



Experimental Study of the Effects of Adding Diesel Fumigation to the Intake Air of an Engine on Emissions, Specific Fuel Consumption, and Cylinder Pressure Parameters

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Bashi M.¹,
Ghazikhani M.^{1*}

How to cite this article

Bashi M., Ghazikhani M.,
Experimental Study of the Effects of
Adding Diesel Fumigation to the
Intake Air of an Engine on Emissions.
Modares Mechanical Engineering,
2022;22(02):107-119.

¹ Dept. of Mechanical Engineering,
Ferdowsi University of Mashhad,
Azadi Square, Mashhad, Iran

*Correspondence

Address: Dept. of Mechanical
Engineering, Ferdowsi University of
Mashhad, Azadi Square, Mashhad,
Iran

ghazikhani@um.ac.ir

Article History

Received: 23 June 2021
Accepted: 27 August 2021
ePublished: December 25, 2022

ABSTRACT

Numerous studies on using light fuels in compression ignition engines to reduce emission and increase efficiency have been done. The Reactivity Controlled Compression Ignition engines are one of these studies. Nevertheless, using heavy fuels vapor for achieving partially premixed combustion is not investigated. Using diesel fume (to upgrade conventional combustion to premixed combustion) resolves the need for a secondary fuel tank in a car. However, diesel fuel has heavy hydrocarbons and is a high reactivity fuel. So in this study, diesel has evaporated in a tank, and its vapor has injected into the intake air for studying a semi homogeneous combustion. The tests have performed at 2000 rpm (the speed of maximum torque). According to the achieved results, although diesel has heavy hydrocarbons and is a high reactivity fuel, adding diesel fumigation can reduce soot and NOx emissions up to 20% and 50%, respectively. Increasing load reduces the positive impact of adding diesel fumigation on soot and NOx emission reduction. However, the positive impact of adding diesel fumigation continues up to 80% of the full load. Adding diesel fumigation has no impact on cyclic variation and ringing intensity, but increases CO and HC emission. The evaporation of diesel averagely consumes 15% of brake power. Also on average, 5% of diesel evaporation energy can be supplied by recovering heat energy from the exhaust gas (warming up diesel from ambient temperature to the exhaust gas temperature).

Keywords Diesel Fumigation/Vapor, Partially Premixed Combustion, Diesel Engine, Emissions, Specific Fuel Consumption, Cylinder Pressure Analysis.

CITATION LINKS

[1] A literature review of fuel effects on performance and emission characteristics of low-temperature combustion ... [2] Comparisons of advanced combustion technologies (HCCI, PCCI, and dual-fuel PCCI) on engine performance ... [3] Evaluation of comparative engine combustion, performance and emission characteristics [4] Reactivity controlled compression ignition engine: Pathways towards commercial viability [5] Performance, emission, energy and exergy analyses of gasoline fumigated DI diesel engine [6] Dual fuel ethanol port injection in a compression ignition diesel engine ... [7] Experimental investigation of compressed natural gas using in an indirect injection diesel engine ... [8] Characterization of pressure waves in HCCI combustion [9] Introduction to Internal Combustion Engines [10] Heat release analysis of engine pressure data [11] Internal Combustion Engine Fundamentals [12] The Effect of Piston Topland Geometry on Emissions of Unburned Hydrocarbons ... [13] Piston-liner crevice geometry effect on HCCI combustion by multi-zone analysis [14] The Effect of Active Species in Internal EGR on Preignition Reactivity and on Reducing UHC ... [15] Hydrocarbon (HC) Reduction of Exhaust Gases from a Homogeneous Charge Compression Ignition ... [16] Development and Validation of a Reduced Reaction Mechanism for HCCI Engine Simulations [17] Development of a reduced n-dodecane-PAH mechanism and its application for n-dodecane soot predictions [18] NASA Glenn coefficients for calculating thermodynamic properties of individual species [19] Hydrogen production via a two-step water splitting thermochemical cycle based on metal oxide [20] Feasibility Study for Using Jet Fuel in Diesel Engines [21] Experimental Methods for Engineers.

مطالعه تجربی اثر افزودن بخار گازوئیل به هوای ورودی موتور بر آلاینده‌ها، مصرف سوخت و پارامترهای فشار درون سیلندر

محسن باشی

کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، میدان آزادی، مشهد، ایران

محسن قاضی‌خانی*

دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، میدان آزادی، مشهد، ایران

چکیده

مطالعات متعددی برای استفاده از سوخت‌های سبک در موتورهای اشتعال تراکمی به جهت کاهش انتشار آلاینده‌ها و افزایش بازده انجام شده است؛ موتورهای اشتعال تراکمی کنترل واکنشی از جمله این مطالعات هستند. اما استفاده از بخار سوخت‌های سنگین برای ایجاد احتراق شبه همگن مورد توجه نبوده است. استفاده از بخار گازوئیل نیاز به مخزن سوخت ثانویه در خودروها را بر طرف می‌کند، اما گازوئیل حاوی هیدروکربن‌های سنگین است و از واکنش‌پذیری بالایی برخوردار است. لذا در این مطالعه با تبخیر گازوئیل و تزریق آن به هوای ورودی به مطالعه یک احتراق شبه همگن با کمک بخار گازوئیل پرداخته شده است. آزمایشات در سرعت ۲۰۰۰rpm (سرعت حداکثر گشتاور) انجام شده است. بر اساس نتایج حاصله افزودن بخار گازوئیل علی‌رغم حضور هیدروکربن‌های سنگین در آن و به عنوان یک سوخت با واکنش‌پذیری بالا، می‌تواند انتشار دوده و اکسیدهای نیتروژن را به ترتیب حداکثر ۲۰ درصد و ۵۰ درصد کاهش دهد. افزایش بار موتور اثر مثبت بخار گازوئیل در کاهش دوده و اکسیدهای نیتروژن را کاهش می‌دهد، اما این اثر مثبت تا ۸۰ درصد بار کامل ادامه دارد. افزودن بخار گازوئیل تأثیری بر کاهش و یا افزایش تغییرات سیکی و شدت صدای موتور ندارد، اما انتشار منواکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته را افزایش می‌دهد. برای تبخیر گازوئیل به طور متوسط ۱۵ درصد توان ترمزی موتور مصرف می‌شود. با گرمایش گازوئیل تا دمای گازه‌های خروجی، می‌توان به طور متوسط ۵ درصد از توان لازم برای تبخیر گازوئیل را بازیابی کرد.

کلیدواژه‌ها: بخار گازوئیل، احتراق شبه همگن، موتور دیزل، آلاینده‌ها، مصرف سوخت ویژه، تحلیل فشار سیلندر.

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۰۴/۰۲

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۶/۰۵

* نویسنده مسئول: ghazikhani@um.ac.ir

۱- مقدمه

بررسی‌های انجام شده بر روی دلایل تشکیل آلاینده‌ها در موتورهای احتراق داخلی نشان می‌دهد؛ عدم اختلاط مناسب و حضور هیدروکربن‌های سنگین در سوخت، در کنار افزایش دمای موضعی به دلیل حرکت جبهه شعله و یا افزایش موضعی نسبت هم‌ارزی، می‌تواند به ترتیب سبب تشکیل دوده و اکسیدهای نیتروژن شود. بنابراین یک احتراق همگن، رقیق و خودبه‌خودی به لحاظ تئوری می‌تواند از تشکیل دوده و اکسیدهای نیتروژن در موتورهای احتراق داخلی به طور کامل جلوگیری کند. این ایده محرک معرفی

انواع مختلفی از مدل‌های احتراق همگن مانند HCCI، PCCI و RCCI شده است. اما نتایج تجربی حاصل از مطالعات بر روی مدل‌های احتراق همگن نشان‌دهنده‌ی فاصله واقعیت با تئوری است. از چالش‌های مهم معرفی شده برای موتورهای HCCI، به عدم امکان کنترل نرخ حرارت آزاد شده، عدم امکان کنترل زمان دقیق احتراق، کوبش در سرعت‌های پایین و خاموشی (Missfire) در سرعت‌های بالا اشاره شده است^[1]. موتورهای PCCI نیز مشابه موتورهای HCCI در عمل با چالش‌های مشابهی روبه‌رو شدند. شیم و همکارانش در مطالعه خود به بررسی موتورهای HCCI و PCCI تک سوخت و موتور PCCI دو سوخت پرداختند. بر اساس نتایج آن‌ها، هر چند هر سه تکنولوژی امکان دستیابی به استاندارد آلایندگی یورو ۶ را دارند، اما کنترل موتورهای HCCI و PCCI تک سوخت مستلزم استفاده از ۴۰ درصد EGR و همزمان پاشش چندگانه سوخت است؛ در مقابل موتور PCCI دو سوخت با تنظیم سهم سوخت ثانویه و زمان‌بندی پاشش گازوئیل ساده‌تر کنترل می‌شود. همچنین در هر سه موتور مورد مطالعه، انتشار منواکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته افزایش می‌یابد^[2]. موتورهای RCCI، که به نوعی همان موتور PCCI دو سوخت است، به نسبت موتور PCCI (تک سوخت) از توانایی بیشتری در توازن بین بازده، آلایندگی و گستره‌ی بار و سرعت برخوردار است^[3]. در موتورهای RCCI از دو سوخت با واکنش‌پذیری (Reactivity) متفاوت، یک سوخت با واکنش‌پذیری بالا مانند گازوئیل و سوخت دیگر با واکنش‌پذیری پایین مانند بنزین، استفاده می‌شود. پیکانی و همکاران در یک بررسی جامع بر روی موتورهای RCCI بیان داشتند، الکل (E85) نسبت به بنزین از پتانسیل بالاتری در گسترش دامنه بار موتور در شرایط گذار برخوردار است^[4].

