

## بررسی تاثیر میزان سوخت دیزل مایع (پایلوت) بر عملکرد و آلاینده‌گی

### موتورهای دیزل دوگانه سوز

صالح ناصری گرگری<sup>۱\*</sup>، صمد جعفر مدار<sup>۲</sup>، شهرام خلیل آریا<sup>۳</sup>، رامین برزگر<sup>۴</sup>

دانشگاه ارومیه، دانشکده فنی مهندسی، گروه مهندسی مکانیک

([Salehnasseri@yahoo.com](mailto:Salehnasseri@yahoo.com): صالح ناصری گرگری)

### چکیده

موتورهای دوگانه سوز در شرایط بارهای جزئی، به صورت اجتناب ناپذیری دارای بازده حرارتی پایین و آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسیدکربن بالایی می‌باشند. یکی از راه‌های کاهش مشکلات ذکر شده افزایش در میزان سوخت پایلوت پاشیده شده به درون محفظه سیلندر می‌باشد. لذا با توجه به این موضوع، سعی شده تا در کار حاضر با استفاده از مدل‌های میدان جریان، به بررسی تاثیر میزان سوخت پایلوت بر عملکرد و آلاینده‌گی موتورهای دیزل دوگانه-سوز در بارهای جزئی پرداخته شود. مدل انتخاب شده شامل معادلات آشفته میدان جریان  $k-\epsilon$  و مدل آشفته‌گی ادی برای احتراق و همچنین مدل اسپری wave برای جت سوختی می‌باشد. نتایج عددی بدست آمده از نرم‌افزار Fire ۸/۳۱ انطباق بسیار خوبی را بین فشار داخل سیلندر و مقدار آلاینده‌گی  $NO_x$  با نتایج تجربی نشان می‌دهد. همچنین نتایج عددی نشان می‌دهد که افزایش مقدار سوخت دیزل (پایلوت)، باعث بهتر شدن راندمان حرارتی موتور گشته، پریود تاخیر در اشتعال سوخت دیزل را کاهش داده و از این‌رو آهنگ انرژی آزاد شده کل را افزایش می‌دهد. در ضمن باعث کاهش مصرف سوخت ویژه نیز می‌گردد.

واژه‌های کلیدی: دوگانه سوز - سوخت پایلوت - احتراق - آلاینده‌گی

### ۱- مقدمه

یکی از موضوعات اصلی برای بهبود دادن فرایند احتراق موتورهای احتراق داخلی مرسوم، یافتن راهی برای کاهش ذرات منتشره از این نوع موتورها، با حداقل تغییر در ساختمان آنها می‌باشد. همانطور که می‌دانیم موتورهای دیزلی به دلیل ملاحظات زیست محیطی و انتشار مقدار قابل توجه آلاینده دوده، مناسب نبوده و توانائی زیادی در رسیدن به استانداردهای جدید را ندارند. یکی از راه‌های مناسب و کم هزینه برای رسیدن به این هدف، دوگانه‌سوز کردن آنها و استفاده از سوخت گازی به عنوان یک مکمل برای سوخت دیزل می‌باشد. از متداول‌ترین سوخت‌های گازی می‌توان به گاز طبیعی اشاره کرد که بعلت دارا بودن دمای خود اشتعالی بالا، می‌تواند به عنوان سوخت در موتورهای دیزلی مورد استفاده قرار گیرد. با توجه به اینکه موتورهای دوگانه‌سوز در شرایط بارهای جزئی، به صورت اجتناب ناپذیری دارای بازده حرارتی پایین و آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسیدکربن بالایی می‌باشند. لذا یکی از راه‌های کاهش مشکلات ذکر شده، افزایش در میزان سوخت دیزل مایع (پایلوت) می‌باشد [۱]. مطابق بسیاری از کارهای تحقیقاتی نظیر کار کریم [۲]، مشخص شده است که میزان

- ۱- دانشجوی کارشناسی ارشد - دانشگاه ارومیه - دانشکده فنی مهندسی - گروه مهندسی مکانیک
- ۲- استادیار - دانشگاه ارومیه - دانشکده فنی مهندسی - گروه مهندسی مکانیک
- ۳- استادیار - دانشگاه ارومیه - دانشکده فنی مهندسی - گروه مهندسی مکانیک
- ۴- دانشجوی کارشناسی ارشد - دانشگاه ارومیه - دانشکده فنی مهندسی - گروه مهندسی مکانیک

