

مقاله علمی - پژوهشی

بررسی امکان استفاده از CNG و گازوییل به صورت مختلط‌سوز در موتور دیزل با ارزیابی مشخصه‌های عملکردی و احتراقی در دماهای مختلف مایع خنک‌کننده

بهرام صباحی^{۱*}، هوشنگ بهرامی^۲، محمدجواد شیخ داودی^۳، سیدمحمد صفی‌الدین اردبیلی^۴
و احسان هوشیار^۵

۱، ۲، ۳ و ۴- به ترتیب: دانشجوی دکتری؛ دانشیار؛ استاد و استادیار گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران
۵- دانشیار گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه جهرم، جهرم، ایران
تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۶/۱؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۹/۲۷

چکیده

در این پژوهش، تأثیر تغییر دمای مایع سیستم خنک‌کننده موتور بر مشخصه‌های عملکردی و احتراقی موتور دیزل تک‌سیلندر، چهار زمانه، آب خنک با مکش طبیعی و به صورت مختلط‌سوز گازوییل-گاز طبیعی فشرده بررسی شد. هدف اصلی در این تحقیق، استفاده از سوخت CNG به عنوان سوخت اصلی موتور به صورت مختلط‌سوز و تعیین مشخصه‌های احتراقی و عملکردی موتور در محدوده عملکرد گاورنر و در سرعت‌های متغیر موتور و دماهای مختلف مایع سیستم خنک‌کننده موتور است. آزمایش‌ها در شرایط پایدار برای حالت‌های کارکرد موتور به صورت آزمایش-های فاکتوریل در قالب طرح بلوک‌های کامل تصادفی در سه تکرار اجرا و مشخصه‌های عملکردی موتور اندازه‌گیری شد. نتایج آزمایش موتور نشان داد که گشتاور، توان ترمزی و فشار مؤثر متوسط ترمزی در حالت مختلط‌سوز گازوییل-CNG نسبت به حالت سوخت گازوییل خالص در تمامی سرعت‌ها افزایش معنی‌داری یافتند. مصرف سوخت و انرژی ویژه ترمزی نیز با افزایش دمای مایع سیستم خنک‌کننده در سرعت‌های پایین موتور و همچنین کارکرد موتور به صورت مختلط‌سوز کاهش معنی‌داری نشان داد. با افزایش دمای مایع سیستم خنک‌کننده و کارکرد موتور با حالت مختلط‌سوز، بازده حرارتی ترمزی و بازده حجمی به ترتیب افزایش و کاهش معنی‌داری نشان دادند. در این پژوهش، مشخص شد که استفاده از موتور به صورت مختلط‌سوز گازوییل-CNG و دمای مایع خنک‌کننده ۶۰ درجه سلسیوس در تمامی سرعت‌ها به ترین نتیجه را روی مشخصه‌های عملکردی و احتراقی موتور دارد.

واژه‌های کلیدی

توان ترمزی، دینامومتر الکتریکی، فشار مؤثر متوسط ترمزی، مصرف سوخت ویژه

مقدمه

حرارتی قدرت بسیاری از تجهیزات در جهان را تأمین کرده‌اند و متداول‌ترین مولد حرکتی در صنعت و کشاورزی هستند. این موتورها به علت راندمان احتراق بالا، قابلیت اطمینان، سازگاری و باصرفه بودن، به طور گسترده‌ای در جهان استفاده می‌شوند

امروزه استفاده از موتورهای درون‌سوز به سبب بالا بودن نسبت توان به حجم در آن‌ها در کاربردهای مختلف، توسعه فراوانی پیدا کرده است. در این میان موتورهای دیزلی به دلیل کارایی و دوام بالای

محلی، پایین بودن قیمت، ایمنی در استفاده، احتراق پاک و ... (Papagiannakis, 2018). بسیاری از موتورهای احتراقی قابلیت کار با سوخت‌های گازی را دارند. در بین سوخت‌های جایگزین، گاز طبیعی فشرده یکی از سوخت‌های امیدبخش در موتورهای مختلط‌سوز است. عدد اکتان بالای این سوخت مزیت مهمی برای آن است تا در نسبت تراکم‌های بالا کار کند و در نتیجه بازده حرارتی بالاتر و انتشار آلاینده‌های کمتری به وجود آورد (Attia et al., 2014; Mahla et al., 2018). بنابراین، با استفاده از سوخت گاز طبیعی فشرده در موتور دیزل و به حالت مختلط‌سوز امکان افزایش نسبت تراکم و رسیدن به انرژی بالاتر بدون احتمال پدیده خود اشتعالی در سیلندر فراهم خواهد شد. برخی از ویژگی‌های گاز طبیعی و گازوییل در جدول ۱ آورده شده است.

(Wei et al., 2015). این موتورها همچنین یکی از مهم‌ترین مصرف‌کنندگان سوخت و یکی از آلاینده‌های زیست‌محیطی به شمار می‌روند (Wei & Geng, 2016). یکی از راه‌های مناسب و کم‌هزینه برای کاهش آلودگی این موتورها، مختلط سوز کردن آن‌ها و استفاده از سوخت‌های گازی به عنوان سوخت جایگزین و به صورت مکمل با سوخت گازوییل است. در موتورهای دیزل مختلط‌سوز، سوخت گازی به طور کم و بیش همگن در سیلندر با هوا مخلوط می‌شود و این مخلوط با تزریق مقدار کمی از سوخت دیزل به عنوان سوخت آتش‌زا مشتعل خواهد شد. گاز طبیعی، گاز نفتی مایع، هیدروژن و بیوگاز برخی از سوخت‌های گازی هستند که برای موتورهای درونسوز مناسب‌اند (Hariprasad, 2013). از مزیت‌های این سوخت‌ها می‌توان به این موارد اشاره کرد: فراوانی، دسترسی

جدول ۱- ویژگی‌های گازوییل و گاز طبیعی (Anon, 2010; Mehmet et al., 2019)

Table 1 - Properties of diesel and compressed natural gas

گاز طبیعی Natural gas	گازوییل Diesel	ویژگی‌های سوخت Fuel property	
CH ₄	C ₈ to C ₁₂	Formula	فرمول
0.777	0.846	Density(kg m ⁻³)	دانسیته
47.141	42.791	Latent heat value (MJ kg ⁻¹)	ارزش حرارتی پایین‌تر
52.225	45.766	Higher heat value (MJ kg ⁻¹)	ارزش حرارتی بالاتر
120	40-55	Octane/ Cetane number	عدد اکتان/استان
510	233	Latent heat of vaporization(°C)	گرمای نهان تبخیر
540	316	Auto ignition temperature (°C)	دمای خود اشتعالی

در دقیقه و ۱۰۰ درصد بار و سطوح انرژی گاز طبیعی مختلف (۰، ۱۵، ۴۰ و ۷۵ درصد) بررسی کردند. در این مطالعه، از دو انژکتور یکی برای تزریق گازوییل در سیلندر و دیگری برای تزریق CNG در مانیفولد هوا استفاده شد. نتایج بررسی‌ها نشان داد که در هنگام استفاده از گاز طبیعی، مصرف سوخت ویژه افزایش، و آلاینده اکسید نیتروژن و دوده در

پژوهش‌های مختلفی در زمینه استفاده از سوخت‌های گازی در موتورهای دیزلی شده است. کاراگوز و همکاران (Karagöz et al., 2016) تأثیر استفاده از ترکیب سوختی گازوییل-گاز طبیعی را روی شاخص‌های عملکردی و آلاینده‌ها و مشخصه‌های احتراقی یک موتور دیزل چهار زمانه، آب خنک با مکش طبیعی و تک‌سیلندر در سرعت ۱۵۰۰ دور

از روغن سرخ‌کردنی پسماند به عنوان سوخت آتش‌زا بر عملکرد و آلایندگی موتور دیزل تحت بار کامل و سرعت ۳۰۰۰ دور در دقیقه بررسی کردند. آزمایش‌های موتور مطابق با استاندارد ISO 8178 E2 در حداکثر قدرت اسمی موتور برای میزان جایگزینی صفر، ۲۰، ۴۰ و ۶۰ درصد سوخت CNG و محتوی صفر، ۱۰ و ۲۰ درصد بیودیزل اجرا شد. نتایج تحقیق نشان داد که در حالت مختلطسوز دوره تأخیر در اشتعال طولانی‌تر از حالت استاندارد دیزل است و بازده حرارتی نیز نسبت به حالت دیزل استاندارد پایین‌تر است. علاوه بر این، کاهش قابل توجهی در اکسیدهای نیتروژن و دوده و افزایش CO و HC مشاهده شد. با استفاده از مخلوط‌های بیودیزل، دوره تأخیر در اشتعال کوتاه‌تر می‌شود، انتشار NO_x افزایش و انتشار CO و HC و دوده کاهش می‌یابد. ساهو و همکاران (Sahoo *et al.*, 2021) سوخت بیوگاز را در یک موتور دیزل تغییر نیافته تحت حالت مختلطسوز دیزل - بیوگاز به صورت تجربی بررسی کردند. برای تمامی بارهای اعمالی به موتور حدود ۶۵ تا ۶۹ درصد از مصرف جرمی سوخت دیزل در حالت مختلطسوز با سوخت بیوگاز جایگزین شد. مشخص شد که موتور در حالت مختلطسوز، در مقایسه با حالت دیزل، قدرت اصطلاحی کمتری تولید می‌کند. علاوه بر این، آلایندگی NO_x در تمامی بارهای اعمالی به موتور در حالت مختلطسوز کاهش می‌یابد و سطوح CO، HC و CO₂ بالاتری ایجاد می‌شود. همچنین مشخص شد حداکثر بازده حرارتی در حدود ۱۸/۶۶ درصد برای روش بیوگاز کاهش می‌یابد که می‌تواند از طریق آوانس زمان تزریق سوخت ارتقا یابد. پاتک و همکاران (Pathak *et al.*, 2021) روی یک موتور احتراق تراکمی با سرعت متغیر در حالت مختلطسوز