در کنار معرفی مدل‌های احتراق جدید (یا به عبارتی موتورهای جدید)، مطالعات زیادی در جهت معرفی راهکارهایی برای کاهش آلایندگی موتورهای قدیمی انجام شده است. همان طور که بسیاری از کشورها به جهت واردات سوخت‌های فسیلی به دنبال تحقیق بر روی انرژی‌های نو و سوخت‌های جایگزین هستند؛ واردات وسایل نقلیه و هزینه‌های نوسازی وسایل نقلیه قدیمی، محرک کشورهای زیادی برای معرفی راهکارهای کم هزینه برای ارتقا کیفیت آلایندگی وسایل نقلیه قدیمی است. بهارتیج و همکارانش به مطالعه افزودن بنزین به هوای ورودی یک موتور دیزل تک سیلندر پرداختند. بر اساس نتایج آن‌ها جایگزین کردن ۳۰ درصد انرژی گازوئیل با بنزین انتشار دوده و اکسیدهای نیتروژن را به ترتیب ۵/۱۸ و ۳۲/۲۴ درصد کاهش می‌دهد. در مقابل افزودن بخار بنزین سبب افزایش ۳ تا ۵ برابری انتشار منواکسیدکربن و ۵ تا ۷ برابری انتشار هیدروکربن‌های نسوخته شده است^[5]. سوزا روزا و همکارانش به مطالعه اثر افزودن اتانول به هوای ورودی یک موتور دیزل تک سیلندر پرداختند. بر اساس

۲- روابط مورد استفاده

رابطه ۱ تعریف مصرف سوخت و ویژه ترمزی را نشان می‌دهد. در این رابطه $Torque$ گشتاور، ω سرعت دوران موتور و $\dot{m}_{Injector} + \dot{m}_{Fum}$ مجموع دبی جرمی بخار سوخت و سوخت مایع مصرفی است.

$$BSFC = \frac{\dot{m}_{Injector} + \dot{m}_{Fum}}{Torque \cdot \omega} \quad (1)$$

پس از هموارسازی فشار درون سیلندر و حذف نویزهای ناخواسته، با استفاده از رابطه ۲ مقدار فشار موثر متوسط هر سیکل محاسبه و با استفاده از رابطه ۳ ضریب تغییرات سیکلی فشار موثر متوسط محاسبه شد. در رابطه ۲، $V_{displacement}$ حجم جابه‌جا شده و برابر با یک چهارم حجم کل موتور، P و dV فشار و تغییر حجم متناظر بین هر دو پالس خروجی از شفت انکودر است. در رابطه ۳، $IMEP$ میانگین فشار متوسط موثر برای تمام سیکل‌ها ثبت شده و n تعداد سیکل ثبت شده است.

$$IMEP = \frac{\oint PdV}{V_{displacement}} \quad (2)$$

$$COV_{IMEP} = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (IMEP_i - \overline{IMEP})^2}{n}}}{\overline{IMEP}} \quad (3)$$

با توجه به اینکه یکی از منابع مهم تولید صدای موتور، امواج فشار درون سیلندر است؛ به کمک داده‌های فشار درون سیلندر، می‌توان شدت صدای موتور (شدت صدای زنگ یا Ringing Intensity) را با استفاده از رابطه ۴ به طور تقریبی محاسبه کرد [8]. در این رابطه، $(dp/dt)_{max}$ حداکثر نرخ تغییر فشار، T_{max} دمای حداکثر و P_{max} فشار حداکثر است. در رابطه ۴، R و γ به ترتیب ثابت گاز درون سیلندر و نسبت گرماهای ویژه است و با استفاده از روابط ۵ [9] و ۶ [10] محاسبه می‌شوند.

$$RI = \frac{1}{\gamma} \frac{((dp/dt)_{max})^\gamma}{P_{max}} \sqrt{\gamma RT_{max}} \quad (4)$$

$$R = 0.287 + 0.29\phi \quad (5)$$

$$\gamma = 1/375 - 6/99 \times 10^{-5}T \quad (6)$$

۳- تجهیزات و بستر آزمون

برای انجام این مطالعه از یک موتور چهار سیلندر ساخت کمپانی پرکینز استفاده شده است. موتور مذکور به یک دینامومتر هیدرولیک با قابلیت کنترل سرعت و اندازه‌گیری گشتاور مجهز شده است. جدول ۱ مشخصات موتور مورد استفاده را بیان می‌کند. هوای مکیده شده توسط موتور پیش از ورود وارد یک مخزن آرامش شده و افت فشار هوای ورودی و رابطه ارائه شده برای اوریفیس نصب شده روی دهانه مخزن آرامش، دبی حجمی هوا محاسبه می‌شود. دبی حجمی گازوئیل ورودی به پمپ انژکتور به کمک یک دبی سنج ستون مایع اندازه شده است. سطح آلاینده دوده پیش از ورود گازهای خروجی به صدا خفه‌کن توسط دودسنج AVL-415

نتایج آن‌ها جایگزین کردن ۵۰ درصد انرژی گازوئیل با اتانول، انتشار اکسیدهای نیتروژن را ۲۰ درصد کاهش می‌دهد. بر خلاف سایر مطالعات (که به تعداد زیادی از آن‌ها در مطالعه خود اشاره کردند)، در نتایج سوزا روزا و همکارانش افزودن بخار اتانول انتشار منواکسیدکربن را ۴۳ درصد کاهش داده است [6]. بیات و همکارانش در مقایسه‌ی اثر افزودن گاز طبیعی به یک موتور اشتعال تراکمی و استفاده از EGR در کاهش انتشار دوده و اکسیدهای نیتروژن بیان داشتند، اثر افزودن گاز طبیعی در کاهش انتشار دوده بیشتر از EGR و اثر افزودن EGR در کاهش انتشار اکسیدهای نیتروژن بیشتر از گاز طبیعی است. بر اساس مطالعه آن‌ها، افزودن گاز طبیعی (بدون EGR) به طور متوسط انتشار دوده را ۵۱ درصد و انتشار اکسیدهای نیتروژن را ۲۳ درصد کاهش می‌دهد [7]. در زمینه افزودن بخار بنزین، بخار الکل (اتانول یا متانول) و گاز طبیعی مطالعات مشابه بسیاری توسط محققین مختلف انجام شده است، که در این مقدمه تنها به سه مورد از جدیدترین آن‌ها اشاره شده است. در تمام این مطالعات (به جز موارد استثنا که به یک مورد در این مقدمه اشاره شد) افزودن سوخت در کورس مکش سبب کاهش انتشار دوده و اکسیدهای نیتروژن و همزمان افزایش انتشار منواکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته شده است. دلایل کاهش انتشار دوده و اکسیدهای نیتروژن مشابه مدل‌های احتراق همگن، اختلاط مناسب سوخت و هوا، کاهش حداکثر دمای موضعی و کاهش ورود هیدروکربن‌های سنگین نام برده شده است. در مقابل دلایل افزایش انتشار منواکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته، کاهش دمای محفظه احتراق و نفوذ سوخت به نواحی درزی عنوان شده است.

در تمام راهکارهایی که در این مقدمه به آن اشاره شد، از سوخت ثانویه استفاده شده است که مستلزم تجهیز موتور به مخزن سوخت مجزا و تجهیزات تزریق اختصاصی است. تبخیر و تزریق گازوئیل به هوای ورودی هرچند نیازی به مخزن سوخت مجزا ندارد، اما به علت دمای بالای تبخیر گازوئیل و واکنش‌پذیری بالای گازوئیل با چالش‌های پاسخ داده نشده‌ای روبرو است. مشخص نیست گازوئیل به عنوان یک سوخت سنگین (شامل هیدروکربن‌های سنگین) چه تاثیری بر انتشار آلاینده ذرات معلق (دوده) خواهد گذاشت. همچنین به علت دمای بالای بخار گازوئیل آیا افزودن بخار گازوئیل سبب کاهش بازده تنفسی و به تبع آن افزایش مصرف سوخت ویژه می‌شود؟ در کنار همه این‌ها، حضور گازوئیل به عنوان یک سوخت با واکنش‌پذیری بالا (High Reactivity) در کورس تراکم، امکان احتراق پیش‌رس و کوبش را افزایش می‌دهد و این می‌تواند سبب افزایش انتشار اکسیدهای نیتروژن شود. بنابراین در نبود پاسخ مستند و محکمی به پرسش‌های مطرح شده، نویسندگان دست به مطالعه آزمایشگاهی بر روی افزودن بخار گازوئیل زدند.

جدول ۱) مشخصات موتور

| مشخصه | مقدار |
|-----------------|---------------------------|
| شرکت سازنده | Perkins |
| مدل | ۴-۱۰۸ |
| قطر سیلندر | ۷۹/۳۷ میلی‌متر |
| کورس پیستون | ۸۸/۹۰ میلی‌متر |
| تعداد سیلندر | ۴ |
| حجم کل | ۷۶۰/لیتر |
| نسبت تراکم | ۲۲ |
| نوع احتراق | پاشش غیر مستقیم |
| دامنه کاری سرعت | ۱۰۰۰ تا ۳۰۰۰ دور در دقیقه |

سلسیوس توسط یک هیتر ۲۰۰۰ وات الکتریکی گرم می‌شود. مخزن توسط عایق ضخمی از پشم سنگ پوشانده شده است تا اتلافات حرارتی به حداقل ممکن برسد.

دما و حرارت ورودی به مخزن توسط ترموستات کنترل شده و فشار مخزن برای کنترل محدوده ایمنی همواره کنترل شده است. برای کنترل دبی خروجی بخار از یک شیر سوزنی استیل استفاده شده است. مخزن بر روی یک ترازوی کفه‌ای قرار گرفته و وزن لحظه‌ای آن قابل اندازه‌گیری بوده است. برای جلوگیری از انتقال ارتعاشات موتور به ترازو، مانیفولد ورودی توسط یک لوله لاستیکی به لوله هوای مخزن آرامش متصل شده و بخار گازوئیل از طریق یک لوله فولادی عایقکاری شده به این ناحیه متصل شده است. جدول ۳ مشخصات گازوئیل مصرفی و شکل ۱ شماتیک تجهیزات بستر آزمون را نشان می‌دهد. شکل ۲ تصویر موتور بر روی بستر آزمون و شکل ۳ مخزن بخار گازوئیل را نشان می‌دهد. در شکل ۴ گازوئیل مصرفی (محتویات لوله سمت چپ)، بخار گازوئیل تقطیر شده (محتویات لوله وسط) و باقیمانده در مخزن بخار گازوئیل (محتویات لوله سمت راست) نشان داده شده است.

۴- روش انجام آزمایشات

گازوئیل مخلوطی از هیدروکربن‌هایی با تعداد اتم کربن بیشتر از ۹ و کمتر از ۱۶ است. هیدروکربن‌های مختلف دمای تبخیر متفاوتی دارند و در صورت عدم تبخیر کامل سوخت بخشی از سوخت که شامل هیدروکربن‌های سنگین‌تر می‌شود در مخزن باقی می‌ماند؛ همچنین بخار تزریقی به موتور، بخار گازوئیل نبوده و در واقع بخار هیدروکربن‌های سبک موجود در گازوئیل است. مشخصات عمومی بیان شده از طرف شرکت ملی نفت ایران، دمای نهایی جوش گازوئیل توزیع شده در سطح کشور را ۳۸۵ درجه سلسیوس اعلام می‌کند. با توجه به دامنه تغییرات ۱ درجه سلسیوس ترموستات و عایق‌کاری ضخیم مخزن، در صورت تنظیم دمای مخزن بر روی ۳۸۶ درجه سلسیوس دامنه تغییرات دمای مخزن از ۳۸۵ درجه تا ۳۸۸ درجه سلسیوس متغیر خواهد بود که این اطمینان داده می‌شود که همواره بخار کامل گازوئیل به موتور تزریق می‌شود.