سوخت دیزل (پایلوت)، یکی از مهم‌ترین متغیرهای کنترل کننده عملکرد و آلاینده‌های خروجی از موتورهای دوگانه‌سوز می‌باشد. کارهای تحقیقاتی زیادی روی این قبیل از موتورها صورت گرفته است که از این میان می‌توان به کارهای هونتالاس<sup>۱</sup> و پاپاجیاناکیس<sup>۲</sup> اشاره کرد [۳]. با توجه به رشد سریع تکنولوژی و پیدایش کامپیوترهایی با سرعت و قدرت محاسباتی بالا، کارهای دیگری نیز در گستره روش‌های CFD صورت گرفته است که می‌توان از آن بین به کار کریم و همکارانش در سال ۲۰۰۷ اشاره کرد که با استفاده از کد سه بعدی KIVA III، یک موتور دوگانه‌سوز با پاشش غیرمستقیم را شبیه سازی کرده‌اند [۴]. لذا به نظر می‌رسد برای توسعه و پیشرفت موتورها با کارایی بهتر و درصد آلاینده‌گی کمتر، استفاده از روش‌های پیشرفته و دقیق جهت مطالعه هرچه بهتر فرآیند احتراق، امری لازم و ضروری باشد. در کار حاضر سعی شده تا با استفاده از نرم افزار Fire که مبنای آن حل عددی معادلات حاکم به روش حجم محدود می باشد تأثیر افزایش سوخت دیزل مایع (پایلوت) بر فرآیند احتراق و آلاینده‌گی موتور دیزل دوگانه‌سوز شده OM-355 مورد بررسی قرار بگیرد.

## ۲- بررسی مدل‌های استفاده شده

### ۱-۲- مدل میدان جریان

بر مبنای معادلات RANS و الگوریتم SIMPLE، مدل  $\kappa$ - $\epsilon$  استاندارد [۵] برای شبیه سازی عددی جریان سه بعدی در محفظه بکار رفته است. معادلات اساسی حاکم بر مساله بصورت زیر تعریف می‌شوند:

معادله متوسط زمانی پایستگی جرم:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} u_i)}{\partial x_i} = \bar{\rho}_{spray} \quad (1)$$

معادله متوسط زمانی مومنتوم:

$$\frac{\partial (\bar{\rho} u_j)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} u_j u_i)}{\partial x_i} = - \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\tau}_{ij} - \bar{\rho} u'_i u'_j) + f_{j,spray} \quad (2)$$

معادله متوسط زمانی انرژی:

$$c_p \left( \frac{\partial (\bar{\rho} T)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} T U_i)}{\partial x_i} \right) = - \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{q}_i + c_p \bar{\rho} T' u'_i) + \dot{q}_{comb} \quad (3)$$

عبارات چشمه در معادلات (۱)، (۲) و (۳) به ترتیب برابر آهنگ پاشش افشانه سوخت آتش زاء، نیروهای وارده بر قطره مایع و گرمای آزاد شده از احتراق می باشد.

<sup>1</sup> Hountalas

<sup>2</sup> Papaginnakis

## ۲-۲- مدل اشتعال خود به خودی و احتراق

در کار حاضر مدل SHELL [۶] برای اشتعال خود به خودی، همچنین مدل آشفته‌گی ادی، برای شبیه‌سازی احتراق مورد استفاده قرار گرفته است. برای دوگانه سوز کردن موتور دیزلی، گاز متان که نماینده گاز طبیعی می‌باشد به آرایه سوخت اضافه شده است. آهنگ احتراق سوخت بدین صورت بیان می‌شود:

$$\overline{\rho \dot{r}_{fu}} = \frac{C_{fu}}{\tau_R} \overline{\rho} \min \left( \overline{y_{fu}}, \frac{\overline{y_{ox}}}{S}, \frac{C_{pr} \cdot \overline{y_{pr}}}{1+S} \right) \quad (۴)$$

در معادله بالا دو عبارت اول داخل پارانتر کمبود اکسیژن یا سوخت را در نظر می‌گیرد و عبارت سوم مربوط به احتمال واکنش است که نشان دهنده عدم انتشار شعله در نبود محصولات احتراق می‌باشد.  $C_{fu}$  و  $C_{pr}$  ثابت‌های تجربی می‌باشند.

## ۲-۳- مدل افشانه سوخت

برای مدل‌سازی امیزاسیون سوخت آتش‌زای دیزل، از مدل استاندارد Wave [۷] استفاده شده است. معادله دیفرانسیل کاهش قطر قطره بدین صورت است:

$$\frac{dr}{dt} = \frac{-(r - r_{stable})}{t} \quad (۵)$$

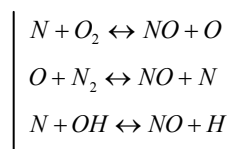
$$r_{stable} = c_1 \Lambda \quad (۶)$$

$$t = c_2 \cdot \frac{r}{w} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (۷)$$

$C_1$  و  $C_2$  ثابت‌های تجربی می‌باشند که در کار حاضر به ترتیب برابر ۰/۶۱ و ۱۲ می‌باشند. برای پیشگویی برخورد قطرات سوخت به دیواره نیز مدل Walljet 1 [۸] در نظر گرفته شده است که فرض می‌کند بسته به عدد وبر بحرانی، قطره هنگام برخورد به دیواره یا بر روی آن می‌لغزد یا پس‌زده می‌شود.

