

## تأثیر پیکر بندی پاشش سوخت بر کاهش آلاینده ها در یک موتور دیزل سنگین

محسن پورفلاح<sup>۱\*</sup>، علی اکبر رنجبر<sup>۲</sup>، قاسم جوادی راد<sup>۳</sup>، بهرام جعفری<sup>۴</sup>

دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل  
(\* نویسنده مخاطب: m.pourfalah@gmail.com)

### چکیده

در این مقاله سعی شده تا تأثیر مشخصات پاشش نظیر نرخ پاشش و زمانبندی پاشش بر اختلاط سوخت و هوا و شکل گیری آلاینده ها بررسی شود. هدف از این کار، پیدا کردن بهترین سامانه پاشش برای رسیدن به بیشترین بازده احتراق و کمترین میزان آلودگی در یک موتور دیزل سنگین می باشد. از یک الگوی دینامیک سیالات محاسباتی برای تحلیل مشخصات پاشش و آلاینده‌گی در یک سامانه پاشش چند راه سوخت استفاده شده است. نتایج نشان می دهد که استفاده از روش پاشش چندگانه می تواند بطور چشمگیری مقدار آلاینده  $NO_x$  را کاهش دهد. با پیش پاشش، زمان مهلت اشتعال کاهش می یابد و در نتیجه نرخ احتراق پیش آمیخته و به دنبال آن میزان  $NO_x$  کاهش خواهد یافت. اما میزان دوده با افزایش نرخ احتراق نفوذی، افزایش می یابد.

کلید واژه ها : موتور دیزل - آلاینده دوده - آلاینده  $NO_x$  - الگوسازی احتراق - الگوسازی پاشش

### ۱- مقدمه

موتورهای درون سوز همواره به عنوان یکی از اصلی ترین منابع تولید گازهای آلاینده محیط زیست مطرح هستند. با توجه به افزایش محدودیت های آلاینده‌گی در آینده و کمبود منابع انرژی، سازندگان این موتورها مجبورند تا به طور پیوسته روشهای آماده سازی مخلوط احتراقی را بهبود دهند تا آلاینده های موتور و همچنین مصرف سوخت را کاهش دهند. با توجه به این مهم، نیاز به ابزارهای تحلیلی جدیدی در زمینه پدیده احتراق بیش از پیش احساس می شود. یکی از این ابزارهای قدرتمند، دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) می باشد که به کمک آن می توان عملکرد موتور را پیش بینی کرد. در موتور های درون سوز مباحث مربوط به مکانیک سیالات مطرح می شود زیرا جریان تراکم پذیر، درهم، ناپایدار، تناوبی و پویاست. رفتار فرآیند احتراق به شدت تحت تأثیر جزئیات پاشش سوخت قرار می گیرد که با فرآیند پیچیده تبخیر سوخت و جریان متراکم دو فازی همراه است.

تا اوایل سال ۱۹۹۰، گزینه اصلی در طراحی موتورهای احتراق داخلی مصرف بهینه سوخت و دوام بود؛ زیرا این دو گزینه تأثیر مستقیمی در قیمت نهایی موتور دارد. اما با افزایش میزان توجه به تأثیر آلودگی بر محیط زندگی، کاهش آلودگی به عنوان یک شاخص اساسی در طراحی مد نظر قرار می گیرد. [۱] برای یافتن راه حل های کاهش آلاینده‌گی در یک موتور دیزل سنگین باید هر دو جنبه کاری آن یعنی دیزل و سنگین را مد نظر قرار داد. در موتورهای دیزل، احتراق بواسطه خود اشتعالی مخلوط هوا و سوخت ایجاد شده و در ناحیه فواره سوخت رخ می دهد. بنابراین روش آماده سازی مخلوط که به حرکت مغشوش هوای داخل استوانه و نیز مشخصات پاشش سوخت بستگی دارد، نقش اساسی در نرخ احتراق و متعاقباً تشکیل

۱- دانشجوی دوره دکتری تخصصی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل

۲- دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل

۳- دانشجوی دوره دکتری تخصصی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل

۴- دانشجوی دوره دکتری تخصصی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل

آلاینده های خام بازی می کند. به منظور بهینه سازی در آماده سازی مخلوط در یک موتور دیزل، ابتدا باید عوامل مؤثر در این امر را شناخت. آماده سازی مخلوط در موتورهای دیزل سنگین برخلاف موتورهای دیزل خودرویی تقریباً وابسته به فواره سوخت است. البته در موتورهای دیزل خودرویی، حرکت هوا و سوخت تأثیری تقریباً یکسان دارند.

در محفظه احتراق دیزل سنگین، جریان گردبادی اساساً وجود ندارد و یا میزان آن بسیار ناچیز است. در این نوع از محفظه احتراق ناحیه اختلاط سوخت و هوا توسط حرکت سوخت شکل می گیرد. فشار پاشش زیاد در این موتورها، عامل اصلی ایجاد جریانهای گردابی و اغتشاش بوده و باعث تشدید نرخ آماده سازی مخلوط می گردد. نکته حایز اهمیت دیگر در این نوع محفظه احتراق، میزان ناچیز برخورد فواره پیستون است. بنابراین یک ویژگی دیگر این نوع موتورها، کاهش نرخ آماده سازی مخلوط در مرحله انتهایی احتراق به واسطه کاهش نرخ پاشش و درجه اغتشاش جریان است. امروزه به دلیل استفاده از پایش قاعده مند تشکیل مخلوط احتراقی با استفاده از سامانه های پاشش سوخت فشار بالا، شاهد بهبود اساسی در مصرف سوخت و کاهش آلاینده های خام موتورها هستیم. [۲] بنابراین بهینه سازی سامانه پاشش سوخت به عنوان یکی از راههای اساسی در کاهش آلاینده های موتورهای دیزل سنگین شناخته می شود. سامانه های پاشش سوخت جدید، امکان ایجاد پاشش سوخت چندگانه را ایجاد می کنند فرآیند پاشش از دو بخش پایش پاشش و پاشش اصلی تشکیل شده است. امکان ایجاد پایش پاشش بر احتراق و ایجاد آلاینده های اثر گذاشته و می تواند آلاینده  $NO_x$  را کاهش دهد؛ در حالی که امکان افزایش بازده حرارتی نیز وجود دارد. [۳]

در این پژوهش تلاش می شود تا با اعمال چندین حالت مختلف از پایش پاشش از نظر مقدار پاشش اولیه و همچنین زمان توقف به بهترین الگوی پاشش برای شرایط کارکرد واقعی یک موتور دیزل سنگین برسیم. همانطور که در بخشهای بعد اشاره خواهد شد دو مقدار پایش پاشش در دو زمان توقف مورد بررسی قرار می گیرد. تمامی شکلهای پاشش براساس پیشنهاد گروه مشاوره ای هاینزمن برای موتور مورد نظر انتخاب شده است.

## ۲- الگوی محاسباتی

پیش بینی جزئیات میدان جریان در موتورهای درون سوز و فرایندهای انتقال حرارت و احتراق، با حل عددی معادلات بقا امکان پذیر خواهد شد. این روشهای عددی در دهه های اخیر مورد بررسی محققان قرار گرفته و در طی این مدت بطور پیوسته توانایی تحلیل میدان جریان در هندسه های واقعی موتور افزایش یافته است. اما هنوز پیش بینی کاملاً دقیق از مشخصات فرایندهای واقعی موتور با روشهای عددی امکان پذیر نیست. اگرچه الگوهای جریان گاز، قابلیت الگوسازی با دقت بالا را دارا می باشند ولی پیش بینی رفتار افشانه سوخت و احتراق بسیار پیچیده و دشوار است. کدهای محاسباتی، معادلات دیفرانسیل جزئی بقا جرم، اندازه حرکت، انرژی و دیگر معادلات جانبی را برای فرایندهای موتور حل می کنند. این معادلات جانبی شامل فرایندهایی از پاشش سوخت تا خروج دود را شامل می شود. پس از پاشش، سوخت در اثر برخورد با جریان گاز با سرعت بالا دچار جدایش شده و به قطرات ریز تبدیل می شود. این قطرات ریز تبخیر شده و با هوا مخلوط می گردند. در بعضی از نقاط که مخلوط به محدوده شعله وری رسید، بعد از طی مدت زمان کوتاهی بطور ناگهانی مشتعل می گردد. فرآیند اشتعال شامل دو مرحله احتراق مخلوط پیش آمیخته و احتراق مخلوط نفوذی است. توصیف این فرآیند ها نیازمند یک فهم درست از دینامیک پاشش و اختلاط و سینتیک احتراق است. همه این الگوهای جانبی باید در یک میدان جریان درهم با یکدیگر کار کنند. در این مقاله از کد محاسباتی FIRE برای الگوسازی پاشش و احتراق استفاده شده است. در ادامه الگوهای جانبی مورد استفاده در این شبیه سازی توضیح داده خواهد شد. [۴]

## ۱-۲- جدایش سوخت

مشکل اصلی در الگوسازی فواره سوخت در احتراق دیزل تعیین و تطبیق ساز و کار حاکم بر فرآیندهای جدایش می باشد. در این شبیه سازی از الگوی جدایش Wave استفاده شده است. این الگو برای اولین بار توسط ریتز پیشنهاد شده است. [۵] در این الگو قطر ذرات تزریق شده برابر با قطر خروجی افشانک در نظر گرفته می شود. بررسی جدایش سوخت تزریق شده و ذرات حاصل از جدایش با توجه به تحلیل پایداری فواره مایع انجام می شود. در این الگو برخلاف الگوهای دیگر نیازی به تعیین توزیع اولیه اندازه ذرات در خروجی افشانک نمی باشد. تحلیل فواره که به صورت استوانه ای در نظر گرفته می شود با استفاده از یک تئوری خطی مرتبه اول و با فرض جابجایی های اولیه بسیار کوچک به صورت تقارن محوری بر روی سطح فواره سوخت انجام می شود. در معادله پراکندگی مربوط به الگو Wave نرخ بیشینه رشد امواج ناپایدار ( $\Omega$ ) و طول موج ( $\Lambda$ ) مربوط به آن به خواص فیزیکی مایع و گاز (سوخت و هوا) مرتبط می شوند که این ارتباط با استفاده از تئوری امواج سطحی کلونین<sup>۱</sup> - هلمهوتز<sup>۲</sup> (K-H) به صورت معادله های (۱) و (۲) بیان می شود.

$$\frac{\Lambda}{r} = 9.02 \frac{(1+0.45oh^{0.5})(1+0.4T^{0.7})}{(1+0.87We_g^{1.67})^{0.6}} \quad (1)$$

$$\Omega \left[ \frac{\rho_l r^3}{\sigma} \right]^{0.5} = \frac{(0.34+0.38We_g^{1.5})}{(1+oh)(1+1.4T^{0.6})} \quad (2)$$

در روابط فوق  $oh$  عدد اوهانسون،  $We_g$  عدد وبر گاز،  $\rho_l$  چگالی سوخت مایع،  $\sigma$  کشش سطحی،  $r$  شعاع قطره و  $T$  یک عدد بی بعد می باشد.

## ۲-۲- تبخیر سوخت

مرحله تبخیر و به ویژه نرخ تبخیر سوخت به عنوان یک عامل بحرانی و تعیین کننده در احتراق دیزل مطرح می باشد بطوریکه مراحل اولیه احتراق به شدت تحت تأثیر این فرآیند قرار می گیرد. به طور کلی دو رویکرد متفاوت را می توان برای تبخیر ذرات سوخت به صورت تابعی از زمان در نظر گرفت. رویکرد اول مربوط می شود به الگوهای غیردائم که در آن فاز مایع به صورت ذرات کروی شکل به همراه گرادیان خواص ترمودینامیکی در جهت شعاعی در نظر گرفته می شود. در حالت پیشرفته تر فرض کروی بودن ذرات سوخت تا پایان عمر آنها حذف شده و هندسه های متفاوتی با توجه به میدانهای فشار و جریان مورد استفاده قرار می گیرند. رویکرد دوم، استفاده از الگوهای شبه پایدار است که خواص ترمودینامیکی ثابتی را برای کل حجم ذرات سوخت و لایه های مرزی اطراف آنها در نظر می گیرند. در این الگوها برخلاف الگوهای دائم، انتقال حرارت هدایتی و جابه جایی از محیط اطراف ذرات سوخت به سطح این ذرات، علاوه بر تأمین انرژی تبخیر، دمای فاز مایع را نیز افزایش می دهد که فرآیند اخیر باعث تبخیر فاز مایع از طریق جابه جایی و نفوذ می گردد. در کل این فرایندها، شکل ذرات سوخت به صورت کروی باقی می ماند. مطالعات انجام شده نشان می دهند که در شرایط موجود در موتور دیزل، تفاوت دمایی میان سطح و مرکز ذرات سوخت تنها ۵ درصد می باشد. چنین رفتاری با توجه به اینکه عمر یک قطره سوخت چندین برابر بزرگتر از مقیاس زمانی است که در طی آن خواص ترمودینامیکی تغییر می کنند، قابل توجیه است. در شرایط موتور دیزل از الگوی اسپالدینگ [۶] که بر اساس رویکرد دوم بنا شده است استفاده می شود.

1-Kelvin  
2-Helmholz

تعیین مقدار متوسط نرخ واکنشهای شیمیایی احتراق یک مسئله مهم در شبیه سازی عددی فرایندهای سینتیک شیمیایی است چون در این فرایندها توابع غیر خطی زیادی برای تعیین مقادیر محلی دما و تراکم گونه ها وجود دارد. اگرچه مطلوبیت تا جزئیات مربوط به مکانیزم واکنشها مورد بررسی قرار گیرد، اما منابع محاسباتی در دسترس به اندازه ای نیست تا هزاران واکنش ابتدایی به همراه صدها گونه شرکت کننده در آنها را در اختیار داشته باشد.

شبیه سازی احتراق در نمونه مورد بررسی بر اساس الگو شکست ادی انجام گرفته است. در این الگو فرض شده است که نرخ متوسط واکنشهای درهمی به وسیله اختلاط درونی واکنش دهنده های سرد با محصولات احتراق داغ محاسبه می شود. همچنین نرخ مصرف سوخت بصورت تابعی از خواص محلی جریان مشخص شده است. نرخ مخلوط محاسبه شده واکنش، برحسب عبارت مقیاس زمانی آشفستگی  $k - \varepsilon$  بیان می شود. این الگو، نرخ استهلاك سوخت، اکسیژن و محصولات را بررسی کرده و آهسته ترین نرخ را به عنوان نرخ واکنش سوخت در نظر می گیرد. نرخ استهلاك آشفستگی سوخت، اکسیژن و محصولات را می توان بصورت زیر بیان کرد. [۷]

$$R_{fu} = -A \rho m_{fu} \frac{\varepsilon}{k} \quad (۳)$$

$$R_{ox} = -A \rho \frac{m_{ox}}{S} \frac{\varepsilon}{k} \quad (۴)$$

$$R_{pr} = -B \rho \frac{m_{pr}}{S+1} \frac{\varepsilon}{k} \quad (۵)$$

در روابط فوق  $A, B$  ضرایب ثابت تجربی،  $\varepsilon$  نرخ اضمحلال انرژی جنبشی احتراق،  $k$  انرژی جنبشی احتراق،  $S$  ضریب استوکیومتری،  $\rho$  چگالی سوخت،  $m_{fu}$  جرم سوخت،  $m_{ox}$  جرم اکسیژن و  $m_{pr}$  جرم محصولات می باشد.

#### ۴-۲- تشکیل اکسیدهای نیتروژن ( $NO_x$ )

اکسیدهای نیتروژن در موتورهای دیزل شامل اکسید نیتروژن NO و مقدار کمی دی اکسید نیتروژن  $NO_2$  می باشند. دی اکسید نیتروژن از اکسید نیتروژن حاصل می شود. منابع اصلی شکل گیری آلاینده NO را می توان به سه دسته تقسیم کرد:

- NO گرمایی، که به واسطه تجزیه مولکولهای هوا و نیتروژن شکل می گیرد.
- NO سریع، که به واسطه هجوم هیدروکربنها به نیتروژن موجود در هوا شکل می گیرد.
- NO سوخت، که به واسطه نیتروژن موجود در سوخت شکل می گیرد.

از شکل گیری NO سوخت در موتورهای درون سوز می توان صرف نظر نمود. نرخ شکل گیری NO سریع در مقایسه با NO گرمایی بسیار کم است. در موتور، فشار استوانه در خلال فرایند احتراق افزایش می یابد و به دنبال آن گازهای سوخته شده در دمای بسیار بالا متراکم می شوند و تمام این اتفاقات دقیقاً پس از احتراق رخ می دهد. به همین دلیل نرخ شکل گیری NO گرمایی در مقایسه با انواع دیگر قابل ملاحظه است. برای بررسی سینتیک تشکیل NO از الگوی زلدویچ استفاده می شود. آنچه بطور کلی پذیرفته شده این است که در احتراق مخلوط تقریباً استوکیومتری، معادلات حاکم بر شکل گیری اکسید نیتروژن از مولکولهای نیتروژن هوا بصورت زیر خواهد بود.



ثابت های نرخ واکنش در جهت رفت و برگشت برای واکنشهای مذکور ( $k_i^+, k_i^-$ ) به طور تجربی اندازه گیری شده است و مقادیر آن در مرجع [۸] آمده است.

## ۵-۲- تشکیل دوده

واژه دوده تعریف مشخص برای یک ماده خاص نیست اما در حالت کلی، دوده ماده جامدی است که شامل هشت قسمت کربن و یک قسمت هیدروژن می باشد. [۹] تحت شرایط دما بالا و مخلوط غنی، همانند آنچه که در موتور دیزل اتفاق می افتد، سوختهای هیدروکربنی تمایل قوی برای تشکیل ذرات دوده از خود نشان می دهند. معمولاً تحت شرایط کارکرد موتور، بیشترین مقدار دوده در مراحل اولیه احتراق شکل می گیرد و سپس بدلیل اکسایش، مقدار آن روبه کاهش می رود. در شرایط ایده آل، احتراق سوخت هیدروکربنی سبب شکل گیری  $CO_2$  و  $H_2O$  خواهد شد. مقدار اکسیژن مورد نیاز برای احتراق کامل، اکسیژن استوکیومتری ( $O_{2, sf}$ ) نامیده می شود. اگر مقدار اکسیژن از مقدار استوکیومتری آن کمتر باشد، شرایط مناسبی برای تشکیل دوده فراهم می شود. از الگوی هیروپاسو برای الگوسازی تشکیل و اکسایش دوده استفاده شده است. این الگو شامل دو فرایند شکل گیری و اکسایش دوده می باشد و براساس آن نرخ تغییر در جرم دوده برابر با اختلاف نرخ تشکیل دوده و نرخ اکسایش آن می باشد. [۱۰] جرم دوده خالص تولید شده از رابطه (۹) بدست می آید.

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{dM_{sf}}{dt} - \frac{dM_{so}}{dt} \quad (9)$$

که نرخ شکل گیری و اکسایش دوده با روابط زیر بیان می شوند:

$$\frac{dM_{sf}}{dt} = k_f M_{fv} \quad ; \quad k_f = A_f P^{0.5} \exp\left(\frac{-E_f}{RT}\right) \quad (10)$$

$$\frac{dM_{so}}{dt} = k_o M_s X_{O_2} \quad ; \quad k_o = A_o P^{1.8} \exp\left(\frac{-E_o}{RT}\right) \quad (11)$$

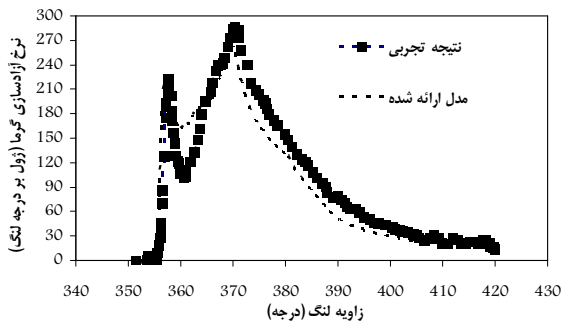
شاخصهای مهمی که عبارتند از نسبت هوا به سوخت محلی (نسبت  $C/H$  و  $C/O$ )، دما، فشار و مدت زمان حضور قطرات سوخت در محفظه در شکل گیری دوده تاثیر می گذارند. در روابط فوق  $M_s$  جرم خالص دوده،  $M_{sf}$  جرم دوده تشکیل شده،  $M_{so}$  جرم دوده اکسید شده،  $A_o, A_f$  ثابت های پیش توان آرینوس،  $E_o, E_f$  انرژی های فعالسازی هیروپاسو،  $X_{O_2}$  کسر مولی اکسیژن،  $P$  فشار بر حسب بار و  $R$  ثابت عمومی گازهاست.

## ۳- صحنه گذاری

از آنجاییکه موتور مورد نظر تاکنون ساخته نشده است، برای صحنه گذاری الگوی های ساخته شده در نرم افزار FIRE، از داده های تجربی موتوری در خانواده موتور های دیزل سنگین و مشابه با موتور نظر استفاده شده است. مشخصات این موتور بنام کاترپیلار ۳۴۰۶ در جدول (۱) آمده است. [۱۱] نتایج شبیه سازی شده فشار داخل استوانه و آزادسازی گرما در شکل های (۱) و (۲) و مقدار خروجی دوده و اکسید ازت در شکل های (۳) و (۴) با نتایج تجربی مقایسه شده است. همانطور که در شکلها دیده می شود حل عددی با نتایج تجربی تطابق خوبی دارد.

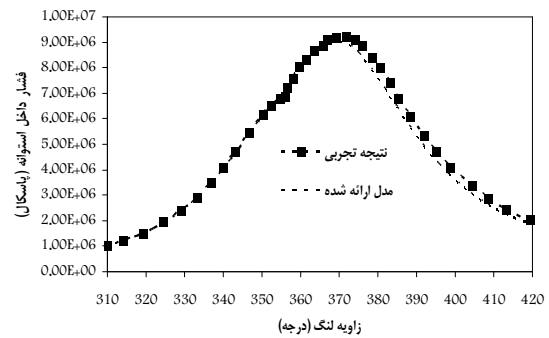
جدول ۱- مشخصات هندسی موتور کاترپیلار ۳۴۰۶

۱۳۷/۱۹	قطر استوانه (میلی متر)
۱۶۵	طول مسیر سمبه (میلی متر)
۲۶۱/۶۲	طول دسته سمبه (میلی متر)
۲/۴۴	حجم جابجایی هر سیلندر (لیتر)
Mexican hat	شکل کاسه سمبه
۱۵	نسبت تراکم
۱۶۰۰	سرعت موتور (دور بر دقیقه)
۶	تعداد سوراخهای افشانک
۰/۲۵۹	قطر سوراخهای افشانک (میلی متر)
۱۳۵	نرخ پاشش سوخت (گرم بر دقیقه)
۱۲۵	زاویه افشانه سوخت



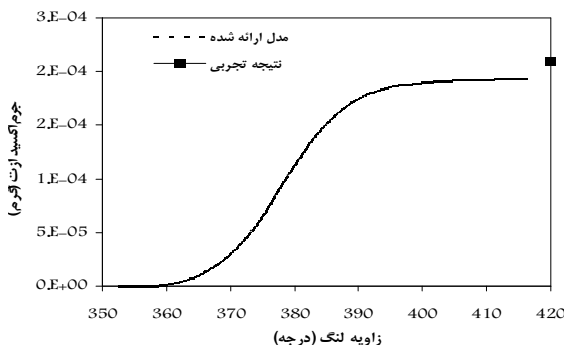
شکل ۲- نمودار تغییرات نرخ آزادسازی گرما در موتور

کاترپیلار

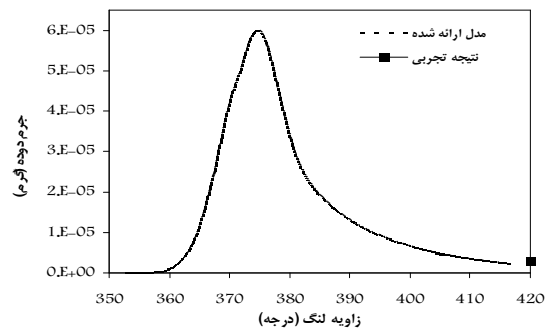


شکل ۱- نمودار تغییرات فشار داخل استوانه در موتور

کاترپیلار



شکل ۴- نمودار تغییرات جرم اکسید ازت در موتور کاترپیلار



شکل ۳- نمودار تغییرات جرم دوده در موتور کاترپیلار

#### ۴- مشخصات موتور مورد بررسی

همانطور که گفته شد، موتور مورد بررسی از نوع دیزل سنگین است که در طراحی مفهومی اولیه برای کاربرد دریایی در نظر گرفته شده است. مشخصات هندسی این موتور در جدول (۲) ارائه شده است. سامانه پاشش این موتور از نوع چند راهه سوخت است، که امکان ایجاد انواع پیکربندی پاشش را برای انتخاب سامانه بهینه فراهم می کند. مشخصات کلی این سامانه در جدول (۳) نشان داده شده است. [۱۲]

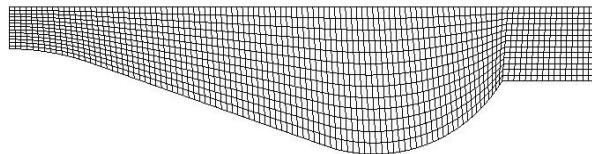
جدول ۲- مشخصات هندسی موتور مورد بررسی

۱۶۵	قطر استوانه (میلی متر)
۱۹۵	طول مسیر سمبه (میلی متر)
۳۸۰	طول دسته سمبه (میلی متر)
۴/۱۷	حجم جابجایی هر استوانه (لیتر)
۱۶	تعداد استوانه های موتور
۱۳/۵	نسبت تراکم
۱/۱۸	نسبت طول مسیر سمبه به قطر استوانه

جدول ۳- مشخصات سامانه پاشش

۶	تعداد سوراخهای افشانه
۰/۳۲	قطر سوراخهای افشانک (میلی متر)
۳/۲۵	نسبت طول به قطر افشانک
-۱۷	زمان شروع پاشش (درجه لنگ)
۴۶۰	مقدار سوخت پاشش شده در هر استوانه (میلی گرم)
۳۵۰	دمای اولیه سوخت پاشش شده (کلوین)
۸	زاویه مخروط فواره
۱۴۰	زاویه فواره سوخت

در طراحی موتور دیزل برای دستیابی به حداکثر توان بدون افزایش آلاینده های مضر، انطباق دقیق شکل محفظه احتراق، حرکت جریان هوای ورودی به محفظه احتراق و پاشش سوخت مورد نیاز می باشد. موتور های دیزل سنگین که اغلب سمبه هایی با قطر بزرگ دارند از سیستم های پاشش سوخت فشار بالا استفاده می کنند و در این موتور ها اتکای چندانی بر نسبت چرخش بالا وجود ندارد. شکل کاسه سمبه باید با عمق نفوذ افشانه سوخت و میزان چرخش هوا تطبیق داده شود. هندسه کاسه سمبه الگوسازی شده و همچنین نوع شبکه بندی این هندسه در شکل (۵) نشان داده شده است.



شکل ۵- هندسه و شبکه الگوسازی شده

سامانه های پاشش سوخت جدید، امکان ایجاد پاشش سوخت چندگانه را ایجاد می کنند. شکل (۶) نمونه ای از راهبرد پاشش سوخت استاندارد و چندگانه را نشان می دهد. فرآیند پاشش چندگانه از دو بخش پیش پاشش و پاشش اصلی تشکیل شده است. امکان ایجاد پیش پاشش، بر احتراق دیزل و ایجاد آلایندگی اثر گذاشته و می تواند آلایندگی دوده و اکسید ازت را همزمان کاهش دهد؛ در حالی که امکان افزایش بازده حرارتی نیز وجود دارد. در موتور مورد بررسی بر اساس آنچه سامانه پاشش هاینزمن پیشنهاد کرده است از دو نوع شکل پاشش استفاده می شود. در حالت استاندارد از یک شکل پاشش دوزنقه ای استفاده شده و برای بهبود عملکرد موتور، هاینزمن شکل پاشش دیگری را همراه با پیش پاشش ارائه داده است که شکل (۶)

FCCI2010-3147

آن را نشان می دهد. برای رسیدن به بهترین عملکرد، دو مقدار مختلف پیش پاشش و دو زمان متفاوت توقف توسط این سامانه پاشش پیشنهاد شده است. برای رسیدن به بهترین شکل و زمان پاشش ۵ مورد مختلف که در جدول (۴) آورده شده، مورد ارزیابی قرار گرفته است. باید اشاره شود که برای رسیدن به این ۵ مورد هر یک از حالت‌های پاشش در پنج زمان مختلف شروع پاشش مورد بررسی قرار گرفته و در نهایت این ۵ مورد بعنوان گزینه های بهینه در نظر گرفته شده است.



شکل ۶- نمودار تغییرات فشار پاشش افشانه

جدول ۴- موارد تحت بررسی برای رسیدن به بهترین شکل و زمان پاشش

مورد	شکل پاشش	زمان شروع پیش پاشش (CA ATDC)	دوره پیش پاشش (درجه ، میلی ثانیه)	زمان شروع پاشش اصلی (CA ATDC)	دوره پاشش اصلی (درجه ، میلی ثانیه)
الف	استاندارد	-	-	-۱۷	۳۱/۸-۲/۹۵
ب	۵٪ پیش-۲/۵ توقف	-۲۱	۲/۵-۰/۲۳۱	-۱۴/۳	۳۰/۱-۲/۷۸۷
ج	۵٪ پیش-۵ توقف	-۲۳	۲/۵-۰/۲۳۱	-۱۴/۳	۳۰/۱-۲/۷۸۷
د	۱۰٪ پیش-۲/۵ توقف	-۲۱	۴/۴-۰/۴۰۷	-۱۳/۵	۲۸/۸-۲/۶۷
ه	۱۰٪ پیش-۵ توقف	-۲۳	۴/۴-۰/۴۰۷	-۱۳	۲۸/۸-۲/۶۷

## ۵- نتیجه

عموماً آزادسازی حرارت ناشی از احتراق موتورهای دیزل پاشش مستقیم را به سه بخش تقسیم می کنند. بخش نخست از هنگامی که سوخت به داخل محفظه احتراق وارد می شود، آغاز شده و تا انتهای سوختن پیش آمیخته ادامه می یابد. درست بعد از اینکه فواره سوخت (با دمای تقریباً ۷۵ درجه سانتیگراد) به داخل محفظه احتراق وارد می شود، اختلاط آن با هوای فشرده داغ (حدود ۶۵۰ درجه سانتیگراد) آغاز می گردد. به تدریج که سوخت داخل محفظه احتراق نفوذ می کند، هوای بیشتری به ناحیه فواره وارد می شود. در نتیجه تبخیر قطرات سوخت آغاز شده و پوششی از مخلوط هوا و بخار گرم سوخت، فواره را در بر می گیرد. روند تولید  $NO_x$  در شکل (۱۲) نشان داده شده است. هنگامی که دمای ناحیه غنی در مخلوط هوا و سوخت حدوداً به ۷۵۰ کلوین برسد، اولین واکنش ها که منجر به تجزیه سوخت با عدد ستان بالا می گردد، رخ می دهد. این واکنش ها که با نفوذ بیشتر فواره سوخت همراه است سبب ورود هوای داغ بیشتری به داخل فواره شده و موجب افزایش دمای مخلوط و نرخ پیشرفت واکنش ها می گردند. سپس دما و نرخ واکنش ها به سرعت افزایش می یابند که در نتیجه آن، کل مخلوط هوا و سوختی که طی مرحله تأخیر در اشتعال تشکیل شده است، می سوزد و مرحله اول سوختن دیزل که احتراق پیش آمیخته نام دارد، به اتمام می رسد. این احتراق ناگهانی مخلوط پیش آمیخته هوا و سوخت، موجب افزایش شدید در نرخ آزادسازی حرارت و نیز نرخ افزایش فشار می شود. در شکل‌های (۷) و (۸) این روند را می توان مشاهده کرد. هر چقدر میزان و شدت سوختن در مرحله اول احتراق بیشتر باشد (احتراق در حجم ثابت)، بازده گرمایی افزایش یافته و مصرف ویژه سوخت



کاهش می یابد. از سوی دیگر افزایش دمای ناشی از این مرحله، بطور مستقیم باعث تولید  $NO_x$  می شود. با توجه به پیوند سه گانه مولکول نیتروژن، برای تجزیه مولکول آن و نیز فعالسازی تشکیل  $NO_x$ ، حدوداً دمای ۲۰۰۰ درجه کلوین مورد نیاز است. بعد از اینکه دما به حد مورد نظر رسید، تولید  $NO_x$  بطور نمایی با افزایش دما، افزایش می یابد. از این مرحله به بعد، رادیکالهای ایجاد شده از ناحیه داخلی فواره به ناحیه خارجی آن منتشر می شود و در ناحیه واکنشی نازکی به نام شعله انتشاری می سوزند. این مرحله از احتراق با نرخ اختلاط سوخت و هوا پایش می شود و این محدودیت سبب سوختن آرام آن در مقایسه با سوختن پیش آمیخته می گردد. طی مرحله دوم احتراق، قطرات سوخت پاشیده شده بواسطه ورود هوای داغ و محصولات احتراق به داخل فواره، گرم می شوند. با نفوذ بیشتر سوخت تبخیر شده به داخل فواره، سوخت به مولکولهای کوچک تر می شکند که به دلیل کمبود اکسیژن داخل فواره داغ، در معرض اکسایش جزئی قرار می گیرند. اکسایش جزئی و انتقال حرارت از شعله انتشاری، دمای ناحیه داخلی را حدود ۱۶۰۰ تا ۱۷۰۰ کلوین نگه می دارد.

ترکیب این محدوده دمایی با مقادیر کم اکسیژن، شرایط را برای تولید دوده مهیا می کند و مقادیر زیادی دوده در ناحیه داخلی فواره تشکیل می شود. محصولات احتراق جزئی، از مرزهای ناحیه داخلی فواره به خارج نفوذ می کنند و در مرز فواره توسط شعله انتشاری می سوزند. فقط ۱۰ تا ۱۵ درصد انرژی سوخت در ناحیه سوختن جزئی آزاد می شود و مابقی آن در شعله انتشاری آزاد می گردد. مرحله آخر، به سوختن بخش نسوخته و نیز باقی مانده دوده در ناحیه شعله انتشاری اختصاص دارد. اما به دلیل کاهش دمای گاز طی مرحله انبساط و کاهش میزان اکسیژن، نرخ واکنش های شیمیایی کاهش می یابد و در نتیجه شعله انتشاری محدود می شود. بخش عمده دوده موتورهای دیزل از این فرآیند شعله انتشاری در مرحله پایانی احتراق نتیجه می شود.

با توجه به توضیحات داده شده، اگر مقدار ناچیزی از سوخت را کمی قبل از شروع پاشش اصلی به داخل استوانه پاشیم، سوخت پیش پاشش شده سریعاً تبخیر شده و واکنش های اشتعال آغاز می گردند. به دلیل این واکنش ها که موجب پیش آماده سازی محفظه احتراق می گردند، زمان تأخیر پاشش اصلی و متعاقباً بیشینه آزادسازی حرارت پیش آمیخته، به طور چشمگیری کاهش می یابند. بنابراین یک پیش پاشش بهینه می تواند در کاهش آلودگی صوتی و نیز آلایندگی اکسید ازت طی مرحله اول احتراق، بسیار مؤثر باشد. بسته به دامنه کاهش اکسید ازت، می توان پاشش را زودتر آغاز نمود تا بازدهی حرارتی افزایش یافته و مصرف مخصوص ترمزی سوخت کاهش یابد. همچنین تنظیم میزان جرم پیش پاشش شده و زمان توقف بین پیش پاشش و پاشش اصلی باید به دقت تنظیم شوند تا به حالت بهینه دست پیدا کنیم. برای دستیابی به بهترین عملکرد، دو مقدار پیش پاشش ۵٪ و ۱۰٪ با دو زمان توقف ۲/۵ و ۵ درجه لنگ در پنج زمان پاشش مختلف مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به اینکه اگر زمان شروع پاشش در دو شکل پاشش استاندارد و پیش پاشش یکسان در نظر گرفته شود، در حالت پیش پاشش با کاهش شدید فشار و دما و همچنین افزایش مصرف سوخت مواجه خواهیم شد. بنابراین لازم است تا زمان شروع پاشش را برای رسیدن به بهترین عملکرد تنظیم کنیم. همانطور که انتظار می رود با جلو انداختن زمان پاشش و نزدیک کردن زمان پاشش قسمت اصلی سوخت به زمان پاشش استاندارد شاهد بهبود نتایج هستیم. برای رسیدن به ۴ مورد ب تا ه بیش از ۲۰ اجرای مختلف انجام گرفته است. یعنی هر یک از ۴ حالت پیش پاشش در ۵ زمان ۱۷-، ۱۹-، ۲۱-، ۲۳- و ۲۴- مورد بررسی قرار گرفت و در نهایت چهار مورد ب تا ه بعنوان موارد بهینه در هر یک حالتها انتخاب شد. در جدول (۶) و همچنین در شکل (۸) مقادیر فشار استوانه برای حالت های مختلف پاشش نشان داده شده است. هر چند با پیش پاشش شاهد کاهش فشار بیشینه هستیم اما این کاهش فشار آنچنان قابل ملاحظه نیست. نزدیکترین بیشینه فشار نسبت به حالت استاندارد در موارد ج و د مشاهده می شود.

در شکل (۹) توزیع دمای استوانه بر حسب درجه لنگ نشان داده شده است. با توجه به تأخیر احتراق پیش آمیخته و همچنین احتراق بخش اصلی سوخت در دوره انبساط، انتظار می رود در حالت پیش پاشش با کاهش دمای استوانه مواجه شویم. اما مشاهده می شود که موارد ج و د دارای دمای بیشتری نسبت به حالت استاندارد هستند. این تناقض ناشی از بهبود اختلاط سوخت و هوا در اثر پیش پاشش است. با بهبود اختلاط سوخت و هوا و افزایش بازده احتراق، در حالت پیش پاشش

FCCI2010-3147

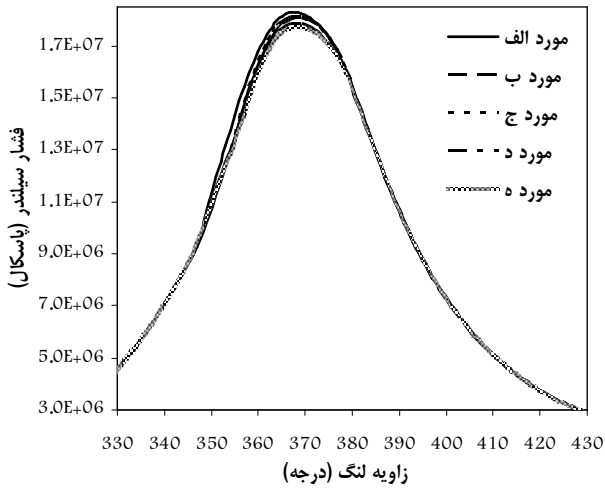
میزان سوخت نسوخته در خروجی کمتر از حالت استاندارد خواهد شد. همانگونه که از شکل (۱۰) مشخص است، موارد ج و د کمترین میزان سوخت نسوخته در خروجی را دارند. همانطور که انتظار می رفت مقدار نهایی اکسید ازت با اعمال پیش پاشش کاهش می یابد. مورد ه بدلیل کمترین مقدار فشار و دما، کمترین مقدار اکسید ازت را دارد. در بدترین حالت مقدار اکسید ازت با اعمال پیش پاشش ۶٪ کاهش می یابد در حالیکه مقدار فشار سیلندر تنها ۰/۵٪ کاهش یافته است.

مقدار دوده خروجی وابسته به میزان شکل گیری و سوختن دوده است. دو ساز و کار مخالف یکدیگر در مورد تشکیل و سوختن دوده در حالت پیش پاشش اتفاق می افتد. با پیش پاشش، فواره سوخت در پاشش اصلی با کمبود اکسیژن مواجه می شود زیرا پاشش اصلی وارد گازهای سوخته شده می شود و در نتیجه نرخ آزادسازی حرارت کاهش می یابد. این نرخ احتراق کمتر در خلال سوختن نفوذی سبب افزایش شکل گیری دوده خواهد شد. همچنین بدلیل کمبود اکسیژن میزان سوختن دوده نیز بشدت کاهش می یابد. از طرف دیگر با به تاخیر انداختن دوره احتراق با پیش پاشش، اختلاط سوخت و هوا بهبود پیدا می کند بنابراین اکسیژن بیشتری برای سوختن دوده فراهم می شود؛ که این عامل در کاهش مقدار دوده موثر خواهد بود. آنچه که نتایج در جدول (۵) و شکل (۱۱) نشان می دهد کاهش مقدار دوده در حالت پیش پاشش نسبت به حالت استاندارد است. در نهایت می توان این نتیجه گیری را کرد که با اعمال پیش پاشش مقدار آلاینده های موتور کاهش می یابد در حالیکه با انتخاب زمان پاشش مناسب می توان بازده حرارتی و مصرف ویژه سوخت را نیز در حد مطلوب حفظ کرد.

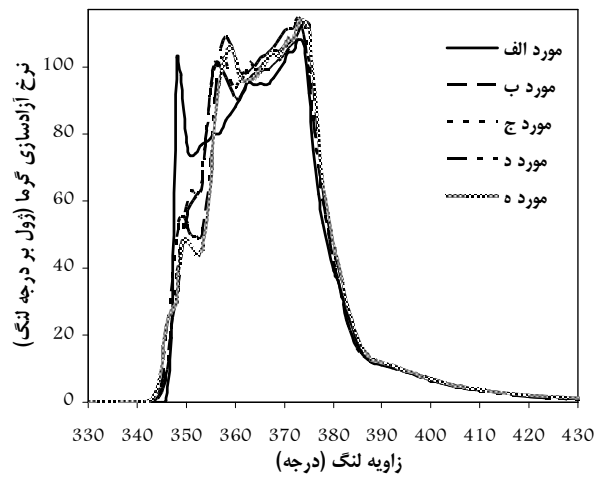
جدول ۵- مقایسه خلاصه نتایج در شکلهای پاشش مختلف

موارد	شکل پاشش	فشار بیشینه (محل فشار بیشینه)	دمای بیشینه (محل دمای بیشینه)	کسر جرمی اکسید ازت در ۴۵۰ درجه زاویه لنگ	کسر جرمی دوده در ۴۵۰ درجه زاویه لنگ
الف	استاندارد	۱۸۳ بار (۳۶۸ درجه لنگ)	۱۷۵۷ کلوین (۳۷۹ درجه لنگ)	۰/۰۰۱۶۶۲	۴/۰۷ E -۱۰
ب	۵٪ پیش - ۲/۵ توقف	۱۷۹ بار (۳۶۸ درجه لنگ)	۱۷۵۵ کلوین (۳۷۹ درجه لنگ)	۰/۰۰۱۴۹۶	۸/۳۸ E -۱۱
ج	۵٪ پیش - ۵ توقف	۱۸۲ بار (۳۶۸ درجه لنگ)	۱۷۶۷ کلوین (۳۸۰ درجه لنگ)	۰/۰۰۱۵۷۷	۶/۷۴ E -۱۳
د	۱۰٪ پیش - ۲/۵ توقف	۱۸۰ بار (۳۶۸ درجه لنگ)	۱۷۶۶ کلوین (۳۷۹ درجه لنگ)	۰/۰۰۱۵۲۵	۵/۵۶ E -۱۲
ه	۱۰٪ پیش - ۵ توقف	۱۷۷ بار (۳۶۸ درجه لنگ)	۱۷۵۲ کلوین (۳۸۰ درجه لنگ)	۰/۰۰۱۴۰۶	۱/۶۴ E -۱۱

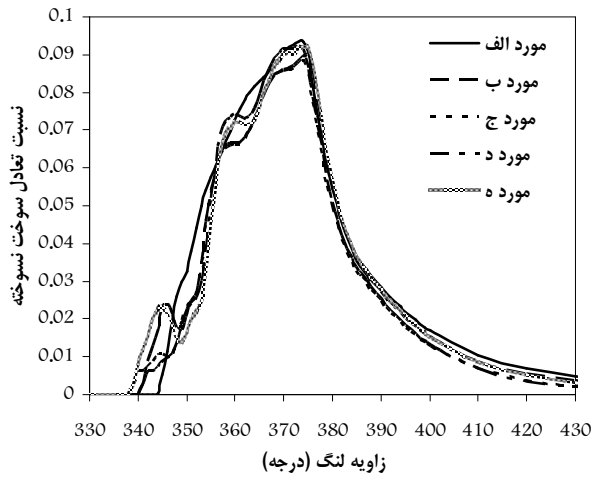
FCCI2010-3147



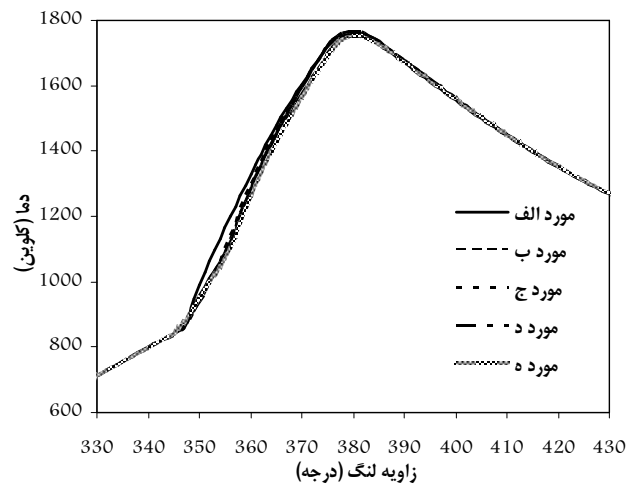
شکل ۸- نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر بر حسب درجه لنگ



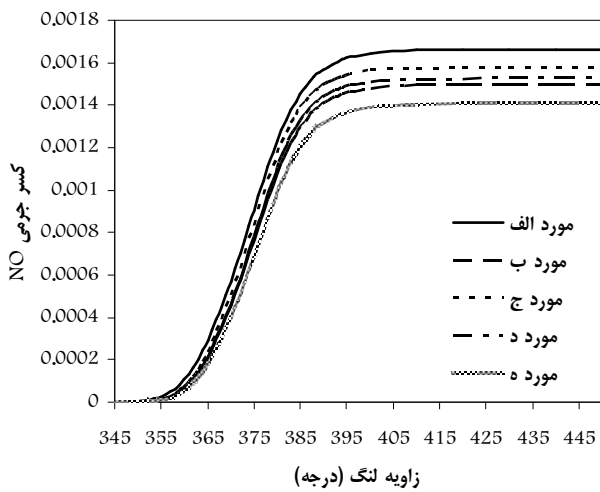
شکل ۷- نمودار تغییرات آزادسازی گرما بر حسب درجه لنگ



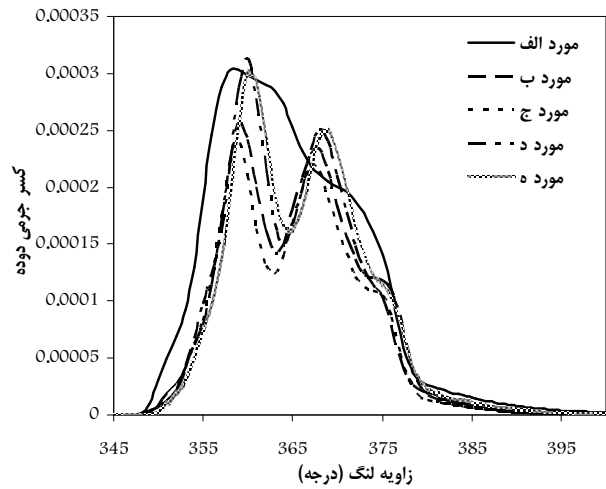
شکل ۱۰- نمودار تغییرات نسبت تعادل سوخت نسوخته بر حسب درجه لنگ



شکل ۹- نمودار تغییرات دمای داخل سیلندر بر حسب درجه لنگ



شکل ۱۲- نمودار تغییرات کسر جرمی NO بر حسب درجه لنگ



شکل ۱۱- نمودار تغییرات کسر جرمی دوده بر حسب درجه لنگ



## ۶- تشکر و قدردانی

نویسندگان، علاقه‌مندان از همکاری شرکت دیزل سنگین ایران بابت حمایت مالی و علمی، سپاسگزاری کنند.

## مراجع

- 1- Baumgarten. C., *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2006.
- 2- Desantes. J.M., Benajes, J., Molina, S. and Gonzalez, C.A., "The modification of the fuel injection rate in heavy-duty diesel engines Part I: Effects on engine performance and emissions", *J.Applied Thermal Engineering* 24, 2701-2714, 2004.
- 3- Nehmer. D.A. and Reitz. R.D., "Measurement of the Effect of Injection Rate and Split Injections on Diesel Engine Soot and NOx Emissions", SAE paper 940668, 1994.
- ۴- پورفلاح.م.، " شبیه سازی CFD احتراق موتور دیزل دریایی با توان ۲۰۰۰ کیلو وات و سرعت دورانی ۱۸۰۰ دور بر دقیقه برای طراحی موتور ملی ایران"، پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک (تبدیل انرژی)، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، ۱۳۸۷.
- 5- Liu. Alex B., Mather. Daniel, and Reitz. Rolf D., "Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays", SAE Paper 930072, 1993.
- 6- Rocco. V., "Results of Quasi-Steady Evaporation Model Applied to Multi-Dimensional DI Diesel Combustion Simulation", SAE Paper 930071, 1993.
- 7- Versteeg and Malalasekera., *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*, Mc Grow- Hill Book Company, ISBN 964-454-375-0, 1995.
- 8- Heywood, J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Mc Grow- Hill Book Company, ISBN 0-07-100499-8, 1988.
- 9- Smith. OI., "Fundamentals of Soot Formation in Flames with Application to Diesel Engine Particulate Emissions", *ProgEnergy Combust*; 7:275-91, 1981.
- 10 Hongsuk. Kim. and Nakwon. Sung., "Combustion and Emission Modeling for a Direct Injection Diesel Engine", SAE Paper 2004-01-0104, 2004.
- 11- Rotlan. C.J., Ayoub. N., Han. Z., Reitz. R.D., et al., "Diesel engine model and development and experiments", SAE paper No.951200, 1995.
- ۱۲- جعفری. ب.، " طراحی عملکردی موتور دیزل ۲ مگاوات با سرعت ۱۸۰۰ دور بر دقیقه با کاربری دریایی جهت انتقال دانش فنی در طراحی موتور ملی دیزل ایران"، پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک (تبدیل انرژی)، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، ۱۳۸۷.