اندازه‌گیری شده و پس از عبور از صدا خفه‌کن سطح آلاینده‌های منواکسیدکربن (CO)، هیدروکربن نسوخته (HC) و منواکسیدنیترژن (NO) توسط آنالیزور گاز مدل-MRU DELTA 1600s اندازه‌گیری شده است. فشار سیلندر توسط سنسور AVL-12QP-505CL و آمپلی‌فایر HICF-3059 اندازه‌گیری شد. داده‌های فشار سیلندر همزمان با پالس نقطه مرگ بالا و پالس زاویه میل‌لنگ توسط دیتالاگر JIT-USB-4816 با فرکانس ۴۸۰ کیلوهرتز (kHz) و رزولوشن ۱۶ بیت (Bit) ثبت شده‌اند. پالس نقطه مرگ بالا و زاویه میل‌لنگ توسط یک انکودر مدل HE50B-810006L5 که در هر دور ۱۰۰۰ پالس برای زاویه میل‌لنگ و یک پالس برای نقطه مرگ بالا ایجاد می‌کند، تولید شده است. جدول ۲ دامنه و عدم قطعیت تجهیزات مورد استفاده در ثبت مقادیر آزمایشگاهی را نشان می‌دهد.

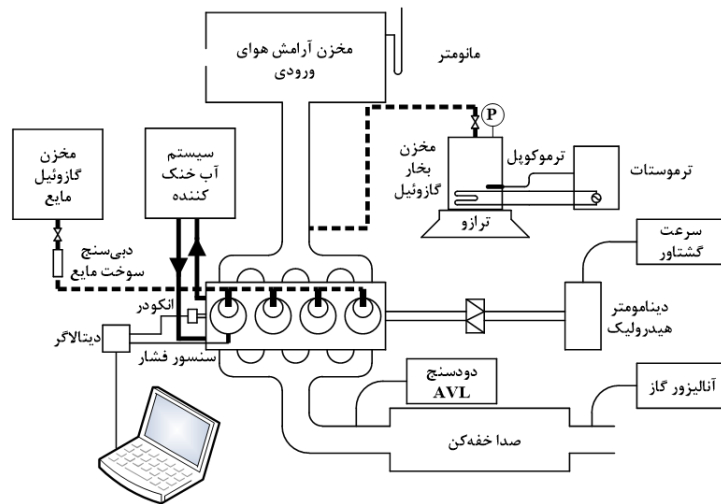
گازوئیل در یک مخزن ۵ لیتری فولادی تا دمای ۳۸۶ درجه

جدول ۳) مشخصات موتور

| چگالی | ۸۳۲ گرم بر لیتر (gr/lit) |
|---------------------------------------|--------------------------|
| نقطه جوش نهایی | ۳۸۵ درجه سلسیوس |
| کسر تقطیر شده در دمای ۳۵۷ درجه سلسیوس | ۹۰ درصد حجمی |
| عدد ستان | بزرگتر از ۴۹ |
| کسر جرمی گوگرد | کمتر از ۵/۰ درصد جرمی |
| استاندارد تولید | یورو ۴ |

جدول ۲) دامنه و عدم قطعیت پارامترهای اندازه‌گیری شده

| پارامتر | دامنه | عدم قطعیت |
|-----------------------|--------------------------------------|-------------------------|
| گشتاور | ۵ تا ۱۵۰ نیوتون-متر | ۰/۵ نیوتون-متر |
| سرعت | ۱۰ تا ۵۰۰۰ دور در دقیقه | ۳ دور در دقیقه |
| دبی حجمی گازوئیل مایع | ۱ تا ۱۰۰ میلی‌لیتر بر ثانیه (ml/sec) | ۰/۰۱ میلی‌لیتر بر ثانیه |
| ترازو توزین مخزن بخار | ۲ تا ۳۰۰۰۰ گرم (gr) | ۱ گرم |
| زمان سنج | - | ۰/۲۴ ثانیه |
| دما | صفر تا ۱۳۷۰ درجه سلسیوس | ۰/۰۵ درجه سلسیوس |
| دوده | صفر تا ۱۰ شماره دوده (FSN) | ۰/۰۰۵ شماره دوده |
| منواکسیدکربن | صفر تا ۱۰ درصد حجمی | ۰/۰۰۵ درصد حجمی |
| هیدروکربن نسوخته | صفر تا ۵۰۰۰ پی‌پی‌ام | ۰/۵ پی‌پی‌ام |
| منواکسید نیترژن | صفر تا ۵۰۰۰ پی‌پی‌ام | ۰/۵ پی‌پی‌ام |
| فشار درون سیلندر | صفر تا ۳۰۰ بار (bar) | ۰/۱۵ بار |
| پالس میل‌لنگ | صفر تا ۳۶۰ درجه | ۰/۱۸ درجه |



شکل ۱) شماتیک تجهیزات مورد استفاده



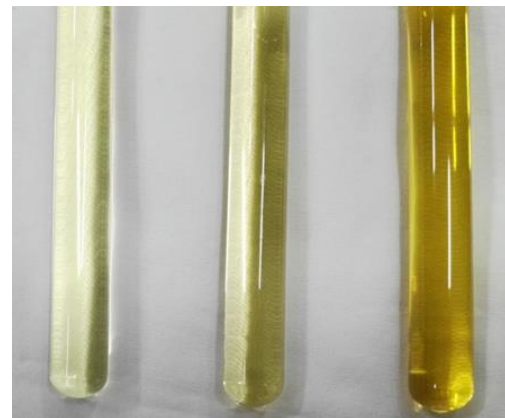
شکل ۳) مخزن بخار گازوئیل بر روی ترازو



شکل ۲) موتور مورد استفاده در این مطالعه بر روی شاسی

ترمزی افزایش داده شود. مقدار بخار گازوئیل تزریقی در سه گام افزایش داده شد. سپس با قطع تزریق بخار گازوئیل، وضعیت شانه گاز تغییر داده شد و روند ذکر شده مجدداً تکرار گردید. آزمایشات برای سه وضعیت شانه گاز متفاوت انجام گرفت. بیشترین میزان بخار (سومین موقعیت شیر بخار) به نحوی انتخاب شد که موتور در آستانه ضربه قرار داشته باشد. همچنین حداکثر گشتاور تا ۹۰ درصد بار کامل افزایش یافت. پس از تنظیم شیر بخار و انژکتور، موتور به مدت ۵ دقیقه درجا کارکرد تا به شرایط پایا برسد. وزن مخزن در ابتدا و انتهای هر تست اندازه‌گیری شده و با در نظر گرفتن زمان انجام تست دبی جرمی بخار تزریقی محاسبه شده است. سپس آلاینده‌ها، فشار درون سیلندر برای ۱۰۰۰ سیکل متوالی و دمای نقاط مختلف اندازه‌گیری شد. دبی جرمی سوخت مایع پس از اندازه‌گیری دبی حجمی سوخت مایع و با استفاده از چگالی سوخت مایع محاسبه شد. جدول ۴ مقادیر سوخت تزریقی از طریق انژکتور و درصد بخار تزریقی نسبت به کل سوخت را در سرعت مورد مطالعه نشان می‌دهد. رابطه ۴ نسبت جرم بخار سوخت و جرم سوخت انژکتور را با درصد بخار نشان می‌دهد.

$$\text{درصد بخار گازوئیل} = \frac{\dot{m}_{Fum}}{\dot{m}_{injector} + \dot{m}_{Fum}} \times 100 \quad (4)$$



شکل ۴) به ترتیب از راست: ته مانده مخزن پس از تبخیر گازوئیل، بخار تقطیر شده و گازوئیل مورد استفاده

برای آزمایش تاثیر افزودن بخار گازوئیل بر روی عملکرد و آلاینده‌ها، سرعت ۲۰۰۰ دور در دقیقه به عنوان سرعتی که حداکثر گشتاور موتور قابل استحصال است، انتخاب شد. پس از تنظیم سرعت موتور، وضعیت شانه گاز ثابت نگه داشته شد و همزمان بخار گازوئیل به موتور تزریق گردید. با توجه به ثابت بودن گشتاور ترمزی دینامومتر هیدرولیک، با ورود بخار گازوئیل، سرعت موتور افزایش می‌یابد؛ در نتیجه برای تنظیم مجدد سرعت، باید گشتاور

جدول ۴) دبی سوخت مایع تزریقی و درصد بخار در آزمایشات انجام شده

| شرایط بخار ۱ | شرایط بخار ۲ | شرایط بخار ۳ | |
|---------------------------|-------------------------|-------------------------|-----------------------|
| دبی جرمی انژکتور (gr/sec) | ۰/۴۲۲ | ۰/۷۰۰ | ۰/۹۰۰ |
| درصد بخار به کل سوخت | ۱۱/۳۱ ۱۱/۳۱ ۱۱/۳۱ | ۵۷/۰۳ ۵۵/۸۱ ۵۵/۸۱ | ۱۱/۳۱ ۵/۰۱ ۵/۰۱ |

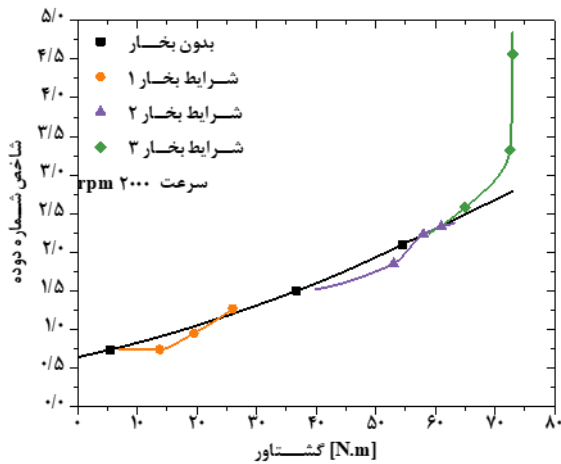
۵ - نتایج و بحث

برای مقایسه و بررسی نتایج، با استفاده از میان‌یابی و برون‌یابی نتایج برای درصد بخار بین ۵ تا ۳۳ درصد در هر یک از شرایط بخار با فرض دبی جرمی ثابت انژکتور رسم شده است. شرایط بدون بخار (موتور معمولی) نیز با استفاده از میان‌یابی و برون‌یابی در بازه گشتاور صفر تا بار کامل رسم شده است.

شکل ۵ تغییرات شاخص شماره دوده (FSN) را به عنوان مقیاسی از انتشار دوده نشان می‌دهد. انتشار دوده در موتورهای اشتعال تراکمی به علت عدم اختلاط مناسب سوخت‌وهوا و وجود هیدروکربن‌های سنگین در سوخت دیزل است [11]، همچنین گشتاور در موتورهای اشتعال تراکمی متناسب با جرم سوخت وارد شده به محفظه احتراق است. در یک سرعت ثابت جریان‌های چرخشی درون سیلندر به عنوان عامل اختلاط سوخت‌وهوا تقریباً ثابت است؛ بنابراین با افزایش تزریق سوخت، هیدروکربن‌های سنگین بیشتری وارد محفظه احتراق می‌شود و کسر سوخت‌وهوا کاملاً مخلوط شده کاهش می‌یابد. در نتیجه با افزایش گشتاور در یک سرعت ثابت انتشار دوده افزایش می‌یابد.

