کاهش NO<sub>x</sub> [۳]

این روش‌ها به طور کلی به دو دسته تقسیم می‌شوند. روش اول روش کنترل اولیه که در آن تغییر شیمیایی یا فیزیکی چرخه ترمودینامیکی یا احتراق برای کاهش یا جلوگیری از تشکیل NO<sub>x</sub> در طی احتراق انجام می‌گیرد که این روش خود به دو دسته دیگر شامل روش‌هایی که پیش از احتراق مورد استفاده قرار می‌گیرند (سوخت‌های جایگزین، حذف نیتروژن سوخت، افزودنی امولسیون آب و سوخت) و اقدامات اولیه در ساختار موتور (توزیع مستقیم آب، تغییر سامانه ورود هوا و تغییر در احتراق) تقسیم می‌شود. در روش دیگر، یا روش کنترل ثانویه، مقدار NO<sub>x</sub> با حذف اکسیدهای نیتروژن از گازهای خروجی کاهش می‌یابد. همچنین، روش‌هایی برای جلوگیری از ورود آلاینده NO<sub>x</sub> ناشی از احتراق به جو انجام شده که به عنوان روش‌های پسین (پس از احتراق) شناخته می‌شوند. اغلب این روش‌ها با کاهش آلاینده NO<sub>x</sub> اثرات منفی نیز دارند. از جمله اینکه استفاده از آب در موتور موجب استهلاک بیشتر آن و کاهش توان موتور می‌شود و یا استفاده از کاتالیزور برای جلوگیری از خروج آلاینده NO<sub>x</sub> نیازمند صرف هزینه نسبتاً زیادی است.

یکی از روش‌هایی که برای کاهش آلاینده NO<sub>x</sub> ارائه شد و به طور گسترده‌ای مورد استفاده قرار گرفته است استفاده از سامانه EGR یا بازگردانی گازهای خروجی است. براساس تعریف انجمن مهندسان خودرو، EGR به‌عنوان یک سامانه تعریف می‌شود که مقداری گازهای خروجی را به محفظه احتراق باز می‌گرداند. اثر شیمیایی این سامانه جایگزینی مقداری از گازهای ورودی سیلندر همانند اکسیژن و نیتروژن با گازهای موجود در خروجی سیلندر همانند CO<sub>2</sub>، H<sub>2</sub>O، N<sub>2</sub> است، به طوری که گازهای ورودی دچار کمبود O<sub>2</sub> می‌شوند. از لحاظ ترمودینامیکی، مقدار ظرفیت گرمایی مجموع گازهای برگشتی و هوای جو بیشتر از ظرفیت گرمایی هوای جو خالص است، چرا که ظرفیت گرمایی گازهای برگشتی، از قبیل CO<sub>2</sub> و H<sub>2</sub>O، از اکسیژن و نیتروژنی که حذف شده است بیشتر است. پس اثرات اولیه استفاده از سامانه EGR عبارت است از [۴]:

- اثرات رقیق‌سازی: مربوط به کاهش غلظت اکسیژن در هوای ورودی
- اثر شیمیایی: تمرکز رادیکال‌های آزاد، که ناشی از تجزیه گازهای CO<sub>2</sub> و H<sub>2</sub>O برگشتی در دماهای بیشتر احتراق است.
- اثرات دمایی: شامل اثر تغییرات در ویژگی‌های ترمودینامیکی سیال گازی حاصل از ظرفیت گرمایی بیشتر گاز CO<sub>2</sub> برگشتی

میزان تاثیر سامانه EGR بر این اثرات اولیه، به شرایط کاری موتور، به ویژه بار و سرعت موتور، میزان گازهای برگشتی و دمای گازهای برگشتی وابسته است [۴]. تشکیل  $NO_x$  به شدت وابسته به شرایط منطقه‌ای درون سیلندر است. استفاده از EGR با ورود مقدار بیشتری از گازهایی که در فرایند احتراق شرکت می‌کنند (اثر رقیق‌سازی) و حذف حرارت از فرایند احتراق (اثر دمایی) و افزایش احتمال آنکه مولکول‌های سوخت و اکسیژن دچار واکنش شوند (اثرات رقیق‌سازی و شیمیایی) بر این شرایط اثر می‌گذارد. بنابراین، علاوه بر اثر سامانه EGR بر ظرفیت گرمایی مخلوط ورودی، تاثیر EGR بر آلاینده‌های  $NO_x$  خروجی ممکن است مربوط به تغییرات دمایی و غلظت اکسیژن باشد [۴].

مفهوم اصلی سامانه EGR به نظر شناخته شده است، اما تحقیقات بیشتری برای شناخت بیشتر سازوکارهای اصلی نشان‌دهنده اثر سامانه EGR بر تشکیل  $NO_x$  و سایر آلاینده‌های خروجی، و همچنین مشخصات عملکردی موتور مورد نیاز است. تاثیر EGR بر کاهش  $NO_x$  به اثر همزمان دماهای بیشینه پایین‌تر و وجود اکسیژن کمتر در سیلندر نیز نسبت داده می‌شود. یو و شاهد (۱۹۸۱) به این نتیجه رسیدند که اثر دما بر کاهش  $NO_x$  از اثر وجود اکسیژن بیشتر است. شرایطی در موتور که باعث کاهش تولید  $NO_x$  می‌شوند (دمای پایین و کم بودن اکسیژن در درون سیلندر) باعث کاهش واکنش‌های اکسایش لازم برای حذف آلاینده‌های دوده، دود، ذرات معلق، CO، و UHC می‌شود (موازنه  $NO_x$ -ذرات معلق). در نتیجه، افزایش مقدار این آلاینده‌ها، که خود محدودیت‌هایی دارند، با افزایش نسبت EGR به سرعت افزایش می‌یابد. این امر باعث افزایش ذرات معلق می‌شود [۵].

برای محاسبه نسبت EGR معمولاً از رابطه (۴) استفاده می‌شود:

$$\%EGR = \frac{CO_{2(int)} + CO_{2(amb)}}{CO_{2(exh)} + CO_{2(amb)}} \times 100 \quad (4)$$

که در آن:

$CO_{2(exh)}$  = مقدار گاز  $CO_2$  خروجی (ppm)

$CO_{2(int)}$  = مقدار گاز  $CO_2$  ورودی به سیلندر (ppm)

$CO_{2(amb)}$  = مقدار گاز  $CO_2$  هوا (ppm)

محققان بسیاری دریافته‌اند که بیشترین قابلیت کاهش  $NO_x$  توسط سامانه EGR بدون خنک کردن گازهای برگشتی قابل دستیابی نیست، زیرا دمای بالای گازهای برگشتی ممکن است خود باعث افزایش دمای احتراق و در نتیجه افزایش تولید  $NO_x$  شود. سامانه EGR، که در آن دمای گازهای برگشتی به سیلندر توسط یک خنک‌کن کاهش می‌یابد، سامانه EGR سرد نامیده می‌شود. آرکومانیس و همکاران دریافته‌اند که EGR گرم باعث افزایش دوده<sup>۱</sup>، CO، و هیدروکربن<sup>۲</sup> نسبت به انواع EGR سرد و کنترل شده می‌شود [۶]. دیگر نتایج مرتبط با کاربرد EGR گرم عبارت است از کاهش کارایی موتور به دلایل زیر:

- کاهش بازده حجمی موتور
- کاهش جرم وارد شده به سیلندر در هر چرخه احتراق
- کاهش فشار بیشینه سیلندر
- احتمال گرم شدن بیش از حد موتور
- افزایش آلاینده ذرات معلق

یو و شاهد (۱۹۸۱) بیان داشتند که حذف بخار آب کارایی سامانه EGR برای کاهش آلاینده  $NO_x$  را افزایش می‌دهد. در بارهای خیلی کم، تاثیر EGR سرد بر کاهش آلاینده  $NO_x$ ، نسبت به EGR گرم، افزایش می‌یابد. در EGR سرد، از یک

1. Soot  
2. HC

خنک کن برای خنک کردن گازهای برگشتی استفاده می‌شود. این اثر به افزایش مرحله احتراق پیش‌اختلاط ناشی از جرم بیشتر جریان ورودی نسبت داده شده است، چرا که این افزایش باعث افزایش وجود اکسیژن ناشی از بازده حجمی بالاتر در شرایط استفاده از EGR سرد نسبت به حالت استفاده از EGR گرم یا کنترل نشده است. علاوه بر این، میزان هوای ورودی کمتر و دمای کمتر گازهای بازخورانده شده در EGR سرد نسبت به EGR گرم باعث کاهش بخارشدن و نرخ اختلاط سوخت می‌شود. این امر منجر به افزایش مقدار هیدروکربن‌های نسوخته خروجی موتور می‌شود [۷].

خی و همکاران (۲۰۱۱) تاثیر زمان پاشش سوخت و نسبت EGR را بر احتراق و آلاینده‌های یک موتور دیزل پاشش مستقیم با پاشش چندمرحله‌ای، که از سوخت بیودیزل خالص سوپا استفاده می‌کرد، بررسی کردند. نسبت‌های EGR مورد استفاده در تحقیق آنها نسبت‌های بالایی (۳۸ تا ۵۴ درصد) بود و همچنین، تحقیق آن‌ها بر روی یک موتور شش سیلندر انجام شد. آن‌ها دریافتند که با افزایش نسبت EGR، مصرف ویژه سوخت ترمزی و دوده به میزان کمی افزایش یافته و  $NO_x$  به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد. نتایج این تحقیق نیز نشان داد که نرخ‌های بالای EGR و تاخیر در زمان پاشش سوخت روش‌های موثر بر کاهش آلاینده  $NO_x$  موتور دیزل با پاشش چندمرحله‌ای و سوخت بیودیزل است. با استفاده از این روش‌ها مقدار دوده تولیدی و  $BSFC^1$  تغییر چندانی نخواهد داشت [۸].

