

بررسی تجربی تاثیر دمای خنک کاری موتور، EGR و زمان پاشش سوخت بر کاهش آلاینده NOx در موتورهای دیزلی

محسن فلاح^{۱*}، موسی محمدپور فرد^۲

۱- مربی، گروه مکانیک، دانشگاه تربیت معلم آذربایجان، تبریز
۲- استادیار، گروه مکانیک دانشگاه تربیت معلم آذربایجان، تبریز
* تبریز، صندوق پستی ۱۶۱-۵۳۷۱۴، mfallah@azaruniv.edu

چکیده- در این پژوهش، قابلیت کنترل دمای خنک کاری موتور به منظور کاهش آلاینده NOx در موتورهای دیزلی نیمه سنگین به صورت تجربی مورد ارزیابی و آزمایش قرار گرفته است. آزمایش ها برای دماهای خنک کاری ۹۰°C و ۷۰°C انجام شده که دمای پایین تر با یک رادیاتور بزرگ تر و تنظیم شیر ترموستاتیک آن به دست آمده است. به منظور ایجاد توازن در کاهش NOx و افزایش آلاینده های دیگر نظیر دوده، CO، HC و مصرف سوخت، اثرات پارامترهای زمان بندی پاشش و درصد EGR سرد نیز به صورت هم زمان مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج تجربی برای میزان آلاینده ها و مصرف سوخت با تغییر در دمای خنک کاری موتور و پارامترهای زمان بندی پاشش سوخت و درصد EGR سرد نشان می دهد آلاینده NOx به طور متوسط تا حدود ۱۷ درصد کاهش می یابد. همچنین مصرف سوخت نیز به میزان ناچیز کاهش می یابد.
کلید واژگان: سیستم خنک کاری، آلاینده NOx، ذرات دوده، زمان بندی پاشش، EGR سرد

Experimental investigation of effects of engine cooling temperature, EGR and injection timing to reduce NOx emissions in the diesel engines

M. Fallah^{1*}, M. Mohammadpourfard²

1- Lecturer of Mech. Eng., Azarbaijan Univ. of Tarbiat Moallem, Tabriz, Iran
2- Assis. Prof. of Mech. Eng., Azarbaijan University of Tarbiat Moallem, Tabriz, Iran
* P.O. B. 53714-161, 35th km of Tabriz-Maraghe Road, Tabriz, Iran, mfallah@azaruniv.edu

Abstract- In this study, the potential of controlling engine cooling temperature has been investigated experimentally in order to reduce NOx emissions in semi/heavy-duty diesel engines. Experiments have been done upon 90°C and 70°C cooling temperatures that lower temperature obtained via larger radiator and setting its thermostatic valve. Also, the effects of injection timing and the percentage cooled EGR simultaneously have been studied in order to trade-off reducing NOx and increasing other pollutants such as Soot, CO, HC and fuel economy. Experimental results of pollutants' level and fuel consumption by altering the engine cooling temperature, injection timing, and the percentage of cold EGR shows that NOx emissions reduce 17% averagely also fuel consumption decreases negligible.

Keywords: Cooling System, NOx Pollution, Soot, Injection Timing, Cold EGR

۱- مقدمه

در موتورهای دیزلی آلاینده‌های NOx و دوده از اهمیت بیشتری نسبت به CO و HC برخوردارند و میزان تولید آلاینده NOx و حساسیت آن به دما در موتورهای دیزلی، بیشتر از موتورهای بنزینی است. عمده چالش کاهش آلاینده‌های موتورهای دیزلی، کاهش آلاینده NOx است به طوری که دیگر آلاینده‌ها نظیر CO و بالاکس دوده افزایش چشمگیری پیدا نکند و مصرف سوخت نیز افزایش نیابد. چرا که روش‌های کاهش آلاینده دوده، CO و کاهش مصرف سوخت باعث افزایش آلاینده NOx و بالعکس می‌شود.

استفاده از روش‌هایی چون EGR سرد و متغیر به همراه افزایش فشار پاشش، استفاده از توربوشارژر، ایجاد چرخش در پاشش سوخت، آوانس پاشش سوخت و پاشش چند مرحله‌ای از روش‌هایی است که برای کاهش NOx در ایجاد توازن با افزایش دیگر آلاینده‌ها، کاهش توان و مصرف سوخت، مورد استفاده قرار گرفته است [۹،۸]. جدول ۱ تاثیر برخی از این پارامترها را بر روی آلاینده‌های NOx و Soot نشان می‌دهد [۹].

جدول ۱ مقایسه پارامترهای موثر بر آلاینده‌ها [۹]

تاثیر مقدار و خنک کاری EGR	آلاینده NOx (ppm)	آلاینده Soot (g/m ³)	فشار موثر متوسط اندیکه آزادسازی گرما (bar)	بیشترین نرخ (J/deg.)
بدون EGR	۷۶	۰/۰۰۸۹	۸/۹	۵۰
۲۰٪ EGR گرم	۵۸	۰/۰۴۷۲	۶/۲	۳۸
۲۰٪ EGR کاملاً سرد	۲	۰/۰۲۳۸	۷/۸	۴۷
۱۰٪ EGR کاملاً سرد	۲۵	۰/۰۱۲۴	۸/۵	۵۳
۴۰٪ EGR کاملاً سرد	۰/۰۰۴	۰/۰۳۲۲	۶/۰	۳۶
تاثیر شروع پاشش، فشار و چرخش پاشش سوخت				
۲۰٪ EGR و شروع پاشش ۳۰/۴۴-	۲۲	۰/۰۱۱۳	۱۰/۴	۵۶
۲۰٪ فشار پاشش بالا	۲۶	۰/۰۱۲۹	۱۰	۵۷
۲۰٪ EGR و افزایش چرخش سوخت	۳۹	۰/۰۱۱۱	۱۰/۱	۵۸
پاشش چندمرحله‌ای				
۲۰٪ پاشش چندگانه ۱	۱۰	۰/۰۱۳۳	۹/۹	۴۷
۲۰٪ پاشش چندگانه ۲	۱۶	۰/۰۰۸۱	۱۰/۴	۵۴