با افزودن بخار گازوئیل بخشی از سوخت در قالب بخار در ابتدای کورس تراکم وارد محفظه احتراق می‌شود. حضور سوخت به شکل بخار و زمان کافی برای اختلاط، مخلوط تقریباً همگنی را ایجاد می‌کند که سبب کاهش انتشار دوده می‌شود. در شرایط افزودن بخار گازوئیل به دلیل تامین بخشی از توان موتور در اثر احتراق مخلوط همگن، انتشار دوده کاهش می‌یابد. افزودن بخار سوخت دوده تشکیل شده به دلیل احتراق سوخت پاشیده شده از انژکتور را از بین نمی‌برد. افزایش درصد بخار گازوئیل به علت افزایش ورود هیدروکربن‌های سنگین و افزایش سایز ذرات بخار که منجر به کاهش اثر اختلاط می‌شود، انتشار دوده را افزایش می‌دهد. با نزدیک شدن گشتاور موتور به حداکثر گشتاور و در نتیجه کاهش هوای در دسترس برای یک اختلاط مناسب، انتشار دوده حتی با افزودن بخار گازوئیل نیز افزایش می‌یابد.

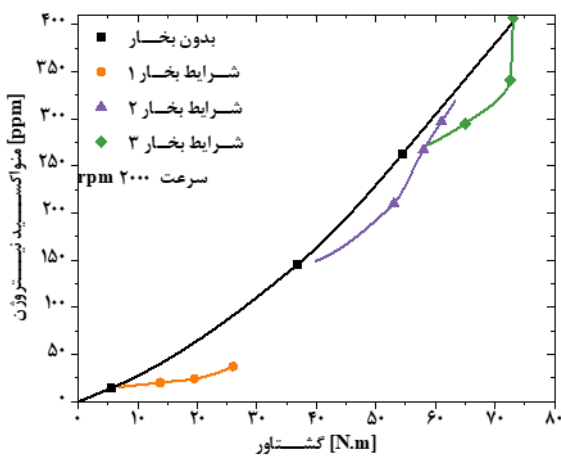
افزایش بار متوسط دمای محفظه احتراق را افزایش می‌دهد و از طرفی زمان کافی در دسترس برای احتراق خود به خودی مخلوط بخار سوخت و هوا، سبب وقوع کوبش و پیش احتراق در بارهای نزدیک به بار کامل می‌شود. احتراق پیش‌رس ضمن عدم افزایش گشتاور (علی‌رغم ورودی بخار سوخت بیشتر) سبب مصرف بخشی از هوای درون محفظه و کاهش هوای در دسترس برای اختلاط با سوخت تزریقی از انژکتور می‌شود، در نتیجه انتشار دوده به شکل شدیدی افزایش می‌یابد.



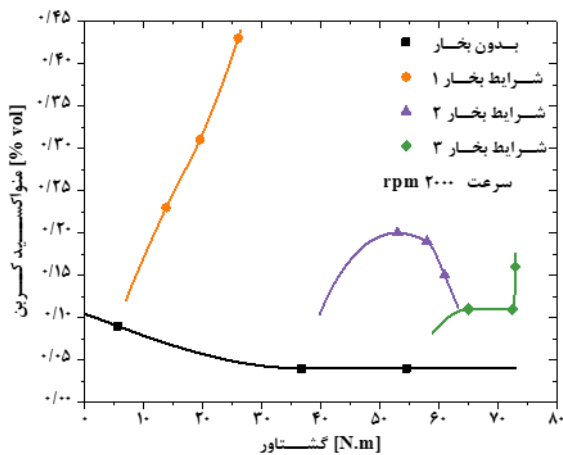
شکل ۵) شاخص شماره دوده در مقابل گشتاور برای شرایط افزودن بخار گازوئیل و بدون بخار گازوئیل (موتور معمولی)

بر اساس شکل ۵ در مجموع می‌توان گفت، افزودن بخار گازوئیل تا ۲۰ درصد جرمی (معادل درصد بخار اولین نقطه در شرایط بخار ۱) و تا ۸۰ درصد بار کامل (معادل گشتاور دومین نقطه در شرایط بخار ۲) می‌تواند اثر مثبتی در کاهش انتشار دوده داشته باشد. حداکثر کاهش سطح دوده بر اساس مقایسه اولین نقطه در شرایط بخار ۱ با شرایط بدون بخار، ۲۰ درصد است.

شکل ۶ کسر منواکسیدنیترژن به عنوان شاخصی از کسر منواکسیدنیترژن به عنوان شاخصی از اکسیدهای نیتروژن (NOx) را بر حسب گشتاور نشان می‌دهد. تشکیل منواکسیدنیترژن به دمای موضعی در فرایند احتراق وابسته است. در صورتی که دمای موضعی در فرایند احتراق به بیش از ۱۸۰۰ کلوین برسد، نیتروژن هوا به اتم‌های سازنده آن تجزیه می‌شود و با طی مکانیزم زلدویچ به منواکسیدنیترژن و بخشی از آن به دی‌اکسیدنیترژن تبدیل می‌شود، که در مجموع به آن‌ها اکسیدهای ازت یا اکسیدهای نیتروژن گفته می‌شود. فرایند احتراق در موتورهای اشتعال تراکمی به دو بخش همگن (احتراق



شکل ۶) کسر منواکسید نیترژن منتشر شده در مقابل گشتاور برای شرایط افزودن بخار گازوئیل و بدون بخار گازوئیل (موتور معمولی)



شکل ۷) کسر منواکسیدکربن منتشر شده در مقابل گشتاور برای شرایط افزودن بخار گازوئیل و بدون بخار گازوئیل (موتور معمولی)

محفظه احتراق، واکنش کاملی با اکسیژن نمی‌دهد و به شکل منواکسیدکربن از محفظه احتراق خارج می‌شود. افزایش بار متوسط دمای محفظه احتراق را افزایش داده و انتشار منواکسیدکربن را کاهش می‌دهد.

با افزودن بخار گازوئیل در فرایند مکش و حضور بخار سوخت در مرحله تراکم بخشی از آن به نواحی درزی نفوذ می‌کند. با انبساط سیلندر و کاهش فشار، این بخش از سوخت به محفظه احتراق بر می‌گردد اما به علت کاهش دمای محفظه احتراق به طور کامل نمی‌سوزد و تبدیل به منواکسیدکربن می‌شود. در نتیجه افزودن بخار گازوئیل انتشار منواکسیدکربن را نسبت به موتور معمولی به طور قابل توجهی افزایش می‌دهد. افزایش سهم بخار گازوئیل در گشتاورهای مختلف اثر متفاوتی را دارد. به این صورت که در بارهای کم (مشابه شرایط بخار ۱)، افزایش سهم بخار گازوئیل به طور پیوسته انتشار منواکسیدکربن را افزایش می‌دهد. زیرا افزایش گشتاور (در اثر افزایش سهم بخار گازوئیل) و به تبع افزایش متوسط دمای محفظه احتراق، بر احتراق کامل سوخت وارد شده به نواحی درزی تاثیر کمتری دارد. در بارهای متوسط و زیاد (مشابه شرایط بخار ۲ و ۳) افزایش درصد بخار گازوئیل ابتدا سبب افزایش انتشار منواکسیدکربن و سپس سبب کاهش انتشار منواکسیدکربن می‌شود. و این به دلیل افزایش دمای محفظه احتراق در مقایسه با حضور سوخت بیشتر در نواحی درزی است. در نقطه سوم در شرایط بخار ۳، موتور به علت نزدیکی به بار کامل دچار احتراق پیش‌رس شده است. احتراق پیش‌رس سبب افزایش فشار و عدم احتراق کامل شده که ضمن افزایش انتشار دوده و اکسیدهای نیتروژن، سبب افزایش انتشار منواکسیدکربن نیز شده است.

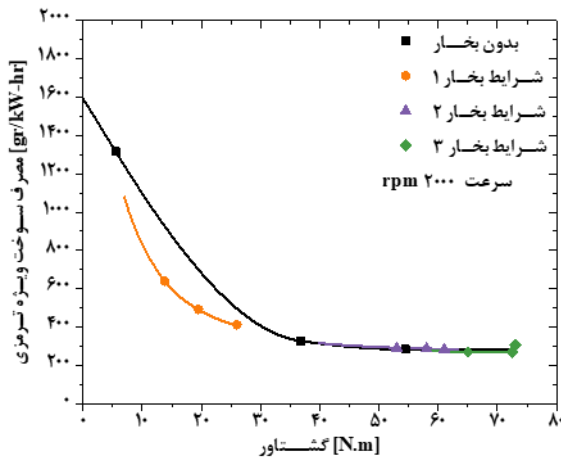
شکل ۸ کسر هیدروکربن‌های نسوخته در گازهای خروجی از موتور در مقابل گشتاور را نشان می‌دهد. در موتورهای احتراق تراکمی تشکیل هیدروکربن نسوخته بسیار ناچیز است و عمده آن بر اثر چکیدن سوخت از انژکتور در انتهای پاشش است. بخش عمده‌ای از سوخت چکیده شده در انتهای پاشش بر اثر تجزیه حرارتی به

بسته‌های همگن سوخت تبخیر شده و هوا) و دیفیوژن یا اختلاطی (احتراق ذرات کربن حاصل از تجزیه حرارتی طی فرایند اختلاط) تقسیم می‌شود. افزایش دما موضعی در هر یک از مراحل احتراق (همگن یا اختلاطی) منجر به تشکیل اکسیدهای نیتروژن می‌شود. بنابراین به طور طبیعی با افزایش مقدار سوخت ورودی به محفظه احتراق (همزمان با افزایش گشتاور) انتشار اکسیدهای نیتروژن به طور پیوسته افزایش می‌یابد.