فنگ و همکاران (۲۰۱۳) تاثیر استفاده از EGR را بر احتراق دمای پایین یک موتور دیزل، که تنها از سوخت بیودیزل استفاده می‌کرد، بررسی کردند. نتایج تحقیقات آن‌ها نشان داد که برای یک سوخت یکسان، با افزایش نسبت EGR، فشار درون سیلندر تقریباً ثابت باقی می‌ماند. هنگامی که نسبت EGR کم بود، مقدار آلاینده‌های HC و CO کم بود، اما، با افزایش مقدار نسبت EGR، مقدار این آلاینده‌ها به سرعت افزایش پیدا می‌کرد. همچنین، آلاینده  $NO_x$  با افزایش مقدار نسبت EGR کاهش می‌یافت [۹].

اغلب تحقیقات انجام گرفته در ایران بر روی تاثیر سامانه EGR سوخت بیودیزل بر روی آلاینده‌های موتور دیزل بوده و تحقیقات محدودی بر روی تغییرات در پارامترهای احتراقی ناشی از سامانه EGR و سوخت بیودیزل انجام شده است. سلطانی و همکاران تاثیر سامانه EGR و سوخت بیودیزل را بر آلاینده‌ها و عملکرد موتور دیزل بررسی کردند. آنها تنها متغیرهای عملکردی و آلایندگی موتور را بررسی کرده و نتیجه گرفتند که آلاینده NO با استفاده از سامانه EGR کاهش می‌یابد. اما، نه دوده خروجی موتور و نه پارامترهای احتراقی موتور را بررسی نکردند [۱۰].

طبق تحقیقات انجام گرفته، مشخص شده است که سوخت بیودیزل بر مقدار تاخیر در اشتعال تاثیر می‌گذارد [۱۱]. فاصله زمانی بین شروع پاشش سوخت تا شروع اشتعال، تاخیر در اشتعال نامیده می‌شود (شکل ۲).

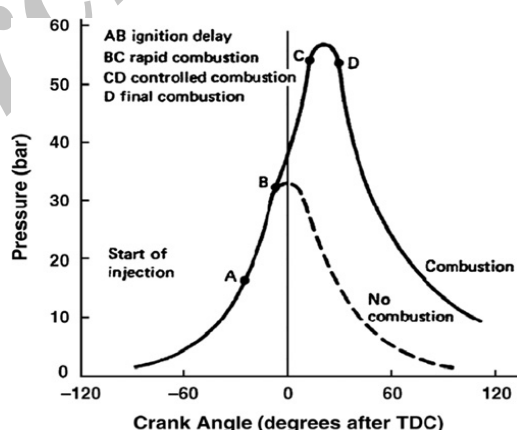


Figure 2- Diesel combustion process

شکل ۲- فشار درون سیلندر در طی احتراق دیزل [۱۱]

## 1. Brake Specific Fuel Consumption

با توجه به مرور منابع انجام گرفته، درمی یابیم که با وجود تحقیقات متعددی که بر روی سامانه EGR و کاربرد آن در موتور احتراق داخلی انجام گرفته است، هنوز هم، حتی در مواردی، استفاده از این سامانه برای کاهش آلاینده  $NO_x$  با شک و تردید همراه است. لذا، هرگونه تحقیقی در زمینه شناخت بیشتر اثرات سامانه EGR بر موتور به دانش ما در مورد استفاده کردن یا نکردن از این سامانه در موتور کمک می کند. در این بین، مهم ترین پارامترهایی که در زمان استفاده از این سامانه در موتور کمتر مورد بررسی قرار گرفته اند پارامترهای احتراقی موتور بوده اند. بنابراین، تحقیق حاضر برای بررسی پارامترهای احتراقی یک موتور دیزل حین استفاده از سامانه EGR در نظر گرفته شد. علاوه بر این، با مرور منابع مختلف، مشخص شد که تاکنون تحقیق جامعی روی تاثیر سامانه EGR و سوخت بیودیزل حاصل از روغن پسماند بر روی موتورهای دیزل کوچک تحت نسبت های EGR کم تا متوسط صورت نگرفته است. پارامترهای احتراقی بررسی شده شامل فشار درون سیلندر، نرخ آزادسازی گرما، تاخیر در اشتعال و دمای درون سیلندر است. همچنین، تاثیر استفاده از سامانه EGR بر آلاینده  $NO_x$  و دوده خروجی موتور نیز مورد بررسی قرار گرفت.

## مواد و روش ها

ماتریس انجام آزمایش های تحقیق مورد نظر، به صورتی که در جدول ۱ نشان داده شده است، تعریف شد. آزمایش ها در دور  $1500 \text{ rpm}$  و فشار پاشش سوخت  $50 \text{ bar}$  انجام گرفتند. شرایط کاری موتور در زمان آزمایش براساس کاتالوگ موتور مربوطه و اهداف آزمایش انتخاب شده است. دور  $1500 \text{ rpm}$  و فشار پاشش سوخت  $50 \text{ bar}$  مقادیر توصیه شده برای شرایط معمول کاری موتور بود. همچنین، بارهای اعمال شده نیز براساس حالت تمام بار موتور<sup>۱</sup> بوده و سعی شده موتور مورد نظر در حالت بار جزئی<sup>۲</sup> مورد آزمایش قرار بگیرد که حداکثر تاثیر سامانه EGR در بار جزئی گزارش شده است. متغیرهای احتراقی بررسی شده در جدول ۲ آورده شده اند.

جدول ۱- ماتریس آزمایش ها

Table1- Experiments matrix

Level 3	Level 2	Level 1	Unit	Factor
21	14	7	Nm	Engine load
20	10	0	%	rate EGR

جدول ۲- متغیرهای احتراقی بررسی شده

Table2- Combustion parameters

Number	Parameter	Unit
1	Cylinder pressure	bar
2	Cylinder temperature	$^{\circ}\text{C}$
3	Ignition delay	$\text{CA}^{\circ}$
4	Heat release rate	$\text{J}/^{\circ}\text{CA}$

بیودیزل مورد استفاده (شکل ۳) از موسسه ISPA-CNR Sciences تهیه شد. مشخصات و ویژگی های سوخت بیودیزل پسماند روغن خوراکی استفاده شده، در جدول ۳، مطابق با استاندارد ASTM6752، آورده شده است. همان گونه که دیده می شود، مطابقت مناسبی بین ویژگی سوخت بیودیزل مورد استفاده و استاندارد ASTM6751 وجود دارد.

1. Full load  
2. Part load



Figure 3- Biodiesel fuel  
شکل ۳- سوخت بیودیزل

جدول ۳- مشخصات سوخت بیودیزل

Table 3- Biodiesel fuel characteristics

Parameter	Standard	Unit	Standard value	WCO	Diesel
Flash point	ASTM D93	°C		302	70.5
Monoglycerides	ASTM D6584	% m/m	0.4 max	<0.02	-
Methanol content	EN14110	% m/m	0.2 max	<0.01	-
Water and sediment content	ASTMD2709	% v/v	0.05 max	<0.01	0.003
Dynamic viscosity at 40 C	ASTM D445	cSt	1.9-6.0	6.1	2.95
Sulfated Ash	ASTM D874	% m/m	0.2 max	<0.02	-
Total sulfur	ASTM D5453	% m/m	0.05 max	<0.001	-
Copper Strip Corrosion	D130	--	No. 3 max	Superato	-
Carbon Residue 100% sample*	D4530	% m/m	0.05 max	<0.001	-
Acidity number	D664	mgKOH/g	0.5 max	0.3	-
Phosphorus Content	D4591	mg/g	1.0 max	0.84	-
Distillation	D1160	°C	360 max	>300	-
Cetane number	ASTM D 613			57.12	48
oxidation stability	EN 15751	h	3 min	12<	-
Visual aspect	ASTM D 4176	-	-	clear yellow	-
Lower heating value	-	MJ/kg	-	39.9	45.82
Oxygen content	-	%	-	13.44	0
Surface tension	Drop shape method	mN/m	-	40.52	24

شکل ۴ طرحواره بستر آزمایش استفاده شده، موجود در دانشگاه سالنتو ایتالیا، را نشان می دهد. مشخصات موتور استفاده شده در جدول ۴ آورده شده است. سامانه پاشش سوخت از نوع ریل مشترک بوده که سوخت را به یک انژکتور پنج سوراخه با قطر سوراخ ۱۷۰ میکرون می رساند. یک سامانه رایانه ای کنترل موتور (BOSCH EDC15C7) امکان تنظیم دور و بار موتور و همچنین نحوه، میزان پاشش و فشار پاشش سوخت را فراهم می ساخت. موتور به یک دینامومتر از نوع جریان گردابی (ANTRIEBSTECHNIK) متصل شده بود. سامانه کنترل دینامومتر نیز از نوع AVL EMCON 300 است. با این سامانه امکان پایش دور و بار موتور فراهم می شود.

یک حسگر پیزوالکتریک (AVL QC33C)، که به یک تقویت کننده (AVL 3066A01) متصل شده است، برای اندازه گیری فشار درون سیلندر به کار گرفته شد. حسگر پیزوالکتریک، با تبدیل فشار مکانیکی به جریان الکتریکی، امکان اندازه گیری فشار

را فراهم می‌سازد. همچنین، حسگر پیزوالکتریک مورد استفاده در این تحقیق قابلیت تحمل دمای بالا (تا ۹۷۰ درجه سلسیوس) را داشته که آن را برای استفاده در درون سیلندر و اندازه‌گیری فشار درون آن مناسب می‌سازد. لذا، قابلیت تحمل فشار و دمای بالای درون سیلندر دلیل استفاده از این حسگر برای اندازه‌گیری فشار درون سیلندر است. همچنین، دو حسگر پیزو دیگر نیز برای اندازه‌گیری فشار مطلق پاشش سوخت (KISTLER 4067A2000) و فشار سوخت برگشتی (KISTLER 4045A2) مورد استفاده قرار گرفت. هر دو حسگر به یک تقویت‌کننده (KISTLER 4618A2) وصل شدند. نمونه‌برداری سیگنال‌های فشار براساس زاویه گردش میل‌لنگ و با استفاده از یک انکودر (AVL 364C) انجام گرفت. نمونه‌برداری با فواصل زمانی  $0.2^{\circ}CA$  انجام شد. بدین منظور از یک کارت اخذ داده (PCI 6251 LABVIEW) استفاده شد. نرخ نمونه‌برداری برای ۳۰۰ kHz انجام شد.

