

بررسی تئوری و تجربی تاثیر قطر لوله سوخت فشار بالا انژکتور در عملکرد و آلاینده‌گی موتورهای دیزلی

سعید غفارزاده
کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز
پیمان عباسی
کارشناس، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز
محسن جعفری قاسم قشلاقی
کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز

چکیده

در این مطالعه به صورت تئوری و تجربی تاثیر قطر لوله‌های فشار بالا سیستم سوخت رسانی (FIS) در عملکرد و آلاینده‌گی موتورهای دیزلی مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج شبیه‌سازی انجام گرفته، نشان می‌دهد که با افزایش قطر لوله‌ها، فشار محفظه پاشش، آهنگ پاشش سوخت و فشار لوله کاهش می‌یابد. برای بررسی تاثیر قطر لوله‌های سوخت بر میزان آلاینده‌گی، تست ۸ مود حالت پایا مطابق استاندارد ECER96 بر روی یک موتور دیزلی انجام گرفت. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش قطر لوله‌ها، میزان آلاینده NOx کاهش ولی میزان UHC و CO افزایش می‌یابد. کلمات کلیدی: فشار پاشش، لوله سوخت فشار بالا، کارکرد، آلاینده‌گی، موتور دیزلی.

A Theoretical and Experimental Study of the Effect of Fuel Injection Pipe Diameter on the Diesel Engine Performance and Emissions

S. Ghaffarzadeh, P. Abbasi and M. Jafari
Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz

Abstract

In this study the effect of pipe diameter of the high pressure fuel injection system (FIS) on the performance and emissions of an off-road internal combustion diesel engine has been studied. Numerical simulation of the fuel pipe shows that the injection chamber pressure, rate of fuel injection and fuel pipe pressure decrease with increasing the pipe diameter. In order to investigate the effect of fuel pipe diameter on exhaust emissions, an off-road diesel engine has been tested according to an eight-mode steady-state test cycle based on the United Nations standard ECER96. Results show that an increase in the pipe diameter decreases the nitrogen oxides (NOx) emissions, but it increases the unburned hydrocarbons (UHC) and carbon monoxide (CO) emissions.

Key words: Injection pressure, High pressure fuel pipe, Performance, Pollutant emission, Diesel engine.

۱- مقدمه

روش دوم آن است که با استفاده از روش المان محدود (Finite Element) و با در نظر گرفتن معادلات پیوستگی و اندازه حرکت، معادلات مورد نظر به دست آورده شوند. به علت اینکه از اختلاف دما در نقاط مختلف سیستم صرفنظر می‌شود معادله انرژی در نظر گرفته نشده ولی در صورت لزوم می‌توان معادله انرژی را هم در نظر گرفت و همزمان با معادلات بالا حل کرد. به هر حال چون روش دوم درک فیزیکی بهتری از سیستم را ارائه می‌دهد لذا در این بررسی از آن استفاده می‌شود [۲، ۶ و ۷].

۲-۱- معادله پیوستگی

در یک حجم کنترل، معادله پیوستگی تعادل دبی جریان را بیان می‌کند. با توجه به اینکه جریان در لوله تک بعدی فرض شده بنابراین یک المان کوچک به ضخامت δx در لوله در نظر می‌گیریم. اگر m_i اندازه جرم ورودی و m_e اندازه جرم خروجی از المان فرضی باشد، طبق قانون بقا جرم در داخل المان $m_e - m_i$ است. با فرض اینکه ρ جرم حجمی سیال و v سرعت متوسط سیال در مقطع مورد نظر و A سطح مقطع لوله باشد داریم:

$$\begin{aligned} m_i &= \left(\int_0^t \rho \cdot v \cdot A \cdot dt \right)_1 \\ m_e &= \left(\int_0^t \rho \cdot v \cdot A \cdot dt \right)_2 \\ m_e - m_i &= (\rho_2 - \rho_1) \Delta x \cdot A \end{aligned} \quad (1)$$