سطح ۱۵ و ۴۰ درصد سوخت گازی کاهش می‌یابد. از طرفی، انتشار مونواکسید کربن در سطح ۱۵ درصد گاز طبیعی افزایش نشان داد. همچنین، انتشار اکسید نیتروژن در سطح ۷۵ درصد گاز طبیعی افزایش چشم‌گیری نشان داد. در تحقیقی دیگر، پژوهشگران از یک موتور دیزل L233 به عنوان موتور مختلطسوز استفاده کردند و سوخت LPG به عنوان سوخت ثانویه در نظر گرفته شد. سوخت LPG در سه سطح ۳۵، ۴۵ و ۷۵ درصد و در سرعت‌های ۱۵۰۰، ۱۸۰۰، ۲۱۰۰ و ۲۷۰۰ دور در دقیقه در موتور استفاده شد. نتایج تحقیق نشان داد که بازده حرارتی، مصرف سوخت ویژه ترمزی و توان خروجی در حالت مختلطسوز به تر از سوخت گازوییل خالص است. به بود بازده حرارتی ترمزی در غلظت ۴۵ درصد سوخت گازی LPG کاملاً مشهود بود (Nugroho *et al.*, 2018).

روش و همکاران (Rosha *et al.*, 2020) در پژوهشی بیوگاز غنی شده با هیدروژن را به عنوان سوخت گازی در یک موتور احتراق تراکمی مختلط-سوز به کار گرفتند. آزمایش‌ها روی یک موتور دیزل ۳/۵ کیلووات با نسبت‌های ۰/۱ تا ۰/۵ کیلوگرم در ساعت بیوگاز غنی شده دنبال شد و ویژگی‌های عملکردی، احتراقی و آلایندگی موتور در سرعت اسمی ۱۵۰۰ دور در دقیقه تعیین شد. نتایج بررسی‌ها نشان داد که حداکثر فشار سیلندر و دوره تأخیر اشتعال با افزایش نسبت بیوگاز، در مقایسه با حالت کارکرد موتور با سوخت دیزل خالص، افزایش می‌یابد. به سبب ارزش حرارتی بالاتر بیوگاز غنی شده با هیدروژن، در مقایسه با سوخت دیزل خالص، بازده حرارتی در حالت مختلطسوز به بود یافت. در مطالعه‌ای، آیدین و صفا (Aydin & Safa, 2020) اثر کاربرد گاز طبیعی فشرده را همراه با بیودیزل حاصل

بود. با افزایش دما و در هنگام استفاده از سوخت بیوفیول مصرف سوخت ویژه ترمزی کاهش یافت. انتشار دی‌اکسید کربن برای هر دو سوخت دیزل و مخلوط‌های بیوفیول افزایش و مونواکسید کربن کاهش نشان داد (Hossain *et al.*, 2017).

در این مطالعه تأثیر افزودن گاز طبیعی فشرده به جای گازوییل به صورت مختلط‌سوز بر ویژگی‌های عملکردی و احتراقی یک موتور دیزل دور پایین در محدوده عملکرد گاورنر بررسی شده است. محققان تأثیر دمای مایع خنک‌کننده در موتورها را با استفاده از سوخت‌های گازوییل و بنزین و حتی بیوفیول‌ها بر عملکرد موتور و آلاینده‌های اگزوز آنها بررسی کرده‌اند، اما در هنگام استفاده از سوخت‌های گازی ادبیات مشابهی وجود ندارد. از این‌رو در این پژوهش تأثیر دمای مایع خنک‌کننده موتور روی شاخص‌های عملکردی و احتراقی موتور مختلط‌سوز گازوییل-گاز بررسی شده است.

مواد و روش‌ها

در این پژوهش، به منظور بررسی تأثیر سوخت گاز طبیعی فشرده و دمای مایع خنک‌کننده بر شاخص‌های عملکردی و احتراقی، از یک موتور دیزل تک‌سیلندر، چهار زمانه با پاشش مستقیم و مجهز به سیستم خنک‌کننده مایعی با مکش طبیعی، و قدرت خروجی ۳/۶ کیلووات در ۱۵۰۰ دور در دقیقه استفاده شد. این موتور به طور وسیع در کارهای تجاری کوچک، ژنراتورهای دیزلی، پمپ‌های کشاورزی (به خصوص در مناطق روستایی) کاربرد دارد. مشخصات موتور مورد استفاده در آزمون در جدول ۲ آورده شده است.

با سوخت‌های دیزل همراه با ۱۰، ۱۵ و ۲۰ درصد گاز طبیعی فشرده و نسبت‌های EGR مختلف (۵، ۱۰ و ۱۵ درصد) در سه میزان مختلف اعمال بار روی موتور به آزمایش‌هایی دست زدند و نشان دادند که در هر سه میزان بار اعمالی به موتور بازده حرارتی ۱ تا ۲ درصد و مصرف سوخت ویژه ترمزی ۲ تا ۳ درصد، در مقایسه با سوخت دیزل خالص کاهش می‌یابد. مشخص شد انتشار آلاینده HC و CO در شرایط بارهای کم و زیاد، در مقایسه با سوخت دیزل، بیشتر است. همچنین در حالت مختلط‌سوز آلاینده NOx و دوده به ترتیب ۲۱ و ۱۸ درصد در مقایسه با سوخت دیزل، کاهش نشان داد.

پژوهش‌های مختلفی در زمینه تأثیر دمای مایع خنک‌کننده بر مشخصه‌های عملکردی موتور اجرا شده است. عبدالغفار و همکاران (Abdelghaffar *et al.*, 2002) در تحقیقی تأثیر دمای مایع خنک‌کننده را بر شاخص‌های عملکردی و آلایندگی یک موتور دیزل چهار سیلندر و چهار زمانه با پاشش مستقیم ارزیابی کردند. دمای مایع خنک‌کننده از ۵۰ تا ۹۵ درجه سلسیوس متغیر بود. نتایج تحقیق نشان داد که دمای مایع خنک‌کننده تأثیر معنی‌داری بر بازده حجمی دارد و با افزایش دمای مایع خنک‌کننده بازده حجمی موتور کاهش می‌یابد. با افزایش دمای مایع خنک‌کننده میزان جریان گرمی سوخت مصرفی و مصرف سوخت ویژه ترمزی کاهش و بازده حرارتی افزایش می‌یابد. در پژوهشی دیگر، تأثیر دمای مایع خنک‌کننده روی شاخص‌های عملکردی و آلایندگی موتور دیزل برای ترکیب ای بیوفیول مخلوط با اتانول و بوتانول مطالعه شد. دمای مایع خنک‌کننده بین ۵۰ تا ۹۵ درجه سلسیوس متغیر

جدول ۲- مشخصات موتور مورد استفاده در آزمون

Table 2- Specifications of the test engine

موتور دیزل ، دپیکو (Diesel engine, DIPCO)	نوع موتور و مدل (Engine type and model)	
تک سیلندر Single cylinder	تعداد سیلندر Number of cylinder	
80*110	Bore * Stroke (mm)	قطر سیلندر * کورس
3.7	Power(Rated output (kW))	توان اسمی
1500	Speed range (Rated speed (rpm))	سرعت اسمی
553	Cubic capacity (cc)	گنجایش موتور
236/240	Specific fuel consumption at full load (g kW.h ⁻¹)	مصرف سوخت ویژه در بار کامل
16:1	(Compression ratio)	نسبت تراکم

برای این منظور مخزن هر یک از سوخت‌ها روی ترازویی قرار داده شد و از کاهش در وزن کلی ظرف، که طی یک زمان معین برداشته می‌شود، دبی سوخت تعیین گردید. برای اندازه‌گیری سوخت گازوییل از یک ترازوی الکترونیکی ای ان دی^۱ با دقت ۰/۰۰۱ گرم و برای اندازه‌گیری سوخت‌های گازی از یک ترازوی الکترونیکی نوع فوری^۲ با دقت ۵ گرم استفاده شد. برای اندازه‌گیری مدت زمان مصرف سوخت از دو عدد کرنومتر با دقت ۰/۰۱ ثانیه بهره‌گیری شد.

