بررسی و شبیه سازی پارامترهای موثر بر احتراق و شکل گیری آلاینده های موتورهای دیزلی

بهادر شعبانی[۱]، هادی کارگر شریف آباد[۲*]

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد سمنان، **دانشگاه آزاد اسلامی**، سمنان، ایران
۲- استادیار، مرکز تحقیقات انرژی و توسعه پایدار، واحد سمنان، **دانشگاه آزاد اسلامی**، سمنان، ایران
* h.kargar@semnaniau.ac.ir

چکیده

در این پژوهش، مدل سازی CFD احتراق این موتور به کمک نرم افزار FIRE برای بهینه سازی عملکرد آن به کار گرفته شده است. یک مدل سه بعدی از فرایندهای شکل گرفته در داخل سیلندر تهیه شده که شامل اختلاط سوخت و هوا، پاشش و احتراق است. در این مدل سه بعدی، همهٔ گونه های شیمیایی، تراکم هوا و پاشش سوخت با مشخصات کامل افشانک در نظر گرفته شده است تا نتایج دقیقی از اختلاط سوخت و هوا، اشتعال، نفوذ افشانه، احتراق پیش آمیخته و نفوذی در زمانهای مختلف و متناسب با حرکت پیستون بدست آید. از این مدل برای انتخاب بهینه مشخصات پاشش سوخت (شامل مدیریت پاشش، تعداد سوراخ آژنه، زمان شروع پاشش و زاویه پاشش) برای رسیدن به بهترین مصرف سوخت و کمترین آلودگی استفاده شده است.

کلیدواژگان

پاشش، آلاینده، FIRE، احتراق، موتور دیزل

Study and simulation effective parameters on combustion and pollutant formation in diesel engines

Bahador Shabani[1], Hadi Karegar Sharifabad [2*]

1- Department of Mechanical Engineering, Semnan Branch, **Islamic Azad University**, Semnan, Iran
2- Strategic Center for Energy and Sustainable Development, Semnan Branch, **Islamic Azad University**, Semnan, Iran
* P.O.B. 35145-179 Semnan, Iran, h.kargar@semnaniau.ac.ir

Abstract

In this study, CFD modeling combustion engine software is used FIRE to optimize its performance. A three-dimensional model of the processes that formed in the cylinder made of air-fuel mixture, injection and combustion. The three-dimensional model, all chemical species, the density of air and fuel injection nozzles with full specification is intended to be Properties precise mixing of air and fuel, ignition, spray penetration, and penetration premixed combustion at different times and in accordance with The piston is achieved. Select the model for optimal fuel injection (injection management, Injector hole number, time of injection and spray angle) to achieve the best fuel economy and lowest emissions are used.

Keywords

Spraying, Pollution, FIRE, Combustion, Diesel Engine

۱- مقدمه

تاریخچهٔ موتورهای احتراق داخلی به سال ۱۸۷۶ بر می‌گردد که اتو[۱] اولین موتور اشتعال جرقه‌ای را ابداع کرد و در سال ۱۸۹۲ دکتر ردلف دیزل[۲] پیشگام کار بر روی موتورهای اشتعال تراکمی شد و از آن سال به بعد استفاده از این نوع موتورها افزایش یافت؛ بطوریکه امروزه این موتورها نقش مهمی در زمینه‌های تولید قدرت و نیرومحرکه بر عهده دارند.[۱]

تعاریف بسیاری برای اصطلاح دیزل سنگین وجود دارد که می توان از دیدگاهی خاص و یا براساس شاخصی خاص آن را تعریف نمود. این دیدگاه‌ها با هم تضاد ندارند و یکدیگر را نقض نمی‌کنند، اما معیارهای طبقه‌بندی و دیدگاه‌های آن‌ها متفاوت است.

از نظر کاربرد، موتورهای دیزل را به طور کلی می‌توان به دو دستهٔ سواری و غیر سواری تقسیم کرد. دستهٔ دیزل‌های با کاربرد غیرسواری "دیزل سنگین" نامیده می‌شود. به طور کلی در کاربردهای غیرسواری (دیزل سنگین) نسبت به کاربردهای سواری، توان و حجم موتور زیادتر و سوخت‌ها سنگین‌تر (پست‌تر) هستند. تعریف دیزل سنگین از این دیدگاه، بسیار ساده و رایج است. موتورهای دیزلی براساس طراحی محفظهٔ احتراق به دو گروه اصلی پاشش مستقیم و پاشش غیر مستقیم تقسیم می شوند.

همانطور که از واژه غیر مستقیم مشخص است، سوخت وارد یک پیش محفظه می شود، احتراق در این پیش محفظه شروع شده و به محفظهٔ اصلی ادامه می یابد. برای انتقال هرچه سریعتر مخلوط احتراقی به محفظهٔ اصلی و شکل گیری احتراق کامل، نیاز به اغتشاش بسیار زیاد در هوای ورودی است که با طراحی خاص در سامانهٔ مکش و پیستون قادر به تولید جریان های گردابی خواهیم بود.

در پاشش مستقیم سوخت از طریق افشانک[۳] یک یا چند سوراخه مستقیماً به داخل محفظه پاشیده می شود. فشار بالای ورودی برای توزیع مناسب سوخت و اختلاط کامل آن با هوا کافیست. بنابراین برای حرکت هوا در داخل سیلندر نیاز به طراحی خاصی برای سامانه مکش وپیستون نداریم.

موتورهای احتراق داخلی همواره به عنوان یکی از اصلی ترین منابع تولید گازهای آلاینده محیط زیست مطرح بوده اند. با توجه به افزایش شدت

1 Otto
2 Rudolf Diesel

3 Nozzle

محدودیت های آلایندگی در آینده و کمبود منابع انرژی، سازندگان موتورهای احتراق داخلی مجبورند تا به طور پیوسته روشهای آماده سازی مخلوط احتراقی را بهبود دهند تا آلاینده های موتور و همچنین مصرف سوخت را کاهش دهند.

یکی از این ابزار قدرتمند، دینامیک سیالات محاسباتی(CFD) می باشد، که به کمک آن می توان عملکرد موتور را پیش بینی کرد. ما در این پژوهش از نرم افزار FIRE استفاده نموده ایم. فرآیند پاشش بصورت خارج شدن قطرات از سوراخهای آژنه[1] و نفوذ این قطرات در جریان گازی مدلسازی می شود. این مدلسازی شامل مدلهای جزئی زیر خواهد بود:

- تغییرات اندازه حرکت قطرات
- انتشار اغتشاش جریان
- تبخیر قطرات
- جدایش اولیه و ثانویه قطرات
- برخورد قطرات با یکدیگر
- برخورد قطرات با دیواره
- حفره سازی در مسیر نازل

و برای هر یک از این مدلهای جزیی چند تئوری مختلف ارائه شده، که در بر گیرندهٔ نتایج جدیدترین تحقیقات می باشد.

مهمترین عامل تاثیر گذار در کنار شکل محفظه، سامانهٔ پاشش است. وظیفهٔ سامانهٔ پاشش، دستیابی به بالاترین درجهٔ گرده افشانی سوخت به منظور ایجاد تبخیر کافی در مدت زمان حداقل و نیز فراهم نمودن عمق نفوذ مناسب جهت ورود هوای بیشتر به داخل ناحیهٔ افشانه است. همچنین سامانهٔ پاشش سوخت باید قادر به تعیین میزان سوخت موردنیاز در هر بار و سرعت بوده و سوخت را در زمان مناسب و با نرخ مورد نیاز به داخل محفظهٔ احتراق بپاشد. افزون بر این، بسته به نوع محفظهٔ احتراق مورد استفاده باید شکل و ساختار مناسب افشانه را ایجاد کند.

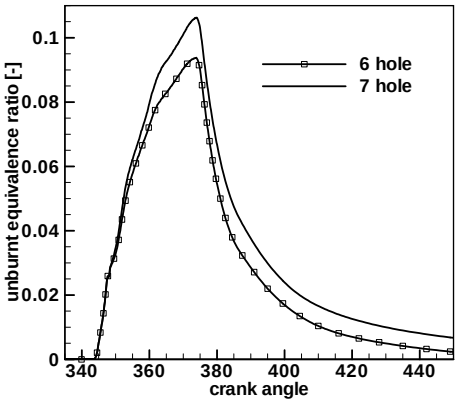
در این بررسی، تعداد سوراخ افشانک، زاویهٔ پاشش، زمانبندی پاشش و پیکربندی شکل پاشش مورد ارزیابی قرار می گیرد. به این منظور افشانک های ۶ و ۷ سوراخه در سه زاویهٔ پاشش و با پنج پیکربندی مختلف در اجراهای مختلف شبیه سازی می شود و در مجموع، ۵۰ اجرای مختلف در این شبیه سازی حاصل می شود.

۲- تعداد سوراخ :

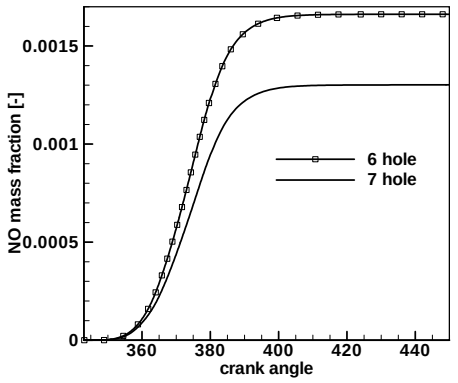
در موتور مورد بررسی که شار سوخت آن ۱۵۵/۲۵ میلی گرم بر میلی ثانیه است برای نمونهٔ ۶ سوراخه، قطر هر سوراخ ۰/۳۲ میلی متر و برای نمونهٔ ۷ سوراخه، قطر هر سوراخ ۰/۳۰ میلی متر بدست می آید.

از نظر تئوری هر اندازه تعداد سوراخهای انژکتور بیشتر باشد، به ازای فشار یکسان پاشش، قطر سوراخ می بایست کوچکتر شود که این امر سبب نفوذ بیشتر سوخت به داخل محفظهٔ احتراق، افزایش نرخ سوختن و متعاقباً کاهش مصرف ویژهٔ سوخت می گردد، اما اگر تعداد سوراخهای انژکتور از حد معینی بیشتر شود، اکسیژن کمتری به داخل هر ناحیهٔ سوختن وارد شده که این سبب کاهش راندمان احتراق و افزایش آلایندگی دوده می گردد.

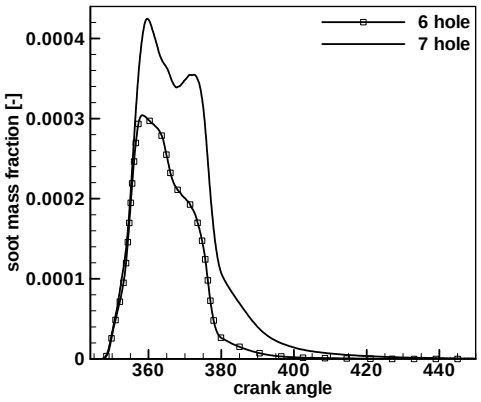
همانطورکه در شکلهای ۱ تا ۳ نشان داده شده است میزان اکسید ازت در افشانک ۶ سوراخه بدلیل دمای بالاتر احتراق بیشتر از افشانک ۷ سوراخه است اما میزان دوده در نمونهٔ ۷ سوراخه بدلیل ورود اکسیژن کمتر به داخل افشانهٔ سوخت با رشد بیشتری نسبت به نمونهٔ ۶ سوراخه همراه است. نتایج مربوط به شکل گیری آلاینده ها در شکلهای ۵ و ۶ نمایش داده شده است.



شکل۱ نمودار تغییرات نسبت تعادل سوخت نسوخته بر حسب درجهٔ لنگ برای آژنه های ۶ و ۷ سوراخه



شکل ۲ نمودار تغییرات کسر جرمی اکسید ازت بر حسب درجهٔ لنگ برای آژنه های ۶ و ۷ سوراخه



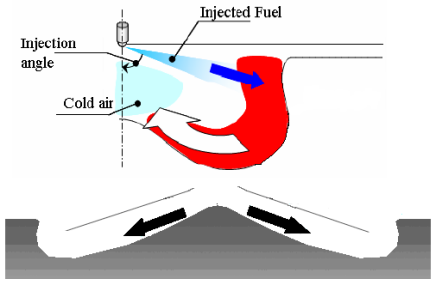
شکل ۳ نمودار تغییرات کسر جرمی دوده بر حسب درجهٔ لنگ برای آژنه های ۶ و ۷ سوراخه

نتایج نشان می دهد که افشانک ۶ سوراخه عملکرد بهتری نسبت به نمونهٔ ۷ سوراخه دارد.

1 Injector

۳- زاویهٔ پاشش

یکی دیگر از پارامترهای موثر بر روند اختلاط سوخت و هوا، احتراق و شکل گیری آلاینده ها، زاویهٔ پاشش می باشد. شکل ۴ نمونه ای از محفظهٔ احتراق دیزل سنگین را نشان می دهد. در این نوع محفظهٔ احتراق، جریان گردبادی اساساً وجود ندارد و یا میزان آن بسیار ناچیز است. همچنین ناحیهٔ اختلاط سوخت و هوا توسط حرکت سوخت شکل می گیرد. فشار بالای پاشش 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 محفظهٔ احتراق، میزان ناچیز برخورد افشانه به دیوارهٔ پیستون است. این امر با توجه به خط مسیر پاشش سوخت نشان داده شده در شکل۴ واضح است. همچنین زاویهٔ پاشش رابطهٔ مستقیمی با میزان ورود هوا به داخل افشانهٔ سوخت خواهد داشت.

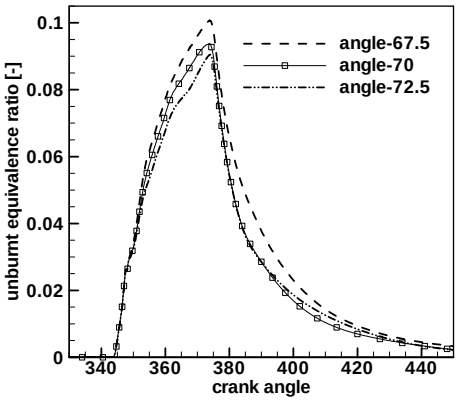


شکل۴ نمونه ای از محفظه احتراق همراه با شماتیک پاشش سوخت

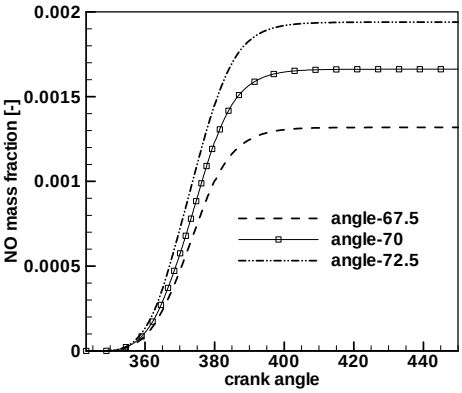
با افزایش زاویهٔ پاشش نرخ احتراق پیش آمیخته افزایش و نرخ احتراق نفوذی کاهش می یابد. هر اندازه میزان و شدت سوختن در مرحلهٔ اول احتراق بیشتر باشد؛ بازدهی گرمایی افزایش یافته و مصرف سوخت کاهش می یابد.

اکسید ازت در دو ناحیهٔ جبههٔ شعله و گازهای سوخته شدهٔ پشت شعله تشکیل می شود. فشار در طول احتراق همواره افزایش می یابد، در نتیجه دمای گازهای سوخته شده بعد از احتراق که تحت فشار قرار می گیرند، همواره بیشتر از دمای گازهایی است که فوراً بعد از احتراق شکل می گیرند. لذا تشکیل اکسید نیتروژن در ناحیهٔ گازهای سوخته شده بسیار بیشتر از تشکیل اکسید نیتروژن در جبههٔ شعله می باشد.

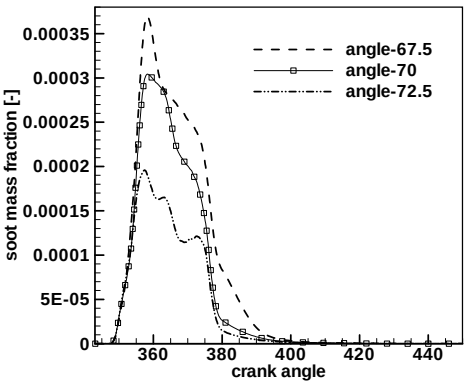
با افزایش زاویهٔ پاشش، گازهای سوخت شده در ناحیهٔ وسیعتری پخش می شود و همچنین دمای موضعی احتراق نیز افزایش می یابد؛ که هر دو عامل زمینه شکل گیری اکسید ازت را افزایش می دهند. بنابراین همانطوریکه در شکل ۵ نشان داده شده است میزان اکسید ازت نهایی در زاویهٔ پاشش ۷۲/۵ با رشد محسوسی مواجه است. اغلب آلایندگی دودهٔ موتورهای دیزل از فرونشانی شعلهٔ انتشاری در مرحلهٔ پایانی احتراق نتیجه می شوند. با توجه به توزیع یکنواختر شعلهٔ انتشاری و همچنین افزایش راندمان احتراق با افزایش زاویهٔ پاشش، دوده در زاویهٔ پاشش ۷۲/۵ کمترین مقدار را دارد.



شکل ۵ نمودار تغییرات نسبت تعادل سوخت نسوخته بر حسب درجهٔ لنگ برای سه زاویهٔ پاشش



شکل۶ نمودار تغییرات کسر جرمی اکسید ازت بر حسب درجهٔ لنگ برای سه زاویهٔ پاشش



شکل۷ نمودار تغییرات کسر جرمی دوده بر حسب درجهٔ لنگ برای سه زاویهٔ پاشش

نتایج نشان می دهد که زاویهٔ پاشش ۷۲/۵ درجه عملکرد بهتری نسبت به دو نمونهٔ دیگر دارد.

۴- زمان پاشش

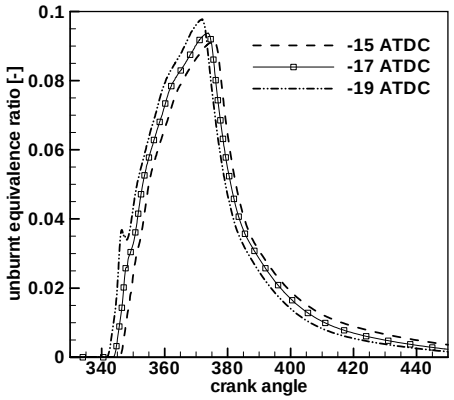
ابتدایی ترین راه حلی که تنها به کاهش اکسیدهای ازت کمک می کند و سبب افزایش مصرف سوخت و دوده می گردد، ایجاد تأخیر در سوخت پاشی یعنی نزدیک کردن پاشش سوخت به نقطهٔ مکث بالاست.

به منظور کاهش اکسیدهای ازت، احتراق باید به گونه ای شود که از دماهای موضعی حدود ۲۰۰۰ تا ۲۲۰۰ کلوین اجتناب شود و یا در مدت زمان کمی صورت گیرد. بدین منظور دو راه حل اساسی وجود دارد: کاهش میزان سوختن پیش آمیخته و به تأخیر انداختن بیشینه نرخ سوختن انتشاری.

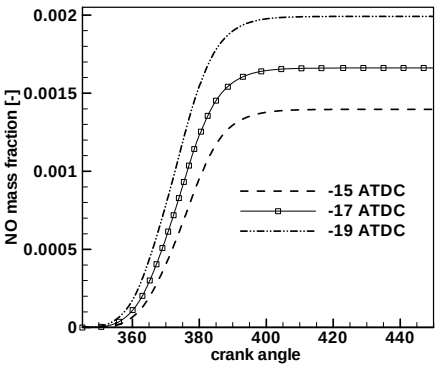
به تأخیر انداختن بیشینه نرخ سوختن انتشاری سبب می شود که نرخ بیشینه سوختن در مرحله انبساط قرار گرفته و از دمای بیشینه اجتناب شده و یا مدت زمان قرارگیری در این دماها کاهش می یابد.

با پیش انداختن زمان پاشش میزان سوخت نسوخته در مرحلهٔ اول احتراق افزایش می یابد اما با شروع مرحلهٔ دوم احتراق با کاهش سریع مقدار سوخت نسوخته مواجهیم که در نهایت سبب می شود میزان سوخت نسوخته در خروجی در زمان پاشش ۱۹- کمترین مقدار را به خود اختصاص دهد. روند افزایش و کاهش نسبت تعادل سوخت نسوخته در شکل ۸ نشان داده شده است.

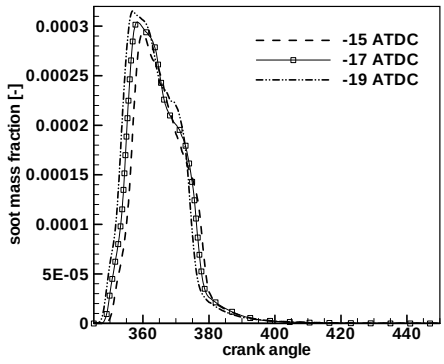
مطابق با توضیحات داده شده مقدار اکسید ازت با به تاخیر انداختن زمان پاشش با کاهش چشمگیری مواجه می شود. اما مقدار دوده در خروجی تغییرات چندانی را با تغییر زمان پاشش از خود نشان نمی دهد. علت اصلی نزدیکی مقدار دوده در این سه زمان، راندمان بالای مرحلهٔ دوم احتراق است که سبب می شود سوختن دوده در این مرحله با شدت خوبی انجام گیرد. طبق انتظار مقدار دودهٔ خروجی در زمان پاشش ۱۹- کمترین مقدار را دارد. روند شکل گیری آلاینده ها در شکلهای ۹ و ۱۰ نشان داده شده است.



شکل ۸ نمودار تغییرات نسبت تعادل سوخت نسوخته بر حسب درجهٔ لنگ برای سه زمان مختلف پاشش



شکل ۹ نمودار تغییرات کسر جرمی اکسید ازت بر حسب درجهٔ لنگ برای سه زمان مختلف پاشش



شکل۱۰ نمودار تغییرات کسر جرمی دوده بر حسب درجهٔ لنگ برای سه زمان مختلف پاشش

۵- پیکربندی پاشش

سامانه های پاشش سوخت جدید، امکان ایجاد پاشش سوخت چندگانه را ایجاد می کنند. شکل ۱۱ نمونه ای از راهبرد پاشش سوخت چندگانه را نشان می دهد. فرآیند پاشش 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 بازدهی حرارتی نیز وجود دارد.

احتراق پیش آمیخته، تابع میزان سوخت پاشیده شده در مدت زمان تأخیر در اشتعال است. به دلیل نرخ بالای افزایش فشار در این مرحله، این مرحله اثر زیادی بر روی آلودگی صوتی موتور دارد. همچنین افزایش دمای زیاد، به واسطهٔ احتراق سریع مخلوط پیش آمیخته، شرایط مرزی مناسب تری برای تشکیل اکسید ازت ایجاد می کند. به این دلیل، کاهش زمان تأخیر در اشتعال و یا میزان سوخت پاشش شده در این زمان، از اهمیت زیادی برخوردار است.

اگر مقداری از سوخت را کمی قبل از شروع پاشش اصلی به داخل سیلندر، بپاشیم، می توانیم زمان تاخیر در اشتعال را کاهش دهیم. سوخت پیش پاشش شده، سریعاً تبخیر شده و واکنش های اشتعال آغاز می گردند. به دلیل این واکنش ها، که موجب پیش آماده سازی محفظهٔ احتراق می گردند، زمان تأخیر پاشش اصلی و متعاقباً بیشینهٔ 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 مرحلهٔ اول احتراق، بسیار مؤثر باشد.

شکل۱۱ نمودار پاشش چندگانه و شکل دهی به نرخ پاشش

بسته به دامنهٔ 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[1] بین پیش پاشش و پاشش اصلی باید به دقت تنظیم شوند تا به حالت بهینه دست پیدا کنیم.

سوختی که در مرحلهٔ پاشش اصلی، پاشیده می شود، توان و گشتاور موتور را تعیین می کند. با توجه به نقطهٔ کاری موتور، ممکن است شکل نرخ پاشش سوخت به داخل سیلندر به منظور کاهش آلایندگی، آلودگی صوتی و مصرف ویژهٔ سوخت، تغییر کند. به این تغییر در نرخ پاشش سوخت، شکل دهی به نرخ پاشش گفته می شود. در شکل ۱۱ ، چند شکل پاشش ممکن نشان داده شده اند. شکل مثلثی، میزان سوخت پاشش شده در ابتدای پاشش را کاهش می دهند. این امر به منظور کاهش نرخ آزادسازی حرارت و کاهش تولید اکسید ازت در ابتدای احتراق صورت می گیرد. فشارهای اولیهٔ ملایم، برای محدود کردن جدایش و تبخیر اولیهٔ سوخت پاشش شده، مناسب اند. احتراق به چند درجه میل لنگ جلوتر می رود که معمولاً سبب کاهش بازدهی حرارتی می گردد. در انتهای پاشش اصلی فشار زیاد مورد نیاز است تا مقدار سوخت باقی مانده را به داخل سیلندر بپاشد. همچنین این افزایش فشار سبب می شود تا نرخ اکسیداسیون دوده افزایش یابد.

این شکل پاشش سوخت توسط سامانه های پاششی که توسط میل بادامک به حرکت در می آیند، ایجاد می شوند و عموماً در دیزل های سنگین دورپایین که در آنها بار زیاد در سرعت کم مورد نیاز است و سامانه های پاشش آن از میل بادامک حرکت می گیرند، استفاده می شود. البته نقص اصلی این شکل پاشش، به دلیل کاهش فشار پاشش در بارهای کم، افزایش میزان آلایندگی و مصرف سوخت در این بارهاست.

شکل ذوزنقه ای پاشش، که فشار بالای پاشش از ابتدای پاشش مهیاست، این امکان را می دهد که در سرعت های زیاد، زمان کافی برای پاشش سوخت مورد نیاز داشته باشیم. این شکل پاشش توسط سامانهٔ ریل مشترک سوخت ایجاد می گردد. این شکل پاشش سوخت معمولاً سبب کاهش مصرف ویژهٔ سوخت و آلایندگی دوده می گردد اما نسبت به شکل پاشش مثلثی، میزان اکسید ازت بیشتری را نتیجه می دهد.

این شکل پاشش عموماً در دیزل های سنگین دوربالا همراه با پیش پاشش، و به طور گسترده در دیزل های سواری همراه با سامانهٔ باز خورانی دود(EGR) به منظور کاهش آلایندگی اکسید ازت استفاده می شود.

اگر ترکیبی از دو شکل مثلثی و ذوزنقه ای به منظور ایجاد تعادل بین آلایندگی اکسید ازت و مصرف ویژه سوخت مورد نیاز باشد، شکل جدیدی از پاشش به دست می آید که در آن پاشش سوخت با فشار کمتری آغاز شده و پس از طی مدت زمان مشخصی، فشار پاشش افزایش می یابد. این شکل پاشش سوخت، شکل چکمه ای[2] نام دارد که می تواند توسط سامانهٔ ریل مشترک سوخت با دو ریل و یا انژکتور با نازل متغیر ایجاد شود. البته می توان با سامانهٔ مجهز به دو ریل مشترک سوخت، شکل مثلثی پاشش را نیز ایجاد نمود. این شکل پاشش در موتورهای دیزل سنگین دور متوسط بیشترین کاربرد را پیدا کرده است که در آن از دو ریل یکی با فشار بالا و دیگری با فشار پایین استفاده می شود. این شکل پاشش در محدودهٔ سرعتها و بارهای وسیعی، با تنظیم زمان بندی پاشش و زمان چکمه، زمان بین آغاز پاشش فشار پایین و آغاز پاشش فشار بالا، به سطح دلخواهی از آلایندگی اکسید ازت و دوده رسید در حالی که مصرف ویژهٔ سوخت نیز در محدودهٔ دلخواه باقی می ماند. در تمامی شکل های پاشش مذکور، بستن هرچه سریعتر نازل انژکتور این امکان را می دهد که از تشکیل دوده به واسطهٔ تشکیل مخلوط نا مناسب جلوگیری شود.

در موتور مورد بررسی بر اساس آنچه سامانهٔ پاشش هاینزمن پیشنهاد کرده است از دو نوع شکل پاشش استفاده می شود. در حالت استاندارد از یک شکل پاشش ذوزنقه ای استفاده شده است.

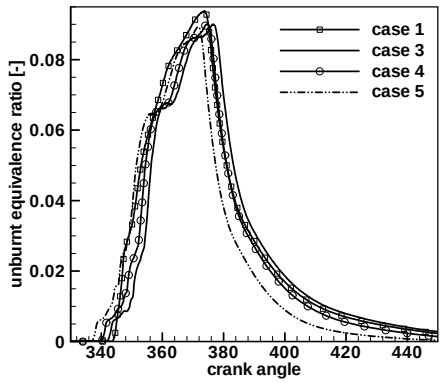
استفاده از پیش پاشش با یک زمان تاخیر بهینه بین دو پاشش، مقدار آلاینده ها را تا حد زیادی کاهش خواهد داد. این کاهش به اختلاط خوب سوخت هوا که سبب افزایش سوختن ذرات می گردد، مربوط می شود.

برای رسیدن به بهترین شکل و زمان پاشش ۱۴ مورد مختلف مورد ارزیابی قرار گرفته است.

برای مقایسه موارد به بهترین شکل، تحلیل نتایج در دو دستهٔ جداگانه انجام گرفته است. ابتدا با در نظر گرفتن یک شکل پاشش و تغییر زمانبندی، بهترین زمان برای پیش پاشش انتخاب شده است و سپس چهار شکل مختلف پیش پاشش در زمان مناسب مورد بررسی قرار گرفته است.

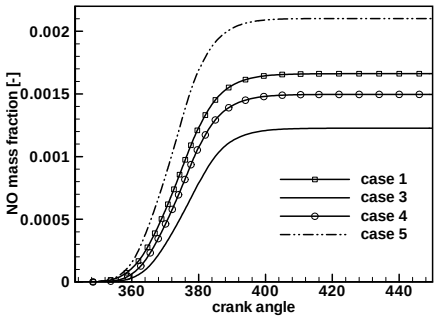
در دستهٔ اول مقدار ۵٪ پیش پاشش با ۲/۵ درجهٔ لنگ زمان توقف در سه زمان ۱۹- ، ۲۱- و ۲۴- درجه بعد از نقطهٔ مکث بالا با شکل پاشش استاندارد مقایسه شده است که در شکلهای ۱۲ تا ۱۴ نشان داده شده اند.

اولین نتیجه ای که از پیش پاشش حاصل می شود، اگر زمان شروع پاشش در دو شکل 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. حالت استاندارد پاشیده شود، مانند آنچه در مورد ۵ اتفاق افتاده، با افزایش بیش از اندازهٔ فشار و به دنبال آن رشد چشمگیر مقدار اکسید ازت در خروجی دست خواهیم یافت که مطلوب ما نمی باشد. همانطورکه اشاره شد کاهش نرخ احتراق پیش آمیخته سبب کاهش دمای موضعی محفظهٔ احتراق می شود. بنابراین در حالت پیش پاشش با کاهش شکل گیری اکسید ازت در مرحلهٔ اول احتراق مواجه هستیم که در نهایت سبب کاهش مقدار آن در خروجی خواهد شد. آنچه که از نتایج دستهٔ اول حاصل می شود اینست که زمان پاشش ۲۱- برای زمان توقف ۲/۵درجه بهترین عملکرد را برای موتور مورد بررسی به دنبال خواهد داشت.

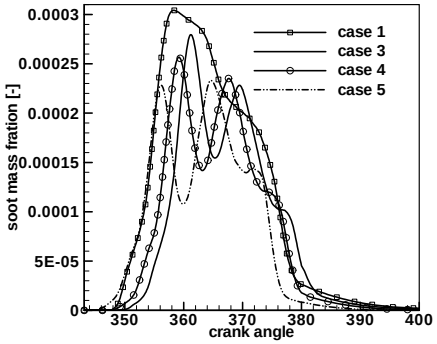


شکل ۱۲ نمودار تغییرات نسبت تعادل سوخت نسوخته بر حسب درجهٔ لنگ برای دو نرخ پاشش

1 Dwell time
2 Boot shape



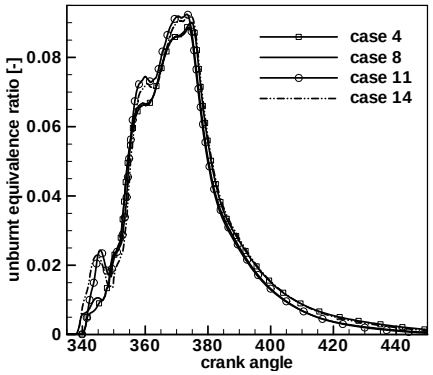
شکل ۱۳ نمودار تغییرات کسر جرمی اکسید ازت بر حسب درجهٔ لنگ برای دو نرخ پاشش



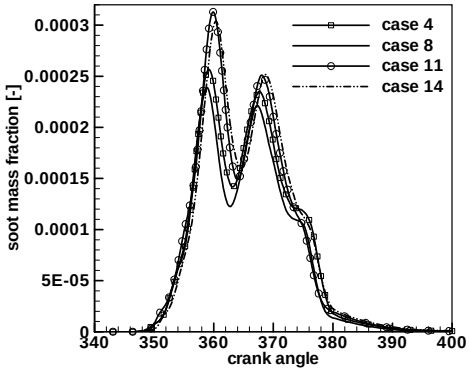
شکل ۱۴ نمودار تغییرات کسر جرمی دوده بر حسب درجهٔ لنگ برای دو نرخ پاشش

با تکرار این مقایسه برای سه حالت دیگر به این نتیجه می رسیم که برای زمان توقف ۲/۵ درجه، بهترین زمان شروع پاشش ۲۱- و برای زمان توقف ۵ درجه بهترین زمان شروع پاشش ۲۳- می باشد. در دسته دوم نتایج، این چهار مورد در کنار یکدیگر مقایسه شده اند. نتایج مربوط به دستهٔ دوم در شکلهای ۱۵ و ۱۶ نمایش داده شده است.

علت کاهش مقدار اکسید ازت در خروجی با انجام پیش پاشش توضیح داده شد، در اینجا تاثیر پیش پاشش بر مقدار دودهٔ خروجی مورد بررسی قرار می گیرد. مقدار دودهٔ خروجی وابسته به میزان شکل گیری دوده و سوختن دوده است. دو ساز وکار مخالف یکدیگر در مورد تشکیل و سوختن دوده در حالت پیش پاشش اتفاق می افتد. با پیش پاشش، افشانهٔ 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.



شکل ۱۵ نمودار تغییرات نسبت تعادل سوخت نسوخته بر حسب درجهٔ لنگ برای نرخهای پاشش مختلف



شکل ۶ نمودار تغییرات کسر جرمی دوده بر حسب درجهٔ لنگ برای نرخهای پاشش مختلف

درنهایت 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 بازدهٔ حرارتی و مصرف ویژهٔ سوخت را نیز در حد مطلوب حفظ کرد.

۶- نتیجه گیری

بعد از بررسی مدلهای جانبی و انجام اجراهای مختلف برروی نمونهٔ تجربی مدلهای زیر برای این شبیه سازی در نظر گرفته شد.

مدل جدایش	WAVE	مدل اشتعال	شل
مدل برخورد با دیواره	نابر و ریتز	**مدل احتراق**	شکست ادی
مدل تبخیر	اسپالدینگ	**مدل تولید NO_x**	زلدویچ
مدل آشفتگی	$k-\varepsilon$	**مدل تولید دوده**	هیروپاسو

مقایسهٔ اجراهای انجام گرفته با نمونهٔ تجربی نشان دهندهٔ توانایی مدل در شبیه سازی احتراق بود.

در ابتدا چهار هندسه برای انتخاب بهترین هندسه مورد بررسی قرار گرفت و در نهایت برای رسیدن همزمان به بهترین مصرف سوخت و کمترین آلودگی، هندسهٔ ۱ بعنوان هندسهٔ نهایی برای موتور مورد نظر انتخاب شد.

بعد از انتخاب هندسه، در ادامه، پارامترهای موثر بر احتراق بررسی شد. مهمترین عامل تاثیر گذار در کنار شکل محفظه، سامانهٔ پاشش است. وظیفهٔ سامانهٔ پاشش، دستیابی به بالاترین درجهٔ گرده افشانی سوخت به منظور ایجاد تبخیر کافی در مدت زمان حداقل و نیز فراهم نمودن عمق نفوذ مناسب جهت ورود هوای بیشتر به داخل ناحیهٔ افشانه است.

در این بررسی، تعداد سوراخ افشانک، زاویهٔ پاشش، زمانبندی پاشش و پیکربندی شکل پاشش مورد ارزیابی قرار گرفت. به این منظور افشانک های ۶ و ۷ سوراخه در سه زاویهٔ پاشش و با پنج پیکربندی مختلف در اجراهای مختلف شبیه سازی شد و در مجموع، ۵۰ اجرای مختلف در این شبیه سازی حاصل شد.

نتایج مربوط به بررسی پارامترهای موثر بر احتراق برای رسیدن به بهترین مصرف سوخت و کمترین آلودگی برای هر پارامتر بطور جداگانه بررسی و در پایان بهترین گزینه انتخاب شد.

- افشانک ۶ سوراخه عملکرد بهتری نسبت به نمونهٔ ۷ سوراخه داشت.
- زاویهٔ پاشش ۷۲/۵ درجه عملکرد بهتری نسبت به دو زاویهٔ ۶۷/۵ و ۷۰ درجه داشت.
- زمان پاشش ۱۷- از میان سه زمان پاشش بعنوان گزینهٔ بهینه انتخاب شد.
- از میان چهارده گزینهٔ مورد بررسی در نهایت دو گزینهٔ ٪۵ پیش پاشش-۵ توقف با زمان پاشش ۲۳- و ٪۱۰ پیش پاشش-۲/۵ توقف با زمان پاشش ۲۱- بعنوان بهترین شکل پاشش انتخاب شد.

۷- مراجع

[1] -Heywood, J.B., “Internal Combustion Engine Fundamentals”, Mc Grow- Hill Book Company, ISBN 0-07- 100499-8, 1988.

[2] -C. Beatrice, P. Belardini and C. Bertoli, “An Assessment of Predictivity of CFD Computations of Combustion and Pollutants Formation in DI Diesel Engines” SAE Paper 962055, 1996.

[3] -A. A. AmsdenP. J. O’Rourke. D. Butler “A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays” Los Alamos National Laboratory, Issued: May 1989.

[4] - Star-CD Combustion, spray and CFD Solver User Manual v. 3.15, 2001.

[5] - FIRE Combustion, spray and CFD Solver User Manual v. 8.3, 2004.

[6] - Günter P. Merker, Christian Schwarz Gunnar Stiesch, Frank Otto, “Simulation of combustion and pollutant formation for engine development” Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.

[7] - C. Baumgarten, “Mixture Formation in Internal Combustion Engines”, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.

[8] - Versteeg, Malalasekera “An Introduction to Computational Fluid Dynamics” Mc Grow- Hill Book Company, ISBN 964-454-375-0, 1995.

[9] -Hiroyasu. H., Kadota. T. and Arai. M., “Supplementary comments: Fuel Spray Characterization in Diesel Engine”, in James N. mattavi and Charles A.Amann (eds), Combustion Modeling in Reciprocating Engine, PP.369-408 Plenume Press, 1980.

[10] - Rietz, R.D. and Bracco, F.V. “On the Dependence of Spray Angle and Other Spray Parameters on Nozzle Design and Operating Condition” SAE paper 790494, 1979.