افزودن بخار سوخت به هوای ورودی سبب تشکیل یک مخلوط همگن و رقیق می‌شود، که دمای احتراق آن برای تجزیه نیتروژن هوا به اندازه کافی بالا نیست. در نتیجه در شرایط افزودن بخار گازوئیل، انتشار اکسیدهای نیتروژن نسبت به موتور معمولی (در همان گشتاور) کمتر است. نکته قابل تشخیص دیگر آن که افزودن بخار گازوئیل نمی‌تواند سهم تشکیل اکسیدهای نیتروژن در اثر تزیق سوخت از انژکتور را کاهش دهد، در نتیجه انتشار اکسیدهای نیتروژن پس از افزودن بخار گازوئیل بیشتر از مقدار آن در شرایط بدون بخار گازوئیل است. با افزایش درصد بخار، قطر ذرات بخار افزایش می‌یابد و به تبع اثر اختلاطی آن کاهش می‌یابد، بنابراین با افزایش درصد بخار انتشار اکسیدهای نیتروژن افزایش می‌یابد. دلیل دیگر در افزایش انتشار اکسیدهای نیتروژن می‌تواند در ورود هیدروکربن‌های سنگین بیشتر با افزایش درصد بخار باشد. اثر افزایش ورود هیدروکربن‌های سنگین و کاهش اختلاط در شکل ۵ (انتشار دوده در مقابل گشتاور) نیز نمایان است. احتراق همگن هیدروکربن‌های سنگین به سختی ممکن است، در عوض هیدروکربن‌های سنگین به ذرات سازنده خود (کربن و هیدروژن) تجزیه می‌شوند. بنابراین می‌توان گفت افزایش انتشار اکسیدهای نیتروژن همزمان با افزایش درصد بخار، عمدتاً ناشی از کاهش سهم احتراق همگن است.

در نقطه سوم در شرایط بخار ۳، وقوع احتراق پیش‌رس و افزایش شدید دمای محفظه احتراق سبب تجزیه حرارتی سوخت پاشیده شده از انژکتور شده و سهم احتراق اختلاطی را افزایش می‌دهد. افزایش تجزیه حرارتی سوخت که در شکل ۵ منجر به افزایش انتشار دوده شد، بنابر شکل ۶ انتشار اکسیدهای نیتروژن را نیز افزایش می‌دهد.

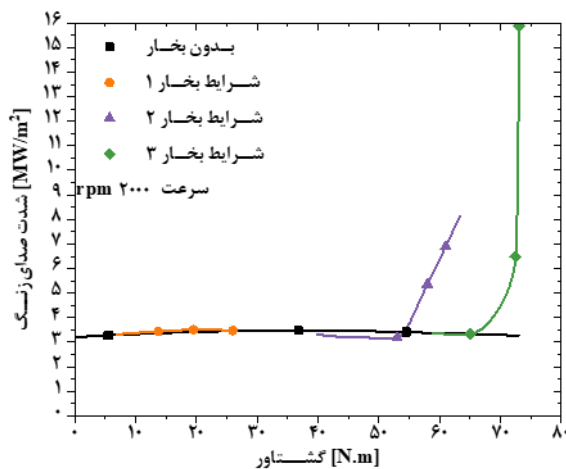
بر اساس شکل ۶ در مجموع می‌توان گفت، افزودن بخار گازوئیل تا ۳۱ درصد جرمی (معادل درصد بخار سومین نقطه در شرایط بخار ۲) و تا بار کامل (معادل گشتاور دومین نقطه در شرایط بخار ۳) می‌تواند اثر مثبتی در کاهش انتشار اکسیدهای نیتروژن داشته باشد. حداکثر کاهش انتشار اکسیدهای نیتروژن بر اساس مقایسه سومین نقطه در شرایط بخار ۱ با شرایط بدون بخار ۵۰ درصد است. شکل ۷ کسر منواکسیدکربن در گازهای خروجی از موتور در مقابل گشتاور را نشان می‌دهد. در موتورهای اشتعال تراکمی بخش از سوخت که به ذرات سازنده تجزیه شده است و فرصت واکنش با اکسیژن را پیدا می‌کند؛ اما به علت انبساط سیلندر و کاهش دمای



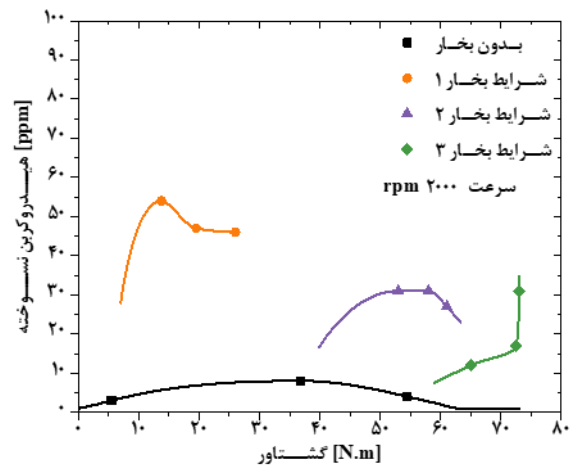
شکل ۹) مصرف سوخت ویژه ترمزی در مقابل گشتاور برای شرایط افزودن بخار گازوئیل و بدون بخار گازوئیل (موتور معمولی)

شکل ۹ مصرف سوخت ویژه ترمزی موتور در مقابل گشتاور را نشان می‌دهد. در یک سرعت ثابت، توان تلف شده بر اثر اصطکاک و تنفس تقریباً ثابت است، در نتیجه با افزایش گشتاور سهم مفید سوخت در تولید توان ترمزی افزایش می‌یابد. بنابراین با افزایش گشتاور، مصرف سوخت ویژه ترمزی به طور پیوسته کاهش می‌یابد. افزودن بخار گازوئیل در بارهای کم (کمتر از یک سوم بار کامل) به علت افزایش سهم احتراق همگن بازده تبدیل سوخت به توان ترمزی (یا به عبارتی مصرف سوخت ویژه ترمزی) را افزایش می‌دهد. اما با افزایش گشتاور و کاهش سهم احتراق همگن در توان خروجی، افزودن بخار گازوئیل تأثیری در کاهش یا افزایش مصرف سوخت ویژه نخواهد داشت.

شکل ۱۰ شدت صدای زنگ موتور در مقابل گشتاور را نشان می‌دهد. برای یک موتور معمولی شدت صدای بین ۲ تا ۵ مگاوات بر متر مربع قابل قبول است [8]. در شرایط بدون بخار شدت صدای موتور در محدوده قابل قبول (۲ تا ۵) قرار دارد، همچنین افزایش گشتاور



شکل ۱۰) شدت صدای زنگ موتور در مقابل گشتاور برای شرایط افزودن بخار گازوئیل و بدون بخار گازوئیل (موتور معمولی)



شکل ۸) کسر هیدروکربن نسوخته منتشر شده در مقابل گشتاور برای شرایط افزودن بخار گازوئیل و بدون بخار گازوئیل (موتور معمولی)

ذرات سازنده تجزیه می‌شود و بخشی از این ذرات به شکل دوده از محفظه احتراق خارج می‌شوند، اما مقدار بسیار جزئی از این قطرات بدون تجزیه حرارتی در قالب هیدروکربن‌های نسوخته محفظه احتراق را ترک می‌کنند.

در شرایط افزودن بخار گازوئیل، بخشی از بخار سوخت خارج شده از نواحی درزی بر اثر احتراق ناقص به منواکسیدکربن تبدیل می‌شود و بخشی دیگر به هیدروکربن نسوخته تبدیل می‌شود. افزایش دمای محفظه احتراق (در اثر افزایش بار موتور) انتشار هیدروکربن‌های نسوخته را کاهش می‌دهد. اما کاهش و افزایش هیدروکربن نسوخته در توازن با افزایش و کاهش منواکسیدکربن است، به این معنی که هیدروکربن‌های نسوخته ابتدا به منواکسیدکربن تبدیل شده و سپس با احتراق کامل به دی‌اکسیدکربن تبدیل می‌شوند. در نتیجه در مواردی مانند شرایط بخار ۱، افزایش پیوسته منواکسیدکربن (بر اساس شکل ۷) ابتدا سبب افزایش هیدروکربن نسوخته و سپس کاهش هیدروکربن نسوخته می‌شود. این کاهش هیدروکربن نسوخته در اثر احتراق ناقص و تبدیل هیدروکربن نسوخته به منواکسیدکربن است.

همچنین وقوع احتراق پیش‌رس (نقطه سوم در شرایط بخار ۳) انتشار هیدروکربن نسوخته را نیز مشابه سایر آلاینده‌ها به شدت افزایش داده است. افزایش انتشار منواکسیدکربن و هیدروکربن نسوخته در مطالعات صورت گرفته بر روی مدل‌های احتراق همگن مکرراً گزارش شده است. بنابر پیشنهاد محققین، باز طراحی پیستون برای تأثیر بر حجم ناحیه بالایی (Top Land)، ناحیه بین رینگ پیستون اول و تاج پیستون) که یکی از بزرگترین نواحی درزی است، می‌تواند انتشار منواکسیدکربن و هیدروکربن نسوخته را کاهش دهد [12, 13]. همچنین استفاده از پوشش کاتالیست بر روی سطوح داخلی محفظه احتراق نیز برای کاهش انتشار منواکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته پیشنهاد شده است [14].

[15]

در اشتعال محترق شده و کار تولید می‌کند. در شرایط بخار ۱ حالت بدون بخار گازوئیل ($VP = 0$)، گشتاور ترمزی موتور ۵/۵ نیوتون متر و نزدیک به صفر است، در نتیجه منحنی فشار تقریباً متقارن است. با اضافه شدن بخار گازوئیل و ثابت ماندن سوخت پاشیده شده، منحنی فشار در بعد از نقطه مرگ بالا شروع به رشد می‌کند و در حالت $VP = ۳۲/۴۴$ به حداکثر مقدار خود می‌رسد. اما در تمام حالت‌های افزودن بخار، منحنی فشار در ناحیه تراکم (سمت چپ منحنی فشار) به خط تراکم پلی‌تروپیک مماس است. به عبارتی افزودن بخار گازوئیل در شرایط بخار ۱، تأثیری بر منحنی فشار نداشته است. شاهد این ادعا، نمودار $VP = 0$ در شرایط بخار ۲ است، که کاملاً مشابه نمودار $VP = ۳۲/۴۴$ در شرایط بخار ۱ است. افزودن بخار در شرایط بخار ۲ به تدریج سبب جدا کردن منحنی فشار در ناحیه تراکم از خط تراکم پلی‌تروپیک می‌شود (حالت $VP = ۲۷/۹۶$ و $VP = ۳۰/۸۶$). جدا شدن منحنی فشار از خط تراکم پلی‌تروپیک، در حالت $VP = ۲۱/۶۰$ و $VP = ۳۱/۱۱$ در شرایط بخار ۳ بیش از همه مشهود است. جدا شدن منحنی فشار از خط تراکم پلی‌تروپیک به معنی آغاز احتراق پیش از نقطه مرگ بالا است. آغاز احتراق پیش از نقطه مرگ بالا سبب فشار مضاعف بر روی پیستون در مسیر حرکت به سمت مرگ بالا می‌شود، این امر بازده تبدیل سوخت را کاهش می‌دهد. همچنین شیب تند نمودار فشار در حالت $VP = ۳۱/۱۱$ در شرایط بخار ۳، سبب افزایش صدای موتور و افزایش تولید اکسیدهای نیتروژن می‌شود. به عبارتی افزودن بخار سوخت تا پیش از $VP = ۳۱/۱۱$ در شرایط بخار ۳ قابل قبول است. در شرایط بخار ۳، از مقایسه نمودار $VP = ۱۲/۱۹$ با $VP = 0$ در ناحیه تراکم پلی‌تروپیک، نتیجه می‌شود که منحنی تراکم در حالت $VP = ۱۲/۱۹$ موازی با منحنی تراکم در حالت $VP = 0$ است. این به آن علت است که فرایند تراکم علی‌رغم حضور بخار بدون احتراق رخ می‌دهد، اما به دلیل تفاوت در خواص مخلوط، ثابت تراکم پلی‌تروپیک متفاوت است.