که ρ_1 چگالی اولیه سیال، ρ_2 چگالی سیال بعد از گذشت زمان t و $Q = \Delta x \cdot A$ دبی جریان سیال است، بنابراین داریم:

$$\rho \cdot A \cdot v - \left[\rho \cdot A \cdot v + \frac{\partial(\rho \cdot A \cdot v)}{\partial x} \cdot \delta x \right] = \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot A \cdot \delta x) \quad (2)$$

که x و t به ترتیب متغیرهای مستقل زمان و مکان هستند. با صرفنظر از عبارات درجه بالاتر، به علت کوچک بودن آن و با ساده‌سازی رابطه ۲ داریم:

$$\frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} \cdot \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (3)$$

با توجه به فرض صلب بودن لوله می‌دانیم که $\frac{\partial A}{\partial t} = 0$ ، پس

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} \cdot \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (4)$$

از طرفی با توجه به رابطه $c^2 = \frac{\partial P}{\partial \rho}$ برای سرعت صوت در

سیال و با تقسیم طرفین به dt داریم:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial P}{\partial t} \quad (5)$$

در موتورهای دیزلی سیستم سوخت‌رسانی نقش مهمی را ایفا می‌کند، امروزه به دلیل اهمیت این سیستم با تغییراتی که بر روی پمپ انژکتور، لوله‌های انژکتور و خود انژکتور انجام می‌گیرد، بدون تغییر در سایر اجزا موتور می‌توان میزان آلاینده‌گی این موتورها را به میزان زیادی کاهش داد. برای بهینه کردن سیستم سوخت‌رسانی در موتورهای دیزلی مطالعات زیادی انجام گرفته است. اصول حاکم بر کارکرد سیستم‌های پاشش سوخت متداول کم و بیش یکسان است. در همه این سیستم‌ها ابتدا سوخت توسط یک مرز متحرک (معمولا پلانچر) فشرده شده و سپس با عبور از یک سوپاپ تحویل، وارد لوله تحت فشار می‌گردد، با این تفاوت که در پمپ‌های نوع خطی به ازای هر سیلندر یک پلانچر وجود دارد ولی در پمپ‌های نوع دورانی بدون توجه به تعداد سیلندرها موتور، در پمپ انژکتور فقط یک پلانچر وجود دارد و سوخت فشرده شده به طرق مختلف بین نازل انژکتورهای سیلندرها توزیع می‌شود. سوخت بعد از طی مسیر لوله تحت فشار وارد محفظه نازل می‌شود و در اثر نیروی فشار سوزن نازل باز شده و پاشش صورت می‌گیرد [۱ و ۲]. کوچکی یمن و همکارانش [۳] نشان دادند که با کاهش نرخ پاشش اولیه سوخت میزان NOx و آلودگی صوتی کاهش می‌یابد و میزان Smoke نیز با افزایش نرخ متوسط پاشش سوخت کاهش می‌یابد، تاناب و همکارانش [۴] نیز میزان بهینه‌ای از نرخ پاشش سوخت را با توجه به دور و بار موتور برای کاهش میزان NOx و PM معرفی کرده‌اند. در این مطالعه ابتدا معادلات حاکم بر لوله‌های فشار بالا مطرح خواهد شد، سپس نتایج حاصل از شبیه‌سازی عملکرد سیستم پاشش سوخت (FIS) مورد بررسی قرار خواهد گرفت و در انتها نتایج تجربی آلاینده‌گی با استفاده از لوله‌های با قطر 1.5، 1.75 و 2 میلی‌متر در موتور دیزلی MT4.244 مورد مقایسه قرار خواهد گرفت.