روش‌های متعددی برای کاهش آلاینده‌های خروجی از موتورهای احتراق داخلی مورد بررسی قرار گرفته است. در اکثر این روش‌ها نیاز به اعمال تغییرات بر روی موتور وجود دارد و بعضاً نیاز به طراحی‌های جدید احساس می‌شود. استفاده از پتانسیل سیستم خنک‌کاری موتور، به عنوان یک روش کم‌هزینه و کم‌تغییر، بیشتر برای بررسی عملکرد و آلاینده‌های موتورهای احتراق داخلی بنزینی، مورد توجه بوده است [۱-۴].

اکثر مطالعات و آزمایش‌هایی که تاکنون در زمینه کنترل سیستم خنک‌کاری موتور انجام شده است برای بهبود توان و مصرف سوخت موتورهای احتراق داخلی از طریق کاهش خنک‌کاری (افزایش دمای خنک‌کاری) موتور است [۲،۱]. کاهش خنک‌کاری موتور موجب کاهش ویسکوزیته روغن، کاهش تنش‌ها و اتلافات اصطکاکی و در نتیجه کاهش تلفات توانی موتور می‌شود [۲،۱]. این اثرات بر روی موتورهای بنزینی به دلیل دمای پایین‌تر روغن و غالب‌بودن آلاینده‌های CO و HC تاثیر بیشتری می‌گذارد. مصرف سوخت نیز به میزان بیشتر از ۱۰ درصد در شرایط بی‌باری با افزایش دمای خنک‌کاری بهبود می‌یابد [۳]. افزایش دمای خنک‌کاری موتور تاثیر منفی در آلاینده NOx خروجی دارد. چرا که تشکیل NOx در محفظه احتراق حساسیت زیادی به تغییرات دمایی محفظه احتراق دارد. تحقیقات در مورد مدلسازی حرارتی موتور نشان می‌دهد که تغییر در دمای دیواره به همان اندازه تغییر در دمای خنک‌کاری است [۵].

تارگروسا و همکاران [۶] تاثیر دمای بار ورودی و دمای سیال خنک‌کننده را بر عملکرد و آلاینده‌های موتورهای دیزلی پاشش مستقیم به طور مجزا بررسی نمودند. آن‌ها نشان دادند که افزایش دمای خنک‌کاری و بار ورودی باعث کاهش HC و افزایش آلاینده NOx می‌شود.

به طور کلی مطالعات موجود در ادبیات فن [۲،۶،۷] نشان می‌دهد که بهینه‌سازی سیستم خنک‌کاری موتور، به طور بالقوه، بر کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌های اگزوز تاثیرگذار است. این تاثیرگذاری می‌تواند از طریق کاهش توان پمپ آب مورد نیاز سیستم خنک‌کاری، تنظیم دمای کاری موتور به ویژه تاثیر بر مشخصه‌های اصطکاکی موتور و تاثیر بر فرایند احتراق صورت پذیرد.

نتایج مطلوب به طور هم‌زمان از آوانس در پاشش سوخت نیز استفاده شده است. حال آنکه در اکثر موضوعات کار شده در مورد EGR [۸-۱۴] تاثیرات دبی و دمای EGR بر احتراق، عملکرد و آلاینده‌گی در موتورهای مختلف هدف اصلی بوده است.

۲- مشخصات فنی موتور دیزلی

به منظور انجام آزمایش‌های لازم، موتور دیزلی نیمه‌سنگین 4CT90-1، موجود در مرکز تحقیقات شرکت موتورسازان، مورد استفاده قرار گرفته است. مشخصات فنی این موتور در جدول ۲ آمده است.

جدول ۲ مشخصات فنی موتور دیزلی نیمه سنگین 4CT90-1

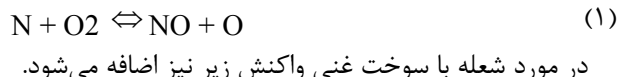
نوع موتور	دیزلی ۴ زمانه، توربو شارژ
کاربری	کامیونت با ظرفیت ۳/۵ تن
قطر سیلندر، کورس پیستون	۹۵ mm، ۹۰ mm
نسبت تراکم	۲۱:۱
استاندارد	(EURO 2) BSAU141a
زمان پاشش	۸° BTDC
مجهز به سامانه EGR	EGR-۱۰ درصد در حالت پایه

۳- تست‌های عملکرد و آلاینده‌گی

تست‌های عملکرد و آلودگی برای موتور اشاره شده در قسمت فوق، در اتاق تست تحقیقاتی امور تحقیقات و مهندسی شرکت موتورسازان انجام گرفته است. دینامومتر هیدرولیکی مورد استفاده برای اندازه‌گیری پارامترهای عملکردی ساخت کارخانه فوردا انگلستان و دستگاه سنجش آلاینده‌ها AVL DiCom 4000 ساخت اتریش با قابلیت اندازه‌گیری λ ، CO، CO₂، HC، NOx، کدري^۱ و پارامترهای دیگر چون دور، زاویه پاشش، میزان آوانس و ریتارد می‌باشد. در این دستگاه گازهای CO و CO₂ به روش اشعه مادون قرمز غیرپخشی^۲ (NDIR)، UHC به روش یونیزاسیون شعله^۳ (FID)، O₂ به روش پارامگنتیک^۴ و NOx به روش آشکارساز لومینانس شیمیایی^۵ CLD