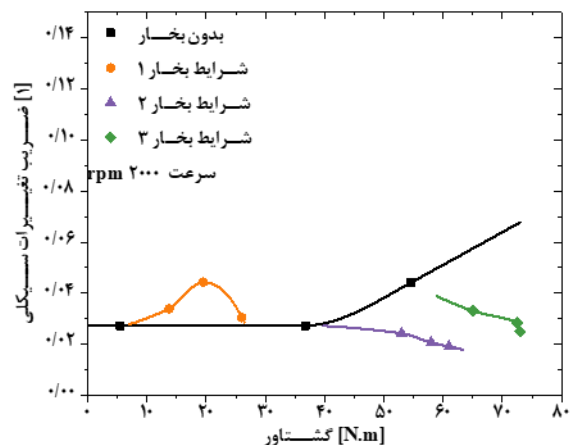
سهم عمده انرژی مصرف شده در هیتر مخزن بخار برای غلبه بر اتلافات حرارتی به محیط است. در نتیجه مقدار توان لازم برای تبخیر گازوئیل نامعلوم است. در چنین شرایطی، مقدار توان لازم برای تبخیر گازوئیل را می‌توان از رابطه $Q_{Evaporation} = \dot{m}_{Fum} \Delta h$ محاسبه کرد. دبی بخار گازوئیل اندازه‌گیری شده است، اما تغییر آنتالپی گازوئیل (از مایع به بخار) مجهول است. در نبود جداول خواص ترمودینامیکی برای گازوئیل مصرفی، باید از توابع سوخت‌های جایگزین معرفی شده برای گازوئیل استفاده کرد. سوخت‌های متنوعی به عنوان جایگزین (Surrogate) گازوئیل معرفی شده‌اند، از جمله معروفترین این سوخت‌ها می‌توان به نرمال-هپتان و نرمال-دودکان اشاره کرد. این دو سوخت به ترتیب به دلیل برابر بودن عدد ستان و در محدوده گازوئیل قرار داشتن تعداد اتم‌های کربن به عنوان جایگزین گازوئیل معرفی شده‌اند.¹⁶

¹⁷. نویسندگان، از توابع سوخت جت (Jet-A) با فرمول شیمیایی

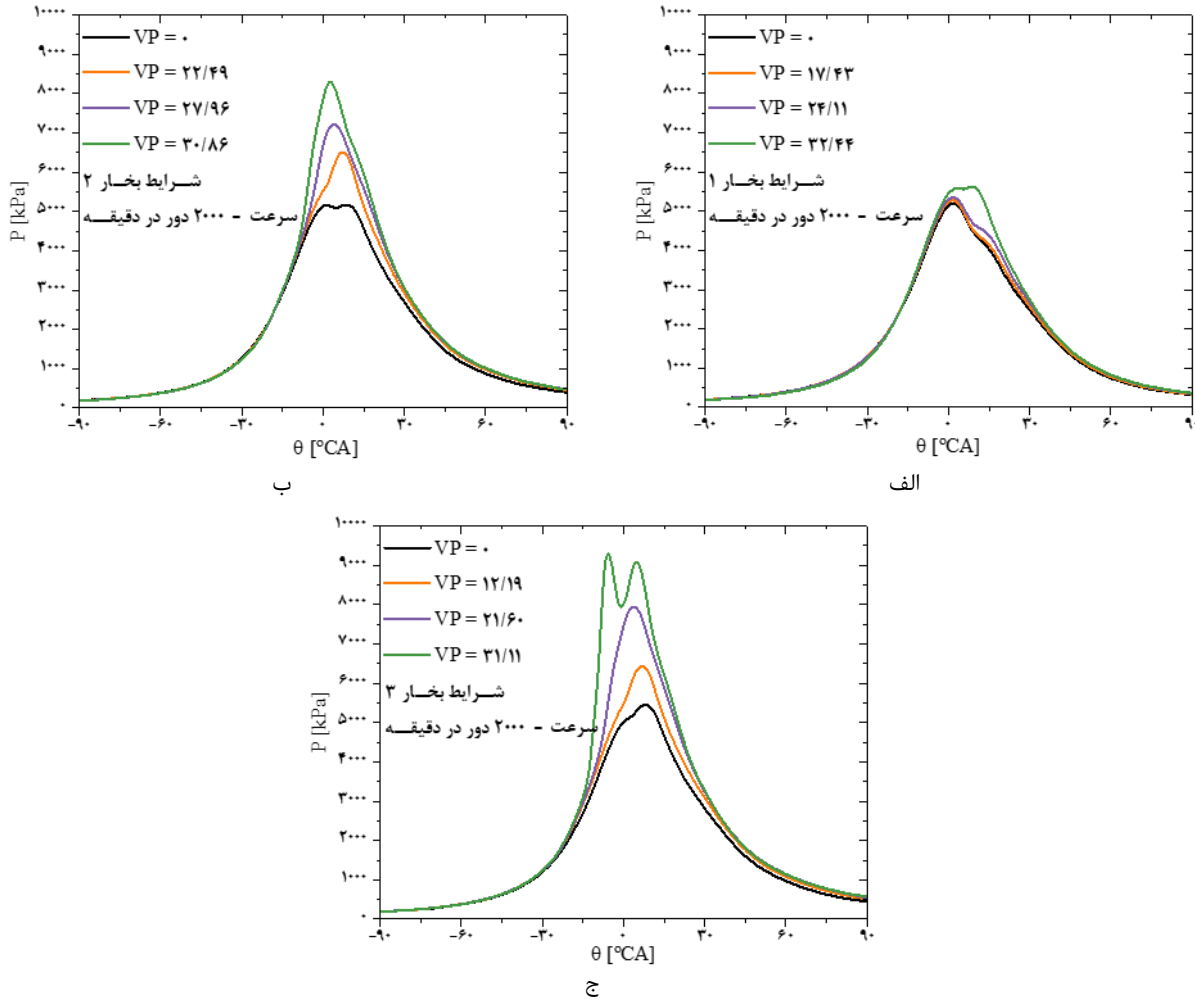
تأثیر قابل توجهی در صدای موتور ندارد. افزودن بخار گازوئیل در بارهای کم (مشابه شرایط بخار ۱) تا متوسط (نقطه اول در شرایط بخار ۲) تأثیری در کاهش یا افزایش صدای موتور ندارد. اما در بارهای نزدیک به بار کامل افزودن بخار گازوئیل صدای موتور را تا دو برابر (بر اساس نقطه دوم و سوم در شرایط بخار ۲ و نقطه دوم در شرایط بخار ۳) افزایش می‌دهد. در صورت وقوع احتراق پیش‌رس صدای موتور می‌تواند تا ۵ برابر نیز (بر اساس نقطه سوم در شرایط بخار ۳) افزایش پیدا کند.

شکل ۱۱ ضریب تغییرات سیکلی فشار موثر متوسط (COVIMEP) در مقابل گشتاور را نشان می‌دهد. ضریب تغییرات سیکلی بیش از نوع احتراق (همگن یا اختلاطی) وابسته به جریان‌ها چرخشی درون سیلندر، تغییرات در مقدار و کیفیت گازهای باقیمانده و تغییرات در مقدار سوخت تزریقی است. در نتیجه افزودن بخار گازوئیل تأثیر مشخصی در کاهش و یا افزایش تغییرات سیکلی نداشته است. به این معنی که در بارهای کم تغییرات سیکلی اندکی افزایش و در بارهای متوسط و زیاد تغییرات سیکلی اندکی کاهش یافته است. بر اساس این نمودار، بخار گازوئیل به طور پایا وارد محفظه احتراق شده است. زیرا در صورت نوسان در دبی بخار تزریقی (به علت جریان‌های هوا در راهگاه ورودی)، تغییرات سیکلی به شکل قابل توجهی افزایش می‌یابد. همچنین با مقایسه دومین نقطه از شرایط بخار ۱ با سومین نقطه از شرایط بدون بخار، می‌توان گفت افزودن بخار گازوئیل، تغییرات سیکلی را به بیشتر از حداکثر تغییرات سیکلی موتور معمولی افزایش نمی‌دهد.

شکل ۱۲ نمودار فشار بر حسب زویه میل‌لنگ از ۹۰ درجه قبل از مرگ بالا تا ۹۰ درجه بعد از مرگ بالا را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه در هر یک از شرایط بخار (بر اساس جدول ۴) یک حالت بدون بخار و سه حالت دیگر با بخار می‌باشد، هر چهار آزمایش در یک محور رسم شده است. در موتورهای اشتعال تراکمی، هوا طی یک تراکم پلی‌تروپیک تا نزدیکی مرگ بالا مترکم شده و سپس سوخت به درون هوای داغ تزریق می‌شود. سوخت تزریق شده پس از تأخیر



شکل ۱۱) ضریب تغییرات سیکلی در مقابل گشتاور برای شرایط افزودن بخار گازوئیل و بدون بخار گازوئیل (موتور معمولی)



شکل ۱۲ فشار در سرعت ۲۰۰۰ دور در دقیقه در شرایط با بخار گازوئیل و بدون بخار گازوئیل (الف) در شرایط بخار ۱، (ب) در شرایط بخار ۲ و (ج) در شرایط بخار ۳

اما اگر گازوئیل از دمای محیط (تقریباً ۱۵ درجه سلسیوس) تا دمای گازهای خروجی گرم شود و سپس با استفاده از هیتر الکتریکی تبخیر شود، توان لازم برای تبخیر گازوئیل به طور متوسط ۱۰ درصد توان ترمزی موتور خواهد بود. در این جدول به علت محدودیت در چاپ، توان‌ها و دمای گازهای خروجی بدون اعشار نمایش داده شده است.

$$\delta f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} \delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n} \delta x_n\right)^2} \quad (7)$$

$C_{12}H_{23}$ به عنوان جایگزین دیزل در محاسبه توان تبخیر استفاده کردند [18]. سوخت جت بر خلاف آلکان‌های خالص معرفی شده یک سوخت تجاری است، همچنین تعداد اتم‌های کربن سوخت جت در محدوده گازوئیل قرار دارد و علاوه بر این در موتورهای دیزل نیز قابل استفاده است [19, 20]. بر این اساس، توان لازم برای تبخیر گازوئیل در کنار توان ترمزی موتور در جدول ۵ نشان داده شده است. همان طور که در این جدول مشخص است، توان لازم برای تبخیر گازوئیل به طور متوسط ۱۵ درصد توان ترمزی موتور است.