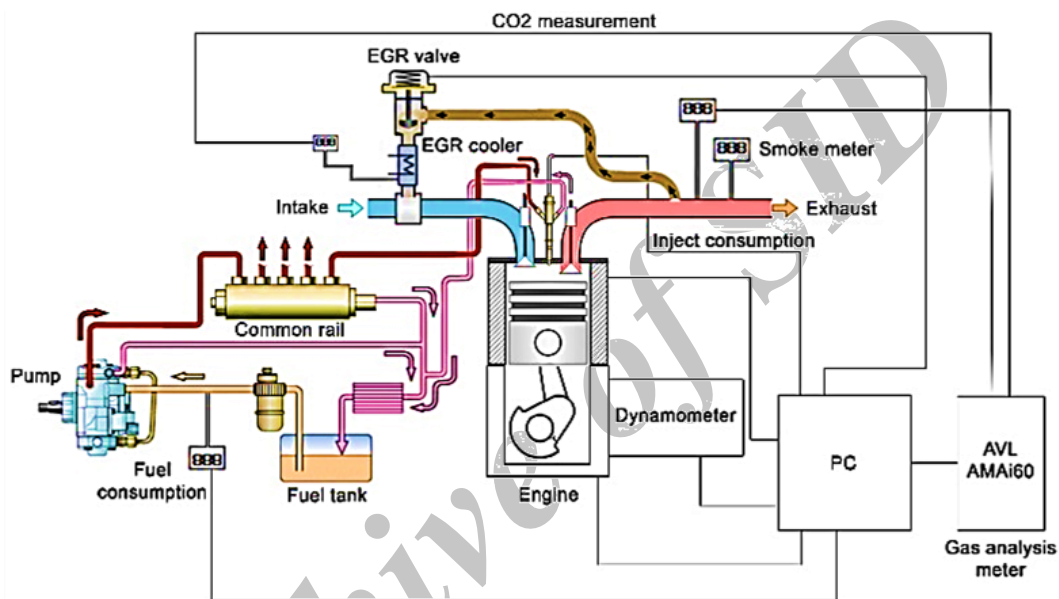


Figure 4- AVL Single Cylinder Research Engine 5402 and eddy current dynamometer

شکل ۴- بستر آزمایش استفاده‌شده برای اندازه‌گیری متغیرهای احتراقی

جدول ۴- مشخصات موتور تک‌سیلندر تحقیقاتی AVL ۵۴۰۲

Table 4- Engine Specifications of AVL Single Cylinder Research Engine 5402

Engine type	4-stroke water cooled Diesel
Manufacturer	AVL
Model	5402
Number of cylinders	1
Maximum power	18 kW
Bore	85 mm
Stroke	90 mm
Connecting rod	138 mm
Displacement	510 cm <sup>3</sup>
Compression ratio	17.1:1
Combustion chamber	Bowl with valve pockets and flat head
Injection system	Common rail
Max. injection pressure	1300 bar
Number of nozzles	5
Nozzle diameter	170 μm
Spray angle	142°

اندازه‌گیری دماهای سیال خنک‌کننده و گازهای خروجی موتور به وسیله دو ترموکوپل صورت گرفت. همچنین، ترموکوپل‌های مشابهی برای اندازه‌گیری دمای روغن و دمای هوای ورودی سیلندر مورد استفاده قرار گرفت. از نرم‌افزار LABVIEW برای کنترل سامانه‌های مختلف و همچنین اخذ داده‌ها استفاده شد. میزان مصرف سوخت موتور نیز با استفاده از یک سامانه سنجش مصرف سوخت (AVL 733S) با دقت ۰/۱۲ درصد اندازه‌گیری شد. سامانه EGR استفاده‌شده در شکل ۵ نشان داده شده است. این سامانه از نوع سامانه سرد بوده و دارای یک خنک‌کن و شیر EGR بود.

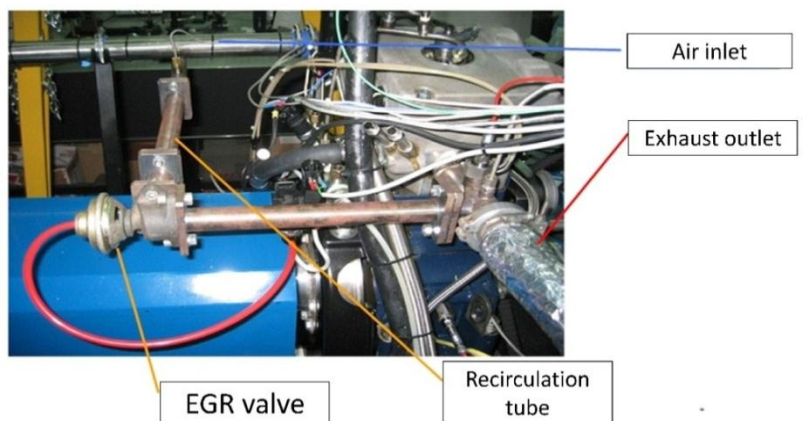


Figure 5- EGR system  
شکل ۵- سامانه EGR استفاده‌شده

برای محاسبه نرخ آزادسازی گرما، از روش پیشنهادی هیوود (۱۹۸۸) استفاده شد [۱۲]. در این روش، نرخ آزادسازی گرما با استفاده از داده‌های مربوط به فشار درون سیلندر به دست می‌آید. در این روش، فرض می‌شود که در حین احتراق، در درون سیلندر، تعادل ترمودینامیکی وجود دارد؛ لذا از تغییرات دما، امواج فشار، شرایط غیرتعادلی، تبخیر سوخت و غیره صرف‌نظر می‌شود. از قانون اول ترمودینامیک داریم [۱۲]:

$$\frac{du}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (۵)$$

$$mC_v \frac{dT}{dt} = \dot{Q} - P \frac{dv}{dt} \quad (۶)$$

که در آن  $\dot{Q}$  ترکیب نرخ آزادسازی گرما و نرخ انتقال حرارت در طول دیواره سیلندر است و  $\dot{W}$  نرخ کار انجام‌شده توسط سامانه به دلیل جابه‌جایی‌های مرزی است. برای ساده‌سازی معادله (۶) می‌توان از فرض گاز ایدئال استفاده کرد:

$$PV = mRT \quad (۷)$$

از معادله بالا می‌توان مشتق گرفت (با فرض ثابت بودن جرم):

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mR} \left[ P \frac{dV}{dt} + V \frac{dP}{dt} \right] \quad (۸)$$

پس از ترکیب معادله‌های (۷) و (۸)، معادله نرخ آزادسازی گرما به صورت زیر خواهد بود:

$$\dot{Q} = \left[ \frac{C_v}{R} + 1 \right] P \frac{dV}{dt} + \frac{C_v}{R} V \frac{dP}{dt} \quad (۹)$$

با جای‌گذاری زاویه میل لنگ ( $\theta$ ) به جای زمان ( $t$ ) داریم:

$$\dot{Q} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta} \quad (۱۰)$$



که در این رابطه  $V$  حجم سیلندر ( $m^3$ )،  $\theta$  زاویه میل لنگ (درجه) و  $\gamma$  نسبت گرمای ویژه مخلوط درون سیلندر است.  $\gamma$  نسبت گرمای ویژه در فشار ثابت به گرمای ویژه در حجم ثابت است  $\left(\frac{C_p}{C_v}\right)$ . برای موتور دیزل مقدار  $\gamma$  برابر با  $1/35$  است [۱۲].

## نتایج و بحث

### فشار بیشینه درون سیلندر

مقادیر فشار بیشینه درون سیلندر در بارهای مختلف موتور و نسبت‌های مختلف EGR برای سوخت B20 و دیزل خالص در شکل ۶ نشان داده شده است. همان‌گونه که دیده می‌شود، افزودن سوخت بیودیزل به سوخت دیزل به میزان کمی موجب افزایش فشار بیشینه درون سیلندر نسبت به سوخت دیزل شده است. بیشترین افزایش فشار بیشینه به دلیل استفاده از سوخت بیودیزل برابر با  $1/97$  درصد و مربوط به بار  $21Nm$  و بدون EGR است. محتوای انرژی سوخت بیودیزل از سوخت دیزل کمتر است. ارزش حرارتی سوخت بیودیزل استفاده شده در حدود  $12/9$  درصد کمتر از سوخت دیزل است. همچنین، کشش سطحی سوخت بیودیزل  $(40/52 \text{ mN/m})$  بیشتر از کشش سطحی سوخت دیزل  $(24 \text{ mN/m})$  است. گرانیوی سینماتیک سوخت بیودیزل  $(6/1 \text{ cSt})$  از گرانیوی سوخت دیزل  $(4/2 \text{ cSt})$  بیشتر بوده است. فشار بیشینه درون سیلندر برای سوخت بیودیزل نسبت به سوخت دیزل بالاتر بوده است. این امر به دلیل وجود اکسیژن در سوخت بیودیزل و افزایش سرعت احتراق است. فشار بیشینه درون سیلندر عمدتاً وابسته به مقدار سوخت سوخته شده در مرحله اولیه احتراق و همچنین توانایی سوخت برای مخلوط شدن با هواست. مرحله پیش‌اختلاط توسط زمان تاخیر در احتراق و مدت زمان لازم برای آماده‌سازی مخلوط طی این زمان تعیین می‌شود. بیشینه فشار درون سیلندر به میزان احتراق در مرحله اولیه احتراق، که خود به میزان سوخت سوخته شده در این مرحله وابسته است، بستگی دارد. در سوخت دیزل، مدت زمان تاخیر در اشتعال نسبت به سوخت بیودیزل بیشتر است. لذا، لحظه رخ دادن بیشینه فشار درون سیلندر در فاصله بیشتری بعد از نقطه مرگ بالا قرار گرفته و به درون مرحله انبساط کشیده می‌شود و بنابراین فشار درون سیلندر، به علت افزایش حجم، کاهش می‌یابد. لی و همکاران (۲۰۰۵) ویژگی‌های احتراقی و عملکردی یک موتور دیزل مجهز به سامانه پاشش سوخت ریل مشترک در نسبت‌های مختلف مخلوط سوخت بیودیزل و دیزل را بررسی کردند [۱۳]. نتایج تحقیق آن‌ها نشان داد که به دلیل بالاتر بودن گرانیوی و کشش سطحی سوخت بیودیزل، با افزایش نسبت بیودیزل در مخلوط سوخت دیزل و بیودیزل، قطر قطرات سوخت پاشش شده بزرگ‌تر می‌شود. دو ویژگی گرانیوی سینماتیک و کشش سطحی باعث تغییر نحوه احتراق و پاشش سوخت می‌شوند.

