

بررسی نظری تأثیر فشار، زمان و طول پاشش سوخت دیزل بر عملکرد و آلاینده‌های خروجی از موتور دیزلی پاشش مستقیم

سیدعلیرضا خباز*

کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز
alirezakhabbaz@gmail.com

رحیم خوشبختی سرای

استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند
khoshbakhti@sut.ac.ir

* نویسنده مسئول/ تاریخ دریافت: ۸۹/۰۱/۲۵ پذیرش نهایی مقاله: ۸۹/۵/۸

چکیده

از موتورهای دیزل پاشش مستقیم (D.I.) به‌طور گسترده‌ای در کاربردهای خودرو و صنعت استفاده می‌شود. با سخت‌تر شدن استانداردهای آلاینده‌گی و تمایل به ساختن موتورهایی با بازده بیشتر، درک بهتر فرآیند احتراق این موتورها ضروری است تا بتوان گام بعدی را در بهینه کردن طراحی موتور برای کاهش آلاینده‌گی و بهبود کارکرد موتور برداشت. یکی از عواملی که امروزه اثر مهمی بر عملکرد موتور و بهبود احتراق دارد، فشار پاشش سوخت می‌باشد. در سال‌های اخیر نرم‌افزارهای رایانه‌ای با موفقیت برای شبیه‌سازی سه بعدی احتراق در موتورهای احتراق داخلی به کار گرفته شده است. این مطالعه به بررسی نظری اثرات فشار پاشش سوخت بر عملکرد و آلاینده‌گی یک موتور دیزل چهار استوانه پاشش مستقیم مجهز به پرخوران در قالب شبیه‌سازی عددی با نرم‌افزار AVL-FIRE، CFD، می‌پردازد. به منظور ارزیابی نتایج بدست آمده، ابتدا موتور مورد بررسی در نرم‌افزار Fire شبیه‌سازی و با نتایج حاصل از آزمون‌های تجربی اعتباردهی می‌شود و سپس فشار پاشش تغییر داده می‌شود. در این تحقیق، فشار پاشش سوخت از ۲۷۵ bar تا ۱۰۰۰ bar، با ثابت نگه داشتن میزان مصرف سوخت تغییر داده می‌شود. در نهایت با تغییر زمان و طول پاشش، نقطه بهینه از لحاظ آلاینده‌گی مشخص می‌شود. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش فشار پاشش سوخت، میزان آلاینده NOx تا حد زیادی افزایش و آلاینده PM در حدود ۵۰٪ کاهش می‌یابد. همچنین، در ازای این تغییرات، بازده موتور در حدود ۱۲٪ افزایش می‌یابد.

(UHC)، اکسیدهای نیتروژن (NOx)، منوکسید کربن (CO) و ذرات (PM) به‌علاوه مسائل اقتصاد سوخت، سازندگان موتورهای دیزل وادار به استفاده از فناوری‌های سوخت‌رسانی نوین برای دست یافتن به این اهداف شده‌اند. برای مثال، استفاده از فناوری پاشش چند مرحله‌ای فشار قوی منجر به بهبود گردافشانی^۱ سوخت می‌شود و به موتورهای دیزل امکان تشکیل کمتر آلاینده‌ها نظیر PM و NOx را داده است [۲۱].

کلید واژه‌ها: فشار پاشش، طول و زمان پاشش، آلاینده‌های موتور دیزل، عملکرد موتور دیزل

۱- مقدمه

امروزه به منظور برآورد استانداردهای کاهش آلاینده‌های خروجی از موتور، بیشترین تمرکز بر روی سامانه پاشش سوخت می‌باشد. با سخت‌گیرانه‌تر شدن مقررات آلاینده‌ها نظیر هیدروکربن‌های نسوخته

۱- Atomization

و اعمال شرایط مرزی، نیاز به صحنه‌گذاری به کمک نتایج تجربی موجود می‌باشد. شکل ۲، نمودار فشار داخل استوانه را بر حسب زاویه میل‌لنگ در دور ۲۰۰۰ rpm نشان می‌دهد که با نمودار فشار تجربی تطابق خوبی دارد.

شبکه ایجاد شده برای موتور حالت پایه (حالت نشان داده شده در جدول ۱)، برابر ۱۴۳۰۸ حجره در نقطه مکث پایین و ۸۵۴۸ حجره در نقطه مکث بالا است. برای بررسی استقلال نتایج از شبکه، شکل محفظه احتراق پایه با شبکه‌های ۱۸۶۰۴ و ۱۲۸۶۲ حجره‌ای نیز شبیه‌سازی شد که تطابق خوبی با نتایج بدست آمده در حالت اولیه دارد.

جدول ۱ مشخصات موتور

۱۰۰	قطر استوانه (میلیمتر)
۱۲۷	طول پیمایش سبمه (میلیمتر)
۳،۹۹	حجم موتور (لیتر)
امگا شکل	نوع محفظه احتراق
۱۷،۵	نسبت تراکم
۶۱ kW در دور ۲۰۰۰	بیشینه توان خروجی
۳۴۰ N.m در دور ۱۴۰۰	بیشینه گشتاور خروجی
پرخورانی	نوع تنفس
پاشش مستقیم	نوع پاشش
۵ سوراخه	تعداد سوراخ‌های افشانه
۴۰۰ الی ۴۵۰ بار	فشار تلمبه تزریق
دورانی	نوع تلمبه پاشش سوخت
۲۷۵ بار در دور ۲۰۰۰	فشار پاشش

به منظور افزایش دقت نتایج بدست آمده در این بررسی در جدول ۲ مقدار آلاینده‌های موجود در خروجی دود و توان خروجی حاصل از نمودار در هر چرخه با نتایج نظری بدست آمده از موتور پایه مقایسه شده‌اند. همانطور که مشاهده می‌شود این نتایج با خطای قابل قبول تطابق خوبی با هم دارند.

پس از تطبیق نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی بدست آمده برای موتور، فشار پاشش سوخت بر اساس روشی که توضیح داده خواهد شد از ۳۵۰ بار تا ۱۰۰۰ بار تغییر داده می‌شود که نتایج آن را می‌توان در قسمت‌های بعد مشاهده کرد.

از مهمترین عواملی که پاشش سوخت را تحت تأثیر قرار می‌دهند، طراحی نوک افشانه (تعداد، قطر و هندسه سوراخ‌های افشانه و حجم زائد SAC) و نیز فشار پاشش سوخت [۸ و ۷]، شروع و طول پاشش، شکل و نرخ پاشش می‌باشد [۹] که باید بسته به شکل محفظه احتراق، میزان چرخش هوا (Swirl) و فشار داخل استوانه، بهینه و تنظیم گردند. امروزه از احتراق با مقدار ضعیف‌تری از حرکت گردبادی هوا (Swirl) بیشتر استفاده می‌شود و انرژی مورد نیاز برای اختلاط سوخت و هوا بوسیله افشانه سوخت تأمین می‌گردد. برای این منظور فشار پاشش و تعداد سوراخ‌های افشانه افزایش پیدا می‌کنند و سبمه با حفره پهن برای نفوذ کافی افشانه سوخت در کل بار استوانه و اختلاط مناسب با هوای موجود مورد استفاده قرار می‌گیرد.

در سامانه پاشش سوخت موتور دیزل پاشش مستقیم، رسیدن به گردافشانی شدید برای تبخیر مناسب در مدت کوتاه و همچنین دستیابی به نفوذ مناسب برای استفاده از تمام هوای تغذیه شده، در نظر گرفته می‌شود. همچنین، سامانه پاشش سوخت باید قادر به اندازه‌گیری مقدار سوخت مناسب، مستقل از بار و دور موتور باشد و سوخت را در بهترین زمان و با میزان مناسب پاشش کند.

چون مصرف مخصوص سوخت در موتورهای SI بیشتر از موتورهای CI می‌باشد، یعنی موتورهای دیزل دارای بازده بیشتری نسبت به موتورهای SI هستند. استفاده از موتورهای دیزل در سال‌های اخیر در خودروها نیز گسترش یافته است.

در مطالعه عددی حاضر، در موتور دیزل مورد بررسی فشار پاشش از ۲۷۵ بار تا ۱۰۰۰ بار با ثابت نگه داشتن میزان مصرف سوخت، تغییر داده می‌شود و در نهایت، با تغییر دادن زمان پاشش و طول پاشش، نقطه بهینه از لحاظ آلاینده‌گی برای موتور بدست می‌آید.

۲- مراحل شبیه‌سازی

برای شبیه‌سازی فرآیندهای مختلف در موتور احتراق داخلی ابتدا نیاز به تهیه الگوی محفظه احتراق موتور می‌باشد. برای این منظور، ابتدا محفظه احتراق موتور مورد بررسی در شرکت موتورسازان با مشخصات موجود در جدول ۱ در نرم‌افزار Solid Works شبیه‌سازی و سپس شبکه‌های محاسباتی مورد نیاز در نرم‌افزار AVL-FIRE v8.5 ایجاد می‌شود و در نهایت شبیه‌سازی و تحلیل رفتار سیالاتی و احتراقی موتور در طول فرآیندهای تراکم، احتراق و انبساط نیز با همان نرم‌افزار صورت پذیرفته است. در شکل ۱، نمونه‌ای از شبکه ایجاد شده به همراه شرایط مرزی برای آن موتور مشاهده می‌شود. پس از مراحل مختلف شبیه‌سازی

۳- معادلات حاکم

معادلات مورد استفاده در نرم افزار AVL-FIRE v8.5 که برای محاسبات استفاده شده است شامل معادله مقدار حرکت (مومنتوم)، معادله پیوستگی، معادله انرژی و معادله اغتشاش می باشد. به طور کلی در این تحقیق، دقت همگرایی برای حل معادلات فوق برای کلیه محاسبات مقدار $0,0001$ در نظر گرفته شده است.

۴- الگوی احتراقی

برای شبیه سازی فرآیند احتراق در موتور اشتعال تراکمی از الگوی شکست گردباده (Eddy breakup) استفاده شده است. در این الگوی احتراقی، اساس حل معادلات بر این فرض استوار است که واکنشگرها و محصولات احتراق شامل گردباده های مجزا از یکدیگرند، با این فرض مقیاس زمانی واکنش شیمیایی در مقیاس با مقیاس زمانی پدیده انتقال بسیار کوتاه تر خواهد بود. بنابراین فرآیند احتراق به کمک یک اختلاط مغشوش در جبهه شعله پیش خواهد شد.

بر طبق معادله ای که ماگنوسن و هرتاگر ارائه کرده اند [۹]، نرخ واکنش احتراق برابر خواهد بود با:

$$\overline{\rho r_{fu}} = \frac{C_{fu}}{\tau_R} \overline{\rho} \min \left(\overline{y_{fu}}, \frac{\overline{y_{ox}}}{S}, \frac{C_{Pr} \cdot \overline{y_{Pr}}}{1+S} \right) \quad (1)$$

که در آن، τ_R مدت زمان اختلاط مغشوش و از معادله (۲) قابل محاسبه است و C_{fu} مقدار ثابت تجربی و وابسته به میزان اغتشاش و متغیرهای سوخت می باشد. دو عبارت اول سمت راست داخل قلاب وابسته دسترس پذیری سوخت و اکسیژن و عبارت سوم، احتمال تحقق واکنش است و بیان کننده این است که پخش شعله در غیاب محصولات بسیار گرم امکان پذیر نیست. مقدار کمینه، برای نسبت هوا و سوخت معین در هنگام احتراق می باشد.

$$\tau_R = \frac{k}{\varepsilon} \quad (2)$$

۵- الگوی اشتعالی SHELL

خود اشتعالی هیدروکربنها در موتورهای دیزلی فرایندی شاخه دار و زنجیری است که شامل ۴ دسته واکنش یعنی آغاز زنجیر، انتشار زنجیر، شاخه داری زنجیر و خاتمه زنجیر می باشد. پس از شروع پاشش و سپری شدن مهلت (تأخیر در اشتعال)، در اشتعال رخ می دهد. در طول مهلت، سوخت تبخیر می شود تا اینکه اولین منطقه مخلوط قابل اشتعال با اضافه هوای $0,7 < \lambda < 0,5$ تشکیل شود. علاوه بر این، واکنشهای شیمیایی

جدول ۲ مقایسه نتایج تجربی و شبیه سازی برای موتور پایه

مقدار تجربی	مقدار عددی	درصد خطا
۱,۵۱	۱,۳۸۹	۸٪
۰,۰۵۷	۰,۰۶	۴,۳٪
۷۲,۸۷	۷۱,۶	۱,۷٪

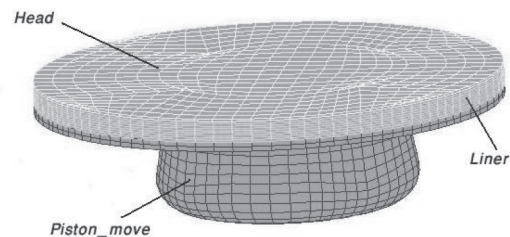
اکسیدهای نیتروژن
(g/kW.hr)

دوده (g/kW.hr)

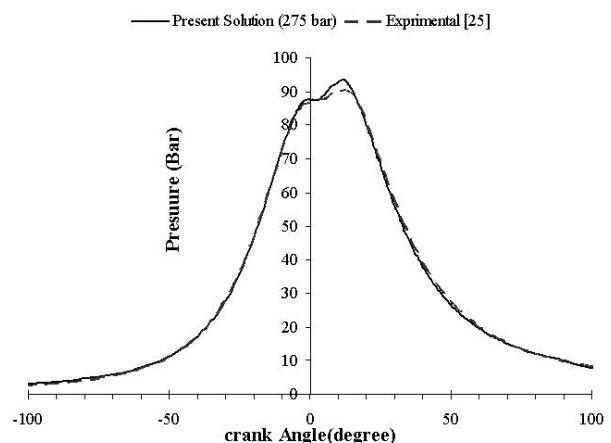
توان خروجی در هر چرخه

جدول ۳ شرایط اولیه و ورودی به سامانه

T piston move (K)	540	T head (K)	510
P Inlet (Pa)	194000	Tliner (K)	480
Turb. Kin.Energy (m2/s2)	29	T inlet (K)	350
Turb. Length. Scale (m)	0.0058		



شکل ۱ نمونه ای از شبکه ایجاد شده در AVL Fire به همراه شرایط مرزی



شکل ۲ مقایسه نمودار فشار داخل محفظه احتراق بر حسب زاویه میل لنگ برای حالت تجربی و نظری

موج‌ها حل می‌گردد. میزان رشد بیشینه Ω و طول موج متناظرش Λ به سبب خواص مایع و گاز بدین صورت بیان می‌شود:

$$\frac{\Lambda}{a} = 9.02 \times \frac{(1 + 0.45Z^{0.5})(1 + 0.4T^{0.7})}{(1 + 0.87We_2^{1.67})^{0.6}} \quad (3)$$

$$\Omega \left[\frac{\rho_1 a^3}{\sigma} \right]^{0.5} = \frac{0.34 + 0.38We_2^{1.5}}{(1 + Z)(1 + 1.4T^{0.6})} \quad (4)$$

در حالیکه

$$Z = We_1^{0.5} / Re_1$$

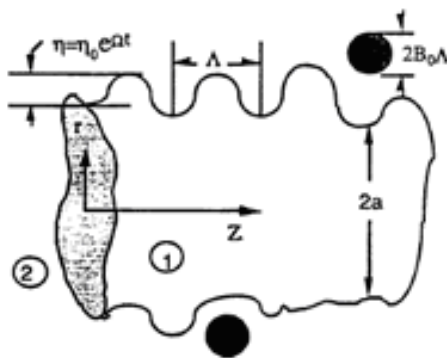
$$T = Z \times We_2^{0.5}$$

$$We_1 = \rho_1 U^2 a / \sigma$$

$$We_2 = \rho_2 U^2 a / \sigma$$

$$Re_1 = U \times a / \nu_1$$

می‌باشند. قطرات کوچک جدید با اندازه r که از طول موج امواج ناپایدار محاسبه می‌شوند قطره اصلی اولیه را ترک می‌کنند:



شکل ۳. نمایی از امواج سطحی و جدایش قطرات از سطح فوران سوخت

$$r = B_0 \Lambda \quad (B_0 \Lambda \leq a) \quad (5)$$

یا

$$r = \min \left\{ \begin{array}{l} (3\pi a^2 U / 2\Omega)^{0.33} \\ (3a^2 \Lambda / 4)^{0.33} \end{array} \right\} \quad (B_0 \Lambda > a) \quad (6)$$

در معادله (۵) فرض بر آن است که قطرات دارای اندازه‌ای متناسب با طول موج سریع‌ترین رشد یا محتمل‌ترین موج سطحی ناپایدار تشکیل شده است. مقدار ثابت B_0 به منظور ارائه یک توافق مناسب با اندازه قطره پایدار در افشانه‌ها عر۰ انتخاب می‌شود.

در این منطقه باید ریشه‌های کافی به منظور شروع فرایند احتراق تولید کنند. واکنش آغاز زنجیر، این ریشه‌ها را از مولکولهای سوخت پایدار تولید می‌کند. بعد از اینکه غلظت ریشه به مقدار مشخصی رسید واکنشهای انتشار و شاخه داری زنجیر، ریشه‌های اضافی را تولید می‌کنند. واکنشهای انتشار زنجیر طبیعت ریشه‌ها را تغییر می‌دهند. بعضی از واکنشهای انتشار زنجیر، ریشه‌هایی تولید می‌کنند که در واکنشهای شاخه داری زنجیر شرکت می‌کنند و تعداد ریشه‌ها را افزایش و به واکنش‌ها شتاب زیادی می‌دهند و نهایتاً منجر به "انفجار" می‌شوند. مهلت تابع دما است و افزایش در دما مهلت را کاهش می‌دهد. این الگو را که Halstead و همکارانش در سال ۱۹۷۷ ارائه داده‌اند، شیمی دمای خنک سوخت‌های هیدروکربنی را تشریح می‌کند تا بتواند مهلت را در موتورهای دیزلی به دقت پیش بینی کند. این الگو ساز و کار سینتیکی کاهش یافته را که شامل ۵ گونه و ۸ واکنش کلی است، به کار می‌گیرد تا پدیده خوداشتعالی سوخت‌های هیدروکربنی را شبیه‌سازی کند.

۶- الگوی پاشش

در موتورهای دیزلی به صورت نظری الگوهای مختلفی برای پاشش سوخت، گردافشانی افشانه سوخت و تشکیل قطرات پیشنهاد شده است که دقت آن در دستیابی به نتایج دقیق نسبت به حالت واقعی یکی از مسائل مورد توجه محققان در شبیه‌سازی فرآیند احتراق بوده است. پترسن و همکارانش در سال ۱۹۹۴ با نرم‌افزار سه‌بعدی KIVA تأثیر فشار پاشش و پاشش‌های تکه‌ای را بر روی عملکرد و آلاینده‌های موتورهای دیزل بررسی کرده‌اند. آنها برای شبیه‌سازی گردافشانی افشانه سوخت از الگوی Wave استفاده کرده‌اند که توافقی خوبی را با نتایج تجربی نشان می‌دهد. در الگوی تجزیه Wave تجزیه بسته‌های قطرات و قطرات حاصله به وسیله نتایجی که از تحلیل پایداری خطی مرتبه اول برای فواره مایع بدست آمده، نشان داده می‌شود. این نظریه، پایداری ستونی از مایع خارج شده از یک روزنه (اریفیس) مدور را به شعاع a به داخل محیط خیلی بزرگ گازی شکل تراکم-ناپذیر ساکن مورد توجه قرار می‌دهد. به دلیل اثرات هواپویایی (آیرودینامیکی) بین مایع و گاز که باعث رشد موج ناپایدار بر روی سطح فواره مایع می‌شود گردافشانی روی می‌دهد. در اثر جابجایی بسیار کوچک سطحی که دارای تقارن محوری است و بر روی حرکت پایای اولیه تحمیل و منجر به فشارهای نوسانی متقارن کوچک می‌شود و در نتیجه مؤلفه‌های شعاعی و محوری سرعت در حالات مایع و گاز ایجاد می‌شود. این نوسانات به وسیله معادله پیوستگی و معادله حرکت تشریح می‌شوند که برای ارائه معادله پراکندگی برای آهنگ رشد موج و طول

می‌باشد.

برای بدست آوردن نفوذ فواره از معادله (۱۲) استفاده شده است که در آن میزان نفوذ X برابر است با

$$X = 2.95 \left(\frac{\Delta p}{\rho_g} \right)^{0.25} d^{0.5} t^{0.5} \quad (12)$$

زاویه پاشش و قطر متوسط قطرات نیز از معادله (۱۳) محاسبه

$$\theta = 83.5 \left(\frac{L}{d} \right)^{-0.22} \left(\frac{d}{D_0} \right)^{0.15} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.26} \quad (13)$$

$$SMR = 0.38 \frac{d}{2} Re^{0.25} We^{-0.32} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.37} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{-0.47} \quad (14)$$

۷- الگوی NO

در موتورهای دیزل به علت حضور گازهای گرم داخل استوانه و به‌ویژه زمان اقامت قابل توجه گاز در دمای گرم، مقدار زیادی آلاینده NOx در طول فرآیند احتراق ایجاد می‌شود [۱۷و۱۸]. در این مطالعه از ساز و کار توسعه یافته زلدویچ به منظور شبیه‌سازی احتراق استفاده شده است [۱۸و۱۹].

۸- الگوی تشکیل و اکسایش دوده (Soot)

آهنگ تشکیل دوده به صورت تفاضل بین تشکیل و اکسایش دوده شبیه‌سازی می‌شود [۲۲].

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{dM_{sf}}{dt} - \frac{dM_{so}}{dt} \quad (15)$$

که در آن: M_{sf} و M_{so} به ترتیب جرم دوده تشکیل شده و اکسید شده می‌باشند.

آهنگ تشکیل دوده با الگوی هیرویاسو بیان می‌شود:

$$\frac{dM_{sf}}{dt} = K_f M_{fv} \quad (16)$$

یعنی آهنگ تشکیل آرنیوسی دوده با جرم بخار سوخت متناسب است. ضریب تشکیل دوده (تابعی از فشار و دما) بدین صورت تعریف می‌شود:

معادله (۶) تنها برای مایع‌های کند (با سرعت کم) که دستخوش تجزیه از نوع ریلی [۲۶] قرار گرفته اند به کار می‌رود. فرض می‌شود که آشفته‌گی فواره، بسامدی برابر با $\Omega/2\pi$ دارد (یک قطره در هر تناوب تشکیل می‌شود) یا اینکه اندازه یک قطره از حجم مایع موجود در زیر یک موج سطحی تعیین می‌شود.

نرخ تغییر اندازه مشخصه قطرات ناپایدار اولیه از معادله (۷) محاسبه می‌شود:

$$\frac{da}{dt} = -(a-r)/\tau \quad (r \leq a) \quad (7)$$

در جاییکه

$$\tau = \frac{3.726 B_1 a}{\Lambda \Omega} \quad (8)$$

B_1 : ثابت زمانی الگو می‌باشد که به ویژگی‌های افشانه و میزان آشفته‌گی اولیه ایجاد شده داخل دماغه افشانه وابسته است.

با قرار دادن معادلات (۳) و (۴) در معادله (۸) و فرض غیر لزج بودن مایع در محدوده عدد وبر کوچک داریم:

$$\tau = 0.82 B_1 \sqrt{\frac{\rho a^3}{\sigma}} \quad (9)$$

مقدار $B_1 = \sqrt{3}$ Orourke & Amsdem را پیشنهاد کردند. Reitz این نظریه را برای محدوده تجزیه قطره سریع (با سرعت بالا) نیز به کار برد. در این مورد برای مایعات غیر لزج یا اعداد وبر بزرگ معادله (۸) بدین شکل در می‌آید:

$$\tau = (B_1 a / U) \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2}} \quad (10)$$

داده‌های Ranger & Nicholls برای تجزیه قطره سریع مقدار $B_1 = 8$ را پیشنهاد می‌کند. Reitz مقدار $B_1 = 10$ را در مطالعات شبیه‌سازی فواره استفاده کرده است. بنابراین مقدار مطمئنی برای این ثابت وجود ندارد. بخشی از علت این اختلاف بدان بر می‌گردد که تحلیل‌های گذشته قبلی شتاب قطرات را بعد از وارد شدن آنها به داخل جریان گازی با سرعت نسبی تند در نظر نگرفته اند. این شتاب سرعت نسبی بین قطره و گاز را کاهش می‌دهد که منجر به طول موج‌های درازتر و زمان‌های شکست طولانی تر می‌شود.

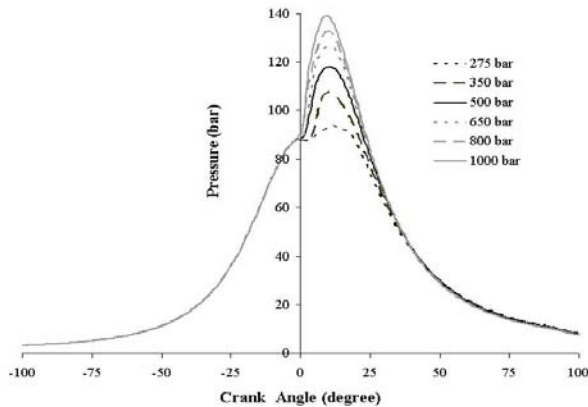
سرعت پاشش سوخت بر اساس فشار پاشش سوخت از معادله (۱۱) بدست می‌آید:

$$v_{inj}(\theta) = C_v \sqrt{\frac{2\Delta p(\theta)}{\rho_l}} \quad (11)$$

$\Delta p(\theta)$ اختلاف فشار میان دو طرف نازل، C_v ضریب سرعت

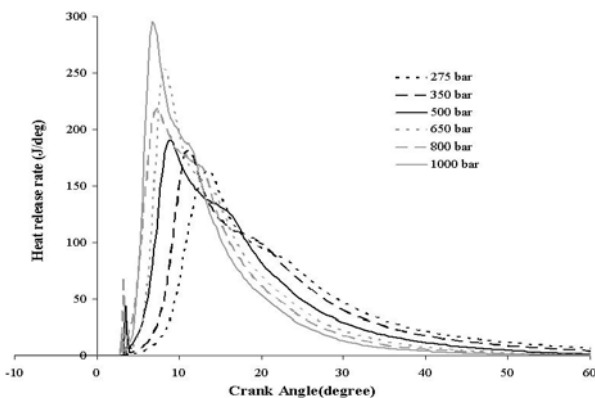
قطر قطرات و سرعت سوخت پاشش شده که از متغیرهای ورودی نرم‌افزار هستند، تغییر خواهند کرد.

۹-۱ تأثیر فشار پاشش سوخت بر روی عملکرد موتور



شکل ۴ تغییرات فشار داخل استوانه بر حسب زاویه میل‌لنگ به ازای فشارهای پاشش مختلف

شکل ۴ تأثیر فشار پاشش سوخت را بر روی فشار داخل استوانه بر حسب زاویه میل‌لنگ نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش فشار پاشش، بیشینه مقدار فشار داخل استوانه افزایش می‌یابد. زیرا افزایش فشار پاشش باعث تشکیل سریع مخلوط سوخت و هوا در مرحله مهلت می‌شود و به تبع آن، مخلوط سوخت و هوای بیشتری برای مرحله احتراق پیش آمیخته فراهم می‌شود که این امر موجب افزایش ناگهانی فشار داخل محفظه احتراق می‌گردد.



شکل ۵ نمودار رهایی انرژی در برابر زاویه میل‌لنگ به ازای فشارهای پاشش مختلف

شکل ۵ نمودار رهایی انرژی را بر حسب زاویه میل‌لنگ برای فشارهای پاشش مختلف نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش

$$K_f = A_f P^{0.5} \exp\left(-\frac{E_f}{RT}\right) \quad (17)$$

Mfv: جرم بخار سوخت، P فشار برحسب bar است [۱۲].
آهنگ اکسایش دوده با الگوی Strickland-Constable و Nagle بیان می‌شود [۱۸]:

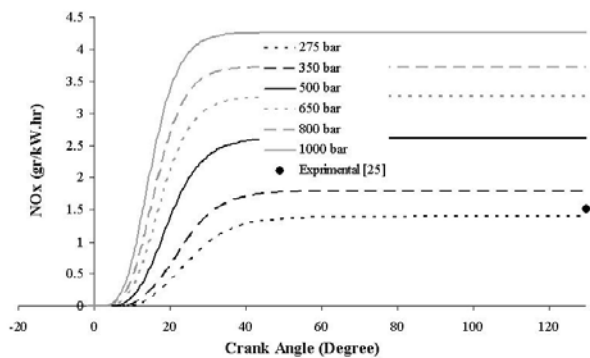
$$\frac{dM_{so}}{dt} = \frac{6Mw_c}{\rho_s D_s} M_s R_{Total} \quad (18)$$

که در آن: M_s : جرم دوده، Mw_c وزن مولکولی کربن، ρ_s چگالی دوده (2 g/cm^3) و D_s قطر دوده ($3 \times 10^{-6} \text{ cm}$) می‌باشند.
الگوی برخورد افشانه سوخت به دیواره در موتورهای دیزل پاشش مستقیم نیز بسیار مهم می‌باشد. مطالعات بسیاری تأثیر برخورد افشانه سوخت را به دیواره بر روی عملکرد و آلاینده‌های خروجی از موتور نشان می‌دهند [۱۹ و ۲۰]. الگوی استفاده در این تحقیق مدل walljet1 می‌باشد. این مدل بر اساس الگوی برخورد به دیواره Naber و Reitz پایه گذاری شده است [۱۹ و ۲۰].

۹- بحث و نتایج

در این مرحله به بررسی نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی و مقایسه بین نتایج تجربی و نظری در حالت پایه پرداخته می‌شود. همانطور که گفته شد فشار پاشش از ۲۷۵ بار در حالت پایه تا ۱۰۰۰ بار تغییر می‌یابد. تأثیر افزایش فشار پاشش بر فشار داخل استوانه، رهایی انرژی، توان داخلی موتور، مصرف سوخت ویژه داخلی، آلاینده‌های خروجی از موتور و همچنین تأثیر آنها بر روی متغیرهای مؤثر بر احتراق، قطر قطرات در داخل محفظه بررسی می‌شود و در نهایت با توجه به اینکه با افزایش فشار پاشش، بازده موتور افزایش یافته است سعی شده تا با تغییر زمان پاشش و طول پاشش میزان آلاینده‌های خروجی را از موتور کاهش دهد و مقادیر بهینه این متغیرها را برای موتور به دست آورد.

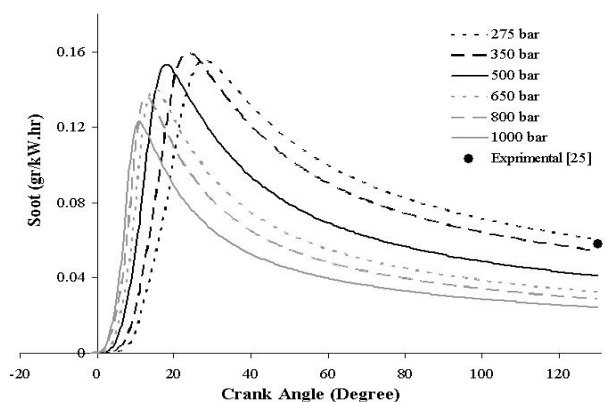
نکته مهمی که در این مطالعه باید به آن توجه شود این است که متغیرهای میزان سوخت تزریق شده در شرایط کارکردی موتور در هر چرخه، دور موتور، موقعیت شروع تزریق سوخت و سایر متغیرهای فیزیکی و یا عددی در طول شبیه‌سازی‌های انجام گرفته منطبق با حالت پایه ثابت فرض شده است. در حالت‌های مختلف شبیه‌سازی، ثوابت متعلق به الگوها نیز ثابت در نظر گرفته شده است. تنها متغیر مستقل در نظر گرفته شده، فشار پاشش در هر مرحله بوده است. البته در نتیجه آن طول زمان پاشش،



شکل ۷ تغییرات آلایندة NOx بر حسب زاویة میل لنگ به ازای فشارهای پاشش مختلف

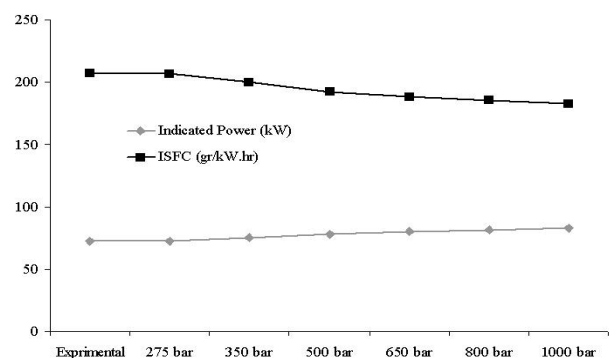
با توجه به اینکه میزان سوخت مصرفی در هر چرخه ثابت نگه داشته شده است، این امر باعث می شود که مخلوط سوخت و هوای بیشتری با افزایش فشار پاشش در مرحله احتراق پیش- آمیخته محترق شود. چون عامل تشکیل دهنده NOx اصولاً به قسمت احتراق پیش آمیخته برمی گردد و با توجه به شکل ۵ مشاهده می شود هنگامی که فشار پاشش سوخت افزایش یافته، سهم احتراق پیش آمیخته افزایش می یابد. روشن است که اولین بخش گازهای سوخته عامل اصلی افزایش میزان آلایندة NOx می شود که آنهم از احتراق پیش آمیخته نشأت می گیرد.

چون با افزایش فشار پاشش بازده موتور افزایش یافته است می توان این عامل منفی را یعنی افزایش میزان آلایندة NOx را با استفاده از روشهای دیگر نظیر استفاده از خنک کن میانی، بازخورانی گازهای دود به صورت گرم و یا سرد [۵ و ۴]، پاشش آب (به ویژه در موتورهای دیزلی کشتی ها) و زودتر بسته شدن دریچه ورودی (چرخة Miller) [۵] و همچنین استفاده از واکنشگر و یا افزایش طول پاشش و یا تغییر زمان پاشش و شکل پاشش کاهش داد.



شکل ۸ تغییرات آلایندة PM بر حسب زاویة میل لنگ به ازای فشارهای پاشش مختلف

فشار پاشش میزان مهلت اشتعال کاهش می یابد که این بدان علت است که با افزایش فشار پاشش، سرعت شکست قطرات بیشتر می شود و در آن، میزان تبخیر سوخت بیشتر و در نتیجه مخلوط سوخت و هوا سریعتر تشکیل می شود. همانطور که از نمودار مشاهده می شود به علت ثابت ماندن میزان مصرف سوخت و افزایش سرعت پاشش، در یک زمان مشخص، سوخت پاشیده شده بیشتری با افزایش فشار پاشش سوخت، محترق می شود که این موضوع باعث کوتاه تر شدن طول احتراق نفوذی و همچنین افزایش بیشینه احتراق پیش آمیخته می شود.



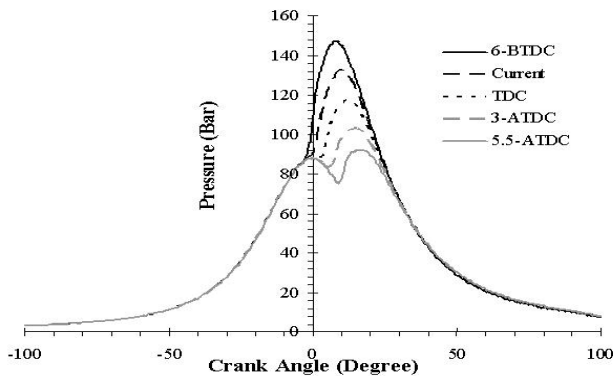
شکل ۹ نمودارهای توان داخلی و مصرف سوخت ویژه داخلی به ازای فشارهای پاشش مختلف

شکل ۶ توان داخلی موتور و همچنین میزان مصرف سوخت ویژه داخلی را به ازای فشارهای پاشش مختلف نشان می دهد. با افزایش فشار پاشش، میزان توان داخلی موتور در حدود ۱۲ درصد افزایش و میزان مصرف سوخت ویژه داخلی موتور نیز با توجه به ثابت نگه داشتن مصرف سوخت به همان نسبت کاهش می یابد. این بدان معناست که در ازای مصرف سوخت یکسان توان خروجی موتور افزایش یافته است یعنی بازده موتور بیشتر شده است که این امر از بهبود فرآیند احتراق نشأت می گیرد.

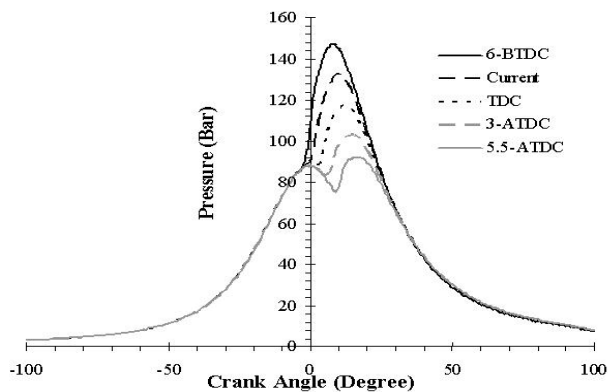
۹-۲ تأثیر فشار پاشش سوخت بر روی آلایندةهای خروجی از موتور

شکل ۷ تأثیر فشار پاشش سوخت را بر آلایندة NOx بر حسب زاویة میل لنگ نشان می دهد.

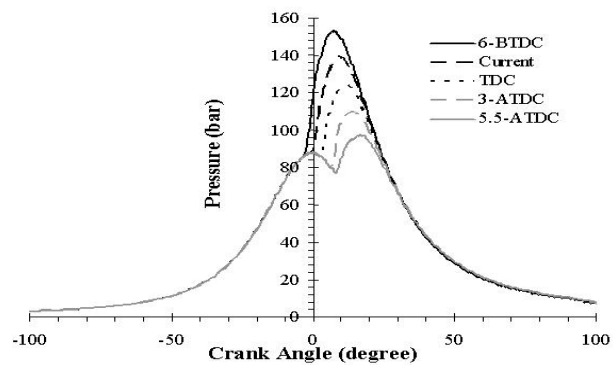
همانطور که در شکل ۷ مشاهده می شود با افزایش فشار پاشش میزان آلایندة NOx افزایش می یابد. با افزایش فشار پاشش ذرات سوخت ریز تر می شود و در واقع گردآفشانی سوخت بهتر صورت می گیرد، این امر باعث تبخیر بهتر سوخت و در نتیجه تشکیل بهتر و سریعتر مخلوط سوخت و هوا می شود.



شکل ۹ الف نمودار فشار داخل استوانه برای فشار پاشش ۶۵۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش



شکل ۹ ب نمودار فشار داخل استوانه برای فشار پاشش ۸۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش



شکل ۹ پ نمودار فشار داخل استوانه برای فشار پاشش ۱۰۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش

شکل ۹ نمودارهای فشار داخل استوانه موتور را برای فشارهای پاشش مختلف در زمان‌های پاشش متفاوت در برابر زاویه میل‌لنگ نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با پیش‌اندازی زمان پاشش سوخت، بیشینه فشار داخل استوانه افزایش می‌یابد، علت این امر را می‌توان تشکیل سریع‌تر

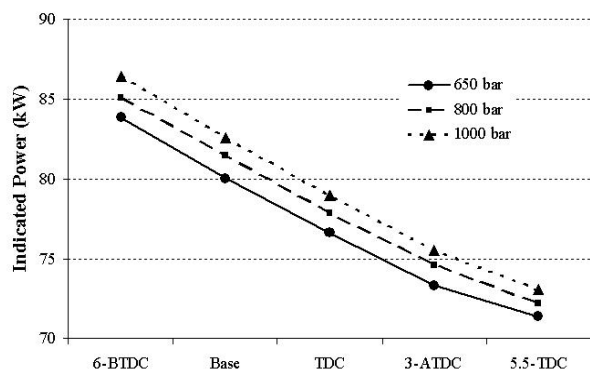
همانطور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود ابتدا آلاینده دوده به شدت افزایش و سپس کاهش می‌یابد که علت افزایش اول را می‌توان ناشی از احتراق پیش‌آمیخته دانست که تأثیری بر خروجی دوده نهایی ندارد زیرا هنگامی که احتراق پیش‌آمیخته رخ می‌دهد اکسیژن در دسترس در اطراف شعله به شدت کاهش می‌یابد که منجر به این افزایش اولیه می‌شود ولی با گذشت زمان و پیش‌رفتن شعله در داخل محفظه در حدود ۳۰ الی ۴۰ درجه میل‌لنگ بعد از نقطه مکث بالا اکسایش دوده شروع می‌شود. در واقع قسمتی که به آلاینده دوده برمی‌گردد احتراق نفوذی است و با گذشت زمان در هنگام احتراق نفوذی ذرات کربن با اکسیژنی که بعداً در اختیار مولکول‌ها قرار می‌گیرند، ترکیب و مصرف می‌شوند.

شکل ۸ تأثیر افزایش فشار پاشش را بر آلاینده دوده نشان می‌دهد. با افزایش فشار پاشش از ۲۷۵ بار به ۱۰۰۰ بار میزان آلاینده دوده در حدود ۵۸ درصد کاهش می‌یابد. با توجه به این که با افزایش فشار پاشش، کیفیت احتراق در حالت کلی به علت بهبود گردافشانی سوخت و اختلاط بهتر سوخت و هوا بهبود یافته این موضوع قابل توجه می‌باشد.

۳-۹ بررسی تأثیر زمان پاشش بر عملکرد موتور

همانطور که در قسمت قبل مشاهده شد با افزایش فشار پاشش، کلیه متغیرهای عملکردی موتور بهبود یافتند ولی در مورد آلاینده‌ها، آلاینده دوده کاهش قابل توجهی از خود نشان داد ولی آلاینده NOx در نتیجه افزایش فشار پاشش سوخت به شدت افزایش یافته است. در این قسمت به منظور بهبود نتایج از روش تغییر زمان پاشش سوخت استفاده می‌شود. با توجه به اینکه زمان پاشش سوخت در حالت پایه در داخل محفظه احتراق سه درجه میل‌لنگ قبل از TDC است برای مشخص کردن این حالت از زمان پاشش در فشارهای پاشش مختلف و مقایسه شرایط جدید با آن، در تمام اشکال این حالت با عنوان Current مشخص می‌شود. در حالت کلی هر یک از فشارهای پاشش مورد بررسی، در پنج حالت از زمان پاشش سوخت ارزیابی می‌شوند. با توجه به اینکه پیش‌اندازی زمان پاشش به دلیل تشکیل سریع‌تر مخلوط احتراق پیش‌آمیخته و حرکت رو به بالای سمبه، منجر به افزایش دما و در نتیجه افزایش NOx می‌شود، برای نشان دادن این مطلب تنها ۳ درجه میل‌لنگ، زمان پاشش جلو انداخته می‌شود و در بقیه حالات زمان پاشش تا جاییکه متغیرهای عملکردی برابر با حالت اولیه یعنی حالتی که توان داخلی موتور ۷۱٫۶ کیلو وات است، به تعویق انداخته می‌شود. زیرا با توجه به ثابت نگه داشتن مصرف سوخت، هدف اصلی در استفاده از فشار پاشش قوی کاهش آلاینده‌های خروجی از موتور می‌باشد.

شکل ۱۰ الف، ب و ج نمودارهای رهایی انرژی را برای فشارهای پاشش مختلف در زمان‌های پاشش متفاوت در برابر زاویه میل‌نگ نشان می‌دهد. در نمودارهای رهایی انرژی مشاهده می‌شود که با پیش‌اندازی زمان پاشش سوخت به دلیل تشکیل سریع‌تر مخلوط سوخت و هوا، احتراق زودتر و با قدرت بیشتری صورت می‌گیرد و همچنین مشاهده می‌شود که زمان پاشش سوخت در قسمت احتراق پیش‌آمیخته تأثیر بیشتری نسبت به احتراق نفوذی دارد.



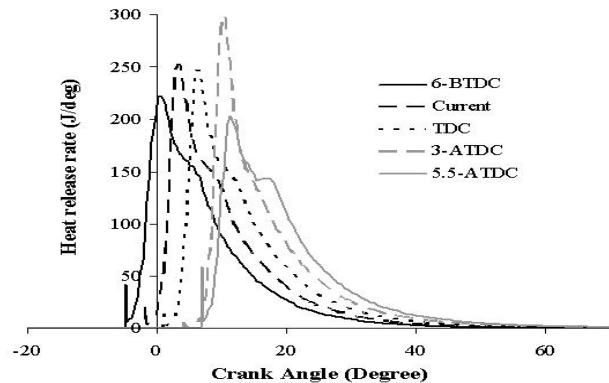
شکل ۱۱ تأثیر فشار پاشش سوخت در زمانهای پاشش مختلف بر روی توان داخلی موتور

شکل ۱۱ تأثیر فشار پاشش سوخت در زمانهای پاشش مختلف بر روی توان داخلی موتور را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با پیش‌انداختن زمان پاشش سوخت، توان داخلی موتور به طور متوسط در حدود ۴/۶ درصد در مقایسه با حالت Current افزایش می‌یابد که این مطلب را می‌توان در نمودارهای فشار داخل استوانه نیز مشاهده کرد زیرا سطح زیر نمودار فشار داخل استوانه نیز بیانگر این مطلب می‌باشد و با تعویق آن به صورت متوسط در حدود ۱۱ درصد در مقایسه با حالت Current کاهش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که در تمام حالات با افزایش فشار پاشش، توان اندیکاتوری موتور افزایش یافته است.

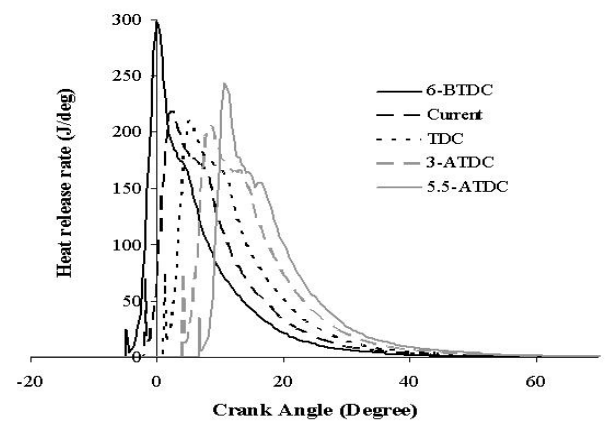
۹-۴ بررسی تأثیر زمان پاشش بر روی آلاینده‌های خروجی از موتور

با پیش‌اندازی زمان پاشش سوخت بیشینه فشار داخل استوانه افزایش یافته است از اینرو دمای داخل استوانه نیز متعاقباً افزایش می‌یابد که این عامل باعث افزایش آلاینده NOx می‌شود. همان‌طور که در ادبیات فن موجود است دو آلاینده NOx و PM همواره رفتار عکس با یکدیگر دارند و افزایش یکی منجر به کاهش دیگری می‌شود بنابراین همواره سعی بر آن بوده است که توازن نسبی به منظور کاهش این آلاینده‌ها برقرار

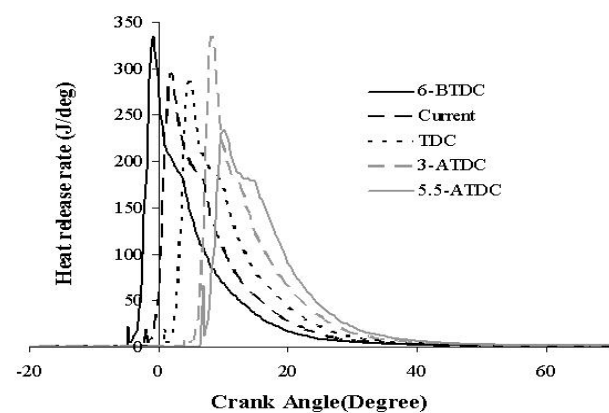
مخلوط سوخت و هوا و همچنین نوع حرکت سمیه که به سمت بالا است دانست.



شکل ۱۰ الف نمودار رهایی انرژی برای فشار پاشش ۶۵۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش

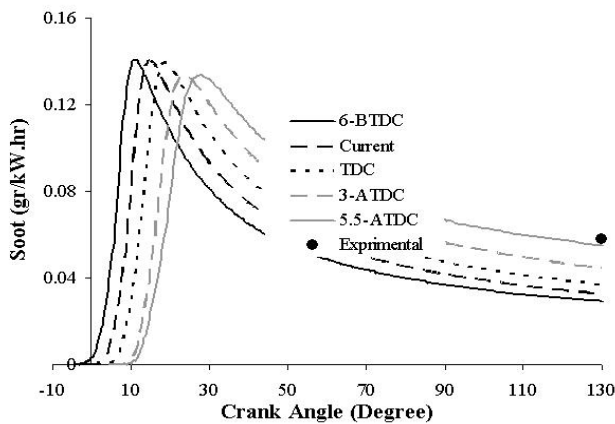


شکل ۱۰ ب نمودار رهایی انرژی برای فشار پاشش ۸۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش

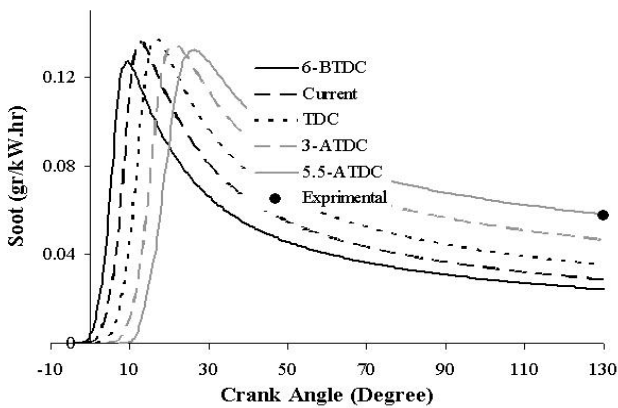


شکل ۱۰ ج نمودار رهایی انرژی برای فشار پاشش ۱۰۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش

در شکل‌های ۱۳ الف، ب و ج مشاهده می‌شود با ۳ درجه پیش اندازی زمان پاشش در حدود ۵۰٪ آلاینده دوده کاهش می‌یابد ولی در عوض آلاینده NOx به مقدار بسیار زیادی افزایش می‌یابد که این مقدار افزایش به هیچ وجه قابل جبران نخواهد بود. از این رو پیش اندازی زمان پاشش برای برقراری توازن نسبی مبنی بر بهبود همزمان دو آلاینده مفید نخواهد بود و تنها نتایج را بدتر می‌کند از این رو تمرکز بیشتر بر روی به تعویق انداختن زمان پاشش می‌باشد. در زمان‌های پاشش در نقاط TDC و ۳-ATDC شرایط به گونه‌ای است که می‌توان با افزایش زمان طول پاشش این مقادیر را تا حدی بهبود داد.

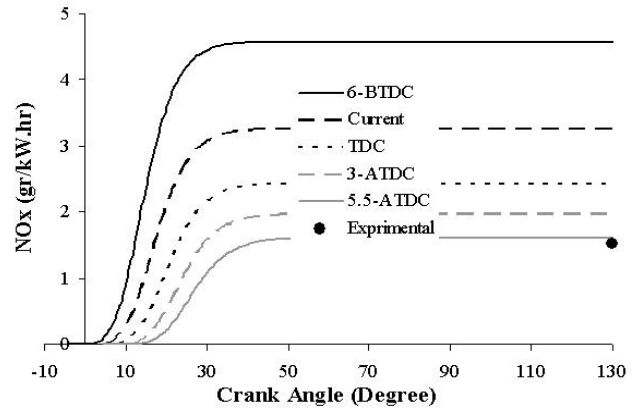


شکل ۱۳ الف نمودار آلاینده دوده برای فشار پاشش ۶۵۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش

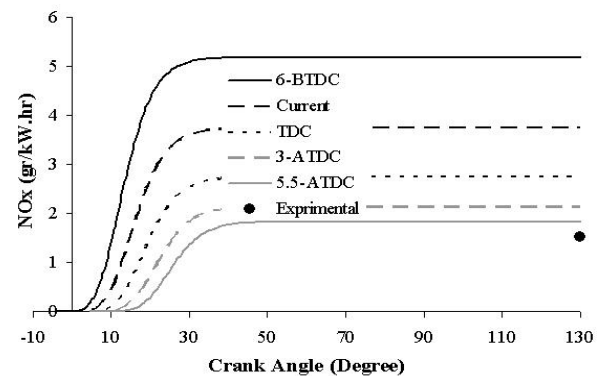


شکل ۱۳ ب نمودار آلاینده دوده برای فشار پاشش ۸۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش

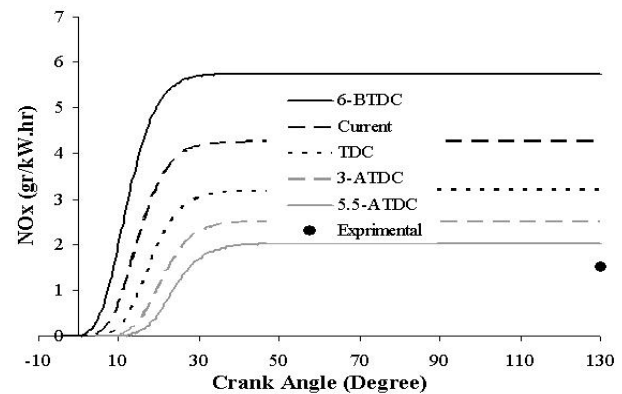
گردد. به منظور کاهش این آلاینده و برقراری توازن نسبی در این تحقیق از روش تعویق انداختن زمان پاشش استفاده شده است تا بتوان نقطه بهینه‌ای برای این آلاینده‌ها پیدا کرد.



شکل ۱۲ الف نمودار آلاینده اکسیدهای نیتروژن برای فشار پاشش ۶۵۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش

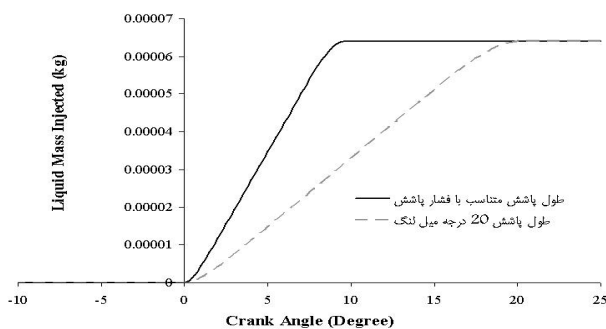


شکل ۱۲ ب نمودار آلاینده اکسیدهای نیتروژن برای فشار پاشش ۸۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش



شکل ۱۲ ج نمودار آلاینده اکسیدهای نیتروژن برای فشار پاشش ۱۰۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش

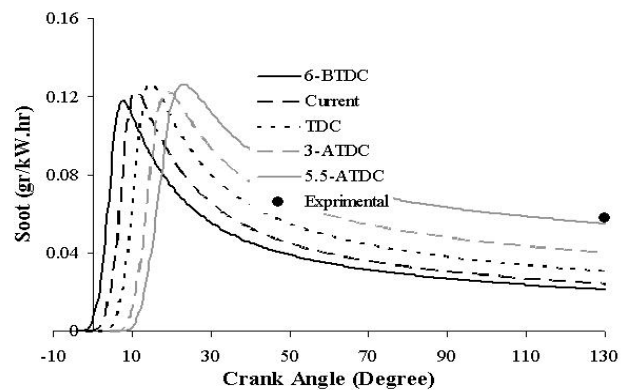
از چندراهه سوخت می‌توان شرایطی را فراهم نمود که علاوه بر افزایش فشار پاشش سوخت، طول پاشش را افزایش و یا شکل پاشش را تغییر داد و بتوان بهترین نتیجه را استخراج نمود. با توجه به این مطالب با افزایش طول پاشش به علت ثابت ماندن مقدار سوخت پاشش شده، مقدار سوختی که قرار است پاشیده شود باید به گونه‌ای پاشش شود که طول پاشش ۲۰ درجه میل‌لنگ باشد که این مطلب در شکل ۱۴ قابل مشاهده است. در واقع همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش طول پاشش، شیب نمودار کاهش می‌یابد و در هر درجه از میل‌لنگ سوخت کمتر ولی با سرعت برابر پاشیده می‌شود.



شکل ۱۴ نمودار جرم سوخت پاشش شده در هر زاویه میل‌لنگ برای فشار پاشش ۱۰۰۰ بار در زمان پاشش در موقعیت TDC

شکل‌های ۱۵ الف، ب و ج نمودارهای فشار داخل استوانه موتور را برای فشارهای پاشش مختلف در زمان‌های پاشش مختلف برای حالتی که طول زمان پاشش ۲۰ درجه میل‌لنگ است، نشان می‌دهد. علت انتخاب طول پاشش ۲۰ درجه این است که خود موتور در حالت اولیه دارای چنین طول پاششی می‌باشد و برای مقایسه نتایج با حالت اولیه موتور با ثابت نگه داشتن مقدار سوخت پاشش شده در هر چرخه و همچنین طول زمان پاشش سوخت، می‌توان این مقایسه را بهتر انجام داد. حالت‌هایی که بررسی قرار شده‌اند عبارتند از:

مینا (Base): حالتی است که طول پاشش متناسب با همان فشار پاشش است بدون افزایش دادن آن به ۲۰ درجه میل‌لنگ جاری (Current): وابسته به زمان پاشش سوخت می‌شود که موتور در حالت اولیه خود با آن کار می‌کند یعنی ۳ درجه قبل از TDC.



شکل ۱۳ پ نمودار آلاینده دوده برای فشار پاشش ۱۰۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش

مقایسه نتایج عددی به دست آمده از فشارهای پاشش مختلف در زمان‌های پاشش متفاوت با نتایج تجربی از حالت اولیه موتور در جدول ۴ بر حسب درصد بیان شده است.

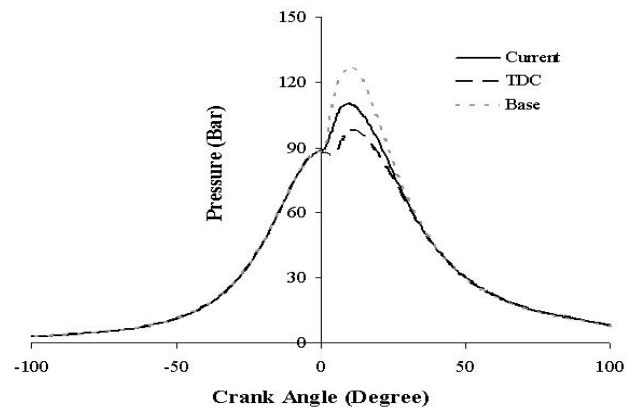
جدول ۴ درصد اختلاف میان نتایج عددی با حالت تجربی

	آلاینده NOx (%)		
	۶۵۰ بار	۸۰۰ بار	۱۰۰۰ بار
۶-BTDC	+۲۰۲	+۲۴۱	+۲۸۰
Current	+۱۱۵	+۱۴۶	+۱۸۰
TDC	+۶۰	+۸۱	+۱۱۰
۳-ATDC	۳۰ +	+۴۱	+۶۵
۵/۵-ATDC	+۶	+۲۱	+۳۳
	آلاینده دوده (%)		
	۶۵۰ بار	۸۰۰ بار	۱۰۰۰ بار
۶-BTDC	-۵۰	-۵۸	-۶۳
Current	-۴۴	-۵۰	-۵۸
TDC	-۳۶	-۳۹	-۴۷
۳-ATDC	-۲۳	-۲۷	-۳۰
۵/۵-ATDC	-۵	-/۰	-۴

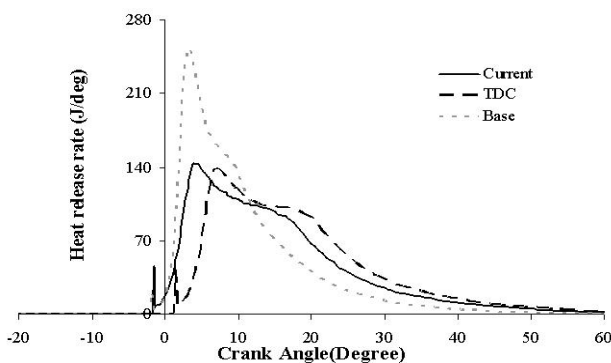
۹-۵ تأثیر طول زمان پاشش سوخت بر عملکرد موتور

با توجه به اینکه مقدار سوخت تزریقی به موتور ثابت نگه داشته شده است و همچنین این مطلب که با افزایش فشار پاشش سوخت، سرعت خروجی قطرات سوخت نیز بیشتر می‌شود، در حالت کلی، طول زمان پاشش سوخت نیز با افزایش فشار پاشش کاهش می‌یابد که تمام نتایج که تا کنون بیان شد از این اصل پیروی می‌کردند؛ ولی امروزه با استفاده

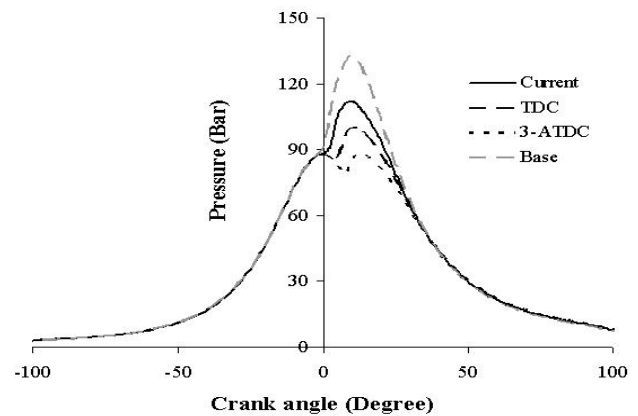
یکنواخت تر شدن احتراق با توجه به مقدار سوخت توزیع شده در هر درجه میل‌لنگ دانست که این موضوع به‌خوبی در نمودار رهایی انرژی در حالت‌های مختلف نشان داده شده است. زیرا به علت قوی بودن فشار پاشش در هر درجه میل‌لنگ شرایط برای گردافشانی و تبخیر سوخت و تشکیل بهتر مخلوط سوخت و هوا وجود دارد ولی چون مقدار سوخت پاشیده شده در هر درجه میل‌لنگ مطابق با آنچه که قبلاً توضیح داده شد محدود شده است از این رو مقدار بیشینه فشار و همچنین مقدار انرژی آزاد شده نیز نسبت به حالت مبنا کاهش یافته است. شکل‌های ۱۶ الف، ب و ج نمودارهای رهایی انرژی موتور را برای فشارهای پاشش مختلف در زمان‌های پاشش و طول پاشش ثابت ۲۰ درجه میل‌لنگ است را نشان می‌دهد.



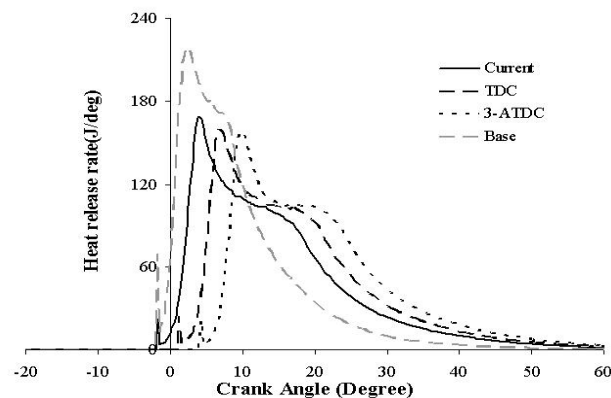
شکل ۱۵ الف نمودار فشار داخل استوانه در فشار پاشش ۶۵۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش و طول پاشش ثابت ۲۰ درجه میل‌لنگ



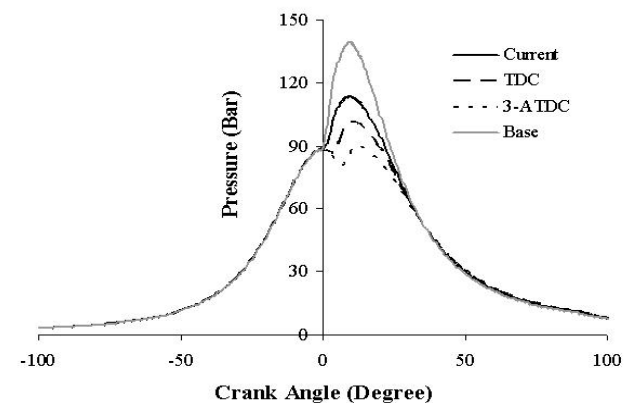
شکل ۱۶ الف نمودار رهایی انرژی در فشار پاشش ۶۵۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش و طول پاشش ثابت ۲۰ درجه میل‌لنگ



شکل ۱۵ ب نمودار فشار داخل استوانه در فشار پاشش ۸۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش و طول پاشش ثابت ۲۰ درجه میل‌لنگ



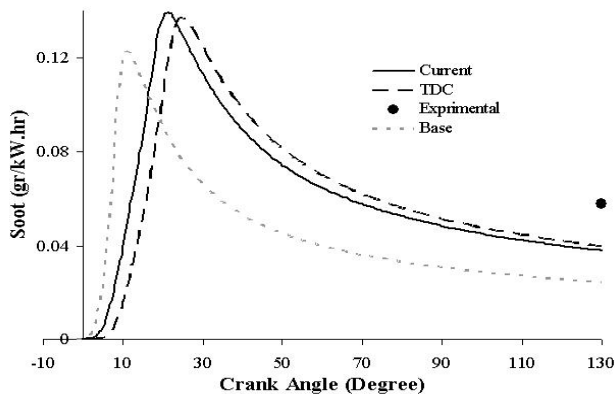
شکل ۱۶ ب نمودار رهایی انرژی در فشار پاشش ۸۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش و طول پاشش ثابت ۲۰ درجه میل‌لنگ



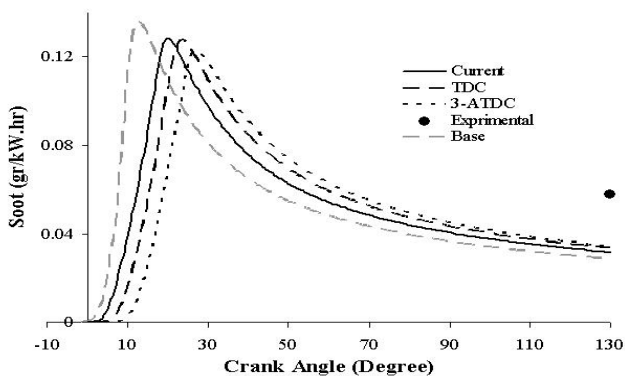
شکل ۱۵ ج نمودار فشار داخل استوانه در فشار پاشش ۱۰۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش و طول پاشش ثابت ۲۰ درجه میل‌لنگ

از شکل‌های ۱۵ الف، ب و ج مشاهده می‌شود که با افزایش طول پاشش، مقدار بیشینه فشار داخل استوانه برای هر یک از فشارهای پاشش نسبت به حالت مبنا کاهش یافته است که علت این امر را می‌توان

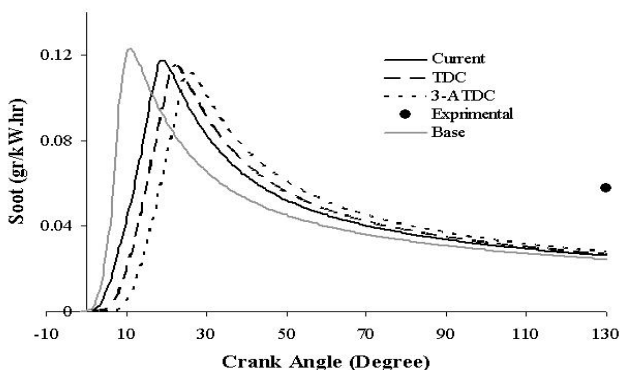
جدول ۵ درصد اختلاف میان نتایج عددی با نتایج تجربی موجود را در حالتی که طول زمان پاشش ۲۰ درجه میل لنگ در فشارها و زمان‌های پاشش مختلف نشان می‌دهد.



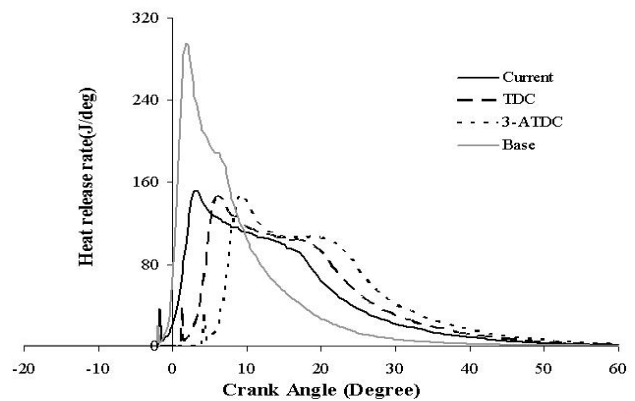
شکل ۱۶ الف نمودار رهایی آلاینده دوده برای فشار پاشش ۱۰۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش و طول پاشش ثابت ۲۰ درجه میل لنگ



شکل ۱۷ ب نمودار آلاینده دوده برای فشار پاشش ۸۵۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش و طول پاشش ثابت ۲۰ درجه میل لنگ



شکل ۱۸ ج نمودار آلاینده دوده برای فشار پاشش ۱۰۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش و طول پاشش ثابت ۲۰ درجه میل لنگ



شکل ۱۶ ج نمودار رهایی انرژی در فشار پاشش ۱۰۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش و طول پاشش ثابت ۲۰ درجه میل لنگ

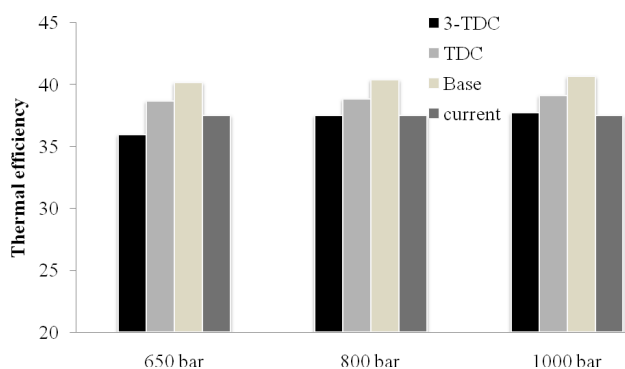
۶-۹ تأثیر طول زمان پاشش سوخت بر روی آلاینده‌های خروجی از موتور

شکل‌های ۱۷ الف تا ج نمودار آلاینده‌های NOx و PM خروجی از موتور را برای فشارهای پاشش مختلف در زمان‌های پاشش متفاوت، برای حالتی که طول پاشش ۲۰ درجه میل لنگ می‌باشد نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با افزایش دادن طول زمان پاشش میزان آلاینده NOx در مقایسه با حالت مبنا کاهش چشمگیری از خود نشان می‌دهد که علت این امر را می‌توان با توجه به نمودار فشار داخل استوانه و نمودار رهایی انرژی بیان کرد زیرا همانطور که قبلاً ذکر شد، کاهش بیشینه فشار در داخل محفظه احتراق و همچنین کاهش بیشینه نرخ رهایی انرژی که منجر به کاهش دمای داخل استوانه شده است باعث کاهش آلاینده NOx شده است. ولی در عوض آلاینده دوده نسبت به حالت مبنا افزایش داشته است. ولی در مقایسه با حالت پایه، اختلاف کمی دارد و همچنان ضعیف است.

جدول ۵ درصد اختلاف میان نتایج عددی در حالت طول زمان پاشش ۲۰ درجه میل لنگ با تجربی

	آلاینده NOx (%)			
	۱۰۰۰ بار	۸۰۰ بار	۶۵۰ بار	
Current	+۵۵	+۴۲	+۳۲	
Base	+۱۸۸	+۱۴۶	+۱۱۵	
TDC	+۱۵	+۱۰	+۲	
۳-ATDC	-۲	-۹	-	
	آلاینده دوده (%)			
	Current	-۵۵	-۴۵	-۳۵
	Base	-۵۸	-۵۰	-۵۸
	TDC	-۵۳	-۴۲	-۳۱
	۳-ATDC	-۵۱	-۴۰	-

آلاینده‌های خروجی از موتور نسبت به حالت اولیه موتور در سطح بسیار خوبی قرار دارد. (شکل ۱۸) به طوری که برای فشار پاشش ۱۰۰۰ بار میزان آلاینده دوده در حدود ۵۱ درصد کاهش یافته است و یا برای فشار پاشش ۸۰۰ بار میزان آلاینده NOx در حدود ۹ درصد و آلاینده دوده در حدود ۴۰ درصد کاهش داشته است.



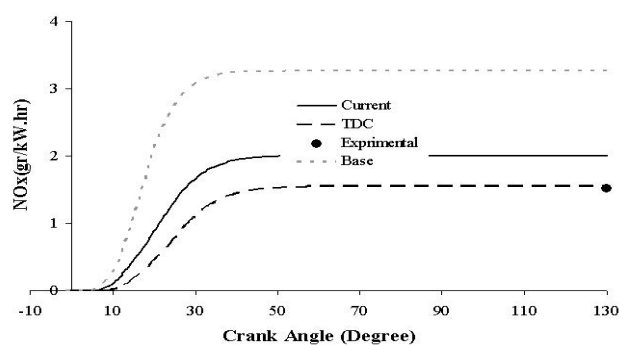
شکل ۱۸ بازده موتور به ازای مقادیر مختلف زمان و فشار پاشش و طول پاشش ثابت ۲۰ درجه میل‌لنگ

۱۰- نتیجه گیری کلی

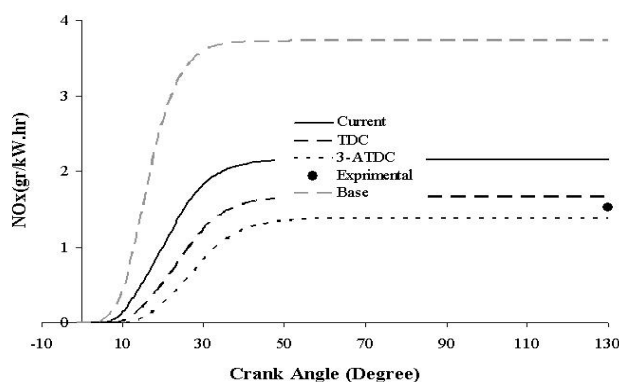
این مطالعه به بررسی فشار پاشش، زمان پاشش و طول پاشش سوخت در موتور دیزلی پاشش مستقیم با استفاده از نرم‌افزار AVL-FIRE، CFD پرداخته است. در این بررسی فشار پاشش بر اساس اختلاف در قطر و سرعت قطرات اولیه پاشش شده و همچنین اختلاف در طول پاشش ایجاد شده در اثر تغییر فشار پاشش با توجه به ثابت بودن میزان سوخت پاشیده شده ارزیابی شده است.

نتایج کلی در این بررسی را می‌توان بدین صورت خلاصه کرد:

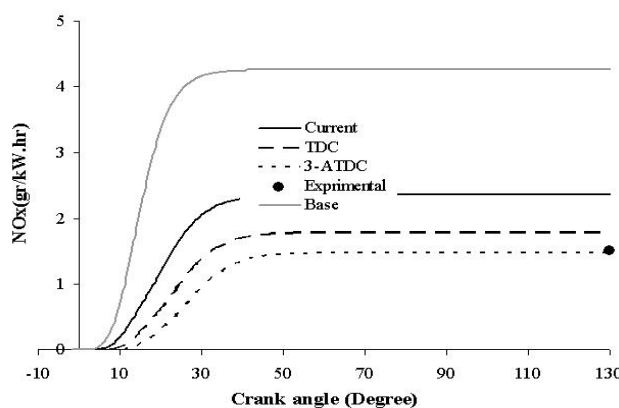
- با افزایش فشار پاشش قطر قطرات سوخت کوچک‌تر می‌شود و این باعث سریع‌تر شدن گردافشانی سوخت، تبخیر سریع‌تر سوخت و در نهایت موجب بهبود تشکیل مخلوط سوخت و هوا می‌شود.
- با افزایش فشار پاشش، بیشینه فشار داخل استوانه نیز افزایش می‌یابد و چون سطح زیر نمودار بیان‌کننده کار خروجی در هر چرخه می‌باشد و همچنین با توجه به ثابت نگه داشتن میزان کل سوخت پاشیده شده در هر چرخه، بازده موتور افزایش می‌یابد.
- با افزایش فشار پاشش و با توجه به سریع‌تر شدن مخلوط سوخت و هوا، مهلت اشتعال کاهش می‌یابد و چون مخلوط سوخت و هوای بیشتری با افزایش فشار پاشش در زمان کمتری تشکیل می‌شود از اینرو بیشینه نمودار رهایی انرژی نیز افزایش می‌یابد.
- با افزایش فشار پاشش از ۲۷۵ بار به ۱۰۰۰ بار، میزان آلاینده NOx



شکل ۱۷ نمودار آلاینده اکسیدهای نیتروژن برای فشار پاشش ۶۵۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش و طول پاشش ثابت ۲۰ درجه میل‌لنگ



شکل ۱۷ نمودار آلاینده اکسیدهای نیتروژن برای فشار پاشش ۸۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش و طول پاشش ثابت ۲۰ درجه میل‌لنگ



شکل ۱۷ نمودار آلاینده اکسیدهای نیتروژن برای فشار پاشش ۱۰۰۰ بار به ازای مقادیر مختلف زمان پاشش و طول پاشش ثابت ۲۰ درجه میل‌لنگ

با توجه به جدول ۵ مشاهده می‌شود که بهترین شرایط ایجاد شده متعلق به فشارهای پاشش ۱۰۰۰ بار و ۸۰۰ بار در حالتی که زمان پاشش سوخت ۳-ATDC و طول پاشش ۲۰ درجه میل‌لنگ است، می‌باشد که در آنها علاوه بر نزدیکی بازده موتور با شرایط اولیه موتور، میزان

- 7- Mewes , D. and Mayinger , F. Book “Heat and Mass Transfer”, part: mixture Formation in Internal Combustion Engines
- 8- Willard W.Pulkrabek, “Engineering fundamentals of internal combustion engines”
- 9- D. J. Patterson, N. A. Henein, “Emissions from Combustion Engines and Their Control “, United States of America, 1972.
- 10- J. B. Heywood, “Internal Combustion Engine Fundamentals “ cGraw-Hill, 2000.
- 11- Merker, Schwarz, Stiesch, Otto, “Simulating Combustion “, Springer, 2004.
- 12- Help of CFD AVL FIRE Software, Part: “Spray”
- 13- Rotondi, R. and Bella, G. and Grimaldi, C. and Postrioti, L.”Atomization of High-Pressure Spray: Experimental Validation of a New Break up model”, SAE 2001-01-1070, 2001.
- 14- Chengxin, Bai and Gosman A. D. “Development of Methodology for Spray Impingement Simulation”, SAE 950283 , 1995.
- 15- KIVA II Manual, A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays
- 16- Pertti Taskinen “Effect of Fuel Spray Characteristics on Combustion and Emission Formation in a Large Medium Speed Diesel Engine” SAE Paper 982583.
- 17- Paul J. Tennison, Thierry L. Georjon, Patrick V. Farrell and Rolf D. Reitz “An Experimental and Numerical Study of Sprays from a Common Rail Injection System for Use in an HSDI Diesel Engine” SAE Paper 980810.
- 18- L. M. Ricart, J. Xin, G. R. Bower, R. D. Reitz “In-Cylinder Measurement and Modeling of Liquid Fuel Spray Penetration in a Heavy-Duty Diesel Engine” SAE Paper 971591.
- 19- Ranz, W. E. and Marshall, W. R. “Evaporation from Drops”, Chem. Eng. Prog. 48, 141-146, 173-180, 1952.
- 20- Liu, A.B. and Reitz, R.D. “Modeling the Effects of Drop Drag and Break-up on Fuel Sprays”, SAE 930072.
- 21- Dukowicz, J.K. “A Particle-Fluid Numerical Model for Liquid Sprays”, J. Comp. Physics, 35, 229-253, 1980.
- 22- O'Rourke, P.J. “Statistical Properties and Numerical Implementation of a Model for Droplet Dispersion in Turbulent Gas”, J. Comput. Physics 83, 1989.
- 23- Naber, J.D. and Reitz, R.D. “Modeling Engine Spray/Wall Impingement” SAE Paper 880107.
- 24- Bockhorn, H. ed. “Soot Formation in Combustion: Mechanisms and Models” Springer, 1994.
- 25- Experimental results for the Engine MT4.244-R&D Center of Motorsazan Co.
- 26- Bernard Challen, Rodica Baranescu “Diesel Engine Reference Book “ Butterworth-Heinemann. Page 157.
- 27- R. Rotondi, G. Bella, C. Grimaldi and L. Postrioti “Atomization of High-Pressure Diesel Spray: Experimental Validation of a New Breakup Model”. SAE Paper 2001-01-1070

- ۱/۸ برابر می‌شود و آلاینده دوده در حدود ۵۸ درصد کاهش یافته است.
- با پیش‌اندازی زمان پاشش سوخت به علت حرکت سمبه به سمت بالا، بیشینه فشار داخل استوانه و همچنین بیشینه انرژی آزاد شده افزایش می‌یابد. این افزایش برای بازده موتور در حدود ۴ درصد بوده است. ولی به ازای هر ۳ درجه تعویق انداختن زمان پاشش، بازده موتور در حدود ۴ درصد در مقایسه با زمان پاشش اصلی موتور کاهش می‌یابد.
 - با پیش‌اندازی زمان پاشش سوخت به علت افزایش دمای داخل محفظه احتراق، میزان آلاینده NOx حدود ۲/۲ برابر می‌شود ولی آلاینده دوده به‌طور متوسط حدود ۵۸ درصد کاهش داده می‌شود.
 - با افزایش طول پاشش با توجه به ثابت نگه داشتن مقدار کل سوخت پاشیده شده در هر چرخه، تغییر چندانی در نمودارهای متعلق به هر فشار پاشش در مقایسه با حالت قبل دیده نمی‌شود.
 - با افزایش طول پاشش با توجه به ثابت نگه داشتن مقدار کل سوخت پاشیده شده در هر چرخه، نمودارهای رهایی انرژی با وجود تغییر زمان پاشش از رفتار تقریباً مشابهی تبعیت می‌کنند زیرا در هر زاویه میل‌لنگ با توجه به مقدار سوخت پاشیده شده، زمان در دسترس برای مولکول‌های سوخت برای واکنش به ازای هر یک از فشارهای پاشش به اندازه کافی وجود دارد.
 - با افزایش طول پاشش، کاهش چشمگیری در آلاینده NOx مشاهده می‌شود که علت این امر را می‌توان یکنواخت‌تر شدن احتراق دانست.

References

- 1- G. Sugiyama, H. Ryu and S. Kobayashi” Computational Simulation of Diesel Combustion with high Pressure Fuel Injection”. International Symposium COMODIA 94 (1994).
- 2- Rosli Abu Bakar, Semin and Abdul Rahim Ismail “Fuel Injection Pressure Effect on Performance of Direct Injection Diesel Engines Based on Experiment”. American Journal of Applied Sciences 5 (3): 197-202, 2008
- 3- M.A.Patterson et al. “Modeling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NOx emissions”. SAE Paper 940523.
- 4- Jianwen.L and 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.
- 5- Tow et al. “Reducing Particulate and NOx Emissions by Using Multiple Injections in a Heavy Duty DI Diesel Engine”. SAE Paper 950897.
- 6- P.J.Shayler, H.k.Ng. “Simulation studies of the Effect of Fuel Injection Pattern on NO and Soot Formation in Diesel Engines”. SAE Paper 2004-01-0116

Theoretical Investigation of the Effect of Injection Pressure, Duration and Time Injection on Combustion, Performance and Emission Characteristics of a DI Diesel Engine

S. A. Khabbaz*

M. Sc. Student, School of Mechanical Engineering
University of Tabriz, Tabriz, Iran
alirezakhabbaz@gmail.com

R. Khoshbakhti Saray

Assistant Professor, Faculty of Mechanical Engineering
Sahand University of Technology, Sahand, Iran
khoshbakhti@sut.ac.ir

*Corresponding Authors

Received: Apr. 14, 2010
Accepted in Revised Form: Jul. 23, 2010

Abstract

DI diesel engine is widely used in different automobile and industrial usages. With tightening of Diesel emission regulations and tending to making high efficiency engines, it is essential to understand these engines better because of the improving of engine design to reduce emissions and to improve performance of engine. One of the factors that play a significant role for engine performance obtaining treatment of combustion is injection pressure. CFD codes programs have been used recently to simulate I.C. engines. This study investigates theoretically the effects of injection pressure on exhaust emissions and performance in a four cylinder DI diesel engine that has been equipped with turbocharger by AVL-FIRE. In order to validating the results, first, the engine is simulated and after that the results are compared with experimental results and then, injection pressure is changed. In this study, injection pressure is changed between 250bar and 1000bar while fuel consumption is kept fix. At the end, with changing duration and time injection, optimized point is recognized. The results show that by increasing the injection pressure, NO_x emission is severely increased and PM emission is decreased about 50% and also the efficiency of engine is increased about 12%.

Keywords: Injection Pressure, Duration and Time Injection, Diesel Engine Emissions, Diesel Engine Performance