جدول ۵) توان لازم برای تبخیر گازوئیل و سهم آن از توان ترمزی موتور

| شرایط بخار ۳ | | | شرایط بخار ۲ | | | شرایط بخار ۱ | | | | | | |
|--------------|-------|-------|--------------|-------|-------|--------------|------|-------|-------|-------|-----|---|
| ۳۱/۱۱ | ۲۱/۶۰ | ۱۲/۱۹ | ۰ | ۳۰/۸۶ | ۲۷/۹۶ | ۲۲/۴۹ | ۰ | ۳۲/۴۴ | ۲۴/۱۱ | ۱۷/۴۳ | ۰ | VP |
| ۸۱۳ | ۴۶۶ | ۲۲۰ | ۰ | ۵۴۱ | ۴۵۷ | ۳۲۰ | ۰ | ۲۸۴ | ۱۸۳ | ۱۱۹ | ۰ | (W)P _{Fum} |
| ۳۸۲۸ | ۳۸۰۰ | ۳۴۰۵ | ۲۸۶۱ | ۳۱۹۶ | ۳۰۳۵ | ۲۷۸۱ | ۱۹۲۱ | ۱۳۶۳ | ۱۰۱۶ | ۷۱۹ | ۲۸۸ | (W)P _{Brake} |
| ۲۱/۲۳ | ۱۲/۲۷ | ۶/۴۶ | ۰ | ۱۶/۹۲ | ۱۵/۰۸ | ۱۱/۴۹ | ۰ | ۲۰/۸۳ | ۱۷/۹۶ | ۱۶/۵۶ | ۰ | (%) $\frac{P_{Fum}}{P_{Brake}}$ |
| ۳۴۵ | ۳۰۸ | ۲۷۱ | ۲۴۴ | ۲۶۰ | ۲۴۳ | ۲۱۱ | ۱۷۷ | ۱۴۹ | ۱۳۳ | ۱۲۰ | ۱۰۹ | (°C)T _{Exhaust} |
| ۳۷۳ | ۱۹۹ | ۸۵ | ۰ | ۲۰۲ | ۱۶۳ | ۱۰۰ | ۰ | ۶۵ | ۳۷ | ۲۲ | ۰ | (W)P _{Rec} |
| ۱۱/۴۸ | ۷/۰۳ | ۳/۹۷ | ۰ | ۱۰/۵۹ | ۹/۷۲ | ۷/۹ | ۰ | ۱۶/۰۸ | ۱۴/۲۹ | ۱۳/۴۶ | ۰ | (%) $\frac{P_{Fum}-P_{Rec}}{P_{Brake}}$ |

بر اساس تعریف عدم قطعیت توابع وابسته به متغیرهای مستقل، عدم قطعیت دبی جرمی سوخت مایع، دبی جرمی سوخت بخار، درصد بخار، توان ترمزی، مصرف سوخت ویژه، فشار موثر متوسط، تغییرات سیکنی و شدت صدای زنگ به ترتیب با استفاده از روابط ۸ تا ۱۵ محاسبه می‌شود. در اثبات رابطه عدم قطعیت کار اندیکاتوری فرض شده است، مساحت نمودار فشار-حجم با استفاده از روش دوزنقه‌ای محاسبه می‌شود. عدم قطعیت پارامترهای اندازه‌گیری شده در جدول ۲ ذکر شده است. با استفاده از روابط ۸ تا ۱۵ عدم قطعیت پارامترهای گزارش شده (COVIMEP, RI, BSFC, VP) در تمام آزمایشات محاسبه شد و در جدول ۶ به شکل خلاصه نوشته شده است.

مقدار عدم قطعیت با توجه به مقدار پارامتر متفاوت است، این موضوع بر اساس روابط ۸ تا ۱۵ قابل اثبات است، بنابراین عدم قطعیت پارامترهای گزارش شده بر اساس میانگین مقادیر جدول ۶ معرفی خواهند شد. جدول ۷ میانگین عدم قطعیت پارامترهای محاسبه شده در تمام آزمایشات را نشان می‌دهد.

$$RI = RI \sqrt{\left(\frac{0.02\delta\phi}{\gamma_{Tmax}}\right)^2 + \left(\frac{1}{P_{max}}\right)^2 + 2\left(\frac{\gamma}{\Delta P_{Imax}}\right)^2 \delta P^2 + \left(\frac{\gamma\delta\omega}{\omega}\right)^2 + \left(\frac{1}{\bar{P}} + \left(\frac{6/99 \times 10^{-5}}{\gamma_{R@Tmax}}\right)^2\right) \left(\left(\frac{\delta P}{P_{@Tmax}}\right)^2 + \left(\frac{\delta V}{V_{@Tmax}}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_{IVC}}{T_{IVC}}\right)^2 + \left(\frac{\delta P_{IVC}}{P_{IVC}}\right)^2\right)} \quad (15)$$

$$\delta \dot{m}_{injector} = \rho \delta \dot{V}_{injector} \quad (8)$$

$$\delta \dot{m}_{Fum} = \dot{m}_{Fum} \sqrt{\left(\frac{\delta \Delta m_{Fume Tank}}{\Delta m_{Fume Tank}}\right)^2 + \left(\frac{\delta time}{time}\right)^2} \quad (9)$$

$$\delta VP = \sqrt{\left(\frac{(1-VP)^{\gamma} \delta \dot{m}_{Fum}}{\dot{m}_{injector}}\right)^2 + \left(VP^{\gamma} \frac{\delta \dot{m}_{injector}}{\dot{m}_{Fum}}\right)^2} \quad (10)$$

$$\delta P_{Brake} = P_{Brake} \sqrt{\left(\frac{\delta T}{T}\right)^2 + \left(\frac{\delta \omega}{\omega}\right)^2} \quad (11)$$

$$\delta BSFC = BSFC \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{m}_{injector} + \delta \dot{m}_{Fum}}{\dot{m}_{injector} + \dot{m}_{Fum}}\right)^2 + \left(\frac{\delta P_{Brake}}{P_{Brake}}\right)^2} \quad (12)$$

$$\delta IMEP = \frac{1}{\sqrt{\gamma V_{displacement}}} \sqrt{\sum (V_{j+1} - V_j)^{\gamma} \delta P^2 + (P_j + P_{j+1})^{\gamma} \delta V^2} \quad (13)$$

$$\delta COV_{IMEP} = \frac{1}{\sqrt{\text{تعداد سیکل}}} + COV_{IMEP}^{\gamma} \frac{\delta IMEP}{IMEP} \quad (14)$$

۶- آنالیز عدم قطعیت نتایج

اگر f تابعی از متغیرهای x_1, x_2, \dots, x_n باشد و عدم قطعیت هر یک از متغیرهای مستقل برابر با $\delta x_1, \delta x_2, \dots, \delta x_n$ باشد، عدم قطعیت تابع f با استفاده از رابطه ۷ محاسبه می‌شود [21].

جدول ۶) عدم قطعیت پارامترهای محاسبه شده در هر آزمایش

| شرایط بخار ۳ | | | شرایط بخار ۲ | | | شرایط بخار ۱ | | | VP | | |
|--------------|-------|-------|--------------|-------|-------|--------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| ۳۱/۱۱ | ۲۱/۶۰ | ۱۲/۱۹ | ۰ | ۳۰/۸۶ | ۲۷/۹۶ | ۲۲/۴۹ | ۰ | ۳۲/۴۴ | ۲۴/۱۱ | ۱۷/۴۳ | ۰ |
| ۰/۰۰۳ | ۰/۰۰۴ | ۰/۰۰۴ | - | ۰/۰۰۴ | ۰/۰۰۴ | ۰/۰۰۵ | - | ۰/۰۰۷ | ۰/۰۰۷ | ۰/۰۰۸ | - |
| ۳/۷۳۲ | ۳/۶۱۹ | ۴/۰۲۸ | ۴/۸۶۳ | ۴/۳۵۳ | ۴/۵۹۵ | ۵/۰۳۶ | ۷/۵۴۷ | ۱۱/۶۸ | ۱۷/۰۶ | ۲۸/۳۴ | ۱۲۶/۳ |
| ۰/۱۶۰ | ۰/۱۶۷ | ۰/۱۹۹ | ۰/۲۲۴ | ۰/۱۵۷ | ۰/۱۷۶ | ۰/۱۸۹ | ۰/۲۲۷ | ۰/۲۱۱ | ۰/۲۱۸ | ۰/۲۱۷ | ۰/۲۱۵ |
| ۰/۰۰۳ | ۰/۰۰۳ | ۰/۰۰۴ | ۰ | ۰/۰۰۳ | ۰/۰۰۳ | ۰/۰۰۴ | ۰/۰۰۴ | ۰/۰۰۵ | ۰/۰۰۶ | ۰/۰۰۶ | ۰/۰۰۶ |

انجام گرفت. با استفاده از میان‌بایی نتایج برای ۵ تا ۳۳ درصد جرمی بخار گازوئیل رسم شد. سپس اثر افزودن بخار گازوئیل بر روی چهار آلاینده شاخص (دوده، منواکسید نیتروژن، منواکسید کربن و هیدروکربن نسوخته) بررسی گردید. همچنین اثر افزودن بخار گازوئیل بر مصرف سوخت ویژه، تغییرات سیکنی، صدا موتور و نمودار فشار-زاویه میل‌لنگ نیز بررسی شد. در ادامه به خلاصه از نتایج استحصال شده می‌پردازیم.

- افزودن بخار گازوئیل به هوای ورودی به دلیل افزایش سهم احتراق همگن، انتشار آلاینده دوده را حداکثر تا ۲۰ درصد و انتشار آلاینده منواکسید نیتروژن را حداکثر تا ۵۰ درصد کاهش می‌دهد. افزایش بار موتور، اثر مثبت افزودن بخار گازوئیل در کاهش آلاینده‌های دوده و منواکسید نیتروژن را کاهش می‌دهد. در نزدیکی بار کامل افزودن بخار گازوئیل سبب احتراق پیش‌رس شده و انتشار آلاینده‌های دوده و منواکسید نیتروژن را به شدت افزایش می‌دهد. بر اساس این مطالعه افزودن ۲۰

جدول ۷) عدم قطعیت پارامترهای محاسبه شده

| | |
|--------|----------------------------------|
| ۰/۰۰۵۱ | $\delta \delta \delta VP$ [%] |
| ۱۸/۴۳ | $\delta BSFC$ [gr/kW · hr] |
| ۰/۱۹۶۷ | δRI [MW/m ²] |
| ۰/۰۰۳۹ | δCOV_{IMEP} [1] |

۷- جمع‌بندی

در این مطالعه گازوئیل در یک مخزن بسته تبخیر شد و بخار گازوئیل به هوای ورودی یک موتور اشتعال تراکمی تزریق گردید. آزمایشات در سرعت ۲۰۰۰ دوردر دقیقه (سرعت حداکثر گشتاور موتور) انجام شد. پس از تنظیم سرعت موتور، وضعیت شانه گاز ثابت نگه داشته شد و همزمان بخار گازوئیل به موتور تزریق گردید. با توجه به ثابت بودن گشتاور ترمزی دینامومتر هیدرولیک، با ورود بخار گازوئیل، سرعت موتور افزایش می‌یابد؛ در نتیجه برای تنظیم مجدد سرعت، باید گشتاور ترمزی افزایش داده شود. مقدار بخار گازوئیل تزریقی در سه گام افزایش داده شد. سپس با قطع تزریق بخار گازوئیل، وضعیت شانه گاز تغییر داده شد و روند ذکر شده مجدداً تکرار گردید. آزمایشات برای سه وضعیت شانه گاز متفاوت

۸- فهرست علائم

| | |
|----------------------|---|
| <i>BSFC</i> | مصرف سوخت ویژه ترمزی |
| <i>COV</i> | ضریب تغییرات سیکلی |
| <i>dV</i> | تغییرات حجم |
| <i>IMEP</i> | فشار موثر متوسط |
| \overline{IMEP} | میانگین فشار موثر متوسط |
| \dot{m}_{Fum} | دبی جرمی بخار گازوئیل |
| $\dot{m}_{injector}$ | دبی جرمی گازوئیل مایع |
| $\dot{m}_{injector}$ | دبی جرمی گازوئیل مایع |
| <i>n</i> | تعداد سیکل ثبت شده |
| <i>P</i> | فشار سیلندر |
| P_{Brake} | توان ترمزی |
| P_{Fum} | توان لازم برای تبخیر گازوئیل |
| P_{Rec} | توان بازیافت شده حاصل از افزایش دمای گازوئیل تا دمای گازهای خروجی |
| <i>ppm</i> | کسر از یک میلیون قسمت |
| <i>R</i> | ثابت گاز |
| <i>T</i> | دما |
| <i>time</i> | زمان اندازه‌گیری تغییرات وزن مخزن بخار گازوئیل |
| <i>Torque</i> | گشتاور ترمزی |
| <i>V</i> | حجم سیلندر |
| <i>Vdisplacement</i> | حجم جابه‌جا شده سیلندر |
| <i>%Vol</i> | درصد حجمی |
| <i>VP</i> | درصد بخار تزریقی از کل سوخت مصرفی در سیکل |
| γ | نسبت گرمای ویژه فشار ثابت به گرمای ویژه حجم ثابت |
| δ | پسوندی برای نمایش عدم قطعیت پارامتر |
| Δ | پسوندی برای نمایش اختلاف مقدار دو گام اندازه‌گیری یک پارامتر |
| ϕ | نسبت هم‌ارزی |
| ω | سرعت زاویه‌ای |
| | زیر نویس‌ها: |
| $@T_{max}$ | مقدار پارامتر در موقعیت حداکثر دمای سیلندر |
| <i>Exhaust</i> | گازهای خروجی |
| <i>i</i> | مقدار پارامتر در گام <i>i</i> |
| <i>IVC</i> | مقدار پارامتر در موقعیت بسته شدن سوپاپ ورودی |
| <i>max</i> | حداکثر مقدار پارامتر |

درصد جرم سوخت در قالب بخار تا ۸۰ درصد بار کامل، سبب کاهش آلاینده‌های دوده و منواکسیدنیترژن می‌شود.

- حضور بخار سوخت در کورس تراکم و نفوذ بخار سوخت به نواحی درزی سبب افزایش شدید انتشار منواکسیدکربن و هیدروکربن نسوخته می‌شود. همچنین افزایش بار موتور انتشار منواکسیدکربن و هیدروکربن نسوخته (در شرایط بدون بخار و با بخار گازوئیل) را کاهش می‌دهد.
- مصرف سوخت ویژه موتور با افزایش بار موتور کاهش می‌یابد. افزودن بخار گازوئیل در بارهای کم (کمتر از یک سوم بار کامل) که سهم احتراق همگن بیشتر است، سبب کاهش مصرف سوخت ویژه می‌شود. اما با افزایش بار، افزودن بخار گازوئیل تاثیری در کاهش و یا افزایش مصرف سوخت ویژه ندارد.
- در یک سرعت ثابت صدای موتور با افزایش گشتاور موتور افزایش یا کاهش پیدا نمی‌کند. افزودن بخار گازوئیل تا بارهای متوسط (دو سوم بار کامل) تاثیری بر صدای موتور ندارد. اما افزودن بخار گازوئیل به موتور در بارهای زیاد سبب افزایش دو برابری صدای موتور می‌شود. در صورت وقوع احتراق پیش‌رس (در اثر افزودن بخار گازوئیل در بارهای نزدیک به بار کامل) صدای موتور تا ۵ برابر حالت عادی افزایش می‌یابد.
- تغییرات سیکلی بیش از نوع احتراق (همگن یا اختلاطی) متاثر از جریان‌های درون سیلندر، کیفیت و کمیت گازهای باقی‌مانده و کیفیت و کمیت سوخت ورودی است. در نتیجه افزودن بخار گازوئیل تاثیری بر افزایش و یا کاهش تغییرات سیکلی ندارد. همچنین، افزودن بخار گازوئیل تغییرات سیکلی را به بیشتر از تغییرات سیکلی موتور معمولی (شرایط بدون بخار) افزایش نداده است.
- افزودن بخار گازوئیل منحنی فشار-زاویه میل‌لنگ را در بعد از قله فشار افزایش می‌دهد. افزودن بیش از ۲۲ درصد بخار گازوئیل در بارهای متوسط و بیش از ۱۲ درصد در بارهای زیاد، می‌تواند سبب آغاز احتراق پیش از قله فشار شود. حضور سوخت در کورس تراکم ضریب پلی‌تروپیک مخلوط در حال تراکم را تغییر می‌دهد و خط تراکم موازی با خط تراکم هوای خالص در موتور دیزل معمولی خواهد بود.
- برای تبخیر گازوئیل به طور متوسط ۱۵ درصد توان ترمزی مصرف می‌شود و می‌توان با گرمایش گازوئیل از دمای محیط تا دمای گازهای خروجی به طور متوسط ۵ درصد توان لازم برای تبخیر گازوئیل را تأمین کرد.

تشکر و قدردانی: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

تاییدیه اخلاقی: محتویات علمی مقاله حاصل پژوهش نویسندگان است و صحت نتایج آن نیز بر عهده آن‌ها است.

تعارض منافع: مقاله حاضر هیچ گونه تعارض منافعی با اشخاص و سازمانهای دیگر ندارد.

سهم نویسندگان: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

منابع مالی: منابع مالی این تحقیق توسط نویسندگان مقاله تأمین شده است.

Engine Using Different Catalytic Mesh-Coatings. SAE Technical Paper; 2000.

16- Patel A, Kong SC, Reitz RD. Development and validation of a reduced reaction mechanism for HCCI engine simulations. SAE Technical Paper; 2004.

17- Wang H, Ra Y, Jia M, Reitz RD. Development of a reduced n-dodecane-PAH mechanism and its application for n-dodecane soot predictions. Fuel. 2014;136:25-36.

18- McBride BJ. NASA Glenn coefficients for calculating thermodynamic properties of individual species. National Aeronautics and Space Administration, John H. Glenn Research Center at Lewis Field; 2002.

19- Mao Y, Gao Y, Dong W, Wu H, Song Z, Zhao X, Sun J, Wang W. Hydrogen production via a two-step water splitting thermochemical cycle based on metal oxide-A review. Applied Energy. 2020;267:114860.

20- Volgin SN, Belov IV, Likhterova NM, Ukhanov DA. Feasibility Study for Using Jet Fuel in Diesel Engines. Chemistry and Technology of Fuels and Oils. 2019; 55(3):243-58.

21- RAMACHAN. A. HOLMAN, JP-EXPERIMENTAL METHODS FOR ENGINEERS.

1- Pachiannan T, Zhong W, Rajkumar S, He Z, Leng X, Wang Q. A literature review of fuel effects on performance and emission characteristics of low-temperature combustion strategies. Applied Energy. 2019;251:113380.

2- Shim E, Park H, Bae C. Comparisons of advanced combustion technologies (HCCI, PCCI, and dual-fuel PCCI) on engine performance and emission characteristics in a heavy-duty diesel engine. Fuel. 2020;262:116436.

3- Singh AP, Kumar V, Agarwal AK. Evaluation of comparative engine combustion, performance and emission characteristics of low temperature combustion (PCCI and RCCI) modes. Applied Energy. 2020;278:115644.

4- Paykani A, Garcia A, Shahbakhti M, Rahnama P, Reitz RD. Reactivity controlled compression ignition engine: Pathways towards commercial viability. Applied Energy. 2021;282:116174.

5- Bharathiraja M, Venkatachalam R, Senthilmurugan V. Performance, emission, energy and exergy analyses of gasoline fumigated DI diesel engine. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. 2019;136(1):281-93.

6- Rosa JS, Telli GD, Altafini CR, Wander PR, Rocha LA. Dual fuel ethanol port injection in a compression ignition diesel engine: Technical analysis, environmental behavior, and economic viability. Journal of Cleaner Production. 2021;308:127396.

7- Bayat Y, Ghazikhani M. Experimental investigation of compressed natural gas using in an indirect injection diesel engine at different conditions. Journal of Cleaner Production. 2020;271:122450.

8- Eng JA. Characterization of pressure waves in HCCI combustion. SAE Technical Paper; 2002.

9- Stone R. Introduction to Internal Combustion Engines, 2nd edn, SAE. Inc., Warrendale, PA. 1992.

10- Gatowski JA, Balles EN, Chun KM, Nelson FE, Ekchian JA, Heywood JB. Heat release analysis of engine pressure data. SAE transactions. 1984:961-77.

11- Heywood JB. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill Education; 2018.

12- Christensen M, Johansson B, Hultqvist A. The effect of piston topland geometry on emissions of unburned hydrocarbons from a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. SAE Technical Paper; 2001.

13- Aceves SM, Flowers DL, Espinosa-Loza F, Martinez-Frias J, Dibble RW, Christensen M, Johansson B, Hessel RP. Piston-liner crevice geometry effect on HCCI combustion by multi-zone analysis. SAE Transactions. 2002: 2691-8.

14- Zheng J, Miller DL, Cernansky NP, Liu D, Zhang M. The Effect of Active Species in Internal EGR on Preignition Reactivity and on Reducing UHC and CO Emissions in Homogeneous Charge Engines. SAE transactions. 2003:1246-54.

15- Erlandsson O, Johansson B, Silversand FA. Hydrocarbon (HC) Reduction of Exhaust Gases from a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)