در تحقیق انجام گرفته به وسیله ساهو و داس (۲۰۰۹)، با استفاده از سوخت‌های بیودیزل جاتروفا<sup>۱</sup>، کرانجا<sup>۲</sup> و پلوانیا<sup>۳</sup> و در یک موتور دیزل چهارزمانه مشخص شد که با افزایش مقدار سوخت بیودیزل فشار درون سیلندر افزایش می‌یابد [۱۴]. خی و همکاران (۲۰۱۰) در تحقیقی اثر استفاده از سوخت بیودیزل و اتانول را بر احتراق و آلاینده‌گی یک موتور دیزل بررسی کردند. نتایج تحقیق آن‌ها نشان داد که بیشینه فشار درون سیلندر و نرخ آزادسازی گرما با افزایش نسبت سوخت بیودیزل به سوخت دیزل زیاد می‌شود [۱۵]. نتایج مشابهی توسط لو و همکاران (۲۰۰۸) گزارش شد. آن‌ها احتراق ناشی از سوخت بیودیزل خالص را با مخلوط سوخت بیودیزل و بیوگاز مطالعه کردند. آن‌ها دریافتند که افزایش مقدار بیوگاز باعث کاهش فشار درون سیلندر و نرخ آزادسازی گرما می‌شود. در مقایسه با سوخت بیودیزل خالص، در زمان استفاده از سوخت بیودیزل و بیوگاز، مقدار تاخیر در اشتعال و طول احتراق افزایش یافت [۱۶].

1. Jatropha  
2. Kranja  
3. Paulownia

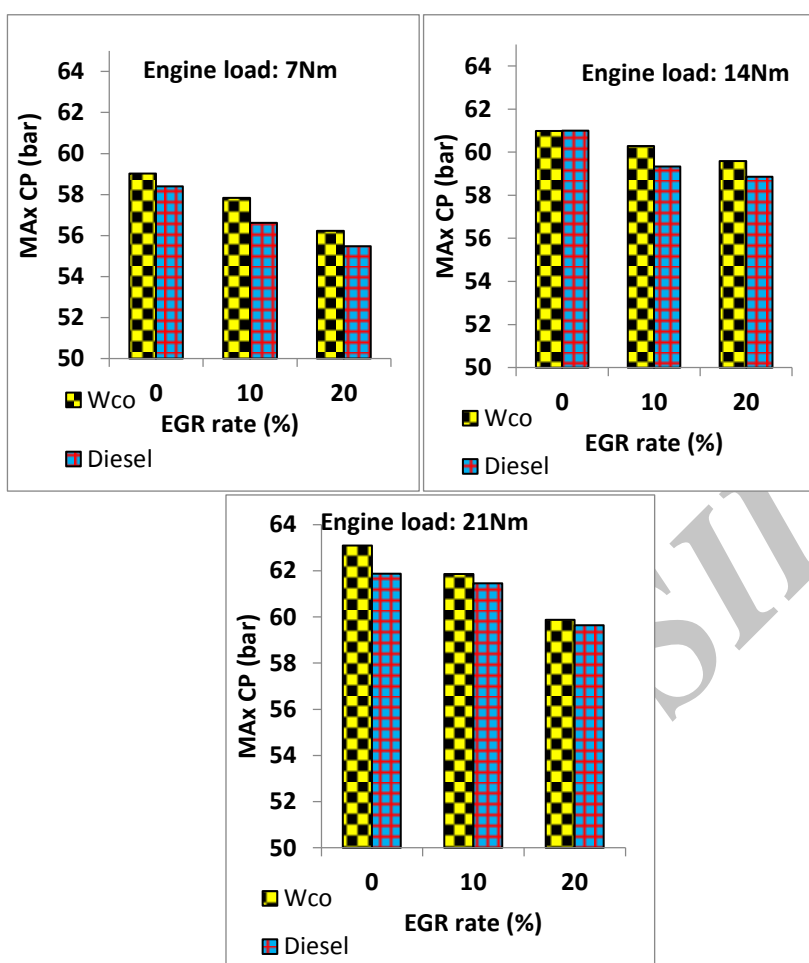


Figure 6- Maximum values of the cylinder pressure in different engine loads and EGR rates (WCO: B20 fuel, Diesel: Pure diesel fuel, MAX CP: Maximum cylinder pressure)

شکل ۶- مقادیر بیشینه فشار درون سیلندر در بارها و نسبت‌های مختلف EGR

(WCO: سوخت B20، Diesel: سوخت دیزل خالص، MAX CP: بیشینه فشار درون سیلندر)

با افزایش نسبت EGR فشار بیشینه درون سیلندر کاهش یافته است. با افزایش نسبت EGR دمای گازهای ورودی افزایش می‌یابد و به دلیل انبساط هوای ورودی و ثابت بودن حجم درون سیلندر، جرمی که وارد سیلندر می‌شود کاهش می‌یابد. هوای گرم‌تر وارد شده به سیلندر ممکن است باعث افزایش تبخیر سوخت شود، اما، از طرف دیگر، سرعت واکنش‌های شیمیایی احتراق، با افزایش نسبت EGR، کاهش پیدا می‌کند. این دو عامل یکدیگر را خنثی می‌کنند. هنگامی که نسبت EGR افزایش یابد، عامل دوم شدت بیشتری می‌یابد [۸]. بیشترین کاهش فشار بیشینه درون سیلندر به دلیل استفاده از سامانه EGR مربوط به بار ۱۴ Nm و نسبت EGR ۲۰ درصد و برابر با ۵/۱ درصد بوده است.

### تاخیر در اشتعال

همان‌گونه که در شکل ۷ دیده می‌شود، مقدار تاخیر در اشتعال برای سوخت B20 کمتر از سوخت دیزل خالص بوده است. بیشترین مقدار کاهش تاخیر در اشتعال برابر با ۷/۳ درصد و برای بار ۱۴Nm (بدون EGR) بوده است. در بار ۲۱ Nm نسبت EGR ۱۰ درصد تاثیری بر مقدار تاخیر در اشتعال سوخت دیزل خالص نداشته است. اما، با افزایش نسبت EGR به ۲۰ درصد، مقدار تاخیر در اشتعال افزایش یافته است. این موضوع می‌تواند به دلیل کاهش قابل توجه دمای بیشینه احتراق و همچنین

کاهش کیفیت اختلاط سوخت و هوا باشد که شروع احتراق را به تاخیر می‌اندازد. کم شدن بیش از حد مقدار اکسیژن درون سیلندر به دلیل نسبت EGR بالا نیز می‌تواند دلیل این افزایش تاخیر در اشتعال باشد. اما، در مورد مخلوط سوخت دیزل و بیودیزل، با افزایش نسبت EGR، مقدار تاخیر در اشتعال افزایش یافته است. به عبارتی، می‌توان گفت که EGR ۱۰ درصد تاثیری بر تاخیر در اشتعال (بار ۲۱ Nm) نداشته است، اما استفاده از سوخت بیودیزل موجب افزایش تاخیر در اشتعال شده است. در بارهای ۷ Nm و ۱۴، استفاده از نسبت‌های EGR ۱۰ و ۲۰ درصد تاثیر یکسانی بر مقدار تاخیر در اشتعال داشته‌اند و مقدار تاخیر در اشتعال را در هر بار به یک اندازه کاهش داده‌اند (۶/۸ درصد در بار ۷ Nm و ۲/۴ درصد در بار ۱۴ Nm). اما، در مورد سوخت بیودیزل، در بار ۱۴ Nm نسبت EGR ۱۰ درصد تاخیر در اشتعال را کاهش (۱/۳ درصد) و نسبت EGR ۲۰ درصد آن را افزایش داده است (۲/۶ درصد). کمتر بودن مقدار گرانیوی بیودیزل موجب زودتر اتفاق افتادن زمان پاشش سوخت می‌شود [۱۷]. شروع پاشش سوخت اغلب از زمانی محاسبه می‌شود که سوزن انژکتور از جای خود بلند می‌شود و شروع احتراق از روی تغییر در شیب نمودار نرخ آزادسازی گرما، که در لحظه ایجاد جرقه به وجود می‌آید، قابل تعیین شدن است.

