



بررسی تغییرات تأخیر در احتراق در اثر تغییر در شروع زاویه‌ی پاشش سوخت در موتورهای دیزل

هادی دستورانی^{۱*}، علی محمدیان^۲، صادق دستورانی^۳، محسن قاضی‌خانی^۴

- ۱- فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه فردوسی مشهد
- ۲- فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد
- ۳- دانشجوی کارشناسی، مهندسی مکانیک، مجتمع آموزش عالی فنی و مهندسی اسفراین
- ۴- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد

* hadi_dast80@yahoo.com

ارسال: مرداد ماه ۹۶ پذیرش: مهر ماه ۹۶

چکیده

اولین دوره احتراق در موتورهای اشتعال تراکمی دوره تأخیر در اشتعال است. طول این دوره در عملکرد و کارایی موتور نقش بسزایی دارد. شناسایی و کنترل متغیرهایی که بر طول این دوره تأثیر دارند، در طراحی و بالا بردن عملکرد موتور بسیار حائز اهمیت است. در این تحقیق سعی بر آن شد تا با استفاده از نرم افزار AVL Fire تأثیر زاویه پاشش بر تأخیر در احتراق مشاهده شود. کمترین تأخیر در احتراق با پاشش در حدود ۱۰ الی ۱۵ درجه قبل از مرگ بالا رخ می‌دهد. افزایش تأخیر در احتراق ناشی از پاشش زود هنگام سوخت، به دلیل تغییر قابل توجه در فشار و دمای هوا رخ می‌دهد. اگر پاشش زودتر شروع شود، فشار و دمای هوا کمتر است و در نتیجه تأخیر در احتراق افزایش می‌یابد. قابل ذکر است که اگر چه با شروع پاشش در ۳۴۸ درجه میل لنگ تأخیر در احتراق کم است ولی آغاز احتراق درست در مرگ بالا رخ می‌دهد. نتیجه‌ی چنین احتراقی می‌تواند گرم شدن بیش از اندازه‌ی گازهای خروجی از اگزوز که نشان دهنده‌ی هدر رفتن بخش زیادی از انرژی احتراق است، باشد. پس تنها داشتن تأخیر در احتراق کم، نمی‌تواند مزیتی برای موتور باشد.

کلمات کلیدی: تأخیر در احتراق، پاشش سوخت، موتور اشتعال تراکمی

۱. مقدمه

بازدهی موتورهای اشتعال تراکمی در مقایسه با خودروهای بنزینی بالاتر بوده و استهلاک در این گونه موتورها کمتر است. این کارایی بهتر موجب شده تا در کامیون‌ها و اتوبوس‌ها که نقش مهمی در حمل و نقل دارند، از این گونه موتورها استفاده شود. در سال‌های اخیر نیز آهنگ رشد وسایل نقلیه سبک دیزلی، به خصوص در کشورهایی که قیمت سوخت زیاد است، افزایش

یافته است. همچنین با توجه به این که موتور بخش اصلی تامین قدرت در کشاورزی می باشد، بنابراین بهینه سازی عملکرد موتور نقش مهمی در کاهش هزینه های تولید در کشاورزی دارد.

سوخت در موتورهای دیزلی می بایست مراحل پاشش، اتمیزه شدن، توزیع ذرات، جذب ذرات، تبخیر و اختلاط با هوا را طی کند تا اشتعال آغاز شود. این مدت زمان در موتورهای دیزل که از پاشش سوخت تا اشتعال طول می کشد دوره تأخیر اشتعال نام دارد. با طی مراحل مذکور سوخت و هوای مخلوط مشتعل شده و سریعاً فشار داخل سیلندر به حداکثر مقدار خود می رسد [۱-۲]. طول دوره تأخیر اشتعال تا حد زیادی بر کیفیت احتراق، کارایی موتور، اشتعال های بعدی و ایجاد سروصدا، کوبش، کارکرد غیر یکنواخت و دیگر متغیرها تأثیر دارد. تأخیر اشتعال مهمترین دوره ای است که بر توسعه فشار داخل سیلندر مؤثر است. فشار زیاد باعث ایجاد بارهای ناگهانی، کوبش و سروصدای زیاد موتور می شود [۳-۴].

تعاریف زیادی برای طول این دوره به کار رفته است. تعریف عمومی تأخیر اشتعال مدت زمان بین شروع پاشش سوخت تا شروع اشتعال می باشد. به دست آوردن زمان شروع پاشش اغلب با زمان بلند شدن سوزن انژکتور از نشیمنگاه خود قابل اندازه گیری است ولی مشخص کردن شروع اشتعال مشکل می باشد. بنابراین از آثار و نشانه های احتراق برای تعیین شروع این مرحله استفاده شده است. بیشترین تفاوت در نشان دادن پایان این دوره است. افزایش فشار در طول احتراق یا در بعضی موارد نیز افزایش ناگهانی دما در طول احتراق به عنوان پایان این دوره در نظر گرفته شده است. تأخیر اشتعال نه فقط مستقیماً بر کارایی موتور تأثیر دارد بلکه نقش مهمی در آلودگی محیط زیست ایفا می کند. تحقیقات قبلی نشان داده است که متغیرهایی نظیر نسبت سوخت به هوا، فشار پاشش، درجه حرارت سیال خنک کننده، اغتشاش، کیفیت پاشش، اندازه ذرات سرعت پاشش، نرخ پاشش، دما و فشار هوای ورودی، دور موتور، تمرکز اکسیژن، دمای دیواره های محفظه احتراق خصوصیات سوخت و ... بر تأخیر اشتعال مؤثر می باشند [۵-۷].