۲- معادلات حاکم

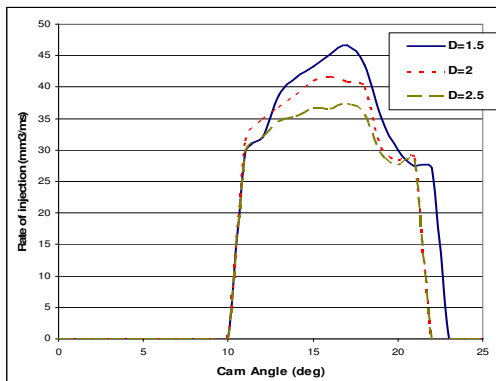
برای به دست آوردن معادلات حاکم بر لوله‌های فشار بالا دو روش را می‌توان در نظر گرفت. روش نخست آن است که معادلات کلی حاکم بر مکانیک سیالات را در نظر گرفته و سپس با ساده نمودن جمله‌های مختلف آن برای سیستم مورد نظر، مثلاً با استفاده از روش مرتبه بزرگی (Order of Magnitude) یا روش‌های دیگر به معادلات نهایی رسید [۵].

۳- شبیه سازی و پارامترهای مورد بررسی

مدل مورد استفاده در این بررسی برای پیش‌بینی عملکرد سیستم پاشش سوخت (FIS) در دانشگاه تبریز توسعه داده شده است. در این مدل با تعیین مشخصات پمپ انژکتور، لوله‌های فشار بالا و نازل‌ها برنامه اجرا می‌شود و می‌توان به راحتی تاثیر هر یک از پارامترهای سیستم از جمله قطر لوله‌های فشار بالا را در عملکرد سایر اجزا مانند فشار داخل سیلندر مشاهده کرد. این برنامه برای قطرهای مختلف اجرا و نتایج جالبی از آن استخراج شدند [۹، ۱۰، ۱۱ و ۱۲].

۳-۱- تاثیر قطر لوله تحت فشار مابین پمپ انژکتور و نازل‌ها در فشار پاشش سوخت به محفظه احتراق

قطر لوله یکی از تاثیرگذارترین پارامترها در مشخصه‌های پاشش سوخت است. تاثیر این تغییر بر روی فشار پاشش، آهنگ پاشش سوخت و فشار سوخت در قسمت میانی طول لوله در شکل‌های (۱ و ۲) نشان داده شده است. همان‌طوری که مشاهده می‌شود در اثر افزایش قطر لوله تحت فشار، فشار محفظه پاشش، آهنگ پاشش سوخت و فشار لوله شدیداً افت پیدا می‌کند و در مقابل، کاهش قطر لوله سبب پیدایش پیک‌های فشار می‌شود. کوچک شدن قطر لوله سبب کاهش حجم سوخت در لوله و بالا رفتن فشار در اثر تغییر حجم محفظه پمپ می‌شود. از طرف دیگر کاهش قطر لوله سبب افزایش تلفات اصطکاکی دیواره لوله در برابر حرکت سیال می‌شود، ولی این عامل تاثیر چندانی در کاهش فشار نشان نمی‌دهد. نکته جالب در اینجا مشاهده پس پاشش در لوله تحت فشار با قطر بالاتر است که حاکی از کندی پاسخ به سیستم و احتمال بی‌اعتبار شدن فرض جریان تک بعدی در لوله است.



شکل ۱- تاثیر قطر لوله تحت فشار در آهنگ پاشش سوخت با استفاده از مدل شبیه‌سازی

با مشتق‌گیری از $P(x,t)$ نسبت به زمان داریم:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\partial P}{\partial t} + v \frac{\partial P}{\partial x} \quad (۶)$$

با جایگذاری رابطه ۶ در روابط ۱ و ۲ معادله پیوستگی به شکل زیر در می‌آید:

$$\rho \cdot c^2 \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial t} + v \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \quad (۷)$$

۲-۲- معادله اندازه حرکت

معادله اندازه حرکت از قانون دوم نیوتن نتیجه می‌شود، طبق این قانون مجموع نیروهای وارده بر المان برابر است با حاصلضرب جرم المان در شتاب آن، یعنی:

$$P \cdot \frac{\partial A}{\partial X} \cdot \delta x + P \cdot A - \left[P \cdot A + \left(\frac{\partial}{\partial x} (P \cdot A) \right) \delta x \right] - \quad (۸)$$