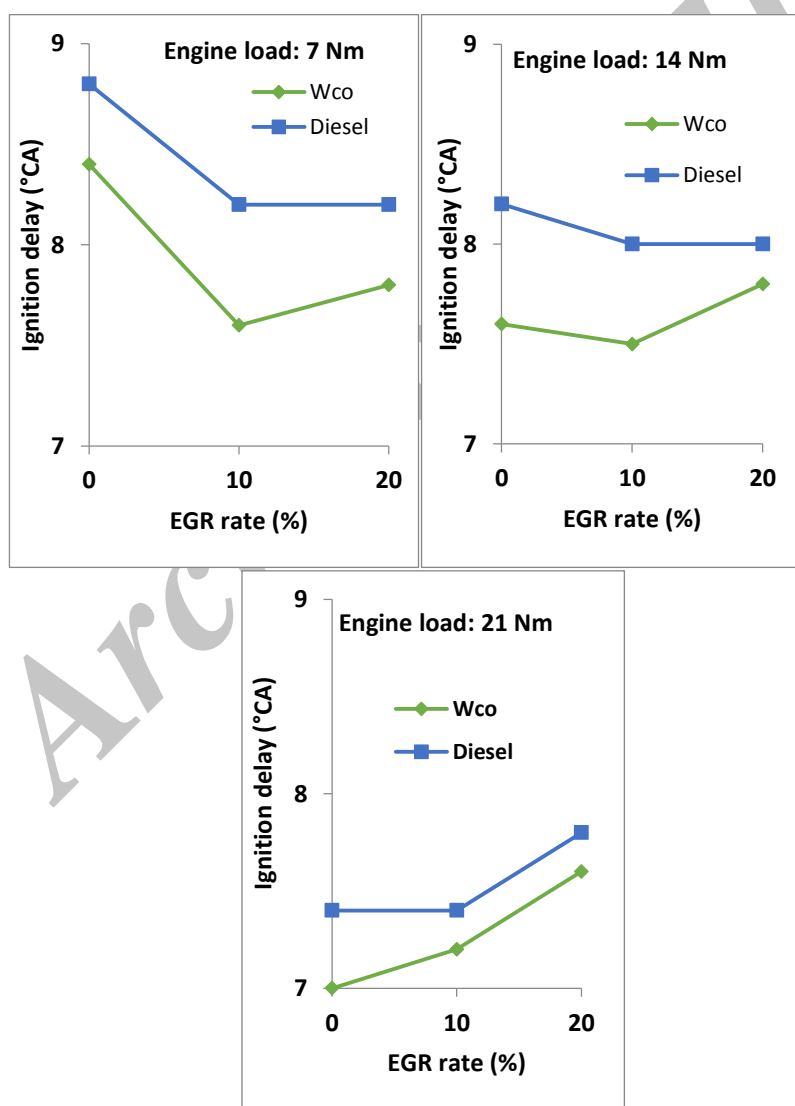


Figure 7- Maximum values of the ignition delay in different engine loads and EGR rates (WCO: B20 fuel, Diesel: Pure diesel fuel)  
 شکل ۷- مقادیر بیشینه تاخیر در اشتعال در بارها و نسبت‌های مختلف EGR (WCO: سوخت B20، Diesel: سوخت دیزل خالص)

علاوه بر این، تاخیر در اشتعال تحت تاثیر مقدار عدد ستان سوخت نیز قرار دارد. اغلب، پاشش زودتر سوخت موجب افزایش دمای احتراق می‌شود. با وجود این، به دلیل کم‌تر بودن مقدار تاخیر در اشتعال مرحله پیش‌اختلاط کوتاه‌تر می‌شود [۱۸]. کاهش تاخیر در اشتعال، به دلیل استفاده از سوخت بیودیزل، که در اینجا برای سوخت بیودیزل پسماند مشاهده شد، با تحقیق سناتور و همکاران [۱۹]، که بر روی سوخت سوخت متیل استرهای روغن کلزا<sup>۱</sup> انجام شد، مطابقت دارد. در تحقیق دیگری، که به وسیله کاناکا و ونگرین [۲۰] انجام شد، نیز، همانند تحقیق حاضر، شروع احتراق برای سوخت بیودیزل حاصل از روغن سویا ۳/۴ درجه میل‌لنگ پیش از سوخت دیزل اتفاق می‌افتد. علاوه بر این، مقدار تاخیر در اشتعال برای سوخت بیودیزل سویا ۰/۷۵ درجه میل‌لنگ کمتر از تاخیر در اشتعال سوخت دیزل بود. مونیم و ونگرین [۲۱] نیز تاخیر در اشتعال کمتری را برای سوخت بیودیزل سویا در مقایسه با سوخت دیزل به دست آوردند (۰/۶ درجه میل‌لنگ). تحقیقاتی که در رابطه با تاثیر بار موتور بر مقدار تاخیر در اشتعال انجام گرفته است نیز نتایج تحقیق حاضر را تایید می‌کند. به عنوان مثال، بر اساس تحقیقات راتو و همکاران [۲۲]، مشخص شد که با افزایش بار روی موتور مقدار تاخیر در اشتعال کاهش می‌یابد. این موضوع می‌تواند به دلیل دمای بیشتر احتراق و یا رقیق‌تر بودن گازهای خروجی در بارهای بالاتر باشد. مطالعه دیگری نیز توسط اوزسن و کاناکا [۲۳] با استفاده از سوخت‌های بیودیزل پالم و بیودیزل کلزا انجام گرفت. مطالعه آن‌ها نشان‌دهنده زودتر آغاز شدن احتراق نسبت به سوخت دیزل بود. تحقیقات دیگر نیز کاهش مقدار تاخیر در اشتعال را برای سوخت بیودیزل نشان داده است که تاییدکننده نتایج تحقیق حاضر است [۲۴].

### بیشینه دمای درون سیلندر

شکل ۸ تغییرات بیشینه دمای احتراق را برای سوخت‌های مختلف در بارهای مختلف نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، با افزایش بار موتور، مقدار دمای بیشینه نیز افزایش می‌یابد. با افزایش نسبت EGR نیز دمای بیشینه درون سیلندر کاهش یافته است. همچنین، مقدار دمای بیشینه، در اغلب حالات آزمایش، برای سوخت B20 به مقدار کمی بیش از سوخت دیزل بوده است. در بار ۷ Nm، مقدار دمای بیشینه درون سیلندر برای مخلوط سوخت دیزل و بیودیزل و نسبت‌های EGR صفر، ۱۰ و ۲۰ درصد به ترتیب ۰/۲۸، ۱/۲۸ و ۰/۶۲ درصد نسبت به سوخت دیزل خالص کاهش یافت. در بار ۱۴ Nm و بدون EGR، مقدار دمای بیشینه ۱/۳۱ درصد افزایش یافت و با نسبت‌های EGR ۱۰ و ۲۰ درصد، به ترتیب، ۱/۱۳ و ۰/۱۹ درصد کاهش یافت. در بار ۲۱ Nm، دمای بیشینه احتراق برای حالت بدون EGR و نسبت EGR ۱۰ درصد، به ترتیب، ۲/۳۳ و ۰/۹۴ درصد افزایش یافت. برای نسبت EGR ۲۰ درصد نیز، مقدار دمای بیشینه احتراق تقریباً تغییری نکرده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، مقدار دمای بیشینه احتراق با استفاده از سوخت بیودیزل نسبت به سوخت دیزل افزایش یافته است که در حالت بدون EGR این امر به خوبی نمایان است.

افزایش دمای احتراق، به دلیل استفاده از سوخت بیودیزل، در تحقیقات دیگر نیز، گزارش شده است. از جمله مواردی که باعث این افزایش شده است می‌توان به اکسیژن موجود در سوخت بیودیزل اشاره کرد که باعث بهبود نسبت سوخت به هوا و در نتیجه بهبود کیفیت احتراق می‌شود [۲۵].

از طرف دیگر، استفاده از سامانه EGR موجب کاهش دمای بیشینه احتراق شده است. اما در نسبت‌های بالاتر EGR، به دلیل کاهش مقدار اکسیژن درون سیلندر، کیفیت احتراق تا حد قابل توجهی کاهش یافته است. لذا، افزایش دما به دلیل وجود اکسیژن در سوخت بیودیزل برابر با کاهش دمای ناشی از استفاده از سامانه EGR بوده است (نسبت‌های EGR ۲۰ درصد). این مورد، به ویژه در بار ۱۴ Nm، بهتر قابل مشاهده است.

1. Rapeseed oil methyl esters (ROME)

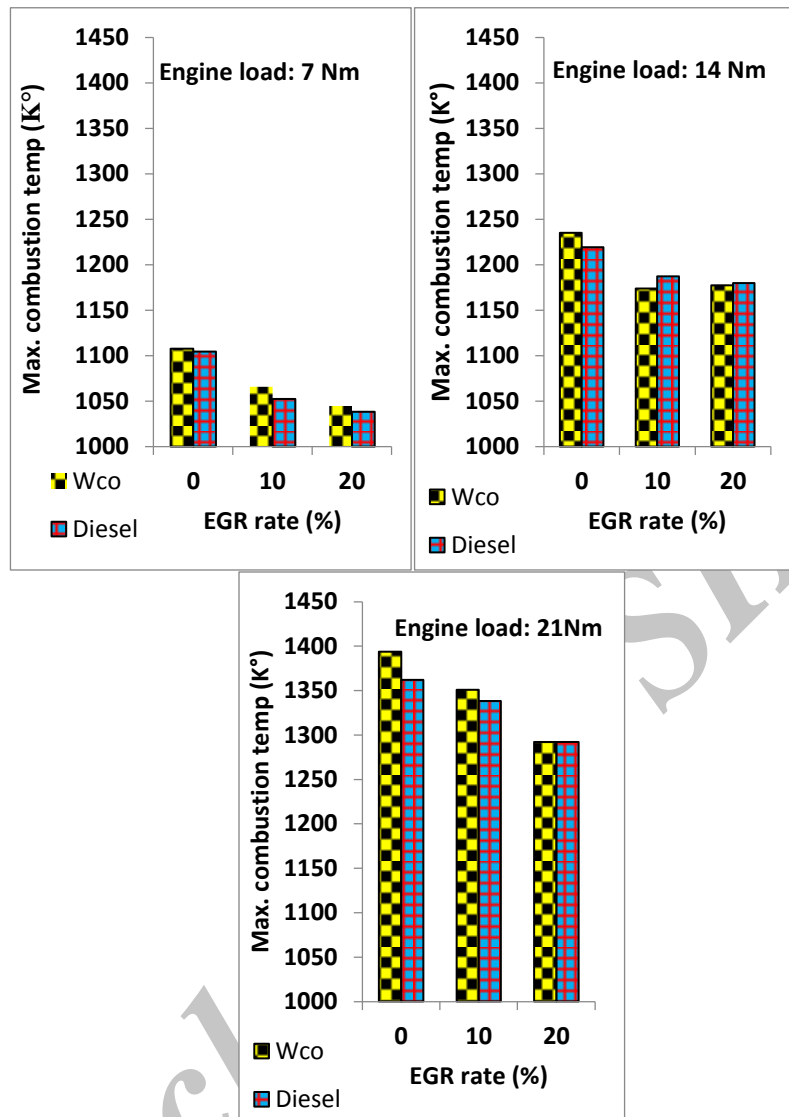


Figure 8- Maximum values of the in cylinder temperature in different engine loads and EGR rates (WCO: B20 fuel, Diesel: Pure diesel fuel)

شکل ۸- مقادیر بیشینه دمای گازهای درون سیلندر در بارها و نسبت‌های مختلف EGR مختلف (WCO: سوخت B20, Diesel: سوخت دیزل خالص)

### بیشینه نرخ آزادسازی گرما

تغییرات بیشینه نرخ آزادسازی گرما، در شرایط مختلف آزمایش، در شکل ۹، نشان داده شده است. همان‌گونه که در این شکل دیده می‌شود، بیشینه نرخ آزادسازی گرما برای سوخت بیودیزل نسبت به سوخت دیزل در تمامی نسبت‌های EGR و در تمامی بارها کاهش یافته است. با افزایش بار روی موتور نیز، مقدار بیشینه نرخ آزادسازی گرما کاهش یافته است. به طور کلی، افزایش نسبت EGR موجب کاهش مقدار بیشینه نرخ آزادسازی گرما شده است. در بار ۷ Nm، مقدار بیشینه نرخ آزادسازی گرما در نسبت‌های EGR صفر، ۱۰ و ۲۰ درصد برای سوخت بیودیزل نسبت به سوخت دیزل به ترتیب ۴/۸، ۳/۵ و ۳/۴ درصد کاهش پیدا کرده است. این مقدار کاهش برای نسبت‌های EGR صفر، ۱۰ و ۲۰ درصد، برای بار ۱۴ Nm، به ترتیب، برابر با ۹/۹، ۵/۱ و

۶/۰ درصد و برای بار ۲۱ Nm، به ترتیب، برابر با ۶/۱، ۱۰/۵ و ۷/۷ درصد بوده است. نتایج مشابهی توسط ابراهیم (۲۰۱۶) گزارش شده است [۲۶].

همان گونه که در شکل ۹ دیده می شود، با افزایش نسبت EGR در بار ۷ Nm، مقدار بیشینه نرخ آزادسازی گرما کاهش یافته است (۱۳/۱ و ۱۶/۶ درصد برای نسبت های ۱۰ و ۲۰ درصد EGR و مخلوط سوخت دیزل و بیودیزل، ۱۴/۳ و ۱۷/۸ درصد برای نسبت های EGR ۱۰ و ۲۰ درصد و سوخت دیزل خالص). در بارهای زیاد، از شدت مقدار کاهش بیشینه نرخ آزادسازی گرما، با افزایش نسبت EGR، کم شده، به طوری که بیشینه نرخ آزادسازی گرما در بار ۱۴ Nm، ۱۰ درصد و در بار ۲۱ Nm، ۷/۷ درصد بوده است. در بارهای بالا، با افزایش نسبت EGR، اکسیژن موجود در سیلندر نیز کاهش می یابد و لذا تاخیر در اشتعال و مرحله پیش اختلاط افزایش می یابد. لذا بیشینه نرخ آزادسازی گرما در بارهای بالا و نسبت های EGR بالا افزایش می یابد [۲۷].

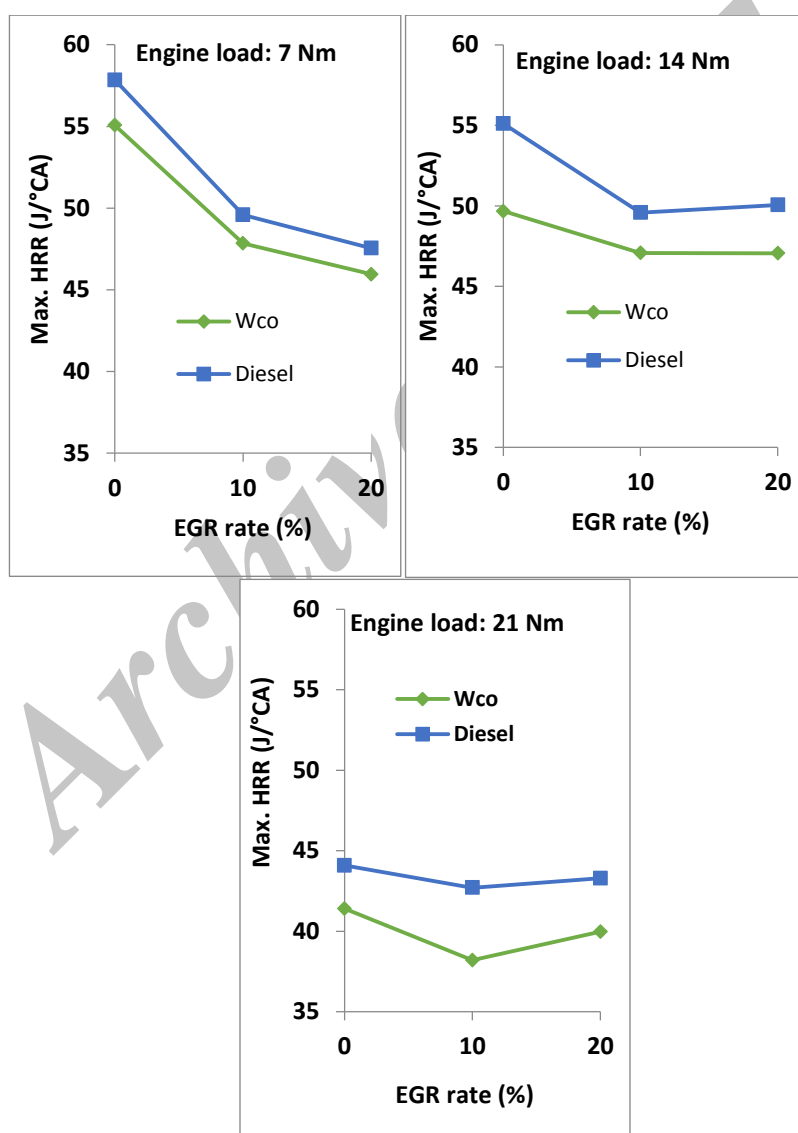


Figure 9- Maximum values of the heat release rate in different engine loads and EGR rates (WCO: B20 fuel, Diesel: Pure diesel fuel) شکل ۹- مقادیر بیشینه نرخ آزادسازی گرما در بارها و نسبت های EGR مختلف (WCO: سوخت B20، Diesel: سوخت دیزل خالص)

## فشار درون سیلندر

نمودارهای فشار-درجه میل‌لنگ و نرخ آزادسازی گرما برای حالات مختلف آزمایش، در شکل ۱۰، نشان داده شده است. همان‌گونه که دیده می‌شود، اختلاف قابل توجهی بین نمودارها برای سوخت دیزل و بیودیزل وجود ندارد. در برخی از حالات آزمایش، نمودار فشار درون سیلندر مقداری به سمت چپ انتقال یافته است که این امر ناشی از کم‌تر بودن تاخیر در اشتعال برای سوخت بیودیزل است. سایر محققان نیز نتایج مشابهی را گزارش کرده‌اند [۲۹،۲۸]. نمودارهای نرخ آزادسازی گرما برای تعیین نقطه شروع احتراق، نرخ سوختن سوخت و تاخیر در اشتعال قابل استفاده است. همان‌گونه که در این نمودارها دیده می‌شود، به دلیل کم‌تر بودن تاخیر در اشتعال سوخت مخلوط دیزل و بیودیزل، شروع احتراق این سوخت قبل از سوخت دیزل اتفاق می‌افتد.

لحظه شروع و خاتمه احتراق با استفاده از نمودار نرخ آزادسازی گرما مشخص شد. نرخ آزادسازی گرما به صورت ناچیزی پس از شروع احتراق کاهش می‌یابد. این کاهش به دلیل تبخیر سوخت و انتقال حرارت سیلندر است. لحظه شروع احتراق از لحظه شروع افزایش نرخ آزادسازی گرما تعیین می‌شود. از طرف دیگر، خاتمه احتراق زمانی است که نرخ آزادسازی گرما به صفر برسد [۳۰،۲۶]. نرخ آزادسازی گرما به صورت تقریبی از ۱ تا ۳ درجه بعد از نقطه مرگ بالا به طور ناگهانی زیاد می‌شود که نشانه لحظه شروع احتراق است.