## ۲-۴- مدل‌های آلاینده‌گی

مدل بکار رفته برای پیش‌بینی آلاینده اکسید نیتروژن، مدل زلدوویچ است که مکانیزم آن را در زیر آورده شده است.



مدل تشکیل و اکسیداسیون آلاینده دوده به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{dm_{soot}}{dt} = \frac{dm_{form}}{dt} - \frac{dm_{oxid}}{dt} \quad (۸)$$

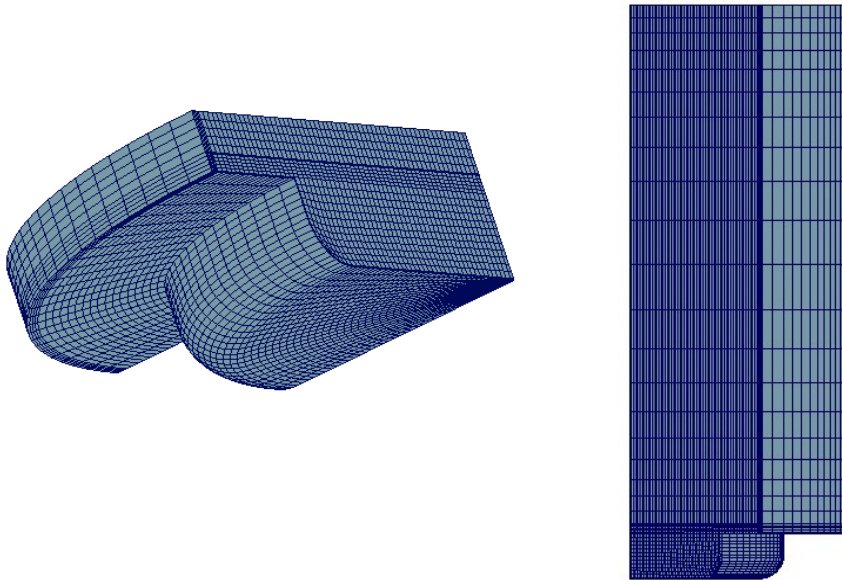
FCCI2010-3164

$$\frac{dm_{form}}{dt} = A_f m_{fv} p^{0.5} \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (9)$$

$$\frac{dm_{oxid}}{dt} = \frac{6M_c}{\rho_s d_s} m_s R_{tot} \quad (10)$$

### ۵-۲- مدل سه بعدی موتور OM-355

شکل (۱) نمونه‌ای از شبکه سه بعدی محاسباتی در نظر گرفته شده را نشان می‌دهد. از آنجائیکه تعداد سوراخهای انژکتور ۴ عدد می باشد، با فرض تقارن و برای کاهش زمان محاسبات، یک چهارم کل هندسه، شبیه سازی شده است. این شبکه از نوع متحرک می باشد و گام محاسباتی از ابتدای کورس تراکم (نقطه بسته شدن سوپاپ ورودی) یعنی  $CA^{120^\circ}$  قبل از نقطه مرگ بالا آغاز شده و تا مرحله تخلیه ( باز شدن سوپاپ خروجی ) یعنی  $CA^{118^\circ}$  بعد از نقطه مرگ بالا ادامه پیدا می کند. زمان پاشش سوخت پایلوت  $CA^{18^\circ}$  قبل از نقطه مرگ بالا با فشار ۱۹۵ bar می باشد.



شکل ۱- شبکه مدل نمونه

مشخصات موتور مربوطه در جدول شماره (۱) آورده شده است.

جدول ۱- مشخصات موتور OM-355 مورد استفاده در مدل

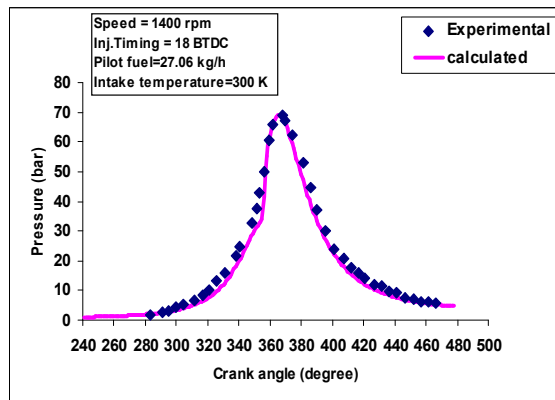
نوع موتور	دیزلی سنگین-مرسدس بنز
تعداد سوراخهای انژکتور	۴
حجم جابجایی سیلندر(لیتر)	۱۱/۵۸
قطر پیستون × کورس (میلیمتر)	۱۵۰ × ۱۲۸
نسبت تراکم	۱۶/۱:۱
بالاترین گشتا ور	۸۲۴ نیوتن متر در دور ۱۴۰۰
بالاترین توان	۲۳۷ اسب بخار در دور ۲۲۰۰

