دوره ۱۱ ، شماره ۱، بهار ۱۴۰۱

مجله مهندسی زیست سامانه

مجله مهندسی زیست سامانه

بررسی متغیرهای توان و نشر آلاینده‌های احتراقی در موتورهای اشتعال تراکمی با بکارگیری سوخت ترکیبی گاز طبیعی فشرده و دیزل

یاسر نیکنام[۱]

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۱۱/۱۳

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۱۲/۱۹

چکیده:

پژوهش حاضر با هدف بررسی امکان به‌کارگیری سوخت گاز طبیعی فشرده در موتورهای اشتعال تراکمی بدون بهره‌مندی از سامانه جرقه‌زنی و مقایسه متغیرهایی نظیر توان خروجی موتور و نیز میزان انتشار آلاینده‌های حاصل از احتراق انجام شده است. بدین منظور از یک موتور چهار سیلندر اشتعال تراکمی با امکان مصرف گاز طبیعی فشرده به عنوان سوخت اصلی و به‌کارگیری سوخت دیزل به عنوان آتش‌زنه استفاده شد. آزمایش‌های عملکرد و انتشار آلاینده‌ها در مرکز تحقیق و توسعه شرکت موتورسازان تبریز انجام شد. تمامی آزمون‌های عملکرد و آلایندگی پس از ۱۰ دقیقه کار در جای موتور انجام گرفت و آزمون‌ها در پنج سطح سرعت دورانی ۱۲۰۰، ۱۴۰۰، ۱۶۰۰، ۱۸۰۰ و ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و در دو حالت سوخت دیزل تنها و حالت دوگانه سوز (سوخت ترکیبی) در سه تکرار صورت گرفت. بیشترین گشتاور تولیدی موتور در حالت دیزل تنها، در سرعت دورانی ۱۴۰۰ دور در دقیقه ۳۶۰ نیوتن‌متر بود و بیشترین گشتاور تولیدی این موتور در حالت سوخت ترکیبی ۳۳۴ نیوتن‌متر در سرعت دورانی ۱۶۰۰ دور در دقیقه بود که این نتایج نشان داد که در حالت سوخت ترکیبی ۲۶ نیوتن‌متر کاهش گشتاور وجود داشت. تولید توان در موتور مورد بررسی در حالت دیزل تنها، ۶۰ کیلووات در سرعت دورانی ۲۰۰۰ دور در دقیقه و برای سوخت ترکیبی ۵۸/۵ کیلووات در سرعت دورانی ۲۰۰۰ دور در دقیقه بود. در ضمن با افزایش سرعت دورانی موتور میزان مصرف سوخت دیزل نیز افزایش یافت. طبق نتایج بدست آمده از آزمون‌های آلایندگی، در سرعت دورانی مشخصه ۲۰۰۰ دور بر دقیقه میزان آلاینده‌های NOX، HC، CO2 و CO در سامانه ترکیبی به ترتیب به میزان ۲۰، ۵۳، ۱۶ و ۸۶ درصد بیش از سوخت دیزل بود و متغیرهای O2 و دوده در سرعت دورانی مشخصه ۲۰۰۰ دور بر دقیقه سامانه ترکیبی به ترتیب ۵۱ و ۶۹ درصد کمتر از سوخت دیزل بود. بنابراین با به‌کارگیری سامانه ترکیبی کاهش معنی‌داری در توان تولیدی موتور رخ نداد و می‌توان این سامانه را به عنوان جایگزین سامانه‌های موجود پیشنهاد کرد اگرچه در مقایسه با سوخت دیزل، سوخت ترکیبی آلاینده‌های بیشتری را تولید کرد.

واژه‌های کلیدی: موتور اشتعال تراکمی، گاز طبیعی فشرده، دیزل، توان، آلایندگی

مقدمه:

یارانه‌های عظیم انرژی در بخش حمل و نقل از چالش-های جدی اقتصاد ایران در دهه‌های اخیر بوده است. وابستگی چرخه‌ی حمل و نقل کشور به فرآورده‌های نفتی وارداتی از دو منظر سیاسی و اقتصادی نقطه‌ی بسیار آسیب‌پذیر محسوب می‌شود. آزادسازی قیمت بنزین و دیزل، سهمیه‌بندی، گازسوز

[۱] - دانشجوی دکتری، گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تاکستان، تاکستان، ایران

Yasser18 niknam@gmail.com

کردن خودروها و توسعه‌ی همه جانبه حمل و نقل عمومی به عنوان راهکارهای مورد نظر برای خروج از این بحران توصیه شده است. در میان این گزینه‌ها و با لحاظ رویکرد ناوگان حمل و نقل جهانی به سوخت‌های جایگزین و نیز فراوانی ذخایر گازی ایران به عنوان دومین منبع گاز جهان، گزینه‌ی توسعه‌ی صنعت خودروی‌های گازسوز را از سایر گزینه‌ها متمایز ساخته است. (Mirfattah, 2010) کشورهای جهان اهداف مختلفی را در استفاده از گاز طبیعی فشرده (CNG)[۲] دنبال می‌کنند؛ بخشی برای کاهش هزینه‌ی سوخت و بخشی در جهت کاهش آلودگی محیط زیست از خودرو-های گازسوز استفاده می‌کنند. وضع قوانین بین‌المللی و توصیه جامعه جهانی برای حفاظت از محیط زیست تأثیر عمده‌ای در رویکرد به سمت و سوی گاز طبیعی فشرده داشته است به گونه‌ای که انجمن جهانی انرژی در سال ۱۹۹۵ در توکیو گاز طبیعی را رسماً به عنوان جایگزین سوخت‌های مرتبط با صنعت حمل و نقل اعلام کرد. (Mirfattah, 2010) در این بین موتورهای اشتعال تراکمی به طور گسترده‌ای در بخش حمل و نقل مورد استفاده قرار می‌گیرند، جایی که تقاضا برای سوخت‌های سنگواره‌ای بسیار زیاد است. به طوری که حدود ۶۰ درصد خودروهای سواری اروپا از این نوع موتورها استفاده می‌کنند. (Saravanan et.al. 2020) با توجه به تأثیری که آلودگی در سلامت انسان و محیط زیست دارد، می‌توان نتیجه گرفت که موضوع آلودگی موتورهای احتراق داخلی از اهمیت بالایی برخوردار است. (Assasi et.al. 2017)

به‌کارگیری سوخت گاز طبیعی فشرده در موتورهای احتراقی که بر پایه‌ی سوخت‌های مایع طراحی شده‌اند با مشکلاتی نظیر کاهش بازده و افزایش خوردگی اجزای موتور همراه است. به‌کارگیری سوخت گاز طبیعی فشرده در موتور-های احتراقی مبتنی بر چرخه‌ی اتو (اشتعال جرقه‌ای) سال-هاست که مرحله‌ی تحقیق و توسعه‌ی خود را سپری کرده و هم‌اینک به طور وسیعی در برخی از کشورها از جمله ایران بر روی موتورهای احتراقی به کار می‌رود. با این حال استفاده از از سوخت گاز طبیعی فشرده در موتورهای چرخه‌ی دیزل (اشتعال تراکمی) بدون به کارگیری سامانه‌ی جرقه‌زنی مراحل پژوهشی خود را طی می‌کند و در سطح وسیع و به صورت تجاری به کار برده نمی‌شود. از جمله مشکلات مربوط به استفاده از سوخت گاز طبیعی فشرده در موتورهای اشتعال تراکمی رایج، هزینه‌ی بالای تبدیل این موتورها به یک موتور اشتعال جرقه‌ای است. این تبدیل نیازمند به کارگیری اجزای سامانه‌ی جرقه‌زنی نظیر کوئل، دلکو، وایر و شمع و در سامانه‌های پاشش الکترونیکی، پردازنده‌ها و حسگرهای مربوطه می‌باشد. همچنین تغییرات سرسیلندر و نصب شمع در آن کاری نسبتا دشوار است. از طرفی موتور اشتعال تراکمی که به یک موتور اشتعال جرقه‌ای تبدیل می‌شود فقط قابلیت کار با یک نوع سوخت (سوخت طبیعی فشرده) را دارد و نمی‌توان از سوخت دیزل در آن بهره برد. (Sajedian et.al. 2014) سوخت دیزل در مقایسه با دیگر سوخت‌های قابل استفاده در موتورهای اشتعال تراکمی دارای عدد ستان کمتر، مصرف انرژی چاه تا چرخ کمتر و میزان انتشارات CO و HC نسبتاً پایین می‌باشد، اما میزان انتشار NOX و ذرات معلق چاه تا چرخ آن بالاست. اما با توجه به اینکه فرمول مولکولی گاز طبیعی فشرده ساده‌تر از دیزل است چرخه احتراق آن ساده‌تر و کامل‌تر بوده لذا آلاینده‌های CO و HC کمتری منتشر می‌کند. (Azizi et.al. 2013)