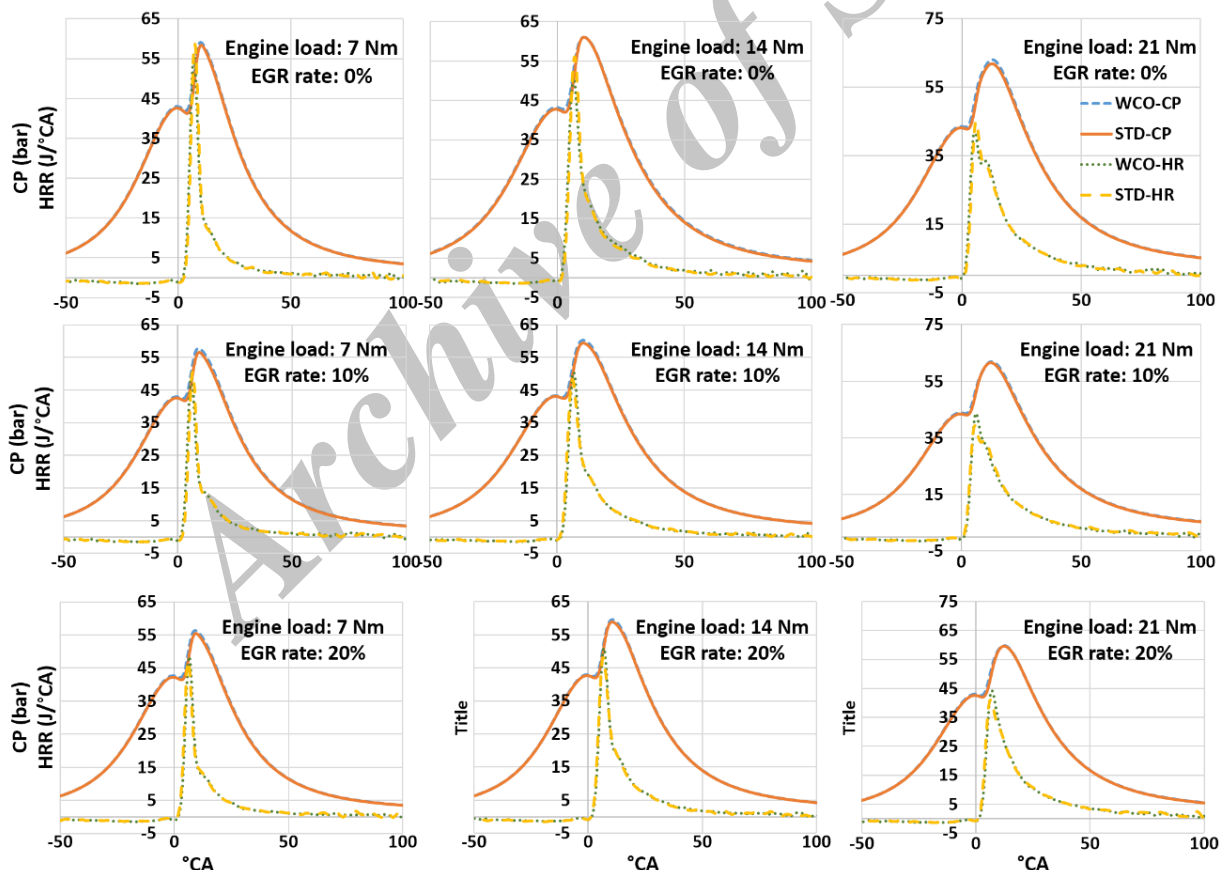


Figure 10- Cylinder pressure and Heat release rate in different crank angle degrees (WCO: B20 fuel, STD: Pure diesel fuel)

شکل ۱۰- فشار درون سیلندر و نرخ آزادسازی گرما در زوایای مختلف گردش میل‌لنگ (WCO: سوخت B20، STD: سوخت دیزل خالص)

همان گونه که در این شکل دیده می شود، نرخ آزادسازی گرما برای سوخت بیودیزل بالاتر از سوخت دیزل قرار می گیرد. افزایش نرخ آزادسازی گرما با استفاده از سوخت بیودیزل نشان دهنده پیش اختلاط بهتر این سوخت نسبت به سوخت دیزل خالص بوده است. بالاتر بودن نقطه جوش بیودیزل نیز می تواند یک دلیل برای افزایش نرخ آزادسازی گرما باشد [۳۱]. علاوه بر این، همان گونه که در این شکل ها دیده می شود، استفاده از EGR شکل کلی نمودار نرخ آزادسازی درون سیلندر را تغییر نداده است و تنها مقداری بیشینه نرخ آزادسازی گرما و لحظه شروع احتراق تغییر کرده است. با افزایش نسبت EGR، مقدار نرخ آزادسازی گرما کاهش یافته است. روند مشابهی توسط مرجع [۳۲] گزارش شده است. تفاوت هایی که در نمودارهای فشار درون سیلندر دیده می شود، در نزدیک فشار بیشینه و زمان شروع پاشش سوخت و احتراق است. کم تر بودن مقدار تاخیر اشتعال برای سوخت بیودیزل نسبت به سوخت دیزل دلیل این اختلاف است. افزایش فشار بیشتر به دلیل کاهش تاخیر در اشتعال سوخت بیودیزل نسبت به سوخت دیزل است. از طرف دیگر نیز، کم تر بودن ارزش حرارتی سوخت بیودیزل نسبت به سوخت دیزل موجب افزایش مقدار سوخت لازم برای احتراق در مرحله پیش اختلاط می شود [۳۳، ۱۴].

### آلاینده های NO<sub>x</sub> و دوده

در این قسمت، تاثیر سامانه EGR بر مقدار آلاینده NO<sub>x</sub> و دوده خروجی موتور بررسی می شود. همان گونه که در شکل ۱۱ دیده می شود، با افزایش نسبت EGR مقدار آلاینده NO<sub>x</sub> خروجی موتور برای هر دو نوع سوخت استفاده شده کاهش یافته است. از طرف دیگر، افزایش نسبت EGR موجب افزایش دوده خروجی موتور شده است. با وجود این، مقدار دوده خروجی موتور در زمان استفاده از سوخت بیودیزل کاهش قابل توجهی نسبت به زمان استفاده از سوخت دیزل خالص از خود نشان داده است. تشکیل دوده خروجی موتور ناشی از احتراق ناقص سوخت مایع و واکنش ناقص کربن در ساختار سوخت هیدروکربنی است [۲۹]. کاهش مقدار دوده خروجی موتور در زمان استفاده از سوخت بیودیزل ناشی از محتوای اکسیژن بیودیزل است [۳۴]. این اکسیژن اضافی موجب افزایش واکنش ها و بهبود کیفیت احتراق می شود. علاوه بر این، کم تر بودن کربن در ساختار مولکولی بیودیزل نسبت به سوخت دیزل می تواند یکی دیگر از دلایل کاهش دوده خروجی موتور باشد [۳۵]. کاهش دمای احتراق و محتوای اکسیژن با افزایش نسبت EGR موجب افزایش نرخ تشکیل هسته های کربن و همچنین اکسایش کربن و در نتیجه افزایش دوده خروجی موتور می شود [۳۶].

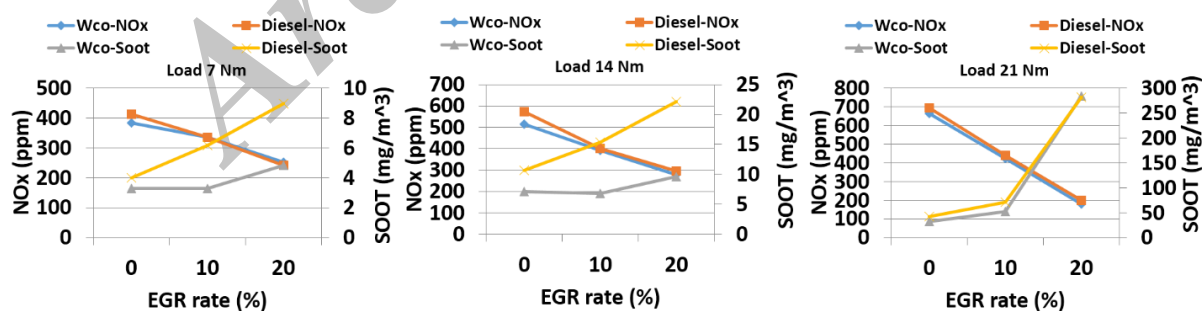


Figure 11- Effect of the engine load and EGR rate on the NO<sub>x</sub> emission and soot for different fuel in different engine load (WCO: B20 fuel, Diesel: Pure diesel fuel)

شکل ۱۱- تأثیر بار موتور و نسبت EGR بر NO<sub>x</sub> و دوده خروجی موتور برای سوخت های مختلف در بارهای متفاوت (WCO: سوخت B20، Diesel: سوخت دیزل خالص)



## نتیجه گیری

نتیجه گیری های زیر از این تحقیق به دست می آید:

- دوده خروجی موتور با استفاده از سامانه EGR افزایش می یابد، اما استفاده از سوخت بیودیزل مقداری از این افزایش دوده می کاهد.
- مقدار دمای بیشینه احتراق با استفاده از سوخت بیودیزل نسبت به سوخت دیزل افزایش می یابد، که در حالت بدون EGR این امر بیشتر مشاهده می شود.
- افزودن سوخت بیودیزل به سوخت دیزل، به میزان کمی، موجب افزایش فشار بیشینه درون سیلندر نسبت به سوخت دیزل می شود.
- بیشینه نرخ آزادسازی گرما برای سوخت B20 نسبت به سوخت دیزل در تمامی نسبت های EGR و در تمامی بارها کاهش یافته است. با افزایش بار روی موتور نیز، مقدار بیشینه نرخ آزادسازی گرما کاهش یافته است. به طور کلی، افزایش نسبت EGR موجب کاهش مقدار بیشینه نرخ آزادسازی گرما شده است.
- مقدار تاخیر در اشتعال برای سوخت B20 کمتر از سوخت دیزل خالص بوده است. بیشترین مقدار کاهش تاخیر در اشتعال برابر با  $\frac{7}{3}$  درصد و برای بار  $14\text{Nm}$  (بدون EGR) بوده است.