$\tau_0 \cdot \pi \cdot d \cdot \delta x - \rho \cdot A \cdot g \cdot \delta x \cdot \sin \alpha = \rho \cdot A \cdot \delta x \cdot \frac{dv}{dt}$
که در آن P فشار، d قطر لوله و τ_0 تنش برشی از اصطکاک سیال بر روی دیواره لوله است. با فرض $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ و ساده‌سازی رابطه ۸ داریم:

$$\frac{P}{\rho \cdot A \cdot d^2} \frac{\partial (d^2)}{\partial x} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{4\tau_0}{\rho \cdot d} - g \cdot \sin \alpha = \frac{dv}{dt} \quad (۹)$$

از رابطه داریسی- ویسباخ افت هد در لوله برابر است با:

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f \frac{\Delta l}{d} \frac{v^2}{2} \quad (۱۰)$$

که در آن Δl طول لوله، ΔP افت فشار، f ضریب اصطکاک و v سرعت متوسط در لوله می‌باشد. با استفاده از توازن نیروها برای جریان پایا در لوله و جاگذاری رابطه ۱۰ در رابطه ۹ می‌توان نوشت:

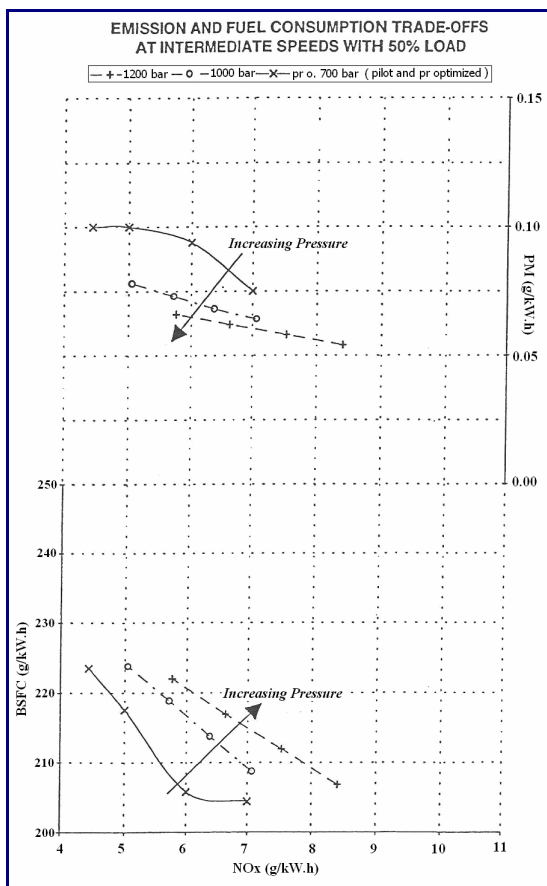
$$\frac{dv}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{f \cdot v^2}{2d} = 0 \quad (۱۱)$$

چون نیروی اصطکاک بایستی در خلاف جهت حرکت باشد در رابطه بالا v^2 را به صورت $v \cdot |v|$ نوشته و با مشتق‌گیری از $v(x,t)$ نسبت به زمان در رابطه ۱۱، معادله نهایی اندازه حرکت به صورت زیر در می‌آید:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{f \cdot v \cdot |v|}{2d} = 0 \quad (۱۲)$$

حل هم زمان رابطه ۷ (معادله پیوستگی) و رابطه ۱۲ (معادله اندازه حرکت)، معادلات حاکم بر جریان سیال لوله را تشکیل می‌دهند. متغیرهای وابسته فشار P و سرعت متوسط v در سطح مقطع و متغیرهای مستقل، فاصله x در طول لوله که از جهت بالادست اندازه گرفته می‌شود، و زمان t می‌باشد [۶ و ۸].