با توجه به جدول ۱ مشاهده می‌شود، افزایش درصد EGR باعث کاهش NOx و افزایش در دوده می‌شود. به طور کلی، EGR به سه روش حرارتی، رقیق‌سازی و شیمیایی در کاهش NOx تاثیرگذار است [۱۰-۱۲]. به ازای هر مول احتراق اکسیژن با سوخت، چندین مول بخار آب و دی اکسید کربن تولید می‌شود که ظرفیت حرارتی ویژه بالاتری نسبت به O₂ و N₂ هوای ورودی دارند. در نتیجه میزان جذب حرارت توسط آن‌ها افزایش یافته و افزایش دما توسط EGR محدود می‌شود (تاثیر حرارتی). در نتیجه، دمای پایین‌تر شعله، باعث کاهش بیشتر مقدار NOx می‌شود [۱۳]. همچنین، EGR غلظت اکسیژن محفظه احتراق را کاهش می‌دهد که نتیجه اصلی آن کاهش سرعت اختلاط اکسیژن و سوخت در ناحیه توسعه شعله (تاثیر رقیق‌کاری) است؛ در نتیجه مقدار گازهای جذب‌کننده حرارت افزایش یافته و باعث کاهش دمای شعله می‌شود. به طور کلی اثر رقیق‌سازی اولاً کاهش محلی دمای شعله است که می‌تواند به عنوان تاثیر حرارتی محلی در نظر گرفته شود و ثانیاً کاهش فشار جزئی اکسیژن و تاثیر آن بر سینتیک اساسی تشکیل NO است [۱۱].

روابط زیر مکانیزم تشکیل NO را بر اساس مدل زولدئیچ نشان می‌دهد [۱۳].



در مورد شعله با سوخت غنی واکنش زیر نیز اضافه می‌شود.



در یک واکنش دوطرفه ثابت تعادل از رابطه $k = k_o e^{\frac{-E}{RT}}$ به دست می‌آید که در آن k سرعت واکنش، k_o مقدار ثابت، E انرژی فعالسازی واکنش، R ثابت گازها و T دماست. کاهش دمای احتراق ثابت تعادل واکنش را کاهش می‌دهد که نتیجه آن کاهش آلاینده NOx است [۱۱-۱۴]، اما مشکل عمده EGR، افزایش مقدار دوده در محصولات احتراق است.

در این پژوهش، هدف اصلی بررسی تاثیر کاهش دمای خنک‌کاری (و استفاده از پتانسیل بالقوه سیستم خنک‌کاری موتور) برای کاهش آلاینده NOx است و برای کاهش بهتر NOx از EGR سرد استفاده شده است. همچنین برای کاهش اثرات منفی خنک‌کاری و EGR سرد بر افزایش آلاینده‌های دیگر، افزایش مصرف سوخت، کاهش توان و نهایتاً دستیابی به

1. Opacity
2. Non-Dispersive Infrared
3. Flame Ionization Detector
4. Paramagnetic
5. Chemical Luminescence Detector

در رابطه (۵)، AFR_{st} نسبت هوا به سوخت استوکیومتری برابر $14/4$ ، ρ_{burned_gas} چگالی گازهای سوخته شده در شرایط مخلوط استوکیومتری برابر $1/23 \text{ kg/m}^3$ و ρ_{air} چگالی هوا برابر $1/193 \text{ kg/m}^3$ در شرایط استاندارد است. هوای اضافه (λ) نیز از رابطه (۶) به دست می‌آید:

$$\lambda = \frac{AMF}{AFR_{st} \times FMF} \quad (6)$$

که در آن AMF دبی جرمی هوا و FMF دبی جرمی سوخت است.

دبی گازهای خشک اگزوز، Q_{Exh_Dry} ، نیز از رابطه (۷) به دست می‌آید.

$$Q_{Exh_Dry} = FMF \times \left[\frac{(1 + AFR_{st}) \times \alpha}{\rho_{burned_gas}} + \frac{(\lambda - 1) AFR_{st}}{\rho_{air}} \right] \quad (7)$$

α جرم گازهای خشک محصولات احتراق در یک کیلوگرم گاز چگالیده نشده اگزوز (برابر 0.924 kg برای سوخت گازوییل) است. مقادیر ضرایب تصحیح مربوطه نیز با توجه به استاندارد ECE-R49 به دست آمده است [۱۵-۱۶].

۴- نتایج و بحث

نتایج تست‌های آلاینده‌گی حاصله برای موتور پایه با ۱۰ درصد EGR و زمان پاشش ۸ درجه قبل از نقطه مرگ بالا در جدول ۴ آمده است.

جدول ۴ نتایج آلاینده‌گی موتور پایه با ۱۰ درصد EGR

نتایج موتور	استاندارد یورو ۱ [۱۷-۱۵]	استاندارد یورو ۲ [۱۷-۱۵]	
۰/۲۸	۰/۶۱۲	۰/۱۵	آلاینده PM
۰/۰۳	۱/۱	۱/۱	آلاینده HC
۰/۷۰	۴/۵	۴	آلاینده CO
۵/۱۶	۸	۷	آلاینده NOx

نتایج فوق نشان می‌دهد که این موتور محدودیت مقدار دوده را در استاندارد یورو ۲ برآورده نمی‌کند. از آنجایی که تمامی شرایط آماده‌سازی و تست موتور بر اساس استاندارد ECE-R49 کاملاً رعایت شده است، لذا دلیل این امر می‌تواند شرایط آب‌وهوایی و ارتفاع تبریز و یا افزایش دوده به دلیل تفاوت در نوع سوخت مصرفی در ایران باشد. در شکل ۱، طرحواره موتور در سلول تست نشان داده شده است.