## منابع

1. S. M. Palash, M. A. Kalam, H. H. Masjuki, B. M. Masum, I. M. Rizwanul Fattah and M. Mofijur, "Impacts of biodiesel combustion on NOx emissions and their reduction approaches," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 23, 2013, pp. 473-490.
2. M. Mofijur, H. H. Masjuki, M. A. Kalam, A. E. Atabani, M. Shahabuddin, S. M. Palash and et al., "Effect of biodiesel from various feedstocks on combustion characteristics, engine durability and materials compatibility: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 28, 2013, pp. 441-455.
3. S. I. Raptotassios, N. F. Sakellariadis, R. G. Papagiannakis and D. T. Hountalas, "Application of a multi-zone combustion model to investigate the NOx reduction potential of two-stroke marine diesel engines using EGR," *Applied Energy*, 157, 2015, pp.814-823.
4. M. Zheng, G. T. Reader and J. G. Hawley, "Diesel engine exhaust gas recirculation-a review on advanced and novel concepts," *Energy Conversion and Management*, 45, 2004, pp. 883-900.
5. D. Pierpont, D. Montgomery and R. D. Reitz, "Reducing particulate and NOx using multiple injections and EGR in a DI diesel," *SAE Technical Paper 950217*, 1995.
6. C. Arcoumanis, C. Bae, R. Crookes and E. Kinoshita, "The potential of di-methyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: A review," *Fuel*, 87, 2008, pp. 1014-1030.
7. R. C. Yu and S. M. Shahed, "Effects of injection timing and exhaust gas recirculation on emissions from a DI diesel engine," *SAE Prepr 811234*, 1981.
8. Y. L. Qi, L. C. Dong, H. Liu, P. V. Puzinauskas, and K. C. Midkiff, "Optimization of intake port design for SI engine," *International Journal of Automotive Technology*, 13, 2012, pp. 861-872, pp. 291-296.
9. H. Feng, Z. Zheng, M. Yao, G. Cheng, M. Wang and X. Wang, "Effects of exhaust gas recirculation on low temperature combustion using wide distillation range diesel," *Energy*, 51, 2013, pp. 291-296.
10. P. Soltani, H. Haji agha alizadeh, H. Poorvousooghi Gargari and H. Faridi, "Evaluate the effect of biodiesel and EGR system on diesel engine emissions," *Journal of Engine Research*, 42, 2016, pp. 23-32..
11. S. Ohigashi, H. Kuroda, Y. Nakajima, Y. Hayashi and K. Sugihara, "Heat capacity changes predict nitrogen oxides reduction by exhaust gas recirculation," *SAE Technical Paper 710010*, 1971.
12. J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-hill, New York, 1988.
13. C. S. Lee, S. W. Park and S. I. Kwon, "An experimental study on the atomization and combustion characteristics of biodiesel-blended fuels," *Energy & Fuels*, 19, 2005, pp. 2201-2208.
14. P. K. Sahoo and L. M. Das, "Combustion analysis of Jatropa, Karanja and Polanga based biodiesel as fuel in a diesel engine," *Fuel*, 88, 2009, pp. 994-999.
15. D. H. Qi, H. Chen, L. M. Geng and Y. Z. Bian, "Experimental studies on the combustion characteristics and performance of a direct injection engine fueled with biodiesel/diesel blends," *Energy Conversion and Management*, 51, 2010, pp. 2985-2992.
16. X. Lu, J. Ma, L. Ji and Z. Huang, "Simultaneous reduction of NOx emission and smoke opacity of biodiesel-fueled engines by port injection of ethanol," *Fuel*, 87, 2008, pp. 1289-1296.

17. M. Lapuerta, O. Armas and J. Rodriguezfernandez, "Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions," *Progress in Energy and Combustion Science*, 34, 2008, pp. 198-223.
18. M. Bennett, J. Volckens, R. Stanglmaier, A. P. McNichol, W. D. Ellenson and C. W. Lewis, "Biodiesel effects on particulate radiocarbon (<sup>14</sup>C) emissions from a diesel engine," *Journal of Aerosol Science*, 39, 2008, pp. 667-678.
19. A. Senatore, M. Cardone, V. Rocco and M. V. Prati, "A comparative analysis of combustion process in DI diesel engine fueled with biodiesel and diesel fuel," *SAE Technical Paper* 0148-7191, 2000.
20. M. Canakci and J. H. Van Gerpen, "Comparison of engine performance and emissions for petroleum diesel fuel ,yellow grease biodiesel and soybean oil biodiesel," *Transactions of the ASAE*, 46, 2003, pp. 937-944.
21. A. Monyem and J. H. Van Gerpen, "The effect of biodiesel oxidation on engine performance and emissions," *Biomass and Bioenergy*, 20, 2001, pp. 317-325.
22. G. L. N. Rao, S. Sampath and K. Rajagopal, "Experimental studies on the combustion and emission characteristics of a diesel engine fuelled with used cooking oil methyl ester and its diesel blends," *International Journal Engineering and Applied Sciences*, 4, 2008, pp. 64-70.
23. A. N. Ozsezen and M. Canakci, "The emission analysis of an IDI diesel engine fueled with methyl ester of waste frying palm oil and its blends," *Biomass and Bioenergy*, 34, 2010, pp. 1870-1878.
24. A. N. Ozsezen, M. Canakci, A. Turkcan and C. Sayin, "Performance and combustion characteristics of a DI diesel engine fueled with waste palm oil and canola oil methyl esters," *Fuel*, 88, 2009, pp. 629-636.
25. A. Dhar and A. K. Agarwal, "Performance, emissions and combustion characteristics of Karanja biodiesel in a transportation engine," *Fuel*, 119, 2014, pp. 70-80.
26. A. Ibrahim, "Performance and combustion characteristics of a diesel engine fuelled by butanol-biodiesel-diesel blends," *Applied Thermal Engineering*, 103, 2016, pp. 651-659.
27. D. Qi, M. Leick, Y. Liu and C. f. F. Lee, "Effect of EGR and injection timing on combustion and emission characteristics of split injection strategy DI-diesel engine fueled with biodiesel," *Fuel*, 90, 2011, pp. 1884-1891.
28. L. Zhu, C. S. Cheung, W. G. Zhang and Z. Huang, "Combustion, performance and emission characteristics of a DI diesel engine fueled with ethanol-biodiesel blends," *Fuel*, 90, 2011, pp. 1743-1750.
29. O. Özener, L. Yüksək, A. T. Ergenç and M. Özkan, "Effects of soybean biodiesel on a DI diesel engine performance, emission and combustion characteristics," *Fuel*, 115, 2014, pp. 875-883.
30. M. El-Adawy, A. Ibrahim and M. El-Kassaby, "An experimental evaluation of using waste cooking oil biodiesel in a diesel engine," *Energy Technology*, 1, 2013, pp. 726-734.
31. V. Pradeep and R. P. Sharma, "Use of HOT EGR for NOx control in a compression ignition engine fuelled with biodiesel from Jatropha oil," *Renewable Energy*, 32, 2007, pp. 1136-1154.
32. A. Abu-Jrai, J. Rodríguez-Fernández, A. Tsolakis, A. Megaritis, K. Theinnoi, R. F. Cracknell and et al., "Performance, combustion and emissions of a diesel engine operated with reformed EGR. Comparison of diesel and GTL fuelling," *Fuel*, 88, 2009, pp. 1031-1041.
33. E. Buyukkaya, "Effects of biodiesel on a DI diesel engine performance, emission and combustion characteristics," *Fuel*, 89, 2010, pp. 3099-3105.
34. Z. Wang, L. Li, J. Wang, and R. D. Reitz, "Effect of biodiesel saturation on soot formation in diesel engines," *Fuel*, 175, 2016, pp. 240-248.
35. A. I. Khuri and S. Mukhopadhyay, "Response surface methodology," *Wiley Interdisciplinary Reviews, Computational Statistics*, 2, No. 2, 2010, pp. 128-149.
36. Ö. Can, E. Öztürk, H. Solmaz, F. Aksoy, C. Çınar, and H. S. Yücesu, "Combined effects of soybean biodiesel fuel addition and EGR application on the combustion and exhaust emissions in a diesel engine," *Applied Thermal Engineering*, 95, 2016, pp. 115-124.

## English Abstract

# Investigating the effects of EGR rate and biodiesel fuel on the combustion behavior, and soot and NO<sub>x</sub> emissions of a compression ignition engine

Farzad Jaliliantabar<sup>1</sup>, Barat Ghobadian<sup>2\*</sup> and Gholamhassan Najafi<sup>3</sup>

1- Department of Mechanical and Biosystems Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran, farzad.jaliliantabar@modares.ac.ir

2- Department of Mechanical and Biosystems Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran, ghobadib@modares.ac.ir

3- Department of Mechanical and Biosystems Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran, g.najafi@modares.ac.ir

\*Corresponding author

(Received: 2017.12.02, Received in revised form: 2018.03.11, Accepted: 2018.03.24)

In this study, the effects of EGR on the combustion behavior, and NO<sub>x</sub> and soot emissions of a diesel engine fueled by biodiesel is investigated. To do so, a compression ignition engine, diesel fuel, biodiesel fuel blend (B20) obtained from waste cooking oil, three EGR rates (0, 10 and 20%) and 7, 14 and 21Nm engine loads are used. The results show that the addition of biodiesel to diesel fuel increases the cylinder pressure and the maximum increase is 1.97%. In addition, the cylinder pressure increases with increasing EGR rate. Also, the ignition delay of B20 is lower than diesel and the maximum decrease of the ignition delay is 7.3%. The in-cylinder temperature is decreased with increasing EGR rate and ultimately, it can be stated that the maximum heat release rate increases with increasing EGR rate. The NO<sub>x</sub> emissions decrease with increasing EGR rate for both types of fuels.

**Keywords:** Combustion, Biodiesel, EGR, Ignition delay, Heat release rate