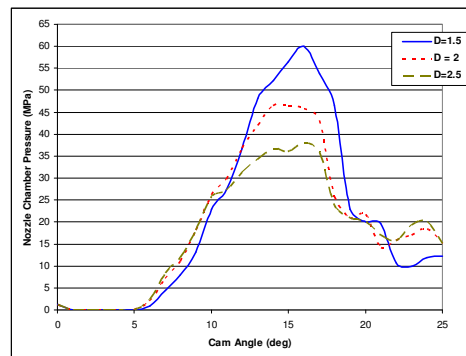
می‌شود با افزایش قطر لوله‌ها، به خاطر کاهش فشار پاشش و در نتیجه کاهش بازده اختلاط سوخت و هوا، احتراق ناقص‌تری را در محفظه احتراق شاهد خواهیم بود، که با کاهش دما باعث کاهش آلاینده NOx در این حالت خواهد شد.



شکل ۳- تاثیر فشار پاشش در منحنی‌های Trade off

جدول ۱- مشخصات موتور MT4.244

Stroke	100 mm
Bore	127 mm
Number of Cylinders	4-in line
Cubic Capacity	3.99 Lit
Compression ratio	17.5:1
Injection Pump	Rotary pump, WSK model
Injectors	BOSCH model
Injector Pipe Length	400 mm
Max power	82hp@2000rpm
Max Torque	360N.m@1300rpm



شکل ۲- تاثیر قطر لوله تحت فشار در فشار پاشش به محفظه احتراق با استفاده از مدل شبیه سازی

۲-۳- تاثیر قطر لوله تحت فشار بر میزان آلاینده‌گی

با توجه نتایج شبیه‌سازی قطر لوله تحت فشار، تاثیر زیادی در فشار پاشش محفظه احتراق خواهد داشت. بررسی انجام گرفته توسط موسسه تحقیقات موتور ریکاردو (Ricardo) در انگلستان نشان می‌دهد که فشار پاشش سوخت، شکل پاشش و پریود پاشش نقش بسیار مهمی در عملکرد موتور از لحاظ آلاینده‌گی دارد. در شکل (۳) تاثیر فشار پاشش بر PM، NOx نشان داده است، همان طوری که مشاهده می‌شود با کاهش فشار پاشش، PM افزایش و NOx کاهش می‌یابد. بنابراین با توجه به هدف مورد نظر برای هر موتور از لحاظ آلاینده‌گی، می‌بایستی از مقدار بهینه‌ای در قطر لوله‌های فشار بالا در سیستم پاشش سوخت استفاده کرد تا بتواند استاندارد آلاینده‌گی مورد نظر را ارضا کند.

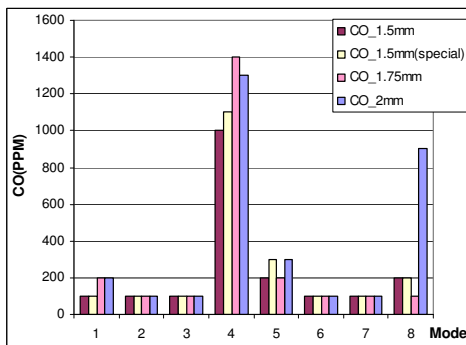
۴- نتایج تجربی

برای بررسی نقش قطر لوله‌های فشار بالا انژکتورها بر میزان آلاینده‌های خروجی از موتور، ابتدا لوله‌ها سوخت با طول ثابت و با قطر داخلی ۱/۵، ۱/۷۵ و ۲ میلی‌متر و ۱/۵ میلی‌متر خاص که دارای صافی سطح بالایی است، تهیه و مطابق جدول (۲) تست ۸ مود آلاینده‌گی بر اساس استاندارد ECER96 اروپا بر روی موتور دیزلی MT4.244 انجام شد. مشخصات عمومی موتور MT4.244 در جدول (۱) آورده شده است.