به منظور کنترل دمای مایع سیستم خنک‌کننده موتور یک ترموستات با دمای متغیر با دقت ۰/۱ درجه سلسیوس به کار گرفته شد. به منظور اندازه‌گیری جریان جرمی هوای وارد شده به سیلندر از روش مخزن هوا و روزنه و اندازه‌گیری افت فشار داخل مخزن استفاده شد. برای این منظور یک مخزن با حجم مناسب به کار گرفته شد که در موتورهای تک‌سیلندر معمولاً باید ۵۰۰ تا ۶۰۰ برابر حجم جاروب شده سیلندر (Chandra *et al.*, 2011) باشد. قطر روزنه با توجه به حجم سیلندر موتور ۲۰ میلی‌متر در نظر گرفته شد (Martyr & Plint, 2011). برای اندازه‌گیری اختلاف فشار بین هوای موجود در محفظه و هوای بیرون، از یک فشارسنج

آزمایش‌ها در آزمایشگاه تحقیقاتی موتور گروه مهندسی بیوسیستم دانشگاه شهید چمران اجرا شد. نگاره‌ای از سامانه پژوهش به همراه تجهیزات مورد استفاده در این تحقیق در شکل ۱ آورده شده است. موتور مورد استفاده در این پژوهش با نصب و اضافه کردن تجهیزاتی مانند مخزن گاز، رگولاتور تنظیم‌کننده فشار گاز، شیر دستی قطع جریان گاز، میکسر و لوله‌های رابط توانایی استفاده از سوخت گازی را پیدا کرد و به یک موتور دیزل مختلطسوز تبدیل شد. به منظور کنترل بار موتور، با استفاده از یک ژنراتور سه فاز ۷/۵ کیلووات، یک دینامومتر الکتریکی ساخته و به صورت گهواره‌ای^۱ به موتور کوپل شد. برای مشخص شدن نیروی اعمالی به ژنراتور، از یک لود سل با ظرفیت ۲۵ کیلوگرم استفاده شد. همچنین، به منظور بارگذاری‌های متغیر روی موتور از تعدادی مصرف‌کننده شامل ۱۵ عدد مقاومت الکتریکی ۷۰۰ وات، ۶ عدد لامپ ۲۰۰ وات و ۹ عدد لامپ ۱۰۰ وات استفاده و به طور مساوی روی هر سه فاز ژنراتور نصب شد.

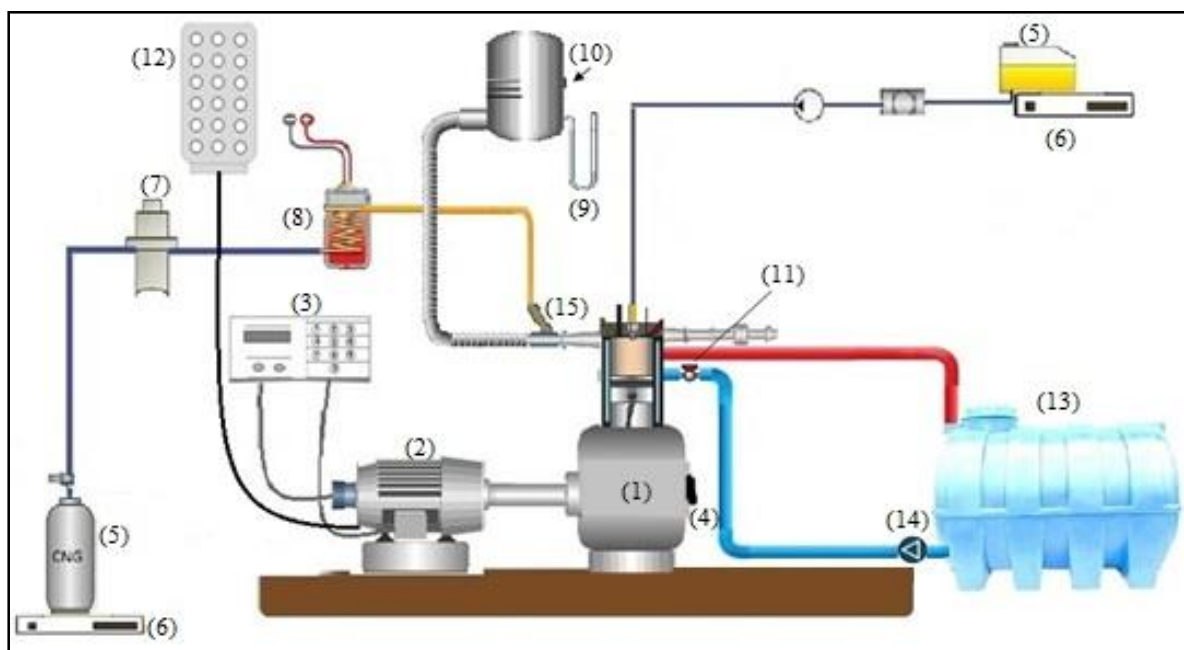
برای اندازه‌گیری دقیق و مستمر سرعت موتور، از یک دورسنج مغناطیسی در نزدیکی شفت موتور استفاده گردید. به منظور اندازه‌گیری سوخت‌های مصرفی گازوییل و گاز از روش وزنی استفاده شد.

1- Cradle
3- Furi

2 - A & D

حرارتی و بازده حجمی محاسبه گردید. برای اجرای این پژوهش، از آزمایش‌های فاکتوریل در قالب طرح بلوک‌های کامل تصادفی با سه تکرار بهره گرفته شد. آزمایش‌ها شامل ۶۶ تیمار است که از ترکیب ۱۱ سطح سرعت موتور (۱۵۰۰ تا ۱۶۰۰ دور در دقیقه با فاصله ۱۰ دور)، دو ترکیب سوختی (۱۰۰ درصد گازوییل، ۲۰ درصد گازوییل و ۸۰ ± ۲ درصد گاز طبیعی) و سه دمای مایع خنک‌کننده موتور (۵۰، ۶۰ و ۷۰ درجه سلسیوس) حاصل شدند. در پایان، داده‌ها با استفاده از نرم‌افزار SPSS تجزیه و تحلیل و نمودارها با کمک نرم‌افزار اکسل رسم شد و میانگین‌ها با استفاده از آزمون چند دامنه‌ای دانکن مقایسه شدند.

(مانومتر) مورب استفاده گردید. به منظور پایداری مشخصه‌های عملکردی موتور، قبل از هر آزمون موتور به مدت ۱۵ تا ۲۰ دقیقه کار کرد تا دمای قسمت‌های مختلف آن به حالت پایدار برسد و پس از آن آزمون اصلی دنبال گردید. به طور کلی آزمایش‌ها به صورت تمام گاز از دور هرز بالا شروع شد و با بارگذاری تا بسته شدن کامل گاورنر ادامه پیدا کرد. برای هر یک از آزمایش‌ها نیرو، سرعت، مصرف سوخت‌های گازوییل و گاز طبیعی فشرده، ارتفاع مانومتر آب و دمای هوای محیط در روی سکوی آزمون اندازه‌گیری شد و گشتاور، توان ترمزی، مصرف سوخت ویژه ترمزی^۱، مصرف انرژی ویژه ترمزی^۲، فشار مؤثر متوسط ترمزی^۳، راندمان



شکل ۱- نگاره‌ای از سامانه پژوهش شامل: ۱- موتور، ۲- دینامومتر، ۳- واحد کنترل دینامومتر، ۴- دورسنج مغناطیسی، ۵- مخازن سوخت گازوییل و سیلندر گاز، ۶- ترازوها، ۷- رگولاتور فشار، ۸- گرمکن، ۹- مانومتر، ۱۰- مخزن هوا و روزنه، ۱۱- ترموستات دما متغیر، ۱۲- مصرف‌کننده‌ها، ۱۳- مخزن آب، ۱۴- پمپ آب و ۱۵- میکسر

Fig. 1- Schematic diagram of experimental setup: 1. Engine, 2. Dynamometer, 3. Dynamometer control unit, 4. Inductive pick-up, 5. Fuel tank and gas cylinder, 6. Scales, 7. Pressure regulator, 8. Heater, 9. Manometer, 10. Air box with sharp edge orifice, 11. Thermostat with variable temperature, 12. Consumers, 13. Water tank, 14. Water pump, 15. Mixer

1 - Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)
3- Brake Mean Effective Pressure (BMEP)

2- Brake Specific Energy Consumption (BSEC)

نتایج و بحث

دیده می‌شود، تمامی عوامل اصلی تأثیر معنی‌داری در سطح ۱ درصد بر متغیرهای عملکردی موتور داشته‌اند. اثر متقابل این عوامل نیز بر برخی از متغیرهای عملکردی موتور تأثیر معنی‌داری داشته‌اند.

در جدول ۳، نتایج تجزیه واریانس اثر عوامل بررسی شده بر مشخصه‌های عملکردی موتور مورد مطالعه آورده شده است. همان‌گونه که در این جدول

جدول ۳- نتایج تجزیه واریانس (میانگین مربعات) داده‌های صفات اندازه‌گیری شده
Table 3- Results of analysis of variance (mean squares) in measurement traits data

میانگین مربعات (Mean square)								
بازده حجمی Volumetric efficiency	فشار مؤثر متوسط Brake mean effective pressure	بازده حرارتی Brake thermal efficiency	مصرف انرژی ویژه Brake specific energy consumption	مصرف سوخت ویژه Brake specific fuel consumption	توان ترمزی Brake power	گشتاور Torque	درجه آزادی Df	منابع تغییر Sources of variation
2.23 ^{ns}	0.001 ^{ns}	3.32 ^{ns}	0.87 ^{ns}	0.00 ^{ns}	0.01 ^{ns}	0.33 ^{ns}	2	Block
9.74 ^{**}	5.95 ^{**}	495.14 ^{**}	272.27 ^{**}	0.15 ^{**}	44.75 ^{**}	1842.22 ^{**}	10	A
11006.82 ^{**}	3.22 ^{**}	295.73 ^{**}	74.59 ^{**}	0.04 ^{**}	25.75 ^{**}	999.77 ^{**}	1	B
2720.52 ^{**}	0.18 ^{**}	67.35 ^{**}	31.73 ^{**}	0.02 ^{**}	1.49 ^{**}	56.42 ^{**}	2	C
2.87 ^{ns}	0.08 ^{**}	9.84 ^{**}	1.9 ^{ns}	0.001 ^{ns}	0.6 ^{**}	24.4 ^{**}	10	A*B
160.26 ^{**}	0.03 ^{**}	0.87 ^{ns}	2.53 ^{ns}	0.001 ^{ns}	0.2 ^{**}	7.66 ^{**}	2	B*C
1.02 ^{ns}	0.01 ^{**}	0.8 ^{ns}	1.28 ^{ns}	0.001 ^{ns}	0.06 ^{**}	2.33 ^{**}	20	A*C
0.69 ^{ns}	0.004 ^{**}	1.09 ^{ns}	0.66 ^{ns}	0.000 ^{ns}	0.03 ^{**}	1.14 ^{**}	20	A*B*C
1.799	0.001	1.26	1.12	0.001	0.005	0.182	130	Error

ns و * و **، به ترتیب معنی‌داری در سطح ۱ درصد، ۵ درصد و معنی‌دار نبودن. A=سرعت موتور، B=نوع سوخت و C=دمای مایع سیستم خنک‌کننده
**, *, Indicate that variances are significant at the level of 1%, 5% and ns is non-significant, respectively. A=Engine speed, B=Fuel type and C=Engine coolant temperature

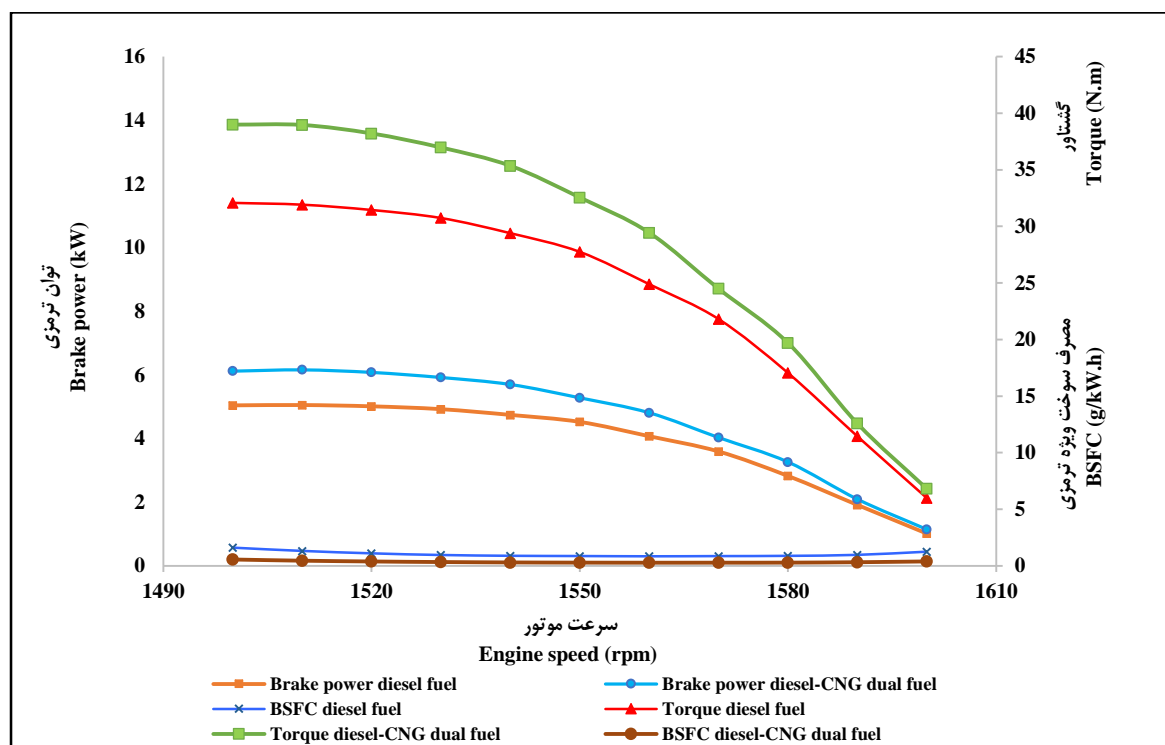
گشتاور، توان ترمزی و فشار مؤثر متوسط ترمزی

نسبت به حالت گازوییل خالص، افزایش معنی‌داری وجود دارد. میزان این افزایش برای گشتاور، توان ترمزی و فشار مؤثر متوسط ترمزی، نسبت به گازوییل خالص، به ترتیب به طور متوسط ۱۸/۶۷، ۱۹/۵۶ و ۱۹/۸۵ درصد به دست آمده است. دلیل ممکن برای این مسئله می‌تواند اضافه‌شدن انرژی ورودی به درون سیلندرهاى موتور به سبب ارزش حرارتی بالاتر سوخت CNG و همچنین ایجاد مخلوط سوخت - هوای همگن و به بود بازدهی احتراق در درون سیلندر باشد. تأثیر ترکیب این دو عامل می‌تواند منجر به افزایش گشتاور و توان در حالت مختلطسوز نسبت به سوخت گازوییل خالص شود

در شکل ۲، تغییرات توان ترمزی و گشتاور و در شکل ۳، تغییرات فشار مؤثر متوسط ترمزی در حالت کارکرد موتور با سوخت گازوییل خالص و حالت مختلطسوز گازوییل-گاز نشان داده شده است. با توجه به جدول ۳، مشاهده می‌شود که اثر متقابل نوع سوخت در سرعت‌های مختلف موتور روی گشتاور، توان ترمزی و فشار مؤثر متوسط ترمزی معنی‌دار است. مقایسه میانگین اثر متقابل دور موتور و نوع سوخت بر این کمیت‌ها، که در جدول ۴ آورده شده است، نشان می‌دهد که در حالت مختلطسوز گازوییل-CNG تقریباً در تمامی سرعت‌های موتور،

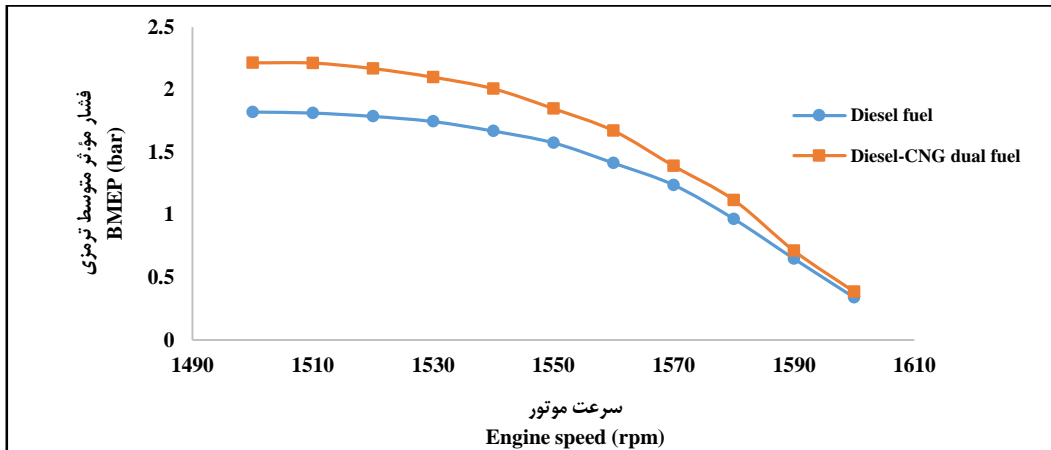
مایع سیستم خنک‌کننده موتور موجب کاهش ویسکوزیته روغن، کاهش تنش‌ها و تلفات اصطکاکی و در نتیجه کاهش تلفات توانی موتور می‌شود (Pang & Brace, 2004; Rehman *et al.*, 2010). در شکل ۴، تغییرات فشار مؤثر متوسط ترمزی و در شکل ۵، تغییرات فشار مؤثر متوسط ترمزی با توجه به دمای مایع سیستم خنک‌کننده در سرعت‌های مختلف موتور نشان داده شده است. یافته‌های توماس و همکاران (Thomas *et al.*, 2011) نیز نشان می‌دهد با کاهش دمای مایع سیستم خنک‌کننده، گشتاور خروجی افزایش می‌یابد. افزایش در گشتاور در محدوده سرعت‌های پایین موتور معنی‌دار و در سرعت‌های بالای موتور غیرمعنی‌دار است.

(Yusaf *et al.*, 2010 ; Ayhan *et al.*, 2011). این نتایج با یافته‌های باراتا (Barata, 1995) و باری و حسین (Bari & Hossain, 2019) همخوانی دارد. دمای مایع سیستم خنک‌کننده و سرعت موتور اثر متقابل معنی‌داری نسبت به هم دارند و مقایسه میانگین تیمارهای مورد بررسی (جدول ۵) نشان می‌دهد که در سرعت‌های بالا و پایین موتور دمای مایع سیستم خنک‌کننده تأثیر معنی‌داری روی گشتاور، توان و فشار مؤثر متوسط ترمزی ندارد تنها در سرعت‌های متوسط اعمالی به موتور دمای مایع خنک‌کننده ۶۰ درجه سلسیوس نسبت به دمای ۵۰ درجه سلسیوس این ویژگی‌ها را به ترتیب ۱۲/۵، ۱۱/۳ و ۱۲/۵ درصد افزایش می‌دهد. افزایش دمای



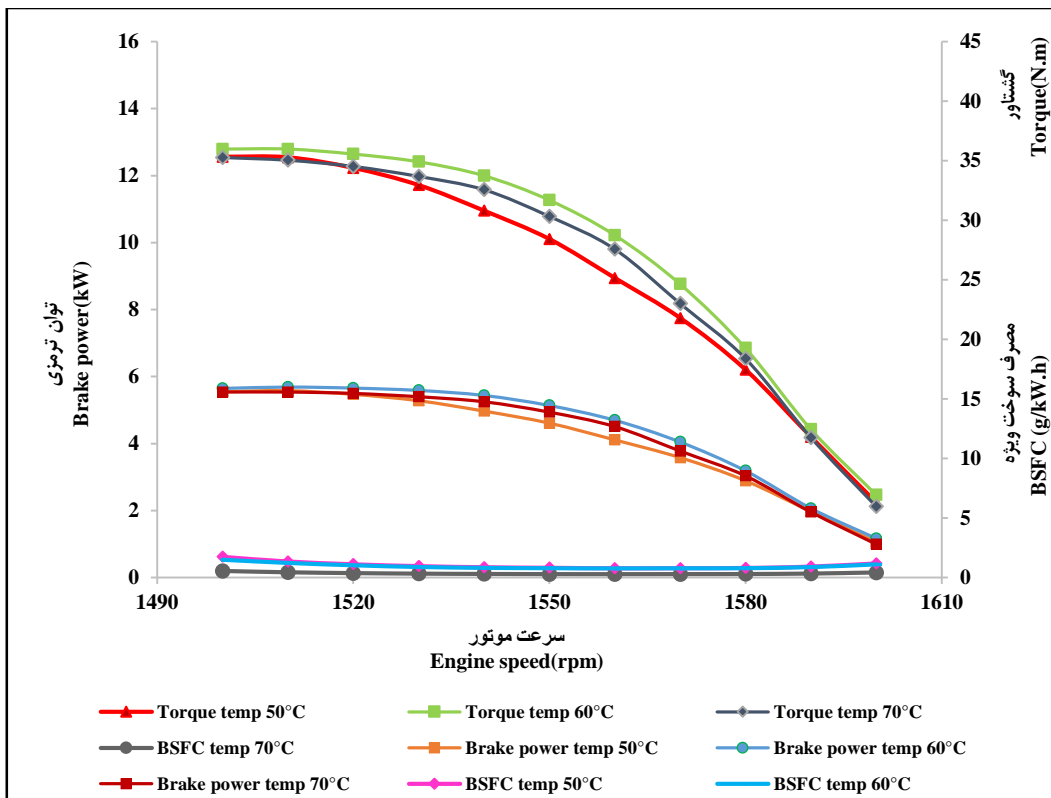
شکل ۲- تغییرات گشتاور، توان ترمزی و مصرف سوخت ویژه ترمزی به صورت تابعی از سرعت دورانی موتور برای حالت‌های گازوییل خالص و مختلط‌سوز

Fig. 2- Variations of torque, brake power and brake specific fuel consumption with engine speed for pure diesel fuel and dual fuel mode



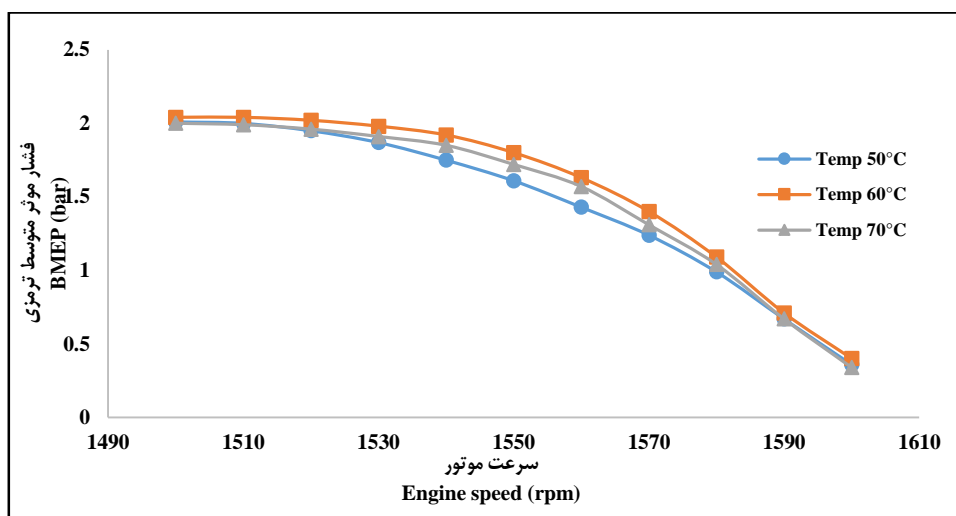
شکل ۳- تغییرات فشار مؤثر متوسط ترمزی به صورت تابعی از سرعت دورانی برای حالت‌های کارکرد موتور با سوخت گازوییل و مختلطسوز

Fig. 3- Variations of brake mean effective pressure with engine speed for diesel fuel mode and dual fuel mode



شکل ۴- تغییرات گشتاور، توان ترمزی و مصرف سوخت ویژه ترمزی به صورت تابعی از سرعت دورانی موتور در دماهای مختلف مایع خنک‌کننده موتور

Fig. 4- Variations of torque, brake power and brake specific fuel consumption with engine speed for different engine coolant temperature



شکل ۵- تغییرات فشار مؤثر متوسط ترمزی به صورت تابعی از سرعت دورانی در دماهای مختلف مایع خنک‌کننده موتور
 Fig. 5- Variations of brake mean effective pressure with engine speed for different engine coolant temperature

جدول ۴- مقایسه میانگین اثر متقابل سرعت و نوع سوخت بر صفات اندازه‌گیری شده در آزمایش

Table 4- Means comparison of interaction between speed and fuel type on the traits measured in the experiment

فشار مؤثر متوسط Brake mean effective pressure (bar)	بازده حرارتی Brake thermal efficiency (%)	توان ترمزی Brake power (kW)	گشتاور Torque (N.m)	سرعت موتور Engine speed (rpm)	نوع سوخت Fuel type
0.34 ⁿ	19.16 ^h	1.01 ^o	6 ^m	1600	گازوئیل Diesel
0.65 ^m	24.82 ^f	1.91 ⁿ	11.45 ^m	1590	
0.97 ^k	27.3 ^{cd}	2.82 ^l	17.05 ^k	1580	
1.24 ⁱ	28.11 ^{bc}	3.59 ^j	21.81 ⁱ	1570	
1.41 ^h	28.61 ^{bc}	4.07 ⁱ	24.89 ^h	1560	
1.58 ^g	27.89 ^c	4.52 ^h	27.75 ^g	1550	
1.67 ^f	27.19 ^{cd}	4.74 ^g	29.4 ^f	1540	
1.75 ^e	25.19 ^{ef}	4.92 ^{ef}	30.74 ^e	1530	
1.79 ^{de}	21.82 ^g	5.01 ^e	31.45 ^{de}	1520	
1.81 ^d	18.26 ^h	5.05 ^e	31.92 ^d	1510	
1.82 ^d	15.01 ⁱ	5.04 ^e	32.08 ^d	1500	
0.39 ⁿ	22.23 ^g	1.14 ^o	6.81 ^m	1600	گازوئیل - CNG Diesel - CNG
0.71 ^l	28.19 ^{bc}	2.09 ^m	12.57 ^l	1590	
1.12 ^j	31.43 ^a	3.26 ^k	19.69 ^j	1580	
1.39 ^h	32.17 ^a	4.03 ⁱ	24.48 ^h	1570	
1.67 ^f	32.28 ^a	4.81 ^{fg}	29.43 ^f	1560	
1.85 ^d	31.38 ^a	5.28 ^d	32.54 ^d	1550	
2.01 ^c	29.49 ^b	5.7 ^c	35.34 ^c	1540	
2.1 ^b	26.3 ^{de}	5.92 ^b	36.96 ^b	1530	
2.17 ^a	22.57 ^g	6.08 ^{ab}	38.2 ^a	1520	
2.21 ^a	19.03 ^h	6.16 ^a	38.95 ^a	1510	
2.21 ^a	15.19 ⁱ	6.12 ^a	38.98 ^a	1500	

*در هر ستون، میانگین‌های دارای حروف یکسان، بر اساس آزمون چنددامنه‌ای دانکن در سطح ۱ درصد معنی‌دار نیستند.

*In each column, means followed by the same letter are not significant at $P \leq 0.01$, according to Duncan Multiple Test.

جدول ۵- مقایسه میانگین اثر متقابل سرعت و دمای مایع خنک‌کننده بر صفات اندازه‌گیری شده در آزمایش

Table 5- Means comparison of interaction between speed and coolant temperature on the traits measured in the experiment

فشار مؤثر متوسط Brake mean effective pressure (bar)	توان ترمزی Brake power (kW)	گشتاور Torque (N.m)	سرعت موتور Engine speed (rpm)	دمای مایع خنک‌کننده Engine coolant temperature (°C)
0.36 ^m	1.06 ^m	6.30 ^m	1600	
0.67 ^l	1.97 ^l	11.81 ^l	1590	
0.99 ^k	2.89 ^k	17.45 ^k	1580	
1.24 ^{ij}	3.58 ^{ij}	21.79 ^{ij}	1570	
1.43 ^{ghi}	4.11 ^{ghi}	25.15 ^{ghi}	1560	
1.61 ^{efg}	4.61 ^{efg}	28.42 ^{efg}	1550	50
1.75 ^{cdef}	4.97 ^{cdef}	30.80 ^{cdef}	1540	
1.87 ^{abcd}	5.28 ^{abcd}	32.95 ^{abcd}	1530	
1.95 ^{abc}	5.47 ^{abc}	34.39 ^{abc}	1520	
2.00 ^{ab}	5.58 ^{ab}	35.28 ^{ab}	1510	
2.01 ^{ab}	5.55 ^{abc}	35.33 ^{ab}	1500	
0.40 ^m	1.17 ^m	6.95 ^m	1600	
0.71 ^l	2.07 ^l	12.46 ^l	1590	
1.09 ^{jk}	3.19 ^{jk}	19.27 ^{jk}	1580	
1.40 ^{hi}	4.05 ^{hi}	24.64 ^{hi}	1570	
1.63 ^{ef}	4.70 ^{def}	28.75 ^{ef}	1560	
1.80 ^{bcde}	5.14 ^{abcde}	31.69 ^{bcde}	1550	60
1.92 ^{abcd}	5.44 ^{abc}	33.74 ^{abcd}	1540	
1.98 ^{ab}	5.59 ^a	34.91 ^{ab}	1530	
2.02 ^{ab}	5.66 ^a	35.56 ^{ab}	1520	
2.04 ^a	5.69 ^a	35.98 ^a	1510	
2.04 ^a	5.65 ^a	35.98 ^a	1500	
0.34 ^m	1.00 ^m	5.97 ^m	1600	
0.67 ^l	1.96 ^l	11.76 ^l	1590	
1.04 ^k	3.04 ^l	18.39 ^k	1580	
1.31 ⁱ	3.78 ⁱ	23.01 ⁱ	1570	
1.57 ^{fgh}	4.51 ^{fgh}	27.58 ^{fgh}	1560	
1.72 ^{def}	4.94 ^{cdef}	30.33 ^{def}	1550	70
1.85 ^{abcd}	5.25 ^{abcd}	32.57 ^{abcd}	1540	
1.91 ^{abcd}	5.40 ^{abc}	33.69 ^{abcd}	1530	
1.96 ^{abc}	5.50 ^{abc}	34.53 ^{abc}	1520	
1.99 ^{ab}	5.54 ^{abc}	35.05 ^{ab}	1510	
2.00 ^{ab}	5.54 ^{abc}	35.28 ^{ab}	1500	

*در هر ستون، میانگین‌های دارای حروف یکسان، بر اساس آزمون چنددامنه‌ای دانکن در سطح ۱ درصد معنی‌دار نیستند.

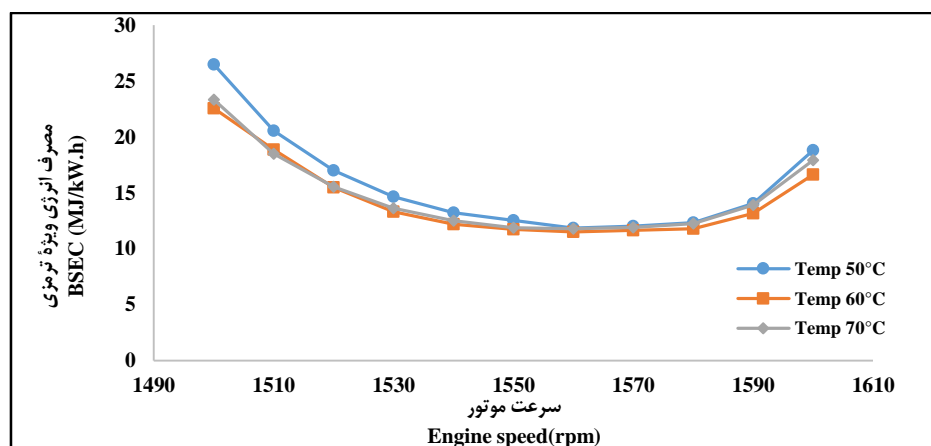
*In each column, means followed by the same letter are not significant at $P \leq 0.01$, according to Duncan Multiple Test.

مصرف سوخت و انرژی ویژه ترمزی

کارکرد موتور به صورت مختلط‌سوز به طور معنی‌داری BSFC و BSEC را بهبود می‌بخشد. این دو کمیت در حالت مختلط‌سوز به سبب ارزش حرارتی بالاتر سوخت CNG و احتراق کامل‌تر در این حالت نسبت به کارکرد موتور با گازوییل خالص به ترتیب ۸/۱۲ و ۱۰/۸۱ درصد کاهش یافتند. تغییرات BSFC به صورت تابعی از سرعت دورانی برای حالت‌های مختلف مختلط‌سوز و گازوییل خالص در شکل ۲ نشان داده شده است. این نتایج با یافته‌های ماجی و همکاران (Maji et al., 2008)، لونیزی و همکاران (Lounici et al., 2014)، یوسف و همکاران (Yusaf et al., 2010) همخوانی دارد.

در جدول ۳ مشاهده می‌شود که دمای مایع خنک‌کننده BSFC و BSEC را به طور معنی‌داری

تغییر می‌دهد. مقایسه میانگین تیمارهای مورد بررسی نشان می‌دهد که دمای مایع خنک‌کننده ۶۰ درجه سلسیوس این دو کمیت را به ترتیب ۸/۱۱ و ۸/۵ درصد و دمای مایع خنک‌کننده ۷۰ درجه سلسیوس نیز این دو کمیت را به ترتیب ۵/۴ و ۵/۹ درصد نسبت به دمای مایع خنک‌کننده ۵۰ درجه سلسیوس کاهش می‌دهد. این نتایج با تحقیقات عبدالغفار و همکاران (Abdelghaffar et al., 2002) و توماس و همکاران (Thomas et al., 2011) مطابقت دارد. در شکل ۴، تغییرات مصرف سوخت ویژه ترمزی و در شکل ۶، تغییرات مصرف انرژی ویژه ترمزی به صورت تابعی از سرعت‌های دورانی موتور و برای دماهای مختلف مایع خنک‌کننده نشان داده شده است.



شکل ۶- تغییرات مصرف انرژی ویژه ترمزی به صورت تابعی از سرعت دورانی موتور در دماهای مختلف مایع خنک‌کننده

Fig. 6- Variations of Brake specific energy consumption with engine speed for different engine coolant temperature

بازده حرارتی ترمزی

همان‌گونه که از جدول ۳ مشاهده می‌شود، سرعت موتور و نوع سوخت اثر متقابل معنی‌داری بر بازده حرارتی موتور دارند. در دوره‌های بالا و برای موتور در حالت مختلط‌سوز، نسبت به موتور در حالت گازوییل خالص، بازده حرارتی ۱۱/۳۲ درصد افزایش

نشان می‌دهد. افزایش در بازده حرارتی برای سرعت‌های دورانی پایین موتور در حالت مختلط‌سوز غیر معنی‌دار و ناچیز است. دمای خودسوزی بالای CNG مزیت مهمی برای آن محسوب می‌شود تا در نسبت تراکم‌های بالا کار کند و در نتیجه بازده حرارتی بالاتری به وجود آورد. شکل ۷ تغییرات بازده

درصد بیشتر از حالت سوخت دیزل خالص است. با افزایش دمای مایع سیستم خنک کننده، بازده حرارتی ترمزی افزایش می یابد زیرا افزایش دمای مایع خنک کننده تلفات حرارتی موتور را کاهش می دهد. این کمیت در دمای مایع خنک کننده ۶۰ درجه سلسیوس ۷/۱۹ درصد و در دمای مایع خنک کننده ۷۰ درجه سلسیوس ۴/۳۷ درصد افزایش را نسبت به دمای ۵۰ درجه سلسیوس نشان می دهد (جدول ۷).

حرارتی ترمزی را به صورت تابعی از سرعت دورانی و برای حالت های کارکرد موتور به صورت مختلطسوز و کارکرد با سوخت گازوییل خالص نشان می دهد. باراتا (Barata, 1995) نیز دریافت که در بارهای بالاتر بازده حرارتی در حالت مختلطسوز، نسبت به حالت سوخت دیزل خالص، اندکی به بود می یابد. یوسف و همکاران (Yusaf et al., 2010) نشان دادند که افزایش در بازده حرارتی و در حالت مختلطسوز و به خصوص در سرعت های پایین به طور میانگین ۱۳

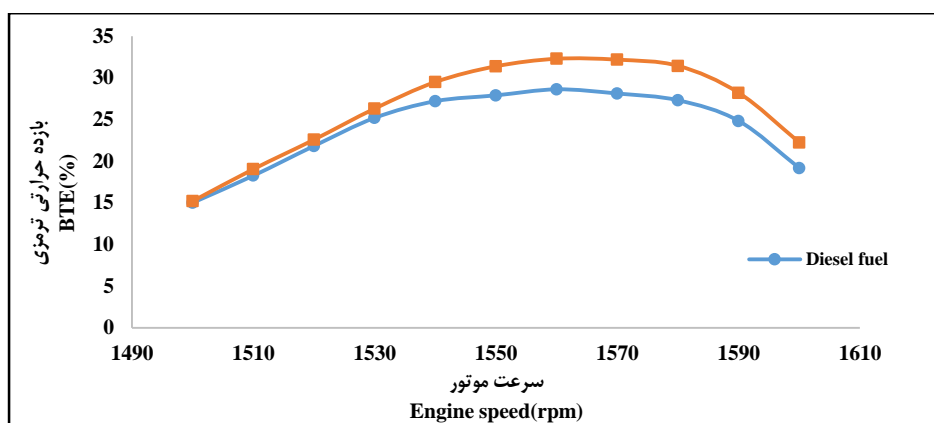
جدول ۷ - مقایسه میانگین اثر دمای مایع خنک کننده بر صفات اندازه گیری شده در آزمایش

Table 8- Means comparison of the effect of engine coolant temperature on the traits measured in the experiment

بازده حرارتی Brake thermal efficiency (%)	مصرف انرژی ویژه Brake specific energy consumption(MJ kW.h ⁻¹)	مصرف سوخت ویژه Brake specific fuel consumption(g kW.h ⁻¹)	دمای مایع خنک کننده Engine coolant temperature(°C)
24.48 ^c	15.71 ^a	0.368 ^a	50
26.24 ^a	14.41 ^c	0.338 ^c	60
25.55 ^b	14.83 ^b	0.348 ^b	70

* میانگین هایی که در هر ستون حروف مشترک دارند فاقد تفاوت معنی دار در سطح آماری یک درصد هستند.

*For all variables with the same letter, the difference between the means is not statistically significant at the level of 1%.



شکل ۷- تغییرات بازده حرارتی ترمزی به صورت تابعی از سرعت دورانی موتور برای حالت های گازوییل خالص و مختلطسوز
Fig. 7- Variations of brake thermal efficiency with engine speed for pure diesel fuel and dual fuel mode

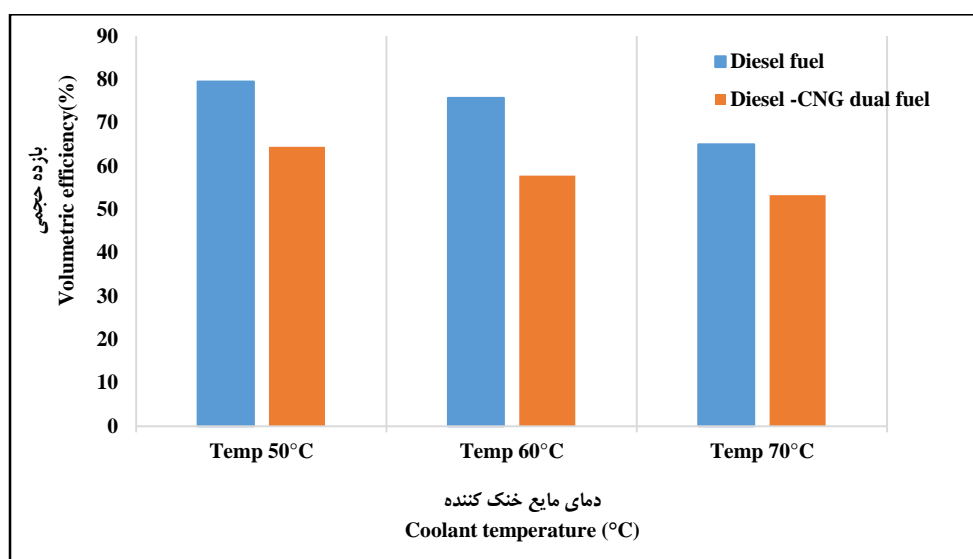
حالت گازوییل خالص در این دماها بازده حجمی به ترتیب ۱۸/۹۶، ۲۳/۷ و ۱۸/۰۱ درصد کاهش نشان می دهد. در شکل ۸، تغییرات بازده حجمی در دماهای مختلف مایع خنک کننده و برای کارکرد موتور به صورت مختلطسوز و سوخت گازوییل خالص آورده شده است.

بازده حجمی

نوع سوخت و دمای مایع خنک کننده موتور اثر متقابل معنی داری بر بازده حجمی موتور دارند به طوری که در حالت کارکرد موتور به صورت مختلطسوز گازوییل-CNG و دماهای مایع خنک کننده ۵۰، ۶۰ و ۷۰ درجه سلسیوس نسبت به

باعث افزایش در گرمای انتقال یافته از دیواره‌ها به هوای ورودی به موتور در کورس مکش می‌شود و دمای هوا را افزایش می‌دهد. این مسئله سبب کاهش دانسیته و میزان جریان جرمی هوا می‌شود و به کاهش بازده حجمی می‌انجامد (Abdelghaffar et al., 2002).

دلیل کاهش بازده حجمی در هنگام استفاده از CNG آن است که این سوخت به شکل گاز وارد سیلندر می‌شود و نسبت هوا را کاهش می‌دهد (Chaichan, 2014). افزایش در دمای مایع سیستم خنک‌کننده موتور منجر می‌شود به افزایش دمای دیواره‌های سیلندر و به نوبه خود



شکل ۸- تغییرات بازده حجمی به صورت تابعی از دمای مایع سیستم خنک‌کننده موتور برای حالت‌های گازوییل خالص و مختلط‌سوز
 Fig. 8- Variations of volumetric efficiency with coolant temperature for pure diesel fuel and dual fuel mode.

موتور را در مقایسه با مصرف گازوییل به تنهایی به بود می‌بخشد.

وقتی موتور به صورت مختلط‌سوز گازوییل - CNG کار کند، گشتاور، توان ترمزی و فشار مؤثر متوسط ترمزی در تمامی سرعت‌های دورانی موتور به سبب ارزش حرارتی بالای سوخت‌های گازی به طور معنی‌داری نسبت به حالت گازوییل خالص افزایش نشان می‌دهد.

افزایش دمای مایع خنک‌کننده موجب کاهش مصرف سوخت ویژه و مصرف انرژی ویژه ترمزی می‌شود. همچنین این دو کمیت در حالت کارکرد موتور به صورت مختلط‌سوز نسبت به حالت کارکرد موتور با سوخت گازوییل خالص، به طور معنی‌داری

نتیجه‌گیری

در این پژوهش، سعی شد تا به بررسی و تحلیل عملکرد یک موتور دیزل تک‌سیلندر در حالت مختلط‌سوز و در محدوده عملکرد گاورنر پرداخته شود. متغیرهای نوع سوخت و دمای مایع سیستم خنک‌کننده موتور به عنوان متغیرهای اثرگذار بر عملکرد موتور در سرعت‌های مختلف موتور بررسی شد. نتایج به دست آمده به صورت خلاصه در زیر ارائه شده است:

استفاده از سوخت گاز طبیعی فشرده به عنوان سوخت اصلی و همراه با مقدار کمی گازوییل (تقریباً ۲۰ درصد کل سوخت مصرفی) در موتورهای دیزل امکان‌پذیر است و شاخص‌های عملکردی و احتراقی

- کاهش می‌یابند.
- بازده حرارتی ترمزی در دوره‌های بالا و در هنگام استفاده از موتور به صورت مختلطسوز افزایش معنی‌داری نشان می‌دهد. در دوره‌های پایین موتور، افزایش اندکی در بازده حرارتی مشاهده می‌شود. افزایش دمای مایع خنک‌کننده، به سبب کاهش تلفات حرارتی موتور، به افزایش بازده حرارتی می‌انجامد.
- در هنگام استفاده از موتور به حالت مختلطسوز و افزایش دمای مایع خنک‌کننده، بازده حجمی کاهش معنی‌داری را نشان می‌دهد.
- به عنوان یک نتیجه‌گیری کلی می‌توان گفت در استفاده از موتور به صورت مختلطسوز گازوییل- CNG و دمای مایع خنک‌کننده ۶۰ درجه سلسیوس، بهترین مشخصه‌های عملکردی و احتراقی موتور در تمامی سرعت‌ها به دست می‌آید.

مراجع

- Abdelghaffar, W. A., Osman, M. M., Saeed, M. N., & Abdelfatteh, A. I. (2002). *Effects of coolant temperature on the performance and emissions of a diesel engine. Proceedings of the Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference (16885)*. April 14–17, Rockford, Illinois, USA.
- Anon. (2010). The greenhouse gases, regulated emissions, and energy use in transportation model. GREET Argonne, IL.
- Attia, M., Abdel-Rehim, A., Osama, B. A. D. R., & Salah, E. E. (2014). An experimental investigation on performance and emissions of a single cylinder dual fuel Diesel-CNG engine combined with EGR. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 3(3), 91-102.
- Aydin, Z., & Safa, A. (2020). Performance and emission characteristics of waste frying oil biodiesel blends as pilot fuel on a dual fuel compression ignition engine. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 1-16.
- Ayhan, V., Parlak, A., Cesur, I., Boru, B., & Kolip, A. (2011). Performance and exhaust emission characteristics of a diesel engine running with LPG. *International Journal of Physical Sciences*, 6(8), 1905-1914.
- Barata, J. M. (1995). Performance and emissions of a dual fueled DI diesel engine (No. 952364). *SAE Technical Paper*.
- Bari, S., & Hossain, S. N. (2019). Performance of a diesel engine run on diesel and natural gas in dual-fuel mode of operation. *Energy Procedia*, 160, 215-222.
- Chaichan, M. T. (2014). Combustion of dual fuel type natural gas/liquid diesel fuel in compression ignition engine. *Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR JMCE)*, 11(6), 48-58.
- Chandra, R., Vijay, V. K., Subbarao, P. M. V., & Khura, T. K. (2011). Performance evaluation of a constant speed IC engine on CNG, methane enriched biogas and biogas. *Applied Energy*, 88(11), 3969-3977.
- HariPrasad, T. (2013). Effect of injection pressure on performance of dual fuel diesel engine (No. 2013-01-2887). *SAE Technical Paper*.

- Hossain, A. K., Smith, D. I., & Davies, P. A. (2017). Effects of engine cooling water temperature on performance and emission characteristics of a compression ignition engine operated with biofuel blend. *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*, 5(1), 46-57.
- Karagöz, Y., Sandalcı, T., Koylu, U. O., Dalkılıç, A. S., & Wongwises, S. (2016). Effect of the use of natural gas–diesel fuel mixture on performance, emissions, and combustion characteristics of a compression ignition engine. *Advances in Mechanical Engineering*, 8(4), 1687814016643228.
- Lounici, M. S., Loubar, K., Tarabet, L., Balistrrou, M., Niculescu, D. C., & Tazerout, M. (2014). Towards improvement of natural gas-diesel dual fuel mode: An experimental investigation on performance and exhaust emissions. *Energy*, 64, 200-211.
- Mahla, S. K., Singla, V., Sandhu, S. S., & Dhir, A. (2018). Studies on biogas-fuelled compression ignition engine under dual fuel mode. *Environmental Science and Pollution Research*, 25(10), 9722-9729.
- Maji, S., Pal, A., & Arora, B. B. (2008). Use of CNG and diesel in CI engines in dual fuel mode (No. 2008-28-0072). *SAE Technical Paper*.
- Martyr, A. J., & Plint, M. A. (2011). *Engine testing: theory and practice*. Elsevier.
- Mehmet, Tangoz, S., Akansu, S. O., & Kahraman, N. (2019). Alternative fuels for internal combustion engines. In Carlucci, A. P. (Ed.), *The future of internal combustion engines*. Intechopen Pub.
- Nugroho, A., Sinaga, N., & Haryanto, I. (2018). *Performance of a compression ignition engine four strokes four cylinders on dual fuel (diesel–LPG)*. *Proceedings of the AIP Conference*. May 3, <https://doi.org/10.1063/1.5054570>. AIP Publishing LLC.
- Pang, H., & Brace, C. J. (2004). Review of engine cooling technologies for modern engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 218(11), 1209-1215.
- Papagiannakis, R. G. (2018). Comparative Assessment for Improvement of Performance and Exhaust Emissions in Existing Dual-Fuel Diesel Engines. *Journal of Energy Engineering*, 144(5), 04018054.
- Pathak, S. K., Nayyar, A., & Goel, V. (2021). Optimization of EGR effects on performance and emission parameters of a dual fuel (Diesel+ CNG) CI engine: An experimental investigation. *Fuel*, 291, 120183.
- Rehman, A., Sarviya, R., Dixit, S., & Pandey, R. K. (2010). Influence of coolant temperature on the performance of a four stroke spark ignition engine employing a dual circuit cooling system. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, 12(1), 84-90.
- Rosha, P., Ibrahim, H., Nanda, A. K., Mohapatra, S. K., Mahla, S. K., & Dhir, A. (2020). Effect of hydrogen-enriched biogas induction on combustion, performance, and emission characteristics of dual-fuel compression ignition engine. *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering*, 15(3), 24-35.
- Sahoo, B. B., Sahoo, N., & Saha, U. K. (2021). Performance and Environmental Studies of a Compression-Ignition Stationary Engine Under Biogas-Diesel Dual-Fuel Mode. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*, 102(2), 409-419.
- Thomas, S., Saroop, A., Rajak, R., & Muthiah, S. (2011). Investigation on the effect of coolant temperature on the performance and emissions of naturally aspirated gasoline engine (No. 2011-26-0089). *SAE Technical Paper*.

- Wei, L., & Geng, P. (2016). A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance. *Fuel Processing Technology*, 142, 264-278.
- Wei, L., Yao, C., Wang, Q., Pan, W., & Han, G. (2015). Combustion and emission characteristics of a turbocharged diesel engine using high premixed ratio of methanol and diesel fuel. *Fuel*, 140, 156-163.
- Yusaf, T. F., Buttsworth, D. R., Saleh, K. H., & Yousif, B. F. (2010). CNG-diesel engine performance and exhaust emission analysis with the aid of artificial neural network. *Applied Energy*, 87(5), 1661-1669.

Research Paper

The Possibility of Using CNG and Diesel Fuel in CI Engine under Dual-Fuel Mode by Evaluation of Performance and Combustion Characteristics at Different Coolant Temperatures

B. Sabahi*, H. Bahrami, M. J. Sheikhdavoodi, S. M. Sefieddin Ardebili
and E. Houshyar

*Corresponding Author: Ph. D. Student of Agricultural Mechanization, College of Agriculture, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran. Email: b-sabahi@phdstu.scu.ac.ir

Received: 23 August 2021, Accepted: 18 December 2021

[http://doi: 10.22092/AMSR.2021.355652.1391](http://doi:10.22092/AMSR.2021.355652.1391)

Abstract

experiments were conducted on a stationary four-stroke, naturally aspirated, water-cooled, single-cylinder, compression ignition engine to study the effects of blending CNG with neat diesel in dual-fuel operational mode and the variation in engine coolant temperature on performance parameters. For this study, factorial experiments in the form of a randomized complete block design with three replications were used to analyze the statistical status of the data. The studied parameters were fuel ratio, engine speeds and coolant temperatures. All experiments were conducted at the governor control mode. The results showed that, torque, brake power and brake mean effective pressure (BMEP) in diesel-CNG dual-fuel mode at all engine speeds significantly increased compared to pure diesel. At low engine speeds, increasing the coolant temperature reduced the brake specific fuel consumption (BSFC) and brake specific energy consumption (BSEC). Also, in the diesel-CNG dual-fuel mode compared to the engine with baseline diesel fuel, BSFC and BSEC were significantly lower. Brake thermal efficiency (BTE) also showed a significant increase at high speeds and when using dual-fuel operational mode. However, raising the coolant temperature increased the BTE. When using the engine in dual-fuel mode and increasing the temperature of the coolant, the volumetric efficiency showed a significant reduction. Furthermore, raising the coolant temperature diminished the volumetric efficiency. Overall, it can be stated that the use of a diesel-CNG dual-fuel mode with a coolant temperature of 60 degrees Celsius at entire engine speeds has the best outputs on the performance and combustion characteristics of the engine.

Keywords: Brake Mean Effective Pressure, Brake Power, Electrical Dynamometer, Specific Fuel Consumption



© 2022 Agricultural Mechanization and Systems Research, Karaj, Iran. This is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC BY 4.0 license)