اندازه‌گیری می‌شود. شایان ذکر است که دستگاه اندازه‌گیری آلاینده‌ها، قبل از انجام آزمایش‌ها به طور دقیق کالیبره شده است. کالیبراسیون دستگاه در جدول ۳ آمده است.

جدول ۳ پارامترها، بازه اندازه‌گیری و دقت دستگاه AVL DiCom 4000/AVL

پارامتر	محدوده کالیبراسیون	دقت
CO	۰-۱۰٪ حجمی	۰/۰۱٪ حجمی
CO2	۰-۲۰٪ حجمی	۰/۱٪ حجمی
HC	۰-۲۰۰۰۰ (ppm) حجمی	۱ ppm
NOx	۰-۵۰۰۰۰ (ppm) حجمی	۱ ppm
O2	۰-۲۵٪ حجمی	۰/۰۱٪ حجمی
λ	۰-۹۹۹۹	۰/۰۱
کدری	۰-۱۰۰٪	۰/۱٪
دمای روغن	۰°C-۱۵۰°C	۱°C
سنسور TDC	۶۰- تا ۱۰۰ درجه میل‌لنگ	۰/۱ درجه میل‌لنگ
زاویه پاشش		

مصرف سوخت نیز با استفاده از دبی‌سنج دیجیتال با دقت صدم کیلوگرم بر ساعت اندازه‌گیری می‌شود. برای محاسبه آلاینده‌ها از استاندارد ECE-R49 که در ۱۳ مد انجام می‌شود، استفاده شده است [۱۵-۱۶].

برای تبدیل NOx از ppm به g/h از رابطه زیر استفاده می‌شود.

$$NOx(g/h) = \frac{NOx(ppm) \times M_{NO2} \times Q_{Exh_Dry}}{V_m \times 10^3} \quad (3)$$

که در آن $M_{NO2} = 46/0.5 \text{ g/mol}$ و $V_m = 22/41 \text{ l/mol}$ در شرایط دما و فشار استاندارد است.

رابطه بین شماره فیلتر دوده (FSN) و مقدار آلاینده دوده برحسب (g/kW.h) به صورت زیر است.

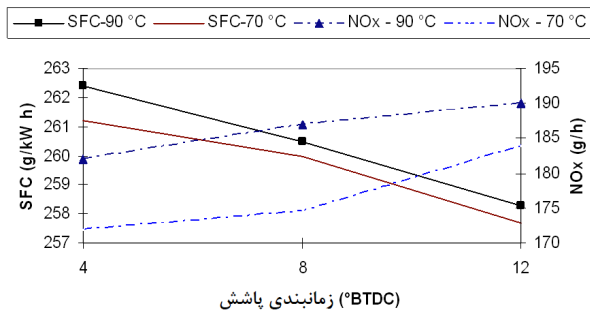
$$Smoke(g/kW.h) = 5.32 \times 10^{-3} \frac{1}{0.405} \times FSN \times \exp(0.3602 \times FSN) \times \frac{Q_{Exh}}{P_b} \quad (4)$$

که در آن Q_{Exh} دبی حجمی گازهای چگالیده نشده اگزوز (گاز همراه با بخار آب) است و از رابطه (۵) به دست می‌آید.

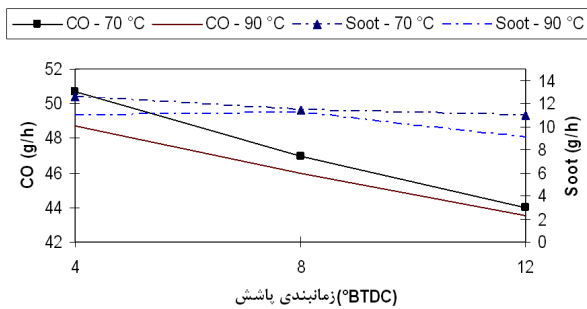
$$Q_{Exh} = FMF \times \left[\frac{1 + AFR_{st}}{\rho_{burned_gas}} + \frac{(\lambda - 1) AFR_{st}}{\rho_{air}} \right] \quad (5)$$

1. Filter Smoke Number

۳/۵ g/kWh (۱/۳۵ درصد) مصرف سوخت و برای دمای ۷۰°C، ۱۲ g/h (۷ درصد) افزایش NOx در مقابل کاهش ۴/۱۳ g/kWh (۱/۷ درصد) مصرف سوخت ویژه است. نتایج فوق نشان می‌دهد که میزان کاهش NOx در بارهای جزئی بیشتر از بارهای کامل است. به منظور نمایش بهتر تغییرات آلاینده‌ها، مقادیر آنها بر حسب g/h نشان داده شده است.



شکل ۲ تغییرات آلاینده NOx و مصرف سوخت ویژه به ازای تغییر در دمای خنک‌کاری و تغییر در زمان پاشش سوخت با ۱۰ درصد EGR

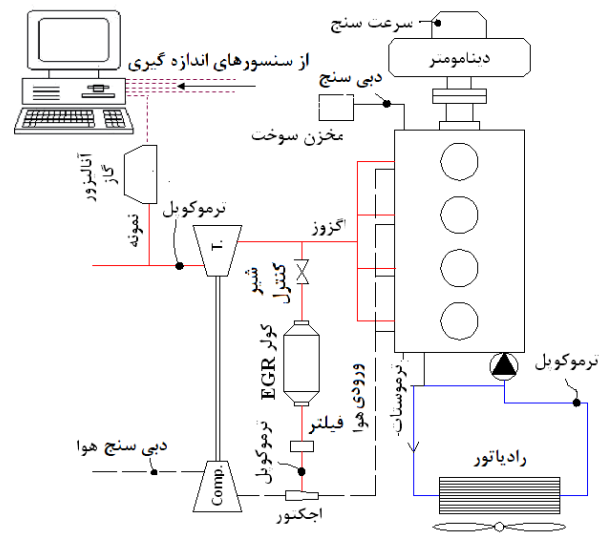


شکل ۳ تغییرات آلاینده مونوکسید کربن و دوده به ازای تغییر در دمای خنک‌کاری و تغییر در زمان پاشش سوخت با ۱۰ درصد EGR

افزایش مقدار دوده و مونوکسید کربن تنها با کاهش دمای خنک‌کاری و برای زاویه پاشش ۸ درجه قبل از مرگ بالا به ترتیب ۳/۶ درصد و ۲ درصد است.