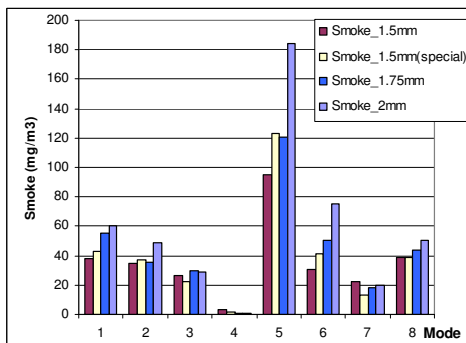
نتایج آلاینده‌گی برای آلاینده هیدروکربن نسوخته (UHC) موتور دیزلی MT4.244 با لوله‌های با قطر متفاوت مطابق شکل (۴) نشان می‌دهد که با افزایش قطر لوله‌های فشار بالا به علت کاهش فشار پاشش و پودر نشدن ذرات سوخت و کاهش هوای در دسترس سوخت، میزان هیدروکربن نسوخته افزایش می‌یابد. در شکل (۵) میزان آلاینده NOx برای لوله‌های مختلف در حالت ۸ مود نشان داده شده است، همانطوری که مشاهده

با افزایش قطر لوله‌ها در حالت بی‌باری (Idle) میزان CO در اثر احتراق ناقص افزایش می‌یابد که به علت شروع دیر هنگام اشتعال و کاهش فشار پاشش سوخت می‌باشد.

در شکل‌های (۷ و ۸) نتایج ۸ مود آلاینده‌گی برای میزان دوده (Smoke) و کدری (Opacity) آگروز برای لوله‌های مختلف نشان داده شده است، همانطوری که مشاهده می‌شود با افزایش قطر لوله‌ها، به علت افزایش میزان ذرات معلق در آگروز و آلاینده‌هایی از قبیل ذرات معلق (PM) و اکسیدهای کربن، میزان دوده و کدري آگروز افزایش می‌یابد.



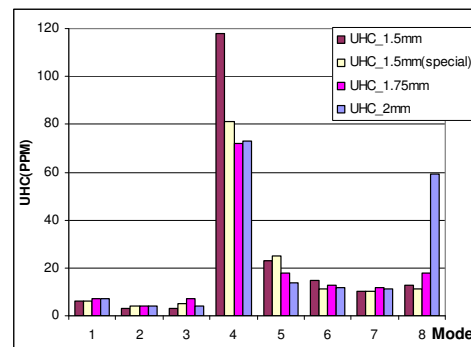
شکل ۶- نتایج ۸ مود آلاینده‌گی برای آلاینده CO برای لوله‌های با قطر 1.5mm، 1.5mm، 1.75mm، و 2.0mm



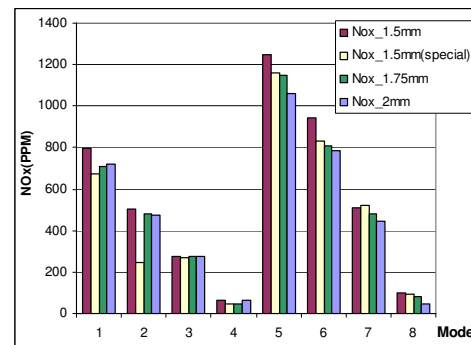
شکل ۷- نتایج ۸ مود آلاینده‌گی برای دوده (Smoke) برای لوله‌های با قطر 1.5mm، 1.5mm، 1.75mm، و 2.0mm

جدول ۲- شرایط ۸ مد آلاینده‌گی برای موتورهای دیزلی کشاورزی و صنعتی مطابق استاندارد ECER96 اروپا

مد	شرایط
۱	دور توان بیشینه و ۱۰٪ بار
۲	دور توان بیشینه و ۷۵٪ بار
۳	دور توان بیشینه و ۵۰٪ بار
۴	دور توان بیشینه و ۱۰٪ بار
۵	دور گشتاور بیشینه و ۱۰٪ بار
۶	دور گشتاور بیشینه و ۷۵٪ بار
۷	دور گشتاور بیشینه و ۵۰٪ بار
۸	دور مینیمم و بدون بار



شکل ۴- نتایج ۸ مود آلاینده‌گی برای آلاینده UHC برای لوله‌های با قطر 1.5mm، 1.5mm، 1.75mm، و 2.0mm



شکل ۵- نتایج ۸ مود آلاینده‌گی برای آلاینده NOx برای لوله‌های با قطر 1.5mm، 1.5mm، 1.75mm، و 2.0mm

در شکل (۶) نتایج ۸ مود آلاینده‌گی برای آلاینده CO برای لوله‌های با قطر 1.5mm، 1.5mm، 1.75mm و 2.0mm نشان داده شده است، همانطوری که مشاهده می‌شود

۶- نتیجه گیری

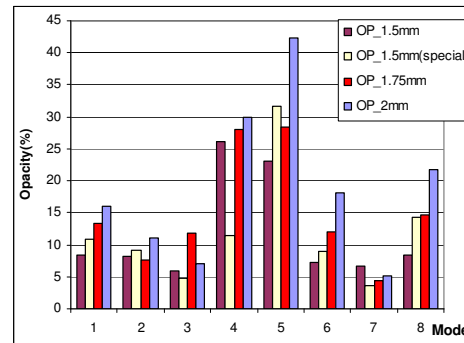
در این مطالعه تاثیر قطر لوله های فشار بالا سیستم FIS بر کارایی و میزان آلاینده های موتورای احتراق داخلی دیزلی بررسی شد. در شبیه سازی انجام گرفته برای سیستم پاشش سوخت مشخص شد که با افزایش قطر داخلی لوله های فشار بالا، فشار محفظه پاشش، آهنگ پاشش سوخت و فشار لوله شدیداً افت پیدا می کند و در مقابل، کاهش قطر لوله سبب پیدایش پیک های فشار می شود. هم چنین با توجه به نتایج تجربی مشخص شد که با کاهش فشار پاشش به علت اختلاط بد سوخت و هوا، مقدار آلاینده های UHC، CO افزایش و مقدار NOx به علت احتراق ناقص کاهش می یابد، با افزایش میزان ذرات معلق و اکسیدهای کربن میزان دوده و کدری اگزوز نیز افزایش می یابد. با کاهش فشار پاشش محفظه احتراق در اثر افزایش قطر لوله ها، مخلوط هوا و سوخت به صورت خوب انجام نگرفته و احتراق کاملی ایجاد نمی شود و سوخت تامین شده برای احتراق به هدر رفته و توان تولیدی موتور کاهش می یابد.

سیاس گذاری ها

در اینجا از امور تحقیقات مهندسی شرکت موتورسازان (تراکتورسازی ایران) به خاطر کمک در تهیه لوله های فشار بالای سوخت و انجام آزمایشات تجربی بر روی موتور دیزلی MT4.244 تشکر می کنیم. همچنین از مرحوم دکتر وهاب پیروزیپناه برای کمک در ویرایش نهایی مقاله کمال تشکر و قدردانی را داریم.

مراجع

- [1] Aesoy, V., Engja, H., and Skarboe, L.A., "Fuel Injection System Design, Analysis and Testing", SAE 96-2001, 1996.
- [2] Kiijarvi, J., "Diesel Fuel Injection System Simulation", Dissertation for the degree of Technology, Helsinki University of Technology (Finland), 2003.
- [3] Yamane K. and Nakatani K., "Fuel Injection Rate Shaping and Its Effect on Exhaust Emissions in a Direct-Injection Diesel Engine Using a Spool Acceleration Type Injection System", SAE 970347, 1997.
- [4] Tanabe, K., Kohketsu, S., and Nakayama, S., "Effect of Fuel Injection Rate Control on Reduction of Emissions and Fuel Consumption in a Heavy Duty DI Diesel Engine", SAE 2005-01-0907, 2005.