پژوهش‌های نسبتاً اندکی در مورد امکان به کارگیری گاز طبیعی فشرده در موتورهای دیزل بدون بهره‌مندی از سامانه‌ی جرقه‌زنی انجام گرفته است و بخش قابل توجه‌ای از مطالعات موجود در مورد سامانه‌های مجهز به جرقه‌زنی بوده است. در پژوهشی ویژگی‌های انتشار حرارت موتور Perkins 1104D-E44TA با سوخت گاز طبیعی فشرده و سوخت دیزل مورد مطالعه قرار گرفت. ویژگی‌های انتشار حرارت معیاری از فرآیند احتراق است لذا این متغیر بر شاخص‌های عملکرد موتور تأثیر می‌گذارد. در این بررسی مشخصه‌های انتشار حرارت برای یک موتور دوگانه‌سوز با ویژگی‌های آزادسازی حرارت برای یک موتور دیزل تحت شرایط کاری یکسان مقایسه شد.

[۲] Compressed Natural Gas

تجزیه و تحلیل ویژگی‌های انتشار حرارت درمحدوده‌ی تأثیر آنها بر غلظت اکسیدهای نیتروژن در اگزوز موتور انجام شد. نتایج این مطالعه نشان داد که سهم بیشتر گاز طبیعی فشرده در مقدار کل انرژی آزاد شده در سیلندرهای موتور باعث تفاوت بیشتر در روند احتراق می‌شود و نیز منجر به کاهش بیشتر غلظت اکسیدهای نیتروژن در اگزوز موتور می‌شود. (Kurczynski et.al.2019) در پژوهشی به‌منظور بررسی تاثیر مقادیر سوخت آتش‌زنه بر فرآیند احتراق، عملکرد و آلایندگی در موتورهای دیزل دوگانه‌سوز با پاشش غیر مستقیم، این سامانه در تمامی شرایط باری مورد ارزیابی قرار گرفت. در این پژوهش فاصله زمانی تاخیر در اشتعال و فرآیند احتراق و شکل‌گیری آلاینده‌ها در موتور دوگانه‌سوز به دو صورت بررسی شد. در حالت اول میزان سوخت آتش‌زنه ثابت نگه داشته شده و با اضافه کردن سوخت گازی بار موتور افزایش یافت و در حالت دوم برای بار جزئی ۲۵ درصد و بار کامل افزایش سوخت گازی و کاهش سوخت آتش‌زنه باعث کوتاه‌تر شدن طول فرآیند احتراق دوباره شده و آلاینده‌های CO و HC را کاهش می‌دهد ولی در بارهای جزئی با افزایش سوخت گازی و کاهش سوخت آتش‌زنه طول فرآیند احتراق طولانی‌تر شده و آلاینده‌های CO و HC به شدت افزایش می‌یابند. (Mohammadi Koosha et.al.2008) در یک مطالعه به بررسی متغیرهای عملکردی و آلایندگی موتور دیزل در نسبت‌های مختلف نسبت تعادلی هوا به سوخت با استفاده از مخلوط‌های سوخت دیزل- اتانول پرداخته شد. نتایج نشان داد که افزایش درصد اتانول در مخلوط سوخت دیزل و اتانول باعث افزایش نسبت تعادلی هوا به سوخت و در نتیجه کاهش توان و گشتاور و افزایش مصرف سوخت موتور گردید. (Shadidi et.al.2020) تعدادی از پژوهشگران به منظور مطالعه‌ی پارامترهای عملکردی و آلایندگی، یک بررسی تجربی بر روی یک موتور احتراق تراکمی انجام دادند که با استفاده از سوخت ترکیبی گاز طبیعی فشرده و دیزل کار می‌کرد. موتور به گونه‌ای اصلاح شد که با مخلوطی از سوخت‌های دیزل و گاز طبیعی در حالت دوگانه سوز کار کند به گونه‌ای که سوخت دیزل به هوای ورودی با دو انژکتور کنترل و با واحد کنترل الکترونیکی تزریق شد. محتوای انرژی سوخت گاز تزریق شده در مقادیر صفر (فقط سوخت دیزل)، ۱۵۴۰ و ۷۵ درصد از محتوای انرژی کل سوخت متغیر بود. علاوه بر آزمایش‌ها، موتور با یک نرم‌افزار تجاری تک بعدی مدل‌سازی شد. نتایج نشان داد که هم انتشار NO_x و هم دوده به ترتیب با ۱۵ و ۴۰ درصد و نرخ محتوای انرژی در مخلوط گاز- سوخت در مقایسه با سوخت دیزل کاهش یافت. با این حال، افزایش انتشار مونو-کسید کربن با افزودن ۱۵ درصد سوخت گاز طبیعی در مقایسه با سوخت دیزل مشاهده شد. (Karagoz et.al. 2016)

یک مطالعه‌ی تجربی و عددی بر روی تاثیر زمان‌بندی تزریق دیزل از ۱۰ تا ۵۰ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا (BTDC)[۳] بر عملکرد احتراق و انتشار گازهای گلخانه‌ای یک موتور دوگانه سوز گاز طبیعی- دیزل سنگین در موتور انجام شد. نتایج این بررسی نشان داد که بالاترین بازده‌ی حرارتی نشان داده شده در زمان‌بندی تزریق دیزل ۴۶ و ۵۰ درجه BTDC به دست می‌آید. در نهایت با افزایش زمان تزریق دیزل از ۱۰ درجه BTDC به ۵۰ درجه BTDC، انتشار NOx، متان نسوخته و CO به ترتیب ۶۵،۸، ۸۳ و ۶۰ درصد کاهش دارد در حالی که راندمان حرارتی ۷/۵ درصد افزایش می‌یابد. (Yousefi et.al. 2017)

با توجه به بررسی منابع و نیز با در نظر گرفتن اینکه مطالعات انجام شده با تمرکز بر امکان به کارگیری گاز طبیعی فشرده با استفاده از سامانه‌ی اشتعال جرقه‌ای بوده است، لذا این مطالعه با هدف امکان‌سنجی به کارگیری گاز طبیعی فشرده در یک موتور اشتعال تراکمی بدون به کارگیری سامانه جرقه‌زنی و بررسی اثرات آن بر عملکرد موتور و میزان انتشار آلاینده‌ها انجام شده است. عدم اختلاف در توان خروجی موتور با دو نوع سوخت و نیز کاهش آلاینده‌های CO، NO_X ، HC، CO_2، O_2 و دوده با سوخت ترکیبی نسبت به سوخت دیزل از فرضیه‌های این پژوهش بوده است.