در طول ۵۰ سال گذشته، تحقیقات زیادی با بمب حجم ثابت و موتورهای مختلف احتراق داخلی برای به دست آوردن پارامترهای مؤثر بر این دوره تأخیر اشتعال انجام گرفته است. مطالعه بر روی خود اشتعالی و مخلوط سوخت و هوا و اندازه گیری دوره تأخیر اشتعال قبل از سال ۱۹۹۲ توسط تیزارد و پی^۱ شروع شد. وسیله ای آزمایش آنها ماشین فشار زیاد با سیلندری به قطر ۷۶ میلی متر و کورس ۲۳ میلی متر با نسبت تراکم ۱:۶ تا ۱:۹ بود. آنها متوجه شدند که قبل از افزایش فشار یک تأخیر وجود دارد که با ایجاد اغتشاش کاهش می یابد [۸]. گریش و وس^۲ با آزمایش بر روی یک موتور تک سیلندر آزمایش عمومی ناسا نتیجه گرفتند که افزایش دمای درونی، فشار هوا، نسبت تراکم و دور موتور باعث کاهش تأخیر اشتعال می شوند [۹]. هارن و هوگس^۳ اثر فشار، دما و نوع ترکیب سوخت را بر روی تأخیر افزایش فشار در یک محفظه ای حجم ثابت با قطر ۶۳ و طول ۸۹ میلی متر با محدوده دمای ۸۵۰ تا ۱۰۵۰ درجه فارنهایت، فشار ۲۷۵ تا ۶۷۵ psi، در صد اکسیژن ۱۵-۴۱٪ و عدد ستان ۳۷.۲ تا ۵۳.۷٪ بررسی نمودند و نتیجه گرفتند که درصد اکسیژن مشخصی وجود دارد که در این درصد اکسیژن تأخیر اشتعال به حداقل می رسد. همچنین دما و فشار نسبت به نوع ترکیب سوخت بر تأخیر اشتعال اثر بیشتری دارد [۱۰]. لین و ولدمانیس^۴ اثر دما، فشار هوا و پارامترهای سیستم پاشش را بر روی تأخیر افزایش فشار در دو نوع موتور بررسی کردند و نتیجه گرفتند که دما، فشار سیلندر و زمان پاشش، پارامترهای عمده ای هستند که بر تأخیر اشتعال اثر بیشتر و پارامترهای سرعت هوا، فشار پاشش سوخت و شکل نازل تأثیر کمتری دارند و نسبت سوخت به هوا اثر ناچیزی بر تأخیر اشتعال دارد [۱۱].

¹ Tizared and pye

² Gerrish and voss

³ Hurn and Hughes

⁴ Lyn and valdmanis

همان طور که گفته شد درجه حرارت و فشار درون سیلندر بر تأخیر اشتعال مؤثر می‌باشد. بنابراین، دمای سیال خنک کننده نیز مورد آزمایش محققان قرار گرفته و نتیجه نشان می‌دهد که افزایش درجه حرارت مایع خنک کننده، دوره تأخیر را کاهش می‌دهد. برای اینکه عمل احتراق به طور کامل انجام شود باید سوخت پاشیده شده بتواند به خوبی با مولکول‌های هوا ترکیب شود. یکی از پارامترهایی که باعث افزایش اختلاط سوخت و هوا می‌شود چرخش سریع هوا در داخل سیلندر و جابجایی مولکول‌های هوا و سوخت یا اصطلاحاً اغتشاش می‌باشد. افزایش اغتشاش باعث کاهش تأخیر اشتعال می‌شود [۱۲]. کوباری^۱ و همکاران اثر دما و فشار سیلندر، قطر نازل انژکتور و عدد ستان سوخت را بر روی تأخیر در احتراق مورد بررسی قرار دادند. نتایج ایشان نشان می‌دهد افزایش فشار و دمای سیلندر و افزایش عدد ستان موجب کاهش طول تأخیر در احتراق می‌شوند در حالی که افزایش قطر نازل موجب افزایش مدت تأخیر در احتراق می‌شود [۱۳]. بابا^۲ و همکاران تأثیر تأخیر در احتراق را بر میزان تولید دوده در داخل سیلندر بررسی کردند. مطابق نتایج ایشان با افزایش ۱۲ درجه (۳ به ۱۵ درجه میل کنگ) در تأخیر در احتراق به میزان قابل توجهی (حدود ۹۵ درصد) تولید دوده داخل سیلندر کاهش می‌یابد. همچنین نتایج ایشان نشان می‌دهد محل تشکیل دوده در سیلندر به شدت به تأخیر در احتراق وابسته است [۱۴]. شهاب‌الدین و همکاران [۱۵] و الدهیدهاوی^۳ و همکاران [۱۶] جمع‌بندی از فعالیت‌های انجام شده در زمینه تأخیر در احتراق ارائه دادند که دسترس به مطالعات انجام شده در این زمینه را تسهیل می‌کند. در تحقیق حاضر زاویه پاشش سوخت بