



## کاهش آلاینده‌گی موتورهای دیزلی پاشش مستقیم با استفاده از سیستم پاشش چند مرحله‌ای

اسماعیل نقی زاده<sup>۱</sup>، سیامک حسین پور<sup>۲</sup>

دانشگاه صنعتی سهند

esmaielnaghizade@yahoo.com

### چکیده

مهمترین آلاینده‌های منتشر شده از موتورهای دیزل، اکسید نیتروژن ( $\text{NO}_x$ ) و  $\text{Soot}$  می باشد. مکانیسم تولید این آلاینده‌ها به گونه‌ای است که کاهش یکی منجر به افزایش دیگری خواهد شد. آزمایشات بر روی موتور دیزل نشان داده اند که با سیستم تزریق چند مرحله‌ای سوخت، آلاینده‌های  $\text{NO}_x$  و دوده تولیدی در موتورهای دیزلی تزریق مستقیم را تا حد قابل توجهی می توان کاهش داد. در کار حاضر، برای نشان دادن تاثیر این سیستم بر روی عملکرد و آلاینده‌های موتورهای دیزلی تزریق مستقیم، محاسبات چند بعدی با استفاده از کد دینامیک سیالات محاسباتی FIRE انجام شده است. طرحهای تزریق سوخت مختلف در نظر گرفته شد که در آن تاثیر پیش پاشش و پس پاشش بر روی آلاینده‌ها و عملکرد موتور بررسی شده است. مقادیر پیش بینی شده فشار داخل سیلندر، و آلاینده‌های  $\text{NO}_x$  و دوده با داده‌های تجربی تزریق تک مرحله‌ای پایه مقایسه شدند. و در ادامه کار تاثیر فاصله زمانی توقف تزریق سوخت بین پالس‌های تزریق نیز بر روی میزان  $\text{NO}_x$  و  $\text{soot}$  بررسی شد.

واژه‌های کلیدی: موتور احتراق داخلی، آلاینده‌ها، پاشش چند مرحله‌ای، دینامیک سیالات محاسباتی

### ۱- مقدمه

آینده بشر همواره توسط آلاینده‌های خروجی از سیستم‌های انرژی مورد تهدید قرار داشته، بنابراین همواره به دنبال کاهش تولید آلاینده‌ها توسط این سیستم‌ها بوده است. مهمترین آلاینده‌های تولیدی توسط موتورهای دیزل  $\text{NO}_x$  و  $\text{Soot}$  می باشد. برای کاهش تولید آلاینده‌ها باید دلیل و میزان تولید آن‌ها را به دقت بررسی کرد [۱]. عامل اصلی ایجاد  $\text{NO}_x$  در موتور دیزل، دمای بالای احتراق است که پدیده تجزیه نیتروژن موجود در هوا را باعث می شود و عامل اصلی تولید  $\text{Soot}$  سوختن ناقص یا همان کمبود هوای مورد نیاز برای سوختن کامل و مناسب سوخت است. این عوامل موجب شده است تا اقداماتی که جهت کاهش تولید  $\text{NO}_x$  صورت می گیرد موجب افزایش  $\text{Soot}$  شود و برعکس [۲ و ۳]. همواره موتورهای دیزلی به دلیل مصرف سوخت کمتر، توان و دوام بیشتر نسبت به انواع موتورهای دیگر به عنوان منبع تولید قدرت، برای کاربردهای سنگین خصوصا در کامیونها و وسایل غیر جاده‌ای مدنظر بوده است. از مشکلات اولیه موتورهای دیزلی تولید عمده آلاینده  $\text{NO}_x$  و  $\text{Soot}$  و رفتار مصالحه‌ای بین آنها می باشد. آلاینده  $\text{NO}_x$  به خاطر دمای موضعی بالا در موتورهای دیزلی تولید می شود که تا حد زیادی به آهنگ آزاد سازی گرمای اولیه بستگی دارد. تولید و اکسیداسیون آلاینده دوده، هم بستگی به آهنگ اختلاط و هم بستگی به دماهای شعله موضعی دارد. سرعت پاشش سوخت پارامتر مهمی در کنترل این آلاینده‌ها می باشد

<sup>۱</sup>دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند

<sup>۲</sup> استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند

زیرا هم فرایند اختلاط و هم آهنگ آزادسازی گرما را کنترل می کند. به همین دلیل، پارامترهای سیستم پاشش و هندسه نازل به خاطر رابطه مستقیم آنها با آهنگ و سرعت پاشش سوخت تا حد زیادی مورد مطالعه قرار گرفته اند و نتیجه گرفته شده است که مشخصات سیستم پاشش سوخت مهمترین فاکتور موثر در عملکرد و آلاینده‌گی موتورهای دیزلی می باشد. کاهش آلاینده های خروجی موتور در داخل سیکل احتراقی بدون استفاده از فیلترهای ذرات و کاتالیستها و استفاده از روش بازگردانی گازهای خروجی مورد توجه محققان زیادی بوده است. یکی از روشهای مرسوم کاهش آلاینده‌گی، به تاخیر انداختن زمان تزریق سوخت ( ریتارد کردن موتور ) است. با به تاخیر انداختن زمان پاشش سوخت می توان آلاینده  $NO_x$  را کاهش داد ولی دوده افزایش می یابد، برای کاهش دوده می توان فشار پاشش را افزایش داد. ولی محدودیت هایی برای افزایش فشار پاشش سوخت وجود دارد ازجمله: استحکام مواد و هزینه سیستم سوخت رسانی. استانداردهای آلاینده‌گی وضع شده سخت، لازم است تا بتوان هر دو آلاینده را به طور همزمان کاهش داد بدون اینکه پارامترهای عملکردی موتور از جمله راندمان موتور کاهش یابد. اما بسیار مشکل است تا بتوان آلاینده  $NO_x$  را کاهش داد بدون اینکه آلاینده دوده افزایش یابد و برعکس. توربوشارژرها، اینترکولرها و دیگر تکنولوژیهای مرسوم، این دو آلاینده را کاهش می دهند. اما کاهش آلاینده ها در این شرایط در حدی نیست که بتواند استانداردهای آلاینده‌گی سخت در آینده را ارضاء کند. لذا این استانداردها، استفاده از روشهای غیرمرسوم و بهتر برای کاهش آلاینده‌گی را ضروری می سازد. در سالهای اخیر، روشهایی مانند سیستم پاشش سوخت آتش زا، سیستم پاشش چند مرحله ای<sup>۱</sup> و سیستم چند انژکتوری<sup>۲</sup> امیدهایی را جهت حل این مشکل ایجاد کرده اند. پاشش چند مرحله ای یک ابزار قوی برای کاهش همزمان این دو آلاینده می باشد وقتی که زمان بندی پاشش بهینه باشد [۴]. Tow. و همکارانش در سال ۱۹۹۵ مطالعه تجربی خود را با استفاده از یک سیستم سوخت ریل مشترک با انژکتور واحد که به طور الکترونیکی کنترل می شد و قابلیت تغییر تعداد مراحل پاشش و نیز طول پاشش در هر سیکل را داشت بر روی موتور دیزلی سنگین پاشش مستقیم در دو حالت ۷۵٪ و ۲۵٪ بار کامل انجام دادند. نتایج نشان می دهند که پاشش دو مرحله ای با فاصله زمانی طولانی بین پاششها در شرایط ۷۵ درصد بار کامل، آلاینده دوده را بدون هیچ افزایشی در آلاینده  $NO_x$  فقط ۲/۵ درصد افزایش مصرف سوخت ویژه، تا سه برابر پاشش تک مرحله ای پایین می آورد [۵]، پیشرفت های اخیر در تکنولوژی انژکتور سوخت از قبیل انژکتورهای کنترل شونده به صورت الکترونیکی، آهنگ و شکل های مختلف پاشش سوخت شامل پاشش چند مرحله ای در موتورهای دیزلی را امکان پذیر می سازد ولی هنوز هم یک طرح پاشش بهینه چند مرحله ای با فشار پاشش سوخت نسبی پایین برای موتورهای دیزلی پاشش مستقیم مشخص نیست. با توجه به توضیحات فوق، در این مطالعه، روش پاشش چند مرحله ای سوخت به منظور کاهش همزمان هر دو آلاینده تا حد مطلوب بدون تاثیر عمده روی توان و مصرف سوخت ویژه ترمزی، با استفاده از نرم افزار CFD FIRE مورد مطالعه قرار گرفته است.

## ۲- معادلات حاکم

بر اساس معادلات RANS<sup>۳</sup> و بر مبنای الگوریتم حل SIMPLE، مدل آشفتگی k-ε استاندارد برای شبیه سازی عددی جریان داخل محفظه احتراق به کار رفته است

### ۲-۱- معادله میانگین زمانی پایستاری جرم

<sup>۱</sup>Multiple-injection system

<sup>۲</sup>Multiple injector

<sup>۳</sup>Reynolds averaged Navier-Stokes equations

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

۲-۲- معادله میانگین زمانی مومنتوم

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

$$\bar{\tau}_{ij} = \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \delta_{ij} \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \right] + \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}'_j}{\partial x_i} \right) - \delta_{ij} \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_i} \right] - \bar{\rho} \bar{u}'_i \bar{u}'_j =$$

$$\mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \rho \delta_{ij} \bar{u}'_i \bar{u}'_j$$

که در روابط بالا، عبارت  $\bar{\rho}_{spray}$  چشمه مربوط به جرم سوخت دیزل پاشیده شده به درون محفظه احتراق و  $f_{j,spray}$  عبارت چشمه مربوط به تغییر مومنتوم فاز گازی در اثر تقابل با اسپری سوختی می‌باشند.

۳-۲- معادله متوسط زمانی انرژی

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

$$\bar{q}_i = - \lambda \left( \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{T}'_i}{\partial x_i} \right)$$

که در رابطه بالا  $\dot{q}_{comb}$ ، عبارت چشمه مربوط به گرمای آزاد شده از احتراق می‌باشد.

معادلات بالا مربوط به معادلات فاز گاز می‌باشد. حل معادلات اسپری سوخت به روش قطرات مجزا<sup>۱</sup> در فاز مایع انجام می‌گیرد در این روش معادلات مومنتوم و انتقال جرم و گرما برای بسته‌های جداگانه‌ای<sup>۲</sup> که هر کدام حاوی قطرات غیر واکنش دهنده با هم است حل می‌شوند. از این رو هر قطره نماینده کل قطرات درون بسته از لحاظ دما، سرعت و اندازه می‌باشد. معادلات اساسی موجود بدین صورت می‌باشند.

۴-۲- معادله مومنتوم

$$f_j = m_d \frac{du_{id}}{dt} = F_{idr} + F_{ig} + F_{ip} + F_{ib} \quad (4)$$

طرف راست معادله بالا مجموع نیروهای پسا، شناوری، فشاری و خارجی می‌باشد. نیروی پسا بدین صورت می‌باشد.

$$F_{idr} = D_p u_{irel} \quad (5)$$

<sup>1</sup>Discrete droplet method

<sup>2</sup>Parcel

تابع پسای قطره به صورت زیر می باشد

$$D_p = \frac{1}{2} \rho_g A_d C_D |u_{rel}|$$

$$C_D = \frac{24}{Re_d} (1 + 0.15 Re_d^{0.687}) \quad Re_d < 10^3$$

$$C_D = 0.44 \quad Re_d \geq 10^3$$

$$Re_d = \frac{\rho_g |u_{rel}| D_d}{\mu_g}$$

نیروهای شناوری و فشاری نیز بدین صورت می باشند:

$$F_{ig} = V_p (\rho_p - \rho_g) g_i$$

$$F_{ip} = V_p \cdot \nabla p$$

$F_{ib}$  نیروهای خارجی شامل نیروهای مغناطیسی یا الکترواستاتیکی و غیره می باشد. با جایگذاری معادلات بالا در معادله (4)، شتاب قطره بدین صورت بدست می آید:

$$\frac{du_{id}}{dt} = \frac{3}{4} C_D \frac{\rho_g}{\rho_d} \frac{1}{D_d} |u_{ig} - u_{id}| (u_{ig} - u_{id}) + \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_d}\right) g_i \quad (6)$$

اگر از معادله بالا انتگرال گرفته شود، سرعت قطره بدست می آید. موقعیت قطره نیز از انتگرال گیری سرعت قطره بدست می آید

## ۲-۵- معادله انرژی و تبخیر قطرات سوخت

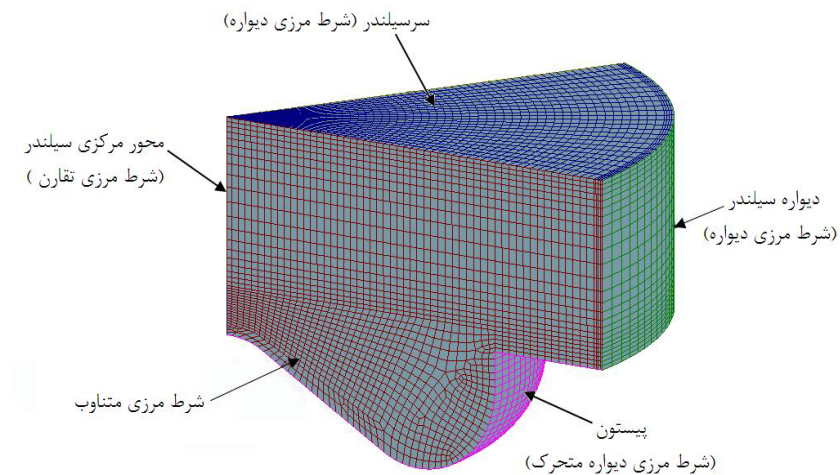
برای انتقال حرارت و تبخیر قطره از مدل Dukowicz [6] استفاده شده است که بیان می دارد انرژی گرمایی انتقال یافته به قطره موجب افزایش دمای قطره و در نهایت تبخیر آن می شود

## ۲-۶- مدلسازی

در بخش قبل معادلات اساسی برای فاز گاز و فاز مایع تشریح شد. این معادلات همان قوانین بنیادی بقا می باشند که در تمامی کدهای CFD با توجه به محدوده کاربردشان، استفاده می شوند. برای حل معادلات اغتشاش از روش k-ε با دو مرحله تصحیح فشار استفاده می شود در هنگام شروع پاشش سوخت معادلات فوق برای اسپری نیز حل می شود. برای مدل کردن تبخیر اسپری از مدل Dukowicz استفاده می شود و زیر مدل های Walljet برای کنش و واکنش بین اسپری و دیوار، مدل Wave برای ریز شدن قطرات سوخت و مدل Enable مورد استفاده قرار می گیرد. برای مدل کردن اشتعال از مدل Auto ignition و برای مدل کردن احتراق از مدل Eddy\_breakup استفاده می شود. در رابطه با میزان تولید آلاینده ها برای NO معیار Zeldovich و برای Soot معیار Kenedy\_Hiroyasu\_magnusen مورد استفاده قرار می گیرد. این نرم افزار برای مدل سازی موتور از یک مش متحرک سه بعدی استفاده می کند، تحلیل انجام شده به صورت سوپاپ بسته می باشد یعنی گام محاسباتی از لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی (IVC) تا لحظه باز شدن سوپاپ خروجی (EVO) می باشد

شکل ۲ ناحیه محاسباتی و شرایط مرزی استفاده شده در ناحیه جهت مدل سازی موتور را نشان می دهد. به دلیل وجود تقارن بین سوراخ های انژکتور یک قطاع دایره ای ۷۲ درجه از محفظه احتراق مدل سازی می شود. در نتیجه بایستی در دو صفحه

مجاور قطاع دایره‌ای شرط مرزی متناوب اعمال گردد و سلول‌های محاسباتی واقع در دو جداره مجاور با یکدیگر لینک شوند تا شرط تقارن در محاسبات به درستی اعمال شود. همچنین بدلیل وجود تقارن محوری، مطابق شکل شرط مرزی تقارن به خط محور مرکزی اعمال شده است



شکل (۲) شرایط مرزی اعمال شده به ناحیه محاسباتی

برای نشان دادن صحت مدل از اطلاعات تجربی مربوط به یک موتور فورد (FORD) چهار سیلندر ۱.۸ لیتری دیزلی با مشخصات جدول (۱) استفاده شده است. انژکتور بکار رفته در این کار سیستم ریل مشترک دارای پنج سوراخ با قطر ۰.۱۵ میلی‌متر است.

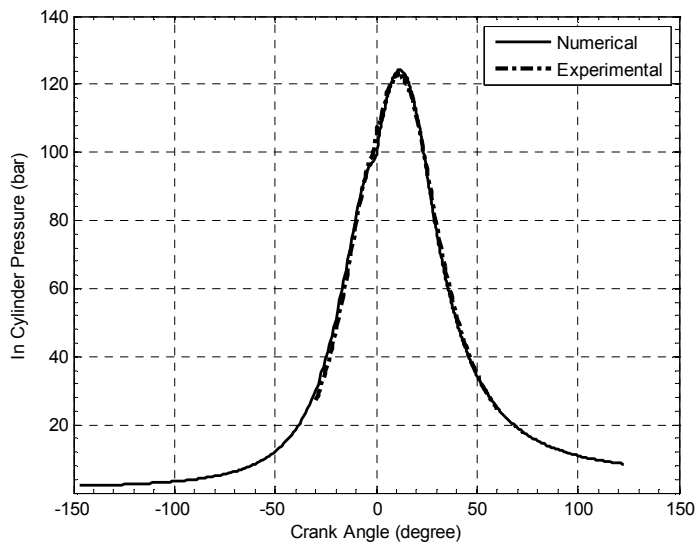
جدول ۱ مشخصات موتور فورد ۱.۸ لیتری دیزلی

Cylinder Bore×stroke(mm)	۸۲*۸۲.۵
Connecting rod length	۱۳۰mm
Engin speed	۳۰۰۰rpm
Compression ratio	۱۹.۵
Spray angle(degree)	۴۴
Swirl ratio IVC	۳
Total mass injected	۰.۰۳۸۴۳gr
Injection duration	۲۶
Nozzle hole number	۵
Nozzle hole diameter	۰.۱۵mm
Inlet air pressure(kPa)	۱۹۰
Inlet air temperature(K)	۳۱۹
IVC(deg)	۲۱۲
EVO(deg)	۴۸۳
Injection pressure(MPa)	۱.۰۰

### ۳- نمایش صحت مدل و نتایج بدست آمده از مدلسازی:

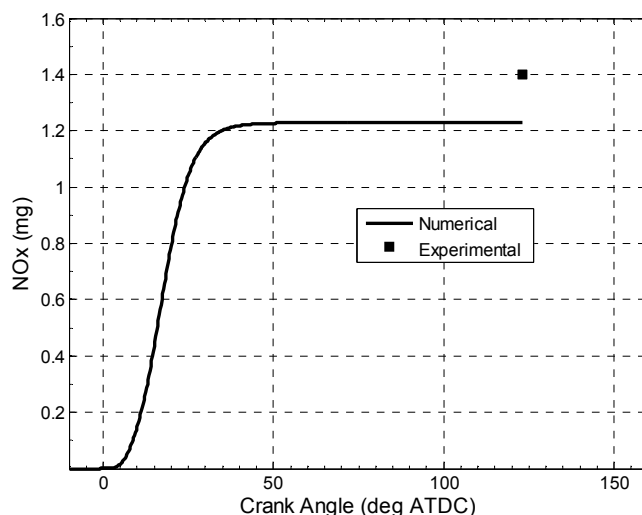
در مدل سازی های عددی بخصوص مدلسازی های انجام شده با استفاده از CFD قبل از بررسی نتایج، به جهت اطمینان از صحت نتایج بدست آمده ابتدا استقلال شبکه و استقلال نتایج از گام زمانی بررسی می شود، به جهت اطمینان از صحت نتایج بدست آمده بایستی تاثیر اندازه و تعداد سلول های محاسباتی به کار رفته در تولید شبکه بر نتایج را بررسی کرد. در این مطالعه به منظور بررسی استقلال حل عددی از شبکه بندی سه شبکه با تعداد سلولهای متفاوت در نظر گرفته شد و سپس تغییرات فشار داخل سیلندر با زاویه میل لنگ (نمودار  $P-\theta$ ) که یکی از پارامترهای بسیار مهم جریان سیال در موتورهای احتراق داخلی می باشد مورد مقایسه قرار گرفت دومین پارامتر مورد بررسی که اهمیت زیادی در اسپری سوخت دارد و به جهت بررسی استقلال شبکه و صحت نتایج بدست آمده از مدل سازی اسپری به کار رفته، مقدار نفوذ اسپری در محیط گازی است. در مطالعات CFD که میدان جریان وابسته به زمان و گذرا می باشد، قبل از بررسی نتایج، به جهت اطمینان از صحت نتایج بدست آمده بایستی تاثیر گام زمانی به کار رفته در محاسبات بر نتایج را بررسی کرد، به منظور بررسی استقلال حل سه گام زمانی مختلف برابر با  $1^\circ CA$  و  $2^\circ CA$  و  $3^\circ CA$  در نظر گرفته شد و با توجه به تغییرات فشار و نفوذ اسپری با زاویه میل لنگ گامهای زمانی مناسب در ورودی نرم افزار اعمال شد.

در ادامه برای نشان دادن صحت مدل، نمودار فشار سیلندر در دور موتور  $3000\ rpm$  در شکل (۳) با اطلاعات تجربی مقایسه شده است که تطابق خوبی بین نتایج مدل و اطلاعات تجربی دیده می شود.

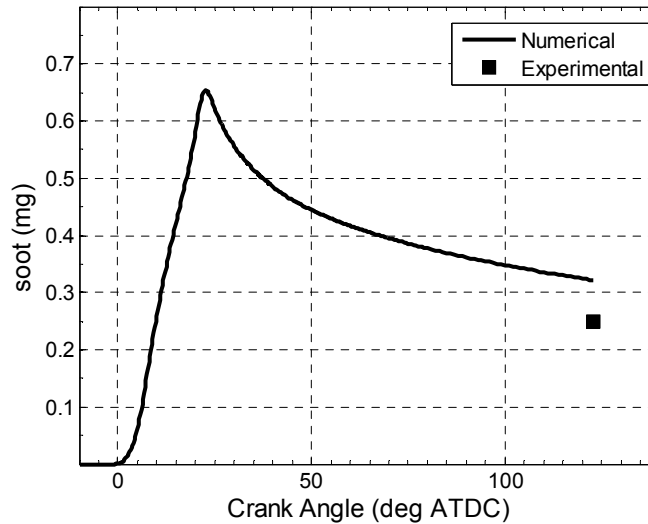


شکل (۳) مقایسه فشار داخل سیلندر موتور دیزلی فورد بر حسب زاویه میل لنگ با نتایج تجربی

با توجه به اینکه مهمترین آلاینده های خروجی از موتورهای دیزلی دوده و اکسیدهای نیتروژن می باشند و میزان آلاینده های هیدروکربنهای نسوخته (UHC) و مونوکسید کربن (CO) در این موتورها نسبت به دو آلاینده دیگر کم می باشند و از طرف دیگر روش تزریق چند مرحله ای روشی موثر برای بهبود رفتار مصالحه بین  $\text{NO}_x$  و Soot یعنی کاهش همزمان این دو آلاینده می باشد، در این قسمت مقدار آلاینده های  $\text{NO}_x$  و دوده به دست آمده از شبیه سازی با نتایج تجربی مقایسه شده اند. شکل های ۵ و ۴ به ترتیب تغییرات آلاینده های اکسید نیتروژن و دوده را بر حسب زاویه میل لنگ نشان می دهد. نقطه ا نتهای هر منحنی بیانگر کل آلاینده تشکیل شده در داخل سیلندر است، نتایج تجربی اندازه گیری شده نیز با یک نقطه در شکل ها نشان داده شده اند. همانطور که ملاحظه می شود نتایج حاصل از حل عددی مطابقت خوبی با نتایج تجربی دارند. البته اگر مدل های پیچیده تر و دقیق تری برای مدل سازی دوده و اکسید نیتروژن وارد نرم افزار شود مقدار خطای خیلی کمی در مقایسه با نتایج تجربی مشاهده می شود



شکل(۴) مقایسه تغییرات آلاینده NO<sub>x</sub> با مقدار تجربی



شکل(۵) مقایسه تغییرات آلاینده دوده با مقدار تجربی

با توجه به نمودارهای فوق مشاهده می شود که تشکیل دو آلاینده از حدود نقطه مرگ بالا آغاز می شود. هم چنین ملاحظه می شود که با افزایش زاویه میل لنگ، NO<sub>x</sub> افزایش می یابد. زیرا تغییرات آن به شدت به دمای داخل محفظه احتراق بستگی دارد. با شروع احتراق، دمای مناطق احتراقی (سوخته) افزایش می یابد و همین عامل باعث افزایش تولید NO<sub>x</sub> می گردد. مقدار این آلاینده پس از چند درجه تقریباً به حالت ثابت می رسد، زیرا NO<sub>x</sub> پس از تولید شدن به مقدار خیلی اندک تجزیه می شود. با توجه به منحنی دوده مشاهده می شود که در حدود ۲۵ درجه میل لنگ بعد از نقطه مرگ بالا اکسیداسیون دوده شروع می شود و دوده تولیدی حاصل تفاضل بین تشکیل آن در مراحل آغازی احتراق و اکسیداسیون آن در مراحل انتهایی احتراق می باشد.

به هر حال کاهش همزمان آلاینده های NO<sub>x</sub> و Soot با ترکیب و تنظیم دقیق مکانیزم های مختلف امکان پذیر می باشد. اساسی ترین پارامتری که بر آلاینده ها تاثیر می گذارد سیستم پاشش سوخت می باشد. سیستم های پاشش مدرن که امکان پاشش چند مرحله ای و نیز کنترل آهنگ پاشش را داشته باشند تاثیر بسزایی در کاهش همزمان این دو آلاینده دارند. در ادامه کار، نوبت به هدف اصلی پایان نامه یعنی بررسی تاثیر تزریق چند مرحله ای سوخت بر روی عملکرد و علی الخصوص آلاینده های موتورهای دیزلی می رسد. نکته مهمی که در این مطالعه مدنظر بوده آن است که پارامترهای میزان سوخت تزریق شده در شرایط کارکردی موتور در هر سیکل، دور موتور و مقدار پاشش سوخت در طول شبیه سازی های انجام گرفته منطبق با حالت تزریق تک مرحله ای و ثابت فرض شده است. در کار حاضر پاششهای دو مرحله ای با ۷۵ و ۵۰ و ۲۵ درصد پاشش سوخت در مرحله اول و تغییر فاصله بین دو پاشش از ۳ تا ۱۲ درجه میل لنگ در نظر گرفته شده است. و نتایج قابل قبولی بدست آمده که در ادامه به بحث در مورد آنها خواهیم پرداخت. در همه پاششهای دو مرحله ای طول پاشش (A) ۳۴ در نظر

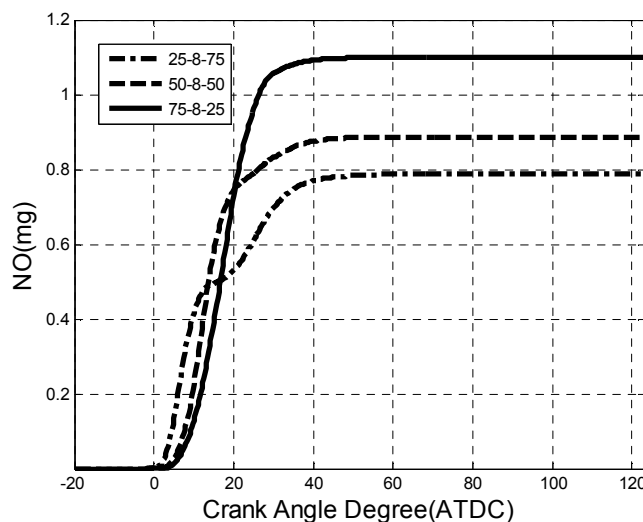


گرفته شده و شروع پاشش در همه موارد دو مرحله ای ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالاست، به منظور بیان اختصاری در پاشش سوخت در توصیف به صورت ۲۵ - ۸ - ۷۵، عدد اول بیانگر درصد سوخت تزریق شده در مرحله اول ( در اینجا یعنی ۷۵ درصد کل سوخت در مرحله اول پاشش تزریق می شود )، عدد وسط بیانگر فاصله زمانی توقف تزریق بین مراحل ( در اینجا عدد ۸ یعنی اینکه ۸ درجه میل لنگ تزریق سوخت متوقف می شود ) و عدد بعدی نشانگر میزان سوخت تزریق شده در مرحله بعد می باشد ( در اینجا یعنی ۲۵ درصد سوخت در مرحله دوم تزریق می شود ).

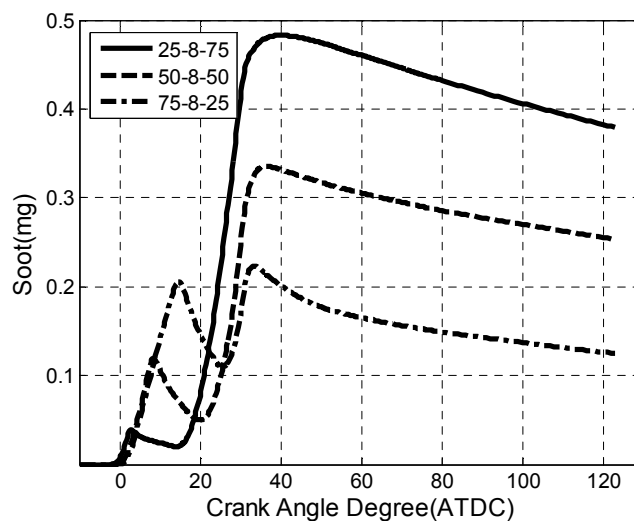
شکل ۶ تغییرات آلاینده های  $NO_x$  , Soot را بر حسب زاویه میل لنگ برای پاشش دو مرحله ای که ۷۵ درصد کل سوخت در مرحله اول پاشش تزریق شده را نشان می دهند، همانطور که در شکل ۶ ملاحظه می شود میزان  $NO_x$  در همه موارد نسبت به پاشش تک مرحله ای کاهش یافته ولی با توجه به شکل ۷ آلاینده Soot در مورد پاشش ۷۵-۸-۲۵ افزایش قابل توجهی دارد، می توان چنین بیان کرد که در پاشش ۷۵-۸-۲۵ چون قسمت اصلی سوخت در مرحله اول پاشیده می شود تغییر چندانی در تشکیل  $NO_x$  دیده نمی شود اما در مورد ۲۵-۸-۷۵ چون قسمت اصلی پاشش، به تاخیر می افتد میزان  $NO_x$  نسبت به پاشش تک مرحله ای به صورت قابل ملاحظه ای کاهش می یابد. ملاحظه می شود که سوخت پاشیده شده در مرحله اول تاثیر بیشتری روی  $NO_x$  دارد، و در مورد Soot می توان چنین گفت که توقف پاشش شکل گیری و اکسید شدن سوخت را تحت تاثیر قرار می دهد که تاثیر آن در کاهش شکل گیری Soot بیشتر از اکسید شدن آن است، در احتراق پاشش تک مرحله ای سوخت تزریق شده با ممتنم زیاد به ناحیه غنی و دمای نسبتا کم در نوک افشانه نفوذ می کند و این عمل در طول تزریق در ناحیه غنی به طور پیوسته تکرار می شود و باعث ایجاد دوده می شود، اما در تزریق دو مرحله ای، سوخت تزریق شده در پالس دوم وارد ناحیه نسبتا رقیق و با دمای زیاد که ناشی از احتراق سوخت تزریق شده در پالس اول است می شود. بنابراین تشکیل دوده به طور قابل ملاحظه ای کاهش می یابد، زیرا سوخت تزریق شده قبل از بوجود آمدن ناحیه غلیظ و مناسب برای تشکیل دوده، به سرعت می سوزد، به علاوه ابر دوده حاصل از اسپری اول، با سوخت تازه، دوباره بازسازی نمی شود بلکه بطور پیوسته اکسید می شود. [۸،۷]

با توجه به شکل های ۶ و ۷ مشاهده میشود در همه موارد میزان  $NO_x$  کاهش یافته و فقط در موردی که ۲۵ درصد سوخت در مرحله اول پاشیده شده میزان Soot افزایش یافته است

نمودارهای آهنگ آزادسازی گرما در مراجع مربوط به موتور و احتراق دارای دو مقدار بیشینه است. بیشینه اول که در منحنی عادی آهنگ آزادسازی گرما دیده می شود حاصل احتراق پیش آمیخته و بیشینه دوم حاصل احتراق نفوذی است. ولی چون نرم افزار FIRE به علت خطاهای روش عددی قادر به پیش گویی بیشینه حاصل از احتراق نفوذی نمی باشد در اینجا بحث نشده است.



شکل (۶) تغییرات آلاینده  $NO_x$  در پاشش های دو مرحله ای



(۷) تغییرات آلاینده Soot در پاشش های دو مرحله ای

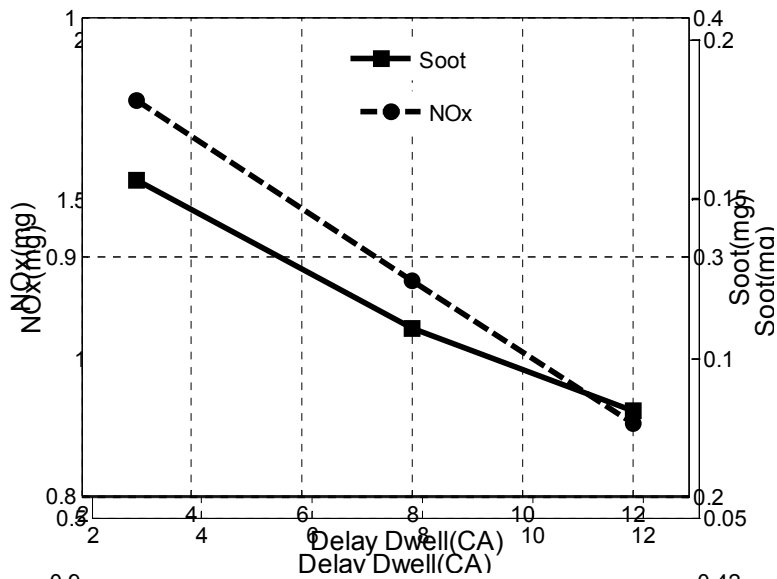
به دلیل زیاد بودن حجم اشکال مربوط به تغییرات NOx , Soot در ادامه میزان آلاینده های خروجی موتور برای حالت های مختلف در جدول ۲ آورده شده است.

در شکل های ۸، ۹ و ۱۰ تغییرات Soot , NOx بر حسب تغییرات فاصله بین دو پاشش برای پاشش های مختلف نشان داده شده است شکل (۸) مربوط به تغییرات دوده و اکسیدهای نیتروژن در فواصل زمانی توقف تزریق سوخت مختلف برای حالت تزریق ۷۵٪ سوخت در پالس اول، و شکل های ۹ و ۱۰ مربوط به همین تغییرات با تزریق ۵۰ و ۲۵ درصد سوخت در پالس اول می باشد، با توجه به شکل های ۸، ۹ و ۱۰ مشاهده می شود که با افزایش فاصله بین دو پاشش و با پاشش قسمت اعظم سوخت در مرحله اول پاشش، مقدار NOx و Soot به میزان قابل توجهی کاهش می یابد. در حالیکه در مقایسه با پاشش تک مرحله ای، کاهش اندکی در راندمان و توان ترمزی موتور (کار اندیکاتوری ضریب تعداد سیکلها) دیده میشود. نتایج شبیه سازی های مختلف نشان می دهند که اگر قسمت اعظم سوخت در پالس دوم و با فاصله زمانی توقف تزریق سوخت زیاد پاشیده شود، افت فشار داخل سیلندر افزایش یافته و در نتیجه توان ترمزی موتور افت کرده و نهایتاً مصرف سوخت ویژه ترمزی افزایش خواهد یافت. بنابراین حالت بهینه آن است که قسمت اعظم سوخت در مرحله اول تزریق شود.

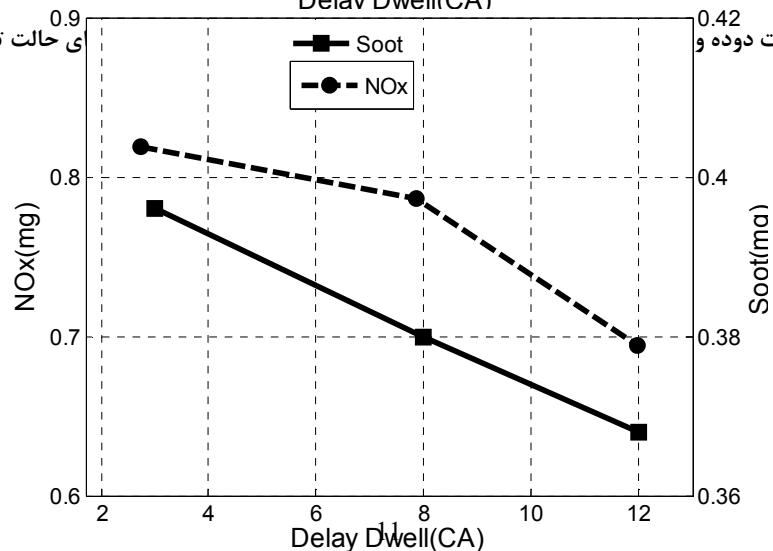
جدول (۲) محاسبه آلاینده های خروجی موتور برای ۹ حالت مختلف

آلاینده ها	اکسیدهای نیتروژن (mg)	دوده (mg)
حالت پایه	۱.۲۳۴	۰.۳۲۱

۰.۳۹۶	۰.۸۲	۲۵-۳-۷۵
۰.۳۳۲	۰.۹۶۵	۵۰-۳-۵۰
۰.۱۷۲	۱.۵۲	۷۵-۳-۲۵
۰.۳۸۱	۰.۷۸۷	۲۵-۸-۷۵
۰.۲۷	۰.۸۹	۵۰-۸-۵۰
۰.۱۲	۱.۱	۷۵-۸-۲۵
۰.۳۶۸	۰.۶۹۵	۲۵-۱۲-۷۵
۰.۲۳۶	۰.۸۳۵	۵۰-۱۲-۵۰
۰.۰۹۸	۰.۸۲۶	۷۵-۱۲-۲۵



شکل (۹): تغییرات دوده و NOx در حالت تزریق ۵۰٪ در پالس اول



شکل (۱۰): تغییرات دوده و اکسیدهای نیتروژن در فواصل زمانی توقف تزریق سوخت مختلف برای حالت تزریق ۲۵٪ در پالس اول

## نتیجه گیری

در مطالعه حاضر، تاثیر تزریق دو مرحله ای سوخت روی عملکرد و آلاینده‌گی موتور دیزلی تزریق مستقیم توسط مدل دینامیک سیالات محاسباتی انجام گرفت. مهمترین نتایج به دست آمده عبارتند از:

۱- نتایج عددی بدست آمده از مدل سازی موتور دیزل پاشش مستقیم FORD توافق بسیار خوبی را با نتایج تجربی نشان می دهد.

۲- با مقایسه زمان تأخیر در اشتعال و آهنگ افزایش فشار داخل سیلندر به علت احتراق پیش آمیخته سوخت دیزلی با نتایج تجربی مشاهده می شود که نتایج بدست آمده نسبت به کارهای CFD که تا کنون بر روی موتور دیزلی انجام شده، بطور بسیار دقیقی پیش بینی شده اند. می توان دلیل این امر را بررسی دقیق عدم وابستگی حل عددی به شبکه بندی و گام زمانی، در کار حاضر دانست.

۳- اکسید نیتروژن در همه حالت های تزریق دو مرحله ای کاهش یافته و آلاینده دوده در بعضی از حالتها کاهش می یابد.

۴- چون در تزریق دو مرحله ای، سوخت تزریق شده در پالس دوم وارد ناحیه نسبتاً رقیق و با دمای زیاد که ناشی از احتراق سوخت تزریق شده در پالس اول است می شود، بنابراین تشکیل دوده در پاششهایی که مقدار تزریق سوخت در پالس اول بیشتر است به طور قابل ملاحظه ای کاهش می یابد.

۵- تغییر فاصله بین دو پاشش و میزان پاشش سوخت در پالس اول و دوم پاشش تاثیر بسزایی در میزان آلاینده ها دارد.

۶- با افزایش فاصله بین دو پاشش و با پاشش قسمت اعظم سوخت در مرحله اول پاشش، مقدار Soot, NOx به میزان قابل توجهی کاهش می یابد. در حالیکه در مقایسه با پاشش تک مرحله ای، کاهش اندکی در راندمان و توان ترمزی موتور دیده میشود.

## مراجع

- [۱] Heywood JB. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill ; 1998
- [۲] Bowman, C.T. "Chemistry of Gaseous Pollutant Formation And Destruction, in Fossil Fuel Combustion" A Source
- [۳] Bockhorn, H. ed. "Soot Formation in Combustion: Mechanisms and Models.", Springer, 1994.
- [۴] Jianwen, L. et al. "Modeling the Effects of Split Injection Scheme on Soot and NO Emissions of Direct Injection Diesel Engines by a Phenomenological Combustion Model". SAE Paper 962062 Book. 1991: 215
- [۵] Tow et al. "Reducing Particulate and NO<sub>x</sub> Emissions by Using Multiple Injections in a Heavy Duty DI Diesel Engine". SAE Paper 950897
- [۶] E. de Villiers and A. D. Gosman, "Large Eddy Simulation of Primary Diesel Spray Atomization" SAE Paper 2004-01-0100, 2004
- ۷- حسین پور، سیامک و راه حق، هومن. "تاثیر نحوه تزریق سوخت بر روی عملکرد و تولید آلاینده ها در موتور دیزل پاشش مستقیم با تاکید بر تزریق چند مرحله ای" پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند تبریز، ۱۳۸۴
- [۸] Mechanism of Soot and NO<sub>x</sub> Emission Reduction Using Multiple-Injection in a Diesel Engine  
Zhiyu Han, Ali Uludogan, Gregory J. Hampson and Rolf D. Reitz  
Engine Research Center.