فشار پاشش سوخت	۱۹۵ بار
----------------	---------

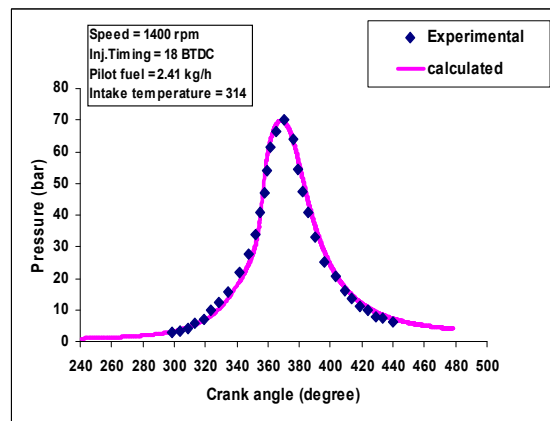
## ۳- بحث و بررسی نتایج عددی

### ۳-۱- بررسی صحت مدل

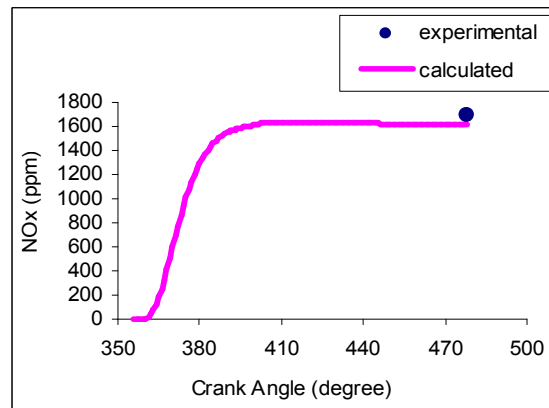
در مطالعه حاضر برای نشان دادن صحت مدل، نمودار فشار داخل سیلندر و مقدار آلاینده  $NO_x$  در حالت بار کامل و در دور ۱۴۰۰rpm برای موتور دیزل با نتایج تجربی مورد مقایسه قرار گرفته است (اشکال ۲، ۳ و ۴). همچنین فشار داخل سیلندر در حالت دوگانه‌سوز نیز با نتایج تجربی مورد مقایسه قرار گرفته است. همانطور که مشاهده می‌شود مقادیر پیش بینی شده حاصل از مدل در توافق خوبی با مقادیر تجربی هستند.



شکل ۲- مقایسه فشار داخل سیلندر با نتایج تجربی برای حالت دیزل [۹]



شکل ۳- مقایسه فشار داخل سیلندر با نتایج تجربی برای حالت دوگانه‌سوز [۹]



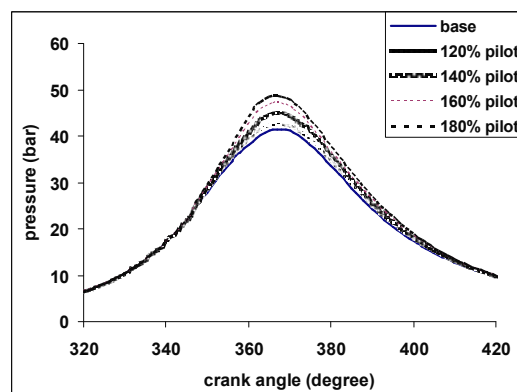
شکل ۴- مقایسه مقدار آلاینده‌گی NO<sub>x</sub> با نتایج تجربی برای حالت دیزل [۹]

بعد از مطابقت نتایج مدل با نتایج تجربی، در ادامه به بررسی تاثیر افزایش میزان سوخت دیزل مایع (پایلوت) بر احتراق و آلاینده‌گی موتور دوگانه‌سوز شده OM-355 می‌پردازیم.

### ۲-۳- بحث بر روی نتایج

برای بررسی تاثیر سوخت دیزل آتش‌زا (پایلوت)، بر عملکرد و آلاینده‌گی موتورهای دوگانه‌سوز در بارهای جزئی، بار جزئی انتخاب شده، بار ۳۰٪ از بار کامل با نسبت ۸۰٪ سوخت گازی و ۲۰٪ سوخت دیزل می‌باشد که در هر حالت مقادیر سوخت دیزل پاشیده شده، به میزان ۲۰٪ - ۴۰٪ - ۶۰٪ و ۸۰٪ نسبت به حالت مبنا افزایش می‌یابد. همزمان با افزایش مقدار سوخت دیزل آتش‌زا، مقدار سوخت گازی کاهش می‌یابد بطوریکه نسبت هم‌ارزی کل برای تمامی حالت‌ها مقدار ثابتی را داشته باشد.  $\phi$  کل برای تمامی حالت‌ها برابر مقدار ثابت ۰/۵۶ و دور موتور در نظر گرفته شده برای تمامی حالت‌ها دور ثابت ۱۴۰۰ rpm می‌باشد. ضمن اینکه سوخت گازی مورد استفاده گاز متان و سوخت پایلوت به کار رفته N-Dodecane می‌باشد.

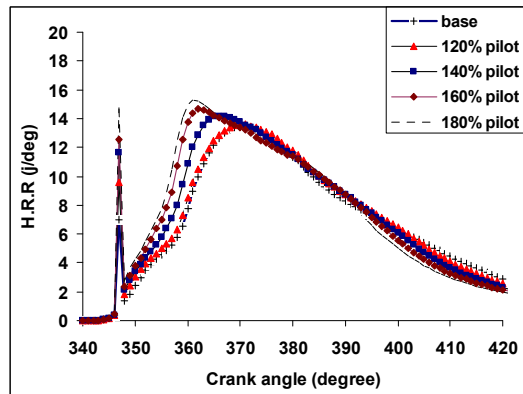
شکل (۵) تغییرات فشار داخل سیلندر بر حسب درجه میل‌لنگ به‌ازای مقادیر مختلف سوخت دیزل آتش‌زا در بار جزئی ۳۰٪ از بار کامل را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش مقدار سوخت دیزل آتش‌زا، پیک فشار سیلندر نیز افزایش می‌یابد که عمده دلیل این افزایش را می‌توان مربوط به بالا بودن آهنگ آزادسازی انرژی در طول احتراق پیش‌آمیخته، کم شدن سوخت گازی و در نتیجه کم شدن ظرفیت گرمایی ویژه مخلوط گازی بدلیل افزایش سوخت آتش‌زا دانست.



شکل ۵- تغییرات فشار داخل سیلندر با‌زای مقادیر مختلف سوخت دیزل آتش‌زا

شکل (۶) نمودار آهنگ آزادسازی انرژی را برحسب درجه میل‌لنگ بازای مقادیر مختلف از سوخت دیزل آتش‌زا نشان

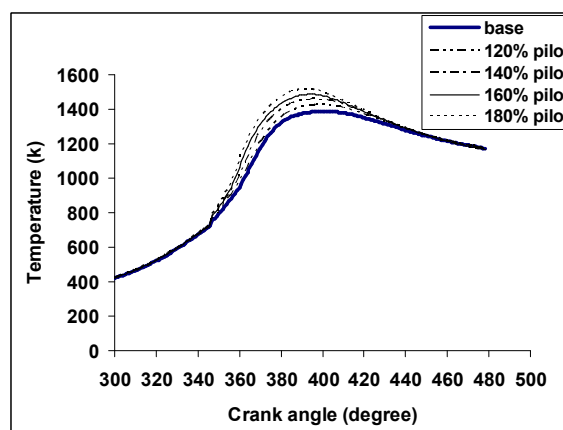
می‌دهد.



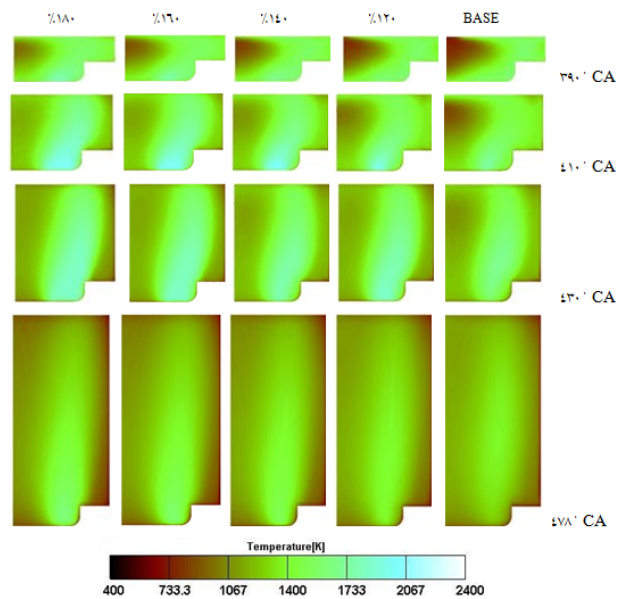
شکل ۶- تغییرات آهنگ انرژی آزاد شده بازای مقادیر مختلف سوخت دیزل آتش‌زا

همانطور که می‌دانیم در بارهای جزئی به دلیل کم بودن مقدار سوخت دیزل پاشیده شده، شعله بوجود آمده از منابع اشتعالی سوخت دیزل نمی‌تواند در سرتاسر محفظه احتراق انتشار یابد در نتیجه مقدار آهنگ انرژی آزاد شده کم می‌باشد. با افزایش مقدار سوخت دیزل، حجم بار سیلندر که تحت تاثیر احتراق سوخت دیزل قرار می‌گیرد زیادتر شده و در نتیجه کسر سوختن مخلوط سوخت گازی و هوا افزایش می‌یابد که نتیجه‌اش افزایش احتراق از نوع پیش‌آمیخته و در نتیجه باعث بیشتر شدن آهنگ انرژی آزاد شده می‌گردد. این آزادسازی انرژی که با شدت بالا همراه است منجر به کاهش پریود تاخیر در اشتعال می‌شود که این کاهش در شکل بخوبی نمایان است.

شکل (۷) تغییرات دمای داخل محفظه احتراق را نشان می‌دهد. همانطور که در شکل نشان داده شده است دمای بار سیلندر با افزایش مقدار سوخت دیزل آتش‌زا افزایش می‌یابد چرا که آهنگ انرژی آزاد شده افزایش می‌یابد و این رفتار در تطابق با رفتار مشاهده شده در فرایند آزاد سازی انرژی می‌باشد. در ادامه، شکل (۸) تغییرات موضعی دمای داخل سیلندر را به شکل کانتور برای درجات مختلفی از میل‌لنگ نشان می‌دهد.

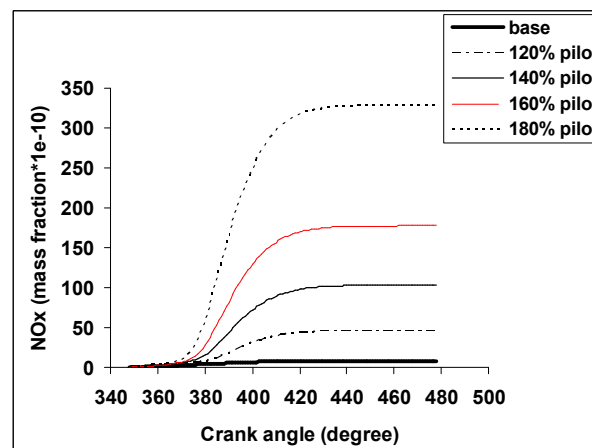


شکل ۷- تغییرات دمای داخل سیلندر بازای مقادیر مختلف سوخت دیزل آتش‌زا



شکل ۸- کانتورهای دمای داخل سیلندر برای مقادیر مختلف سوخت دیزل آتشزا

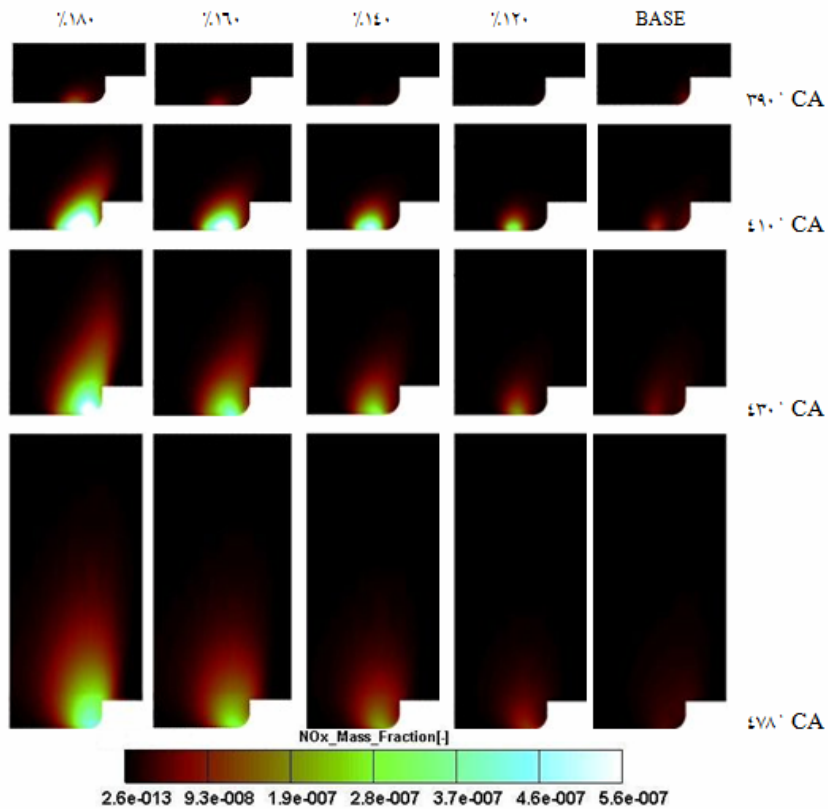
شکل (۹) تغییرات میزان آلاینده اکسید نیتروژن ( $NO_x$ ) را به ازای مقادیر مختلف سوخت دیزل آتشزا و شکل (۱۰) این تغییرات را بصورت موضعی برای نقاط داخل سیلندر به شکل کانتور نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود میزان این آلاینده با افزایش مقدار سوخت دیزل، افزایش می‌یابد که این افزایش در میزان آلاینده  $NO_x$  را می‌توان اینگونه بیان کرد که با افزایش آهنگ آزادسازی انرژی که باعث افزایش دمای موضعی داخل سیلندر حتی به دماهای بالاتر از ۲۰۰۰ درجه کلوین نیز می‌شود. افزایش در میزان این آلاینده در این دما، امری طبیعی بنظر می‌رسد.



شکل ۹ - تغییرات میزان آلاینده اکسید نیتروژن ( $NO_x$ ) بازای مقادیر مختلف سوخت دیزل آتشزا

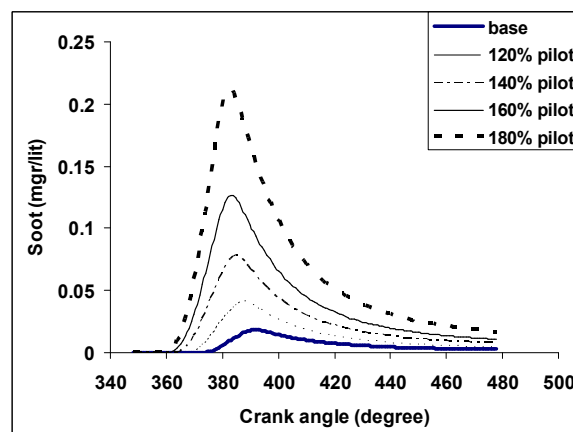


FCCI2010-3164



شکل ۱۰- مقایسه کانتورهای اکسید نیتروژن بازای مقادیر مختلف سوخت دیزل آتشزا

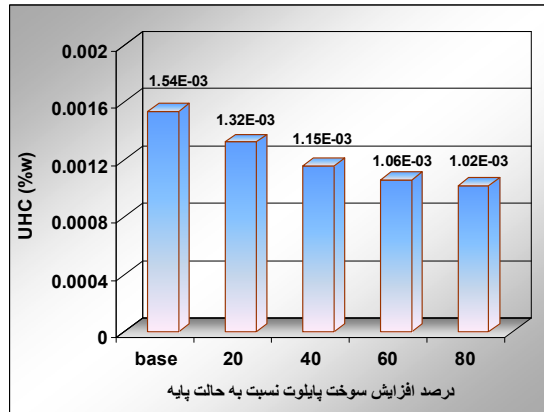
شکل (۱۱) تغییرات میزان آلاینده دوده را بازای مقادیر مختلف سوخت دیزل آتشزا نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود مقدار این آلاینده با افزایش مقدار سوخت دیزل مایع آتشزا افزایش می‌یابد.



شکل ۱۱- تغییرات میزان آلاینده دوده بازای مقادیر مختلف سوخت دیزل آتشزا

همانطور که می‌دانیم دوده در نواحی غنی سوخت یعنی جائیکه آهنگ نفوذ اکسیژن به ناحیه احتراقی کافی نمی‌باشد تشکیل می‌شود. در نتیجه با افزایش مقدار سوخت دیزل مایع و در نتیجه افزایش مناطق غنی سوخت، مقدار این آلاینده نیز

افزایش می‌یابد. در ادامه، شکل (۱۲) مقدار آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته (UHC) را در گازهای خروجی آگزوز نشان می‌دهد.



شکل ۱۲- میزان آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته در خروجی آگزوز

همانطور که مشاهده می‌شود غلظت هیدروکربن‌های نسوخته (متان نسوخته) موجود در گاز خروجی، متناسب با افزایش میزان درصد سوخت دیزل آتش‌زا، کاهش می‌یابد. دلیل کاهش این آلاینده را می‌توان چنین توضیح داد که با افزایش مقدار سوخت دیزل آتش‌زا، حجم بیشتری از بار سیلندر تحت تاثیر احتراق سوخت دیزل قرار می‌گیرد لذا میزان بیشتری از سوخت گازی که در مجاورت مراکز اشتعال می‌باشند، خواهند سوخت و در نتیجه مقدار این آلاینده کاهش می‌یابد. در جدول شماره (۲)، نتایج عددی بدست آمده برای مقایسه عملکرد موتور دوگانه‌سوز شده در بار جزئی به‌ازای مقادیر مختلف سوخت دیزل آتش‌زا آورده شده است. همانطور که ملاحظه می‌گردد افزایش درصد سوخت دیزل آتش‌زا، باعث تاثیر مثبت بر روی مشخصه‌های عملکردی موتور دارد که حاکی از تاثیر مثبت در بهتر شدن فرایند احتراق دارد.