شکل ۸- نتایج ۸ مود آلاینده های برای کدری یا تیرگی (Opacity) اگزوز برای لوله های با قطر 1.5mm، 1.5mm، 1.75mm و 2.0mm، خاص،

۵- تاثیر قطر لوله تحت فشار بر توان ترمزی تولیدی

با توجه به شکل (۲) مشاهده می شود که قطر لوله تحت فشار تاثیر زیادی در فشار پاشش در محفظه احتراق دارد و طبق بررسی ریکاردو که در شکل (۳) نشان داده شده است، فشار پاشش بر مصرف سوخت ویژه BSFC تاثیر دارد و با کاهش فشار پاشش سوخت به محفظه احتراق مصرف سوخت ویژه کاهش می یابد. طبق رابطه زیر برای توان تولیدی موتور داریم:

$$P_b = M_f / BSFC \quad (12)$$

که در آن M_f جرم سوخت تامین شده در واحد زمان، BSFC مصرف سوخت ویژه و P_b توان ترمزی موتور است.

با توجه به رابطه بالا توان تولیدی با جرم سوخت تامین شده رابطه مستقیم و با مصرف سوخت ویژه رابطه عکس دارد و با کاهش BSFC توان تولیدی در جرم سوخت تامین شده ثابت، افزایش می یابد. ولی رابطه بالا در ایده آل ترین حالت پیشنهاد شده است و در واقع با کاهش فشار پاشش محفظه احتراق مخلوط هوا و سوخت به صورت خوب انجام نگرفته و احتراق کاملی ایجاد نمی شود و سوخت پاشیده شده به صورت آلاینده های اگزوزی موتور مانند هیدروکربن نسوخته (UHC) و ذرات معلق (PM) از محفظه احتراق خارج می شود [۱۳] و بنابراین این احتراق ناقص، باعث کاهش قدرت تولیدی موتور و هدر رفتن سوخت می شود. نتایج تجربی نشان داد که در حالت استفاده از لوله های با قطر داخلی 2mm نسبت به لوله های با قطر داخلی 1.5mm حدوداً 3.5% توان تولیدی کاهش یافت.

محمدتقی، توسعه یک مدل ریاضی جهت پیشگویی مشخصه‌های یک سیستم پاشش سوخت مجهز به پمپ واحد، چهارمین همایش بین‌الملل موتورهای درونسوز، تهران (ایران خودرو)، آبان ۱۳۸۴.

[۱۱] اکبرپوران، ابراهیم، تأیید مدل ریاضی پیش‌بینی فشار پاشش با داده‌های FISهای مختلف و تلفیق آن به GMZM، پایان‌نامه دوره کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، ۱۳۷۲.

[۱۲] قوامی، سید احمد، مدل ریاضی پاشش سوخت در موتورهای دیزلی با پاشش مستقیم، پایان‌نامه دوره کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، ۱۳۶۹.

[13] Challen, B., Baranescu, R., "Diesel Engine Reference Book", BUTTRWORTH HEINEMANN Publishing, 1999.

[5] Becchi, G.A., "Analytical Simulation of Fuel Injection in Diesel Engines", SAE 71-0568, 1971.

[6] Kumar, K., Gaur, R.R., Gaur, R.D., and Babu, M., "A Finite Difference Scheme for the Simulation of a Fuel Injection System", SAE 83-1337, 1983.

[7] Zhu, Y., and Reitz, R. D., "A 1-D gas dynamics code for subsonic and supersonic flows applied to predict EGR levels in a heavy-duty diesel engine", International Journal of Vehicle Design, Vol.22, Nos. 3/4, pp.227-252, 1999.

[8] Becchi, G.A., "Analytical Simulation of Fuel Injection in Diesel Engines", SAE 71-0568, 1971.

[۹] جعفرآبادی، مزدک، شبیه‌سازی سیستم سوخت‌رسانی موتور دیزلی OM-457، پایان‌نامه دوره کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، ۱۳۸۳.

[۱۰] جعفرآبادی، مزدک، پیروزی‌پناه، وهاب و شروانی‌تبار،