با توجه به شکل ۴، افزایش درصد EGR و کاهش دمای خنک‌کاری باعث کاهش میزان NOx و افزایش مصرف سوخت ویژه می‌شود. افزایش شیب منحنی مصرف سوخت ویژه در دمای ۹۰°C نسبت به دمای ۷۰°C کمتر است.

در EGR سرد، نتایج بهتری برای کاهش NOx و دوده، به‌ویژه در بارهای جزئی دیده می‌شود. به طور خلاصه در مورد



شکل ۱ طرحواره موتور در سلول تست

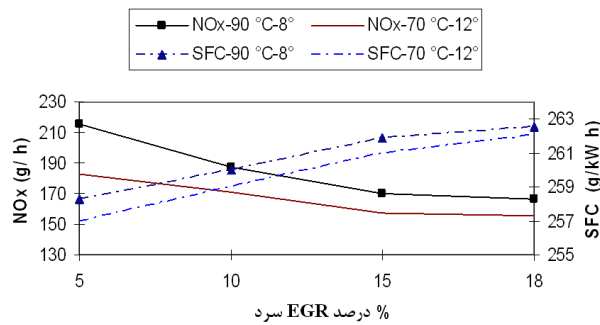
به منظور بررسی تاثیر دمای خنک‌کاری بر روی آلاینده‌های موتور، دو دمای خنک‌کاری ۷۰°C و ۹۰°C استفاده شده است. دمای خنک‌کاری ۹۰°C در شرایط استاندارد بوده و دمای ۷۰°C با استفاده از یک رادیاتور بزرگ‌تر و تنظیم شیر ترموستاتیک در دمای ۷۰°C حاصل می‌شود. نتایج حاصله برای زوایای پاشش متفاوت به منظور بررسی آلاینده NOx و مصرف سوخت ویژه و آلاینده‌های دوده و CO به ترتیب در شکل‌های ۲ و ۳ نشان داده شده است.

با توجه به شکل‌های ۲ و ۳ به ازای یک دمای خنک‌کاری مشخص، افزایش آوانس در پاشش سوخت باعث افزایش NOx و کاهش دوده می‌شود. چرا که آوانس در پاشش سوخت باعث افزایش زمان تاخیر در اشتعال شده و مخلوط پیش‌آمیخته افزایش می‌یابد. ماهیت احتراق پیش‌آمیخته، افزایش دمای پیک، افزایش NOx و کاهش دوده، مونوکسید کربن و مصرف سوخت ویژه است که با نتایج مراجع [۱۰، ۱۲، ۱۳] تطابق کامل دارد. اما آنچه از شکل ۱ دیده می‌شود کاهش ۱۲/۵ g/h (۶/۸ درصد) میزان NOx به ازای فقط ۰/۴ درصد افزایش مصرف سوخت ویژه در حالت موتور پایه است. همچنین، مشاهده می‌شود کاهش دمای خنک‌کاری تاثیر بیشتری بر کاهش NOx نسبت به تاخیر در پاشش سوخت دارد. افزایش NOx با تغییر زاویه پاشش از ۴° BTDC به ۱۲° BTDC برای دمای ۹۰°C، ۸ g/h (۴/۴ درصد) در مقابل کاهش

1. Premixed Combustion

کاهش دمای خنک‌کاری از یکسو باعث کاهش دمای شعله و افزایش دوده می‌شود و از سوی دیگر افزایش جرم هوای ورودی و در نتیجه افزایش اکسیداسیون دوده را دربر دارد. نتایج آزمایش نشان می‌دهد که اثر کاهش دمای شعله بیشتر بوده و دوده مقداری افزایش می‌یابد.

همان‌طور که در شکل ۶ دیده می‌شود، کاهش دمای خنک‌کاری تاثیر بیشتری نسبت به تاخیر در اشتعال بر کاهش NOx دارد. با توجه به شکل، این مقدار در حدود ۳۱ g/h (۱۵/۵ درصد) است. بالعکس، میزان جلو انداختن پاشش سوخت از ۸ به ۱۲ درجه، تاثیر بیشتری بر مصرف سوخت نسبت به کاهش دمای خنک‌کاری داشته و سبب کاهش ناچیز (حدود ۰/۴ درصد) مصرف سوخت ویژه شده است.



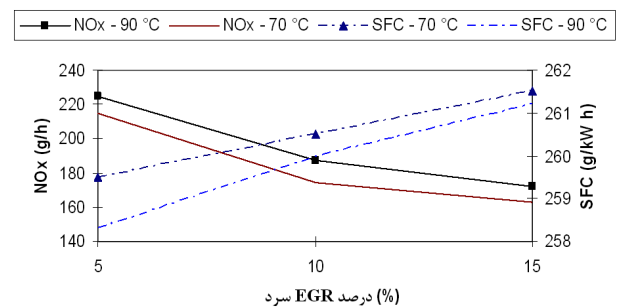
شکل ۶ اثرات ناشی از کاهش دمای خنک‌کاری و آوانس پاشش سوخت به طور هم‌زمان بر NOx و مصرف سوخت

آوانس پاشش سوخت زمان بیشتری برای تبخیر قطرات سوخت و اختلاط با هوا ایجاد نموده و در نتیجه دما و نرخ آزادسازی انرژی^۲ را در بخش پیش‌آمیخته احتراق افزایش می‌دهد. بنابراین، آوانس پاشش سوخت تا یک حد معین (بهینه) باعث افزایش NOx و کاهش دوده می‌شود.