[۳] Befor Top Dead Center

مواد و روش‌ها

موتور احتراقی مورد استفاده در این مطالعه یک موتور چهار سیلندر اشتعال تراکمی ساخت شرکت موتورسازان تبریز است که بیشینه توان ترمزی آن در سرعت دورانی مشخصه ۲۰۰۰۰دور در دقیقه، ۸۲ اسب بخار است. سایر مشخصات فنی این موتور در جدول ۱ ارائه شده است. در آزمایش‌ها، موتور با سوخت دیزل روشن شده و در حالت دور آرام نیاز سوخت CNG استفاده نشد. در انجام آزمون عنوان سوخت آتش زنه استفاده شد.

جدول ۱- مشخصات فنی موتور مورد استفاده پژو

Table 1- Technical specifications of the engine used in the research

مشخصات موتور	مقدار
تعداد سیلندر	۴
قطر پیستون (mm)	۱۰۰
کورس پیستون (mm)	۱۲۷
نسبت تراکم	۱۷/۵
بیشینه توان ترمزی(hp) در دور ۲۰۰۰ (rpm)	۸۲
سامانه ورودی هوا	توربو شارژر
بیشینه گشتاور (N.m)	۳۶۰
ظرفیت حجمی (Lit)	۳/۹۹

به منظور دستیابی به میزان مصرف سوخت در سامانه سوخت‌رسانی ترکیبی دیزل و گاز طبیعی فشرده در هر محفظه احتراق، از رابطه‌ی ۱ (Sontag et.al. 2015) استفاده شد.

$$\dot{V}_{Fuel} = \dot{V}_{Diesel\ oil} + \dot{V}_{CNG} \qquad (۱)$$

که در آن $\dot{V}_{Fuel}$: دبی حجمی مصرف سوخت ترکیبی دیزل و CNG (لیتر بر ساعت)، $\dot{V}_{Diesel\ oil}$: دبی حجمی مصرف سوخت دیزل (لیتر بر ساعت) و $\dot{V}_{CNG}$: دبی حجمی مصرف سوخت ترکیبی CNG (لیتر بر ساعت) می‌باشد.

نسبت ورود گاز به سوخت ترکیبی گاز و دیزل (α) به طریق زیر محاسبه می‌شود: (۲) α=V_c/V_F

$$\rightarrow \dot{V}_C = \alpha \dot{V}_f \longrightarrow \quad \dot{V} = (1-\alpha)\dot{V}$$

با توجه به توان ترمزی ۸۲ اسب بخار برای موتور اشتعال تراکمی به کار رفته در این پژوهش، سامانه سوخت‌رسانی ترکیبی (دیزل و CNG) باید قادر به تامین انرژی لازم برای تولید این توان باشد. لذا با توجه به قانون اول ترمودینامیک رابطه ۳ (Sontag et.al. 2015):

$$\dot{Q} = (\dot{U}_2 - \dot{U}_1) + \dot{W} \qquad (۳)$$

که در آن: نرخ گرمایی ایجاد شده در فرایند (اسب بخار) $\dot{U}_1$: توان تولیدی در فرآیند (اسب بخار)، $\dot{U}_2$: نرخ انرژی داخلی در فرآیند (اسب بخار) و $\dot{W}$: ۸۲ اسب بخار می‌باشد.

جدول ۲- برخی از خواص فیزیکی و گرمایی هوا، سوخت دیزل وگاز طبیعی فشرده (Chala *et.al.* 2018)

Table 2- Some physical and thermal properties of air, diesel fuel and CNG

سوخت	$\rho\ \left(Kg/m^3\right)$	$C_v\ (KJ/Kg.\dot{k})$	$\dot{V}_f$
هوا	1.169	103	$17.16(1-\alpha)\dot{V}_f$
دیزل	750	214	$\alpha\dot{V}_f$
گاز طبیعی فشرده	*0.648*	*1.736*	$(1-\alpha)\dot{V}_f$

$$\dot{U}_2 - \dot{U}_1 = \left[\dot{m}_{air} C_{V\,air} + \dot{m}_C C_{v\,C} + \dot{m}_g C_{v\,g}\right]\Delta T$$
$$= \left[\rho_{air}\dot{V}_{air} C_{V\,air} + \rho_C \dot{V}_C C_{v\,C} + \rho_g \dot{V}_g C_{v\,g}\right]\Delta T \qquad (۴)$$

$$\dot{U}_2 - \dot{U}_1 = \left[577.98\times10^{-3} + 9072.185\times10^{3}\alpha\dot{V}_f\right] \qquad (۵)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_f LHV \qquad (۶)$$

که در آن: $\dot{m}_f$: دبی جرمی سوخت ترکیبی وLHV : ارزش گرمایی پایینی معادل ۲کیلوژول بر کیلوگرم می‌باشد. دبی جرمی از رابطه‌ی ۷ (Sontag et.al. 2015) محاسبه شد:

$$\dot{m}_f = \rho\dot{V}_f\ (\frac{kg}{s}) \qquad (۷)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_f LHV$$
$$= \left[\rho_C \dot{V}_C + \rho_g \dot{V}_g\right] LHV$$
$$= \left[0.648\alpha \dot{V}_f + 750(1-\alpha)\dot{V}_f\right] LHV$$
$$= \left[0.648\alpha \dot{V}_f + 750(1-\alpha)\dot{V}_f\right]\left[32016.15 + \frac{9461.68}{0.648\alpha + 750(1-\alpha)}\right]$$

پس از ساده سازی نتیجه زیر به دست می‌آید:

$$\rightarrow \dot{Q} = \dot{V}_f\left(24021572.9 - 23991366\alpha\right) \quad (۸)$$

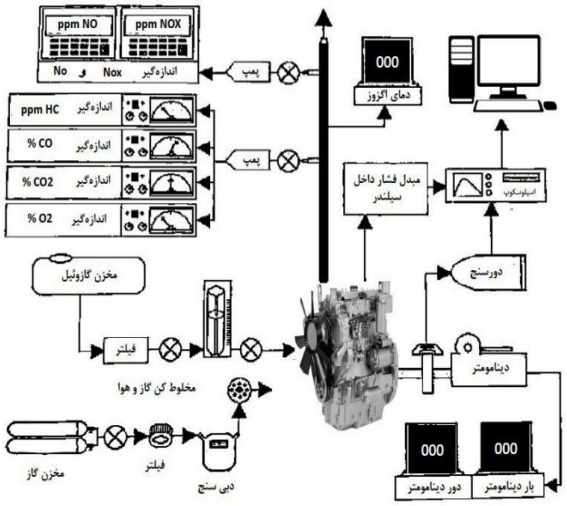
حال با توجه به روابط بدست آمده در بالا، روابط (۵) و (۸) و جایگزینی آنها در معادله ترمودینامیکی (۳) برای دستیابی به خواسته مسئله به صورت زیر عمل می‌شود:

$$\dot{Q} = (\dot{U}_u - \dot{U}_u) + \dot{w}$$
$$\dot{V}_f\,(24021572.9 - 23991366\,\alpha) = \left[577.98 \times 10^{-3} + 9072.185 \times 10^3\,\alpha\,\dot{V}_f\right] + \left(\frac{107424}{4}\right)$$

آزمایش‌های عملکرد و انتشار آلاینده‌ها در مرکز تحقیق و توسعه شرکت موتورسازان تبریز انجام شد. شکل ۱ طرحواره اجزاء آزمون‌های عملکردی و آلایندگی موتور مورد نظر را نشان می‌دهد. در این پژوهش از نوع جریان گردابی[۴] ساخت شرکت توسعه صنایع ریز ابزار پویا بوده و بیشینه توان قابل اندازه‌گیری با آن ۲۳۰ کیلو وات می‌باشد. برای اندازه‌گیری میزان مصرف سوخت دیزل از یک ترازوی دیجیتالی که به رایانه وصل بود استفاده گردید. میزان مصرف سوخت دیزل از طریق وزن سوخت ارسال شده در مدت زمان معین از طریق صفحه نمایشگر رایانه نشان داده می‌شود. از یک دبی‌سنج مکانیکی برای اندازه‌گیری میزان مصرف سوخت گاز طبیعی فشرده استفاده گردید. دبی‌سنج مورد استفاده در این پژوهش از نوع پروانه‌ای بوده و قادر به اندازه‌گیری دبی در محدوده ۰/۱ تا ۱۶ مترمکعب در ساعت بود.

شکل ۱- طرحواره اجزاء آزمون‌های عملکردی و آلایندگی موتور مورد نظر

Fig. 1- Scheme of components of performance tests and engine pollution



برای اندازه‌گیری آلاینده‌های حاصل از احتراق موتور مورد آزمایش از دستگاه آلاینده‌سنج AVL 415S استفاده شد. این دستگاه محصول شرکت AVL Ditest ساخت کشور آلمان بوده و قابلیت اندازه‌گیری محصولات احتراق خودرو-های اشتعال جرقه‌ای و تراکمی در گاز خروجی اگزوز را دارد. این دستگاه قابلیت اندازه‌گیری NO_X، HC، CO، O_2 و CO_2 خروجی از موتور را به صورت دیجیتالی دارد. گازهای خروجی از اگزوز موتور توسط یک لوله به این دستگاه انتقال داده شد و مقدار هر کدام از آلاینده‌ها به صورت جداگانه توسط دستگاه اندازه‌گیری و ثبت شد.

تمامی آزمون‌های عملکرد و آلایندگی پس از ۱۰ دقیقه کار کردن در حالت دور آرام انجام گرفت و آزمون‌ها در پنج سطح سرعت دورانی ۱۲۰۰، ۱۴۰۰، ۱۶۰۰، ۱۸۰۰ و ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و در دو حالت سوخت دیزل تنها و حالت دوگانه سوز (سوخت ترکیبی) در سه تکرار صورت گرفت. آزمون عملکرد به این طریق بود که ابتدا موتور با سوخت دیزل تنها برای آزمون آماده شد و سپس آزمون‌ها در سه تکرار انجام شد تا قابلیت تکرارپذیری آزمون‌ها بررسی شود. پس از اتمام آزمون موتور در حالت دیزل تنها، آزمون‌ها برای حالت ترکیبی

[۴] Eddy Current

و آن هم در سه تکرار انجام گرفت. به منظور تحلیل داده‌های حاصل از آزمون‌های عملکرد و آلایندگی، داده‌ها توسط نرم افزار Excel به صورت نمودار ترسیم شدند. در این پژوهش تحلیل داده‌ها به روش مقایسه مستقیم انجام شده است.

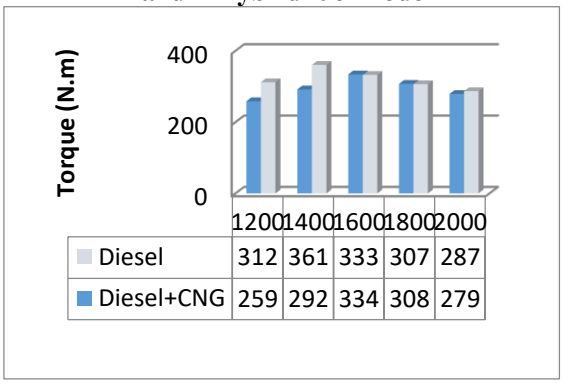
نتایج و بحث

آزمون گشتاور تولیدی در حالت دیزل تنها و سوخت ترکیبی (دیزل+ CNG)

در شکل ۲ در پنج سرعت دورانی مختلف موتور، میزان گشتاور تولیدی در حالت استفاده از سوخت دیزل و همچنین سوخت ترکیبی (دیزل و گاز طبیعی فشرده) نشان داده است.

شکل ۲- گشتاور تولیدی در حالت دیزل تنها و سوخت ترکیبی در سرعت‌های دورانی مختلف

Fig. 2 - Production torque in diesel mode only and in hybrid fuel mode



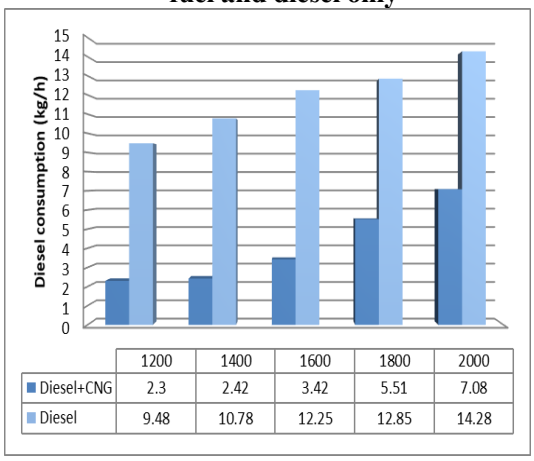
با توجه به نمودار نشان داده شده بیشینه میزان گشتاور تولیدی در حالت استفاده از سوخت دیزل ۳۶۰ نیوتن‌متر در سرعت دورانی ۱۴۰۰ دور در دقیقه موتور و بیشینه گشتار تولیدی در هر دو سامانه در دوره‌های متفاوت حاصل شد، لذا برای محاسبه توان برای هر سامانه و مقایسه با یکدیگر از سرعت دورانی بیشینه توان تولیدی موتور با بکارگیری سوخت ترکیبی (دیزل و گاز طبیعی فشرده) و دیزل تنها در سرعت مشخصه ۲۰۰۰ توان ترمزی موتور با سوخت دیزل ۲/۵ اسب بخار (۳درصد) بیشتر از سوخت ترکیبی در سرعت دورانی است که سوخت ۲۰۰۰ دور در دقیقه به ترتیب برابر ۸۴/۳ و ۸۱/۸ اسب بخار محاسبه شد. با توجه به نتایج به‌دست آمده ترکیبی که در آن سوخت اصلی گاز طبیعی فشرده است و سوخت دیزل به عنوان آتش‌زنه استفاده می‌شود، با افزایش سرعت دورانی از سوخت دیزل بیشتری به عنوان سوخت آتش‌زنه استفاده شده است و از طرفی باعث پیش‌رس شدن[۵] زمان پاشش سوخت دیزل به عنوان آتش‌زنه می‌شود که منجر به غنی‌تر شدن سوخت شده و در نتیجه توان بیشتری تولید می‌کند. این نتیجه با نتایج پژوهش (Yusefi et.al 2017) که در آن بازده حرارتی یک موتور اشتعال تراکمی با کاربرد سوخت ترکیبی و در زمانبندی‌های مختلف پاشش سوخت آتش‌زنه بررسی شده است مطابقت دارد.

آزمون میزان مصرف سوخت دیزل در حالت سوخت ترکیبی و دیزل تنها

در شکل ۳ میزان مصرف سوخت دیزل در حالت سوخت ترکیبی و در حالت دیزل تنها نشان داده شده است که در پنج سرعت دورانی مختلف موتور اندازه‌گیری شده است.

شکل ۳- میزان مصرف دیزل در حالت سوخت ترکیبی و دیزل تنها

Fig. 3 - Diesel consumption in combined fuel and diesel only



[۵]- Advancing

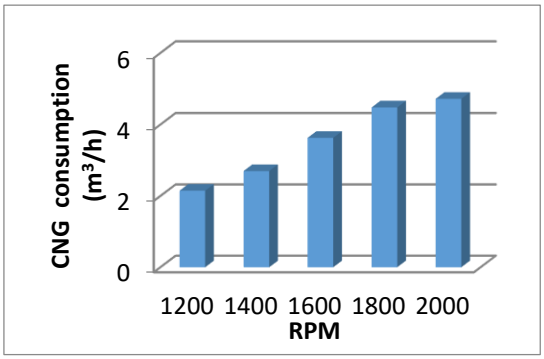
طبق شکل ۳ میزان مصرف سوخت دیزل در حالت سوخت ترکیبی در سرعت‌های دورانی کمتر نسبتا کم بوده به گونه‌ای که به طور متوسط در این سرعت دورانی حدود ۸۰ درصد کاهش مصرف سوخت دیزل نسبت به همان سرعت دورانی موتور در حالت دیزل تنها مشاهده شد و برای تمامی حالات سرعت دورانی موتور، به طور متوسط حدود ۶۵ درصد کاهش مصرف سوخت دیزل حاصل شد. علت این کاهش مصرف سوخت دیزل استفاده از سوخت گاز طبیعی به عنوان سوخت اصلی و استفاده از دیزل به عنوان سوخت آتش‌زنه بود. البته برای اینکه توان در این موتور در حالت سوخت ترکیبی کاهش پیدا نکند، با افزایش سرعت دورانی سوخت آتش‌زنه نیز بیشتر شد. با توجه به سازوکار به کار رفته در ناظم[۶] پمپ انژکتور، با افزایش سرعت دورانی پیش‌رسی بیشتری در پاشش سوخت آتش‌زنه به وجود آمد که منجر به افزایش میزان مصرف سوخت دیزل شد که این نتیجه با نتایج پژوهش (Yusefi et.al ,2017) مطابقت داشت.

آزمون میزان مصرف سوخت گاز طبیعی فشرده (CNG)

میزان مصرف سوخت CNG در حالت استفاده از سوخت ترکیبی نیز همانند سایر آزمون‌ها در پنج سرعت دورانی متفاوت اندازه‌گیری شد که نتیجه در شکل ۴ نمایش داده شده است.

شکل ۴- میزان مصرف سوخت گاز طبیعی فشرده برای موتور با سوخت ترکیبی

Fig. 4 CNG consumption with combined fuel



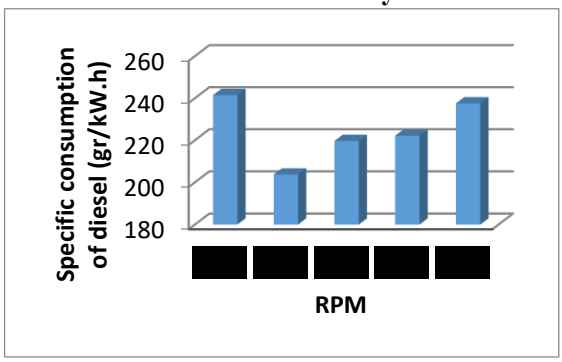
سوخت CNG در حالت ترکیبی، سوخت اصلی بود و بیشترین شیب مصرف سوخت CNG در سرعت دورانی ۱۴۰۰ تا ۱۸۰۰ دور در دقیقه مشاهده شد. علت این امر این است که بیشینه گشتاور تولیدی موتور در این سرعت‌های دورانی به دست آمده و همین باعث مصرف سوخت بیشتری شد.

میزان مصرف ویژه سوخت دیزل در حالت دیزل تنها

در شکل ۵ میزان مصرف سوخت ویژه دیزل نمایش داده شده است که برای پنج سرعت دورانی موتور ارائه شده است. سایت طراحی شده در شکل زیر نشان داده می‌شود.

شکل ۵- مصرف ویژه سوخت دیزل در حالت دیزل تنها

Fig. 5- Specific consumption of diesel fuel in diesel mode only



مصرف ویژه سوخت از تقسیم آهنگ مصرف سوخت بر توان تولیدی به دست آمد. طبق شکل ۵ میزان مصرف ویژه سوخت دیزل در سرعت دورانی ۱۴۰۰ دور در دقیقه که بیشینه گشتاور تولیدی (شکل ۲) نیز در این سرعت بود، ۲۰۳/۷۱ گرم بر کیلووات ساعت بود که کمترین مقدار بود. علت اینکه در نقطه بیشینه گشتاور تولیدی، مصرف ویژه سوخت کم می‌باشد این است که مصرف ویژه سوخت با گشتاور یا به عبارتی توان رابطه عکس دارد. یعنی هر چه توان تولیدی بالا باشد، مصرف ویژه سوخت پایین می‌آید.

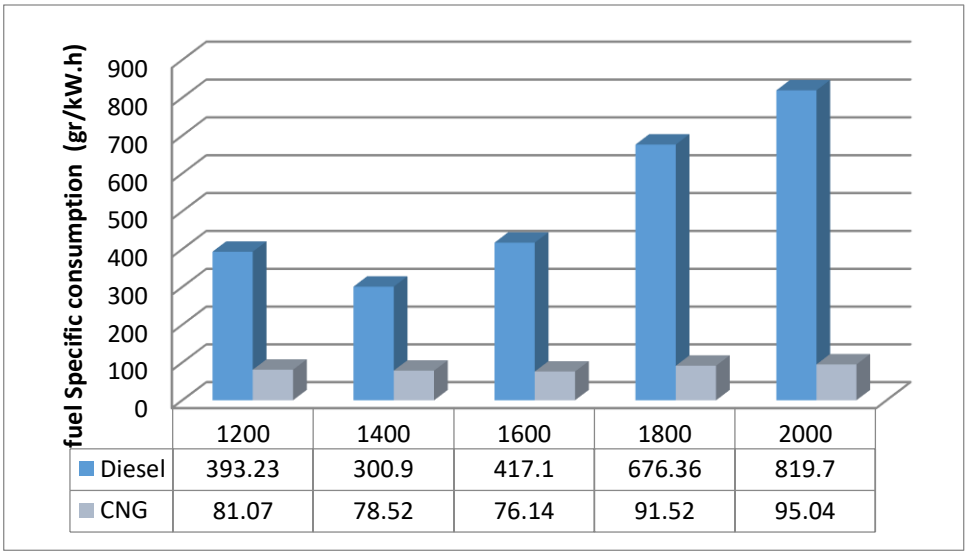
میزان مصرف ویژه سوخت دیزل و گاز طبیعی فشرده برای حالت استفاده از سوخت ترکیبی

درشکل ۶ به طور جداگانه میزان مصرف ویژه سوخت CNG و دیزل در سامانه سوخت ترکیبی نمایش داده شده که سهم هر کدام برای تولید توان نشان داده شده است.

[۶] Gaverner

شکل ۶- میزان مصرف ویژه سوخت ترکیبی (دیزل +CNG)

Fig. 6 - Specific consumption of combined fuel (diesel + CNG)



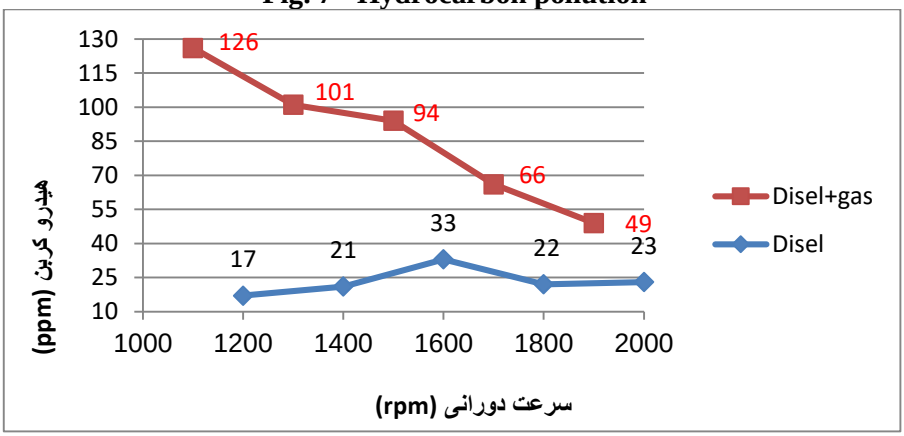
در سامانه ترکیبی میزان مصرف ویژه سوخت برای هر دو سوخت اصلی (CNG) و سوخت آتش‌زنه (دیزل) جداگانه در شکل ۶ نشان داده شده است. در نقطه‌ای که بیشترین گشتاور تولیدی حاصل می‌شود، مصرف ویژه سوخت کمترین مقدار را دارا خواهد بود. لذا از آنجاییکه در سامانه ترکیبی بیشینه گشتاور تولیدی در سرعت دورانی ۱۶۰۰ دور در دقیقه (بر اساس شکل ۲) حاصل شد مصرف ویژه سوخت به دلیل توان تولیدی بیشتر کمترین مقدار را دارا بود.

آزمون میزان آلاینده‌های موتور در دو حالت دیزل تنها و سوخت ترکیبی

شکل ۷ میزان آلایندگی HC موتور را برای هر دو حالت استفاده از سوخت دیزل تنها و سوخت ترکیبی نمایش می‌دهد.

شکل ۷- میزان آلایندگی هیدروکربن

Fig. 7 - Hydrocarbon pollution

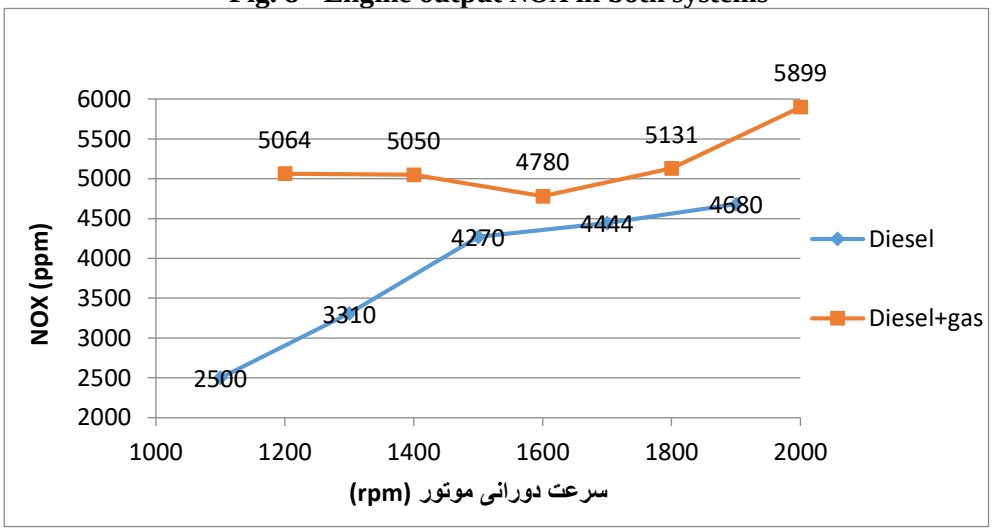


طبق شکل ۷ میزان آلایندگی HC در سوخت ترکیبی بیشتر از حالت دیزل تنها می‌باشد. در ضمن با افزایش دور موتور از مقدار این آلایندگی کاسته شد که این نتیجه با نتایج پژوهش Piroozpanah & Abbas Alizadeh, 1998 مطابقت دارد.

از دلایل ایجاد آلایندگی هیدروکربن، غنی بودن مخلوط سوخت و احتراق ناقص می‌باشد. میزان هیدروکربن نسوخته در حالت استفاده از سوخت ترکیبی به دلیل غنی بودن سوخت و نیز احتراق ناقص متان می‌باشد. موتورهایی که با سوخت گاز طبیعی کار می‌کنند، در بارهای جزئی HC بیشتری تولید می‌کنند که البته قسمت عمده آن متان می‌باشد و با افزایش بار و سرعت دورانی موتور از میزان این آلایندگی کاسته می‌شود. با افزایش سرعت دورانی موتور نسبت سوخت CNG به سوخت دیزل (α) در سامانه ترکیبی افزایش و در نتیجه میزان اکسیژن بیشتری وارد محفظه احتراق شد که نتیجه این امر احتراق کاملتر و کاهش آلاینده HC بود.

شکل ۸- میزان NO_X تولیدی موتور در هر دو سامانه

Fig. 8 - Engine output NOX in both systems

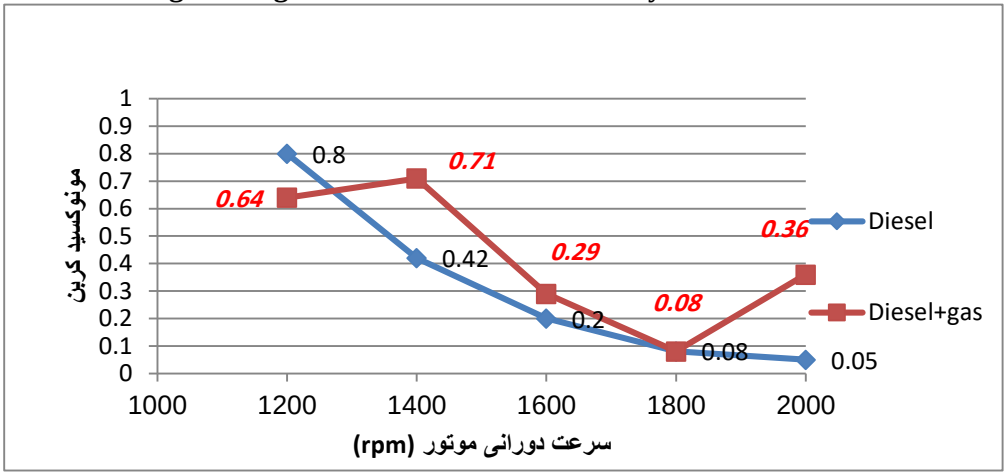


شکل ۸ میزان آلایندگی NO_X را با هر دو حالت سوخت دیزل و سوخت ترکیبی نمایش می‌دهد. میزان NO_X تولیدی موتور طبق نمودار شکل ۸ در حالت دیزل کمتر از حالت ترکیبی بود و این به دلیل احتراق ناقص مخلوط سوخت دیزل و CNG بود. از دلایل ایجاد اکسیدهای نیتروژن مخلوط فقیر سوخت، مخلوط غنی، افزایش زمان تأخیر در اشتعال و دمای بالای احتراق می‌باشد. در سامانه سوخت ترکیبی به دلیل غنی بودن سوخت و افزایش تأخیر در اشتعال نسبت به سامانه دیزل تنها، NO_X تولیدی بیشتر بود که این نتیجه با نتایج پژوهش Piroozpanah & Abbas Alizadeh, 1998 مطابقت دارد.

نسبت ظرفیت گرمایی ویژه CNG بیشتر از هوا است. افزودن CNG ظرفیت گرمایی کلی مخلوط درون سیلندر را افزایش می‌دهد، بر این اساس، میانگین دما در پایان کورس تراکم و در طول فرآیند احتراق کلی کاهش می‌یابد. دمای احتراق پایین باعث کاهش تشکیل NO_X می‌شود. تزریق CNG مقدار هوا و غلظت اکسیژن در شارژ سیلندر را کاهش می‌دهد و در نتیجه امکان دسترسی به اکسیژن برای تشکیل NO_X کاهش می‌یابد. اما آزاد شدن حرارت بیشتر در کورس توان، بیشینه دمای احتراق را افزایش می‌دهد و این امر باعث افزایش انتشار NO_X می‌شود. همچنین از آنجایکه در سامانه ترکیبی با افزایش سرعت دورانی موتور مقدار α افزایش یافت یا به عبارتی مقدار مصرف CNG افزایش یافت لذا میزان NO_X نیز افزایش یافت که این نتیجه با نتیجه پژوهش Karagoz *et.al.* 2016 مطابقت دارد.

شکل ۹- میزان آلایندگی مونوکسید کربن موتور در حالت دیزل تنها ترکیبی

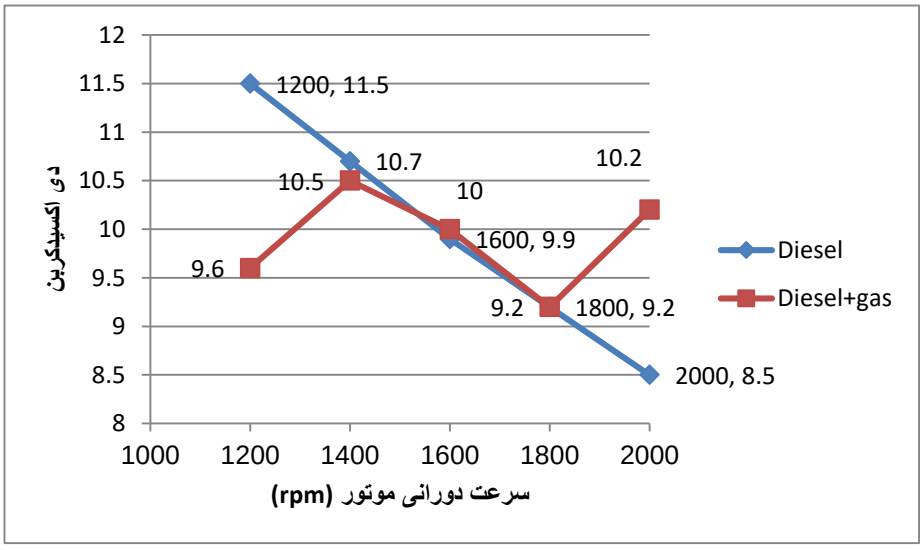
Fig. 9 - Engine emission CO in diesel only combined mode



شکل ۹ میزان آلایندگی CO را برای حالت استفاده از سوخت دیزل و سوخت ترکیبی نمایش می‌دهد. طبق نمودار ارائه شده در سرعت‌های دورانی پایین میزان انتشار CO برای سوخت ترکیبی کمتر از دیزل خالص بوده و با افزایش سرعت دورانی مقدار این آلاینده برای هر دو سامانه کاهش یافته اما میزان این آلاینده در سامانه ترکیبی بیش از سوخت دیزل تنها بود.. انتشار CO در نتیجه احتراق ناقص سوخت ایجاد می شود. مهمترین دلیل انتشار CO بکارگیری سوخت غنی به دلیل کمبود اکسیژن است. با این حال، اگر دمای احتراق کمتر از ۱۴۵۰ درجه کلوین باشد، CO می‌تواند در مخلوط سوخت فقیر نیز تولید شود (Shadidi et.al. 2020). این نتیجه با نتیجه پژوهش Karagoz *et al.* 2016 و Cheenkachorn *et al.* 2013 کاملا مطابقت دارد.

شکل ۱۰- میزان دی اکسید کربن تولیدی موتور در حالت دیزل و ترکیبی

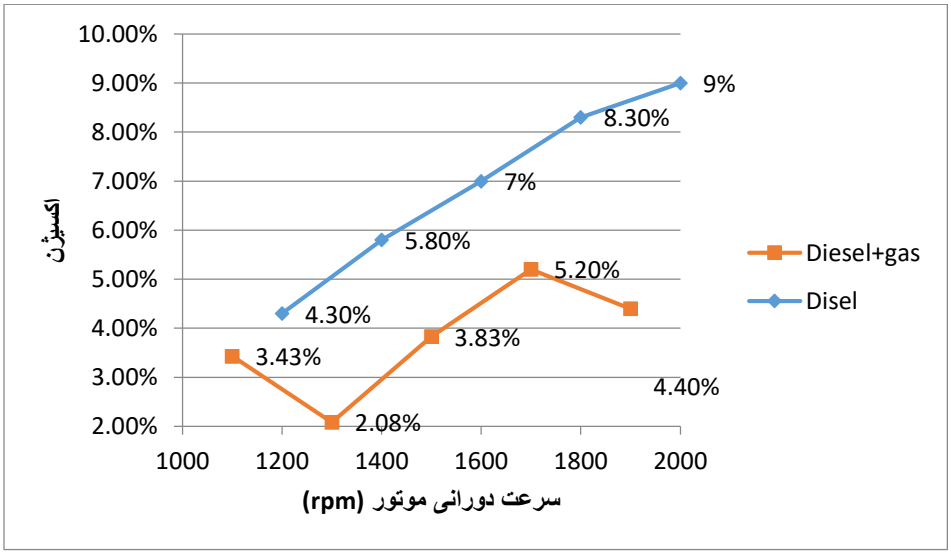
Fig. 10 - The amount of engine production CO_2 in diesel and hybrid mode



شکل ۱۰ میزان آلاینده دی‌اکسیدکربن (CO_2) تولیدی موتور را برای سامانه دیزل تنها و سامانه ترکیبی نمایش می‌دهد. طبق نتایج به‌دست آمده میزان دی اکسیدکربن تولیدی موتور در هر دو حالت تقریبا یکسان بوده و در دورهای پایین‌تر دی اکسیدکربن تولیدی سوخت ترکیبی کمتر از سوخت دیزل می‌باشد. شکل ۱۱ میزان O_2 تولیدی موتور را در سرعت‌های دورانی مختلف برای سوخت دیزل و سوخت ترکیبی نمایش می‌دهد.

شکل ۱۱- میزان اکسیژن تولیدی موتور در حالت دیزل و ترکیبی

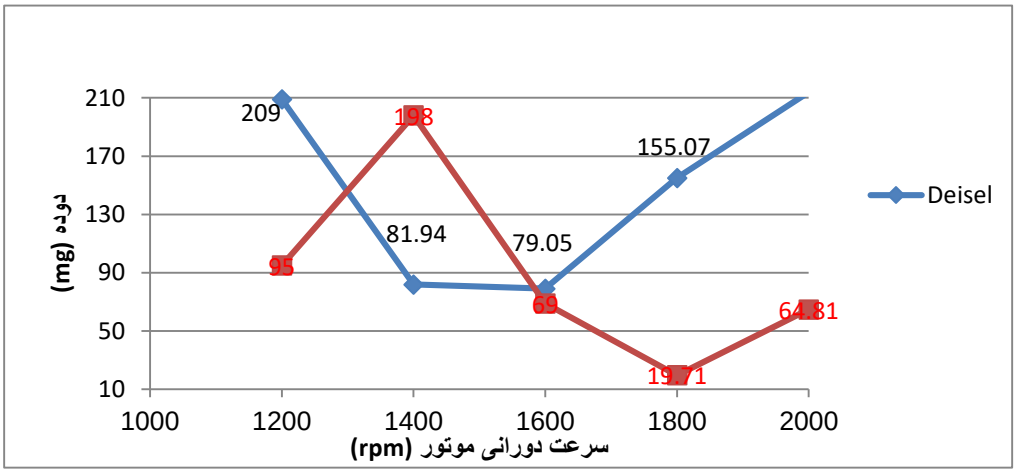
Fig. 11- Engine output O_2 in diesel and combined mode



با توجه به شکل ۱۱ میزان O_2 تولیدی موتور در حالت استفاده از سوخت ترکیبی به طور میانگین ۵۰ درصد کمتر از حالت استفاده از سوخت دیزل تنها می‌باشد. شکل ۱۲ میزان دوده تولید شده (خروجی از اگزوز) موتور را برای سامانه دیزل و سوخت ترکیبی نمایش می‌دهد. همانگونه که ملاحظه می‌شود با افزایش سرعت دورانی موتور میزان انتشار دوده در حالت ترکیبی کاهش یافته است. علت این امر، این است که با افزایش سرعت دورانی موتور میزان بکارگیری گاز طبیعی فشرده بیشتر شده و به همان میزان، دوده تولیدی کاهش یافته است که این نتیجه با نتیجه پژوهش Karagoz *et.al.* 2016 مطابقت دارد.

شکل ۱۲- میزان دوده تولیدی موتور در حالت دیزل و ترکیبی

Fig. 12- The amount of soot produced by the engine in diesel and combined mode



نتیجه‌گیری

نتایج بدست آمده از آزمون‌های انجام شده برای عملکرد موتور نشان داد که عملکرد موتور در حالت دوگانه سوز تفاوت معنی‌داری با موتور با سوخت دیزل خالص ندارد و کاهش گشتاور در حالت سوخت ترکیبی نیز معنی‌دار نیست. بیشترین گشتاور تولیدی موتور در حالت دیزل تنها، در سرعت دورانی ۱۴۰۰ دور در دقیقه ۳۶۰ نیوتن‌متر بود و بیشترین گشتاور تولیدی این موتور در حالت سوخت ترکیبی ۳۳۴ نیوتن‌متر در سرعت دورانی ۱۶۰۰ دور در دقیقه بود که این نتایج نشان داد که در حالت سوخت ترکیبی ۲۶ نیوتن متر کاهش گشتاور وجود داشت. تولید توان در موتور مورد بررسی در حالت دیزل تنها، ۶۰ کیلووات در سرعت دورانی ۲۰۰۰ دور در دقیقه و برای سوخت ترکیبی ۵۸/۵ کیلووات در سرعت دورانی ۲۰۰۰ دور دردقیقه بود. در ضمن با افزایش سرعت دورانی موتور میزان مصرف سوخت دیزل نیز افزایش یافت. طبق نتایج بدست آمده از آزمون‌های آلایندگی، برخی آلاینده‌ها در حالت دیزل تنها، بیشتر و برخی از آلاینده‌ها در سامانه ترکیبی، بیشتر بود. آلاینده‌هایی نظیر NO_X و HC در سامانه ترکیبی بیشتر از حالت دیزل تنها و در مابقی آلاینده‌ها (CO_2، O_2 و دوده) سامانه دیزل تنها بیشتر از ترکیبی بود و میزان آلایندگی CO نیز تقریبا با هم برابر بود. اگرچه در سرعت دورانی مشخصه‌ی ۲۰۰۰ دور بر دقیقه میزان آلاینده‌های NO_X ، HC، CO_2و CO در سامانه‌ی ترکیبی به ترتیب به میزان ۲۰، ۵۳، ۱۶ و ۸۶ درصد بیش از سوخت دیزل بود و متغیرهای O_2و دوده در سرعت دورانی مشخصه‌ی ۲۰۰۰ دور بر دقیقه سامانه‌ی ترکیبی به ترتیب ۵۱ و ۶۹ درصد کمتر از سوخت دیزل بود. بنابراین به نظر می‌رسد با بکارگیری سامانه ترکیبی کاهش معنی‌داری در توان تولیدی موتور رخ نداده و می‌توان این سامانه را به عنوان جایگزین سامانه‌های موجود پیشنهاد کرد. اگرچه بررسی نوع و نحوه پاشش سوخت آتش‌زنه از نظر زمانبندی به گونه‌ای که بتوان اثرات آن بر میزان گشتاور تولیدی و نیز میزان آلاینده‌ها را ارزیابی نمود به پژوهش‌های بیشتری نیاز دارد.

Refferences

- Assasi, A., Mirzaei, M., and Khoshbakhti Saray, R. 2017. Nonlinear Control of Air path in a Turbocharged Diesel Engine Using Optimization, Modares Mechanical engineering, Vol.17, No. 6, pp. 168-178
- Azizi, S.E., Mahdaloui, M. and Hassani, F. 2013. Investigation of new technologies and reduction of pollutants from motor vehicles. 1st national conference on air pollution, monitoring, effects and control measures in Iran. Islamic Azad University.
- Chala. G.T., Aziz. A.A.R., Hagos. F.Y. 2018. Natural Gas Engine Technologies: Challenges and Energy Sustainability Issue. Energies. 11(11): 2934
- Cheenkachorn, K., Poompipatpong, C. and Ho, CG. 2013 Performance and emissions of a heavy-duty diesel engine fuelled with diesel and LNG (liquid natural gas). Energy; 53: 52-57.
- Karago¨z,Y.,Sandalcı,T., Koylu, O., Dalkilicx, 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, Vol. 8(4) 1–13
- Kurczynski, D., Lagowski, P. & Pukalskas, S. 2019. Nitrogen oxides concentrations and heat release characteristics of the Perkins 1104D-E44TA dual-fuel engine running with natural gas and diesel. The Archives of Automotive Engineering-Archiwum Motoryzacji Vol. 84, No. 2
- Mirfattah, S.M. 2010. Development policies of gas transportation in other countries. Journal of Economic Issues and Policies. No.11 & 12. pp. 43-60
- Mohammadi Koosha, A., Piroozpanah, V., Khoshbakht Sarai, R., Salsbili, M. 2008. Experimental study of the effect of EGR temperature on combustion process, performance and pollu-

tion of dual combustion engines at partial loads, Journal of Technical College, V. 35, N.2
- Piroozpanah, V., Abbas Alizadeh, M. 1998. Reduction of OM-355 diesel engine pollutants, Master Thesis, Faculty of Engineering, University of Tabriz.
- Sajedian, S.Y., Mohammadzamani, D., Ranjbar, I. 2014. Design and construction of injection mechanism in injection pump for CNG fuel system on diesel engine. Master Thesis. Islamic Azad University of Takestan
- Saravanan, P., Kumar, N.M., Ettappan, M., Dhanagopal, R., and Vishnupriyan, J. 2020. Effect of exhaust gas re-circulation on performance, emission and combustion characteristics of ethanol-fueled diesel engine, Case Studies in Thermal Engineering, Vol. 20, pp.1006-1016
- Shadidi, B., Haji Agha Alizade, H., Najafi, G., Moosavian, A., Khazaee, M. 2020. Investigation of performance and exhaust emission of diesel engine in different ratios of lambda coefficient using diesel-ethanol fuel blends. Journal of Engine Research, Vol. 60. No.3, pp. 19-28
- Sonntag. R.E., Borgnakke. C. and Van Wylen. G.J. 2015. Fundamentals of Thermodynamics. 5th edition.
- Yousefi, A., Birouk, M., Guo. and H. 2017.An experimental and numerical study of the effect of diesel injection timing on natural gas/diesel dual-fuel combustion at low load. Fuel. Vol. 203, pp. 642-657.

Investigation of engine power and emission variables in compression ignition engines using a combination of compressed natural gas and diesel fuel

Yaser Niknam
Ph.D student, Dep.Of Biosystems Engineering, Islamic Azad University, Takestan Branch, Takestan, Iran

Received: 02 Feb 2022
Accept:10 Mar 2022

Abstract

The present study was conducted to investigate the possibility of using compressed natural gas fuel in compression ignition engines without the use of ignition system. For this purpose, a four-cylinder compression-ignition engine with the possibility of using compressed natural gas as the main fuel and diesel fuel as the igniter was used. Performance tests and emission of pollutants were performed at the Engine Research Center of Tabriz Motor Manufacturers Company. All performance and pollution tests were performed after 10 minutes of operation in the engine room and the tests were performed in five levels of rotational speed of 1200, 1400, 1600, 1800 and 2000 rpm and in two modes of single diesel fuel and dual fuel mode (combined fuel) was performed in three replications. The maximum output torque of the engine in single diesel mode was 360 N.m at a rotational speed of 1400 rpm and the maximum output torque of this engine in the combined fuel mode was 334 N.m at a rotational speed of 1600 rpm, which showed that the combined fuel mode had 26 N.m of torque reduction. In addition, with increasing the rotational speed of the engine, the amount of diesel fuel consumption also increased. According to the results of pollution tests, at indicated rotational speed of 2000 rpm, the amount of NOX, HC, CO2 and CO pollutants in the combined system was 20, 53, 16 and 86% more than diesel fuel, respectively, and the variables O2 and soot at indicated rotational speed of 2000 rpm, the combined system was 51% and 69% lower than diesel fuel, respectively. Therefore, by using a hybrid system, there is no significant reduction in engine production capacity and this system can be proposed as an alternative to existing systems, although compared to diesel fuel, hybrid fuel produced more pollutants.

Keywords: Compression ignition engine, compressed natural gas, diesel, power, pollution