جدول ۲ - مقایسه نتایج حاصل از مدل بازای مقادیر مختلف سوخت دیزل آتش‌زا

درصد سوخت دیزل (%)	Brake power (kw)	bsfc (gr/kw.hr)	Thermal efficiency (%)
base	۳۲/۳۰	۴۲۰	۱۷/۷۷
۱۲۰	۳۳/۲۸	۴۱۰	۱۸/۳۷
۱۴۰	۳۴/۳۱	۴۰۰	۱۸/۸۶
۱۶۰	۳۵/۰۷	۳۹۴	۱۹/۲۶
۱۸۰	۳۵/۷۵	۳۸۹	۱۹/۶۳

#### ۴- نتیجه‌گیری کلی

با افزایش مقدار سوخت دیزل آتش‌زا، حجم بار سیلندر که تحت تاثیر احتراق سوخت دیزل قرار می‌گیرد زیادتر شده و در نتیجه کسر سوختن مخلوط سوخت گازی و هوا افزایش می‌یابد. این کار باعث افزایش اشتعال از نوع پیش‌آمیخته گشته، در نتیجه باعث افزایش موضعی دمای داخل سیلندر می‌گردد. در نتیجه به علت افزایش دمای داخل سیلندر مقدار آلاینده  $NO_x$  نیز افزایش می‌یابد. همچنین دلیل افزایش مقدار سوخت دیزل، مقدار آلاینده دوده نیز افزایش می‌یابد.



FCCI2010-3164

- با افزایش مقدار سوخت دیزل آتش‌زا، مقدار آلاینده UHC کاهش می‌یابد، زیرا با افزایش مقدار سوخت دیزل، حجم بیشتری از بار سیلندر تحت تاثیر احتراق سوخت دیزل قرار می‌گیرد. لذا میزان بیشتری از سوخت گازی که در مجاورت مراکز اشتعال می‌باشند، خواهند سوخت و در نتیجه باعث کاهش این آلاینده می‌شود.

- افزایش مقدار سوخت دیزل آتش‌زا، باعث کاهش مصرف سوخت ویژه، افزایش توان ترمزی و افزایش راندمان حرارتی موتور می‌شود.

## فهرست علائم

$E_a$	انرژی فعالسازی (kj)
$m$	جرم (kg)
$M_c$	وزن مولکولی کربن (kg/kmol)
$y$	کسر جرمی
$S$	استوکیومتری اکسیژن مورد نیاز
$A_f$	فاکتور تشکیل
$r$	شعاع قطره (m)
$R_{tot}$	آهنگ کلی واکنش ( $mol/m^3.s$ )
$w$	عدد وبر

## علائم یونانی

$\rho$	دانسیته ( $kg/m^3$ )
$\Lambda$	طول موج (m)
$\tau_{ij}$	تانسور تنش ( $kg/m.s^2$ )
$\tau_R$	زمان اختلاط توربولانت (sec)

## زیرنویس

$p_r$	محصول
$f_u$	سوخت
$NG$	گاز طبیعی
$form$	تشکیل
$f_v$	بخار سوخت
$oxid$	اکسیداسیون

## مراجع

- 1- Papagiannakis ,R.G.,Hountalas ,D.T., Rakopoulos , C.D., "Theoretical study of the effects of polot fuel quantity and its injection timing on the performance and emissions of a dual fuel diesel engine", Energy Convers Manage, 48:2951-61 ,2007
- 2- Karim,GA., "A review of combustion processes in the dual fuel engine", Prog Energy Combust Sci,6:277-85 ,1980
- 3- Papagiannakis ,R.G.,Hountalas ,D.T., "Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine", Appl Therm Eng, 23:353-65 ,2003



FCCI2010-3164

- 4- Liu, C., Karim, G., Xiao, F., Sohrabi, A., " *An Experimental and Numerical Investigation of the Combustion Characteristics of a Dual Fuel Engine With a Swirl Chamber*", SAE Paper NO. 2007-01-0615, 2007
- 5- Jones, W., Launder, B., " *The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence* " ,Int J Heat and Mass Transfer, vol 15, pp 301, 1972
- 6- Halstead, M., Kirsch, L., Quinn, C., " *The Auto ignition of Hydrocarbon Fueled at High Temperatures and Pressures - Fitting of a Mathematical Model*", Combustion Flame, vol 30, pp 45-60, 1977
- 7- Liu, A. B., Reitz, R. D., " *Modeling the Effects of Drop Drag and Break-up on Fuel Sprays*" ,SAE Paper NO. 930072, 1993
- 8- Naber, J. D., Reitz, R. D., " *Modeling Engine Spray/Wall Impingement*", SAE Paper No. 88-01-07, 1988
- 9- Pirouzpanah ,V, Kashani,B.O., " *Prediction of major pollutants emission in direct-injection dual-fuel diesel and natural gas engines*", SAE Paper, 990841, 1999