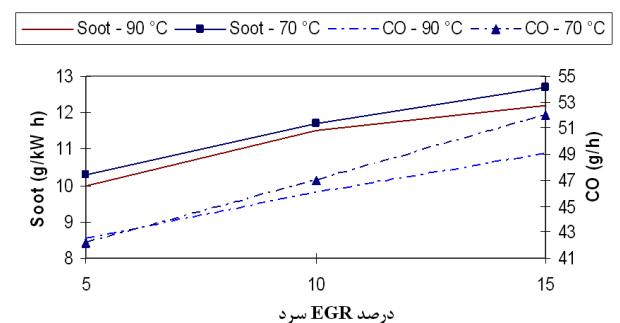
افزایش درصد EGR تا ۱۸ درصد با زمان پاشش ۱۲° BTDC سبب کاهش میزان آلاینده NOx تا حدود ۱۷ درصد با بهبود بسیار ناچیز ۰/۵ تا ۱ درصد مصرف سوخت ویژه می‌شود.

با توجه به شکل ۷، بررسی هم‌زمان کاهش دمای خنک‌کاری و جلو انداختن پاشش سوخت کاهش آلاینده CO و افزایش HC را به میزان جزئی دربر دارد.

کاهش هم‌زمان NOx و ذرات دوده در EGR سرد نسبت به EGR گرم، به دو فاکتور مهم می‌توان اشاره کرد. اول اینکه کاهش دمای بار ورودی تاخیر در اشتعال را طولانی‌تر و در نتیجه باعث همگنی بیشتر مخلوط بخار سوخت و اکسیژن می‌شود و دوم اینکه جرم هوای به دام افتاده در داخل سیلندر در زمان بسته‌شدن سوپاپ ورودی^۱ افزایش می‌یابد و این امر موجب افزایش درصد هوای اضافی (λ) و تمرکز اکسیژن می‌شود. افزایش غلظت اکسیژن بار ورودی، سبب کاهش تأثیر غنی‌سازی مخلوط می‌شود. همچنین در این حالت افزایش فشار سیلندر و در نتیجه تقویت کورس تراکم و احتراق و نهایتاً بهبود فشار اندیکه موثر متوسط را خواهیم داشت که این امر خود بهبود مصرف سوخت را دربر دارد [۹]. شکل ۵ تغییرات آلاینده ذرات دوده و CO را به ازای تغییر درصد EGR سرد و کاهش دمای خنک‌کاری نشان می‌دهد.

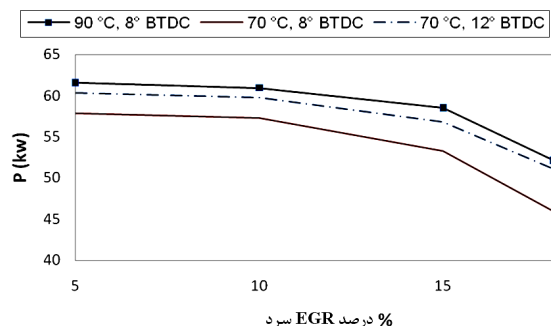


شکل ۴ تغییرات آلاینده NOx و مصرف سوخت ویژه در زاویه پاشش ۸° BTDC به ازای تغییر در دمای خنک‌کاری و تغییر درصد EGR



شکل ۵ تغییرات آلاینده ذرات دوده و CO در ۸° BTDC به ازای تغییر درصد EGR سرد و کاهش دمای خنک‌کاری

کاهش بازده احتراقی شده که این نیز باعث کاهش توان موتور می شود و از طرف دیگر افزایش اندک بازده حجمی و فشار موثر متوسط اندیکه را دربردارد که تا حدی توان را بهبود می بخشد، اما با توجه به شکل ۸ تاثیر کاهش بازده احتراقی بیشتر است. شایان ذکر است که کاهش حدود ۴ درصدی توان در حالت موتور پایه تنها با کاهش دمای خنک کاری حاصل شده است.



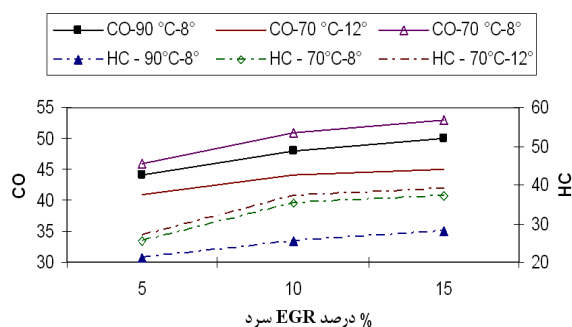
شکل ۸ تغییر توان ماکزیمم موتور به ازای تغییر در دمای خنک کاری، درصد EGR سرد (از ۵ تا ۱۸ درصد) و زمان پاشش سوخت

اما افزایش مقدار و دمای EGR، همان طور که در جدول ۱ نیز دیده می شود، باعث کاهش فشار اندیکه موثر متوسط شده که این امر به طور مستقیم در کاهش بازده احتراقی و توان موثر است. با استفاده از آوانس پاشش سوخت این افت توان به طور چشمگیری کاهش می یابد. لذا همان طور که پیش تر نیز توضیح داده شد، به منظور کاهش و یا حذف اثرات منفی EGR و کاهش دمای خنک کاری، استفاده از روش های ترکیبی همچون توربوشارژ کردن، افزایش فشار پاشش، سوخت رسانی با ریل فشار قوی^۱، چرخش سوخت، پاشش چند مرحله ای و آوانس پاشش سوخت در کنار خنک کاری EGR بسیار موثر و ضروری است. نتایج کلی آلاینده های موتور برای شرایط بهینه شده در جدول ۵ آمده است.

جدول ۵ نتایج آلاینده های موتور دیزلی بهینه شده دیو-آندوریا

نتایج موتور	استاندارد یورو ۱ [۱۷-۱۵]	استاندارد یورو ۲ [۱۷-۱۵]	
۰/۲۷۴	۰/۶۱۲	۰/۱۵	آلاینده PM
۰/۰۳۲	۱/۱	۱/۱	آلاینده HC
۰/۶۸۵	۴/۵	۴	آلاینده CO
۴/۶۵	۸	۷	آلاینده NOx

آلاینده های HC، حاصل احتراق ناقص در نواحی بسیار فقیر یا بسیار غنی است که در طول پیش آمیختگی تشکیل می شوند. در فاصله زمانی پاشش و احتراق خودبه خودی (تاخیر در اشتعال)، قطرات سوخت بخار شده و با هوا ترکیب می شوند تا مخلوط قابل اشتعال ایجاد کنند. از آنجایی که تبخیر و اشتعال خودبه خودی فرایندهایی اند که به صورت حرارتی کنترل می شوند، کاهش دمای خنک کاری تاخیر در اشتعال را افزایش می دهد. در نتیجه زمان بیشتری برای سوخت وجود دارد تا نواحی رقیق و غنی بیشتری در نزدیک دیواره های محفظه احتراق ایجاد نماید؛ یعنی جایی که فرونشانی شعله^۱ انجام می گیرد. کاهش دمای خنک کاری باعث کاهش دمای دیواره محفظه احتراق و در نتیجه افزایش فرونشانی شعله و افزایش HC می شود.



شکل ۷ تغییرات CO و HC با دمای خنک کاری و آوانس پاشش سوخت به ازای درصدهای مختلف EGR

تاثیر دمای خنک کاری، درصد EGR سرد و زمان پاشش سوخت بر توان ماکزیمم موتور در شکل ۸، نشان داده شده است. همان طور که انتظار می رود، کاهش دمای خنک کاری و استفاده از EGR سرد باعث کاهش توان ترمزی موتور می شود و جلو انداختن پاشش سوخت، تا حد معین، توان موتور را بهبود می بخشد.

با توجه به شکل ۸، با کاهش دمای خنک کاری در محدوده ۵ تا ۱۸ درصد EGR سرد، توان ماکزیمم موتور از حدود ۴ درصد تا ۱۱ درصد کاهش می یابد. بنابراین تاثیر افزایش درصد EGR بر روی کاهش توان موتور بیشتر از تاثیر کاهش دمای خنک کاری است. کاهش دمای خنک کاری از یک طرف سبب

خنک‌کننده از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. برای دستیابی به بازده مناسب انتقال حرارت و کنترل بیشتر دمای خنک‌کاری موتور، کنترل دبی سیال خنک‌کننده با درجه حرارت ثابت موثرتر از کنترل دمای سیال خنک‌کننده با دبی ثابت است. یعنی در حالت اول تغییرات دبی و در نتیجه سرعت سیال خنک‌کننده کنترل می‌شود. بنابراین، می‌توان از مبدل حرارتی کوچک‌تر استفاده کرده و در صورت نیاز افزایش انتقال حرارت با افزایش سرعت و در نتیجه افزایش رینولدز جریان تامین شود. در این حالت به پمپ آب قوی‌تری نسبت به حالت دوم نیاز است، ولی در حالت دوم به یک مبدل حرارتی برای تامین انتقال گرما در شرایط ماکزیمم نیاز است که در نتیجه باعث افزایش سایز خنک‌کن و جاگیری بیشتر می‌شود.

۶- تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله بر خود لازم می‌دانند که از حمایت‌های مسئولان شرکت موتورسازان و امور تحقیقات مهندسی این شرکت برای ایجاد امکان آزمایش‌های لازم و دانشگاه تربیت معلم آذربایجان، به دلیل حمایت‌های مالی، تشکر و قدردانی نمایند.

۷- منابع

- [1] Rehman A., Sarviya R. M., Dixit S., Pandey R. K., "The Influence of Coolant Temperature on the Performance of a Four Stroke S.I. Engine Employing a Dual Circuit Cooling System", *Agricultural Engineering International: CIGR Ejournal*, Vol. 12, No. 1, pp. 84-90, 2010.
- [2] Pang H. H., Brace C. J., "Review of Engine Cooling Technologies for Modern Engines", *Proc. IMechE, Part D: J. Automobile Engineering*, Vol. 218, No. 11, pp. 1209-1215, 2004.
- [3] Couetouse H., Gentile D., "Cooling System Control in Automotive Engines", *SAE 920788*, 1992.
- [4] Finlay I. C., Tugwell W., Biddulph T., Marshall R. A., "The Influence of Temperature on The Performance of a Four Cylinder 1100cc Engine Employing a Dual Cooling System", *Proceeding of Int. Centre of Heat and Mass Transfer*, pp. 423-431, 1989.
- [5] Kajiwarra H., Fujioka Y., Suzuki T., Negishi H., "An Analytical Approach for Prediction of Piston Temperature Distribution in Diesel Engines", *JSAE Review*, Vol. 23, pp. 429-434, 2002.

نتایج حاصله نشان می‌دهد که NOx تا حدود ۱۷ درصد با اعمال مجموعه تغییرات در کاهش دمای خنک‌کاری، آوانس پاشش و افزایش EGR سرد کاهش می‌یابد و مصرف سوخت و CO به مقدار بسیار جزئی بهبود می‌یابد و هیدروکربن‌های نسوخته به مقدار جزئی افزایش می‌یابند.

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله تاثیر کنترل دمای خنک‌کاری بر کاهش آلاینده NOx در موتور دیزلی نیمه سنگین به صورت تجربی مورد مطالعه قرار گرفته است. به منظور دستیابی به نتایج بهتر در خصوص کاهش بیشتر NOx و جلوگیری از افزایش دیگر آلاینده‌ها و مصرف سوخت، درصد EGR سرد و زمان‌بندی پاشش سوخت نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

نتایج تست‌های انجام‌شده نشان می‌دهد که کنترل دمای سیستم خنک‌کاری پتانسیل کاهش NOx خروجی را، با چشم‌پوشی از اثرات منفی و قابل اغماض افزایش مصرف سوخت ویژه، دارد. چنانچه کاهش $12/5 \text{ g/h}$ (۶/۸ درصد) میزان NOx به ازای فقط ۰/۴ درصد افزایش مصرف سوخت ویژه در حالت موتور پایه (8°BTDC) تنها با کاهش دمای خنک‌کاری دیده شد. همچنین، با توجه به نتایج به‌دست آمده مشاهده می‌شود که کاهش دمای خنک‌کاری تاثیر بیشتری بر کاهش آلاینده NOx نسبت به تاخیر در پاشش سوخت دارد.

با اعمال روش‌هایی نظیر خنک‌کاری EGR و جلو انداختن زمان پاشش سوخت، می‌توان اثرات منفی EGR و کاهش دمای خنک‌کاری بر روی آلاینده‌های دیگر، کاهش توان و مصرف سوخت ویژه را جبران نمود. استفاده از روش‌های ترکیبی، شرایط ایجاد توازن بین مصرف سوخت، افت توان، کاهش آلاینده NOx و دیگر آلاینده‌ها را افزایش می‌دهد.

تاثیر افزایش درصد EGR سرد بر افت توان بیشتر از تاثیر کاهش دمای خنک‌کاری است در حالی که با آوانس پاشش سوخت می‌توان افت توان را تا حد زیادی بهبود بخشید.

نتایج به‌دست آمده امکان استفاده از سیستم خنک‌کاری موتور برای کاهش NOx را نشان می‌دهد که به عنوان یک سیستم جانبی با حداقل تغییر بر روی موتور قابل ارتقا است.

در ملاحظات واقعی، طراحی سیستم خنک‌کاری مناسب، بازده و اثربخشی مبدل حرارتی و کنترل دمای سیال

- [12] Rajan K., Senthilkumar K. R., "Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on the Performance and Emission Characteristics of Diesel Engine with Sunflower Oil Methyl Ester", *Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, Vol. 3, pp. 306-311, 2009.
- [13] Robert D. C., Gordon G. P., Oner A., John H. J., "A Controlled EGR Cooling System for Heavy Duty Diesel Applications Using the Vehicle Engine Cooling System Simulation", *SAE 2002-01-0076*, 2002.
- [14] Bowman C. T., "Kinetics of Pollutant Formation and Destruction in Combustion", *Prog. Energy Combustion*, Vol. 1, pp. 33-45, 1975.
- [15] <http://www.dieselnets.com/standards/eu/hd.php>: Standard reference: 2001/27/EC, Regulation NO. 49 (ECE-R49), "Uniform Provision Concerning the Approval of Compression and Natural Gas Engines as Well as Positive-Ignition engines and Vehicles Equipped, with Regard to the Emissions of Pollutant by the Engine", Rev. 3, Amend. 1, 2001.
- [۱۶] پیروزپناه وهاب، عباسعلیزاده مجید، "کاهش آلاینده‌های موتور دیزلی OM-355"، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشکده فنی، دانشگاه تبریز، ۱۳۷۷.
- [17] Berg W., "Legislation for the Reduction of Exhaust Gas Emissions", *Handbook of Environmental Chemistry*, Vol. 3, Part T, Germany, Springer, 2003, pp. 175-253
- [6] Torregrosa A. J., Olmeda P., Martín J., Degraeuwe B., "Experiments on the Influence of Inlet Charge and Coolant Temperature on Performance and Emissions of a DI Diesel Engine", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, pp. 633-641, 2006.
- [7] Burke R. D., Brace C. J., Hawley J. G. Pegg I., "Review of the Systems Analysis of Interactions between the Thermal, Lubricant, and Combustion Processes of Diesel Engines", *Proc. IMechE, Part D: J. Automobile Engineering*, Vol. 224, pp. 671-704, 2010.
- [8] Zhang R., Charles F., Ewing D., "Effect of Diesel Soot Deposition on the Performance of Exhaust Gas Recirculation Cooling Devices". *SAE 2004-01-0122*, 2004.
- [9] Bianchi G. M., Cazzoli G. Pelloni P., "Numerical Study towards Smoke-Less and NOx-Less HSDI Diesel Engine Combustion", *SAE 2002-01-1115*, 2002.
- [10] Hountalas D. T., Mavropoulos G. C., Binder K. B., "Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) Temperature for Various EGR Rates on Heavy Duty DI Diesel Performance and Emissions", *Energy*, Vol. 33, pp. 272-283, 2008.
- [11] Maiboom A., Tazua X., Hetet J. F., "Experimental Study of Various Effects of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Combustion and Emissions of an Automotive Direct Injection Diesel Engine", *Energy*, Vol. 33, pp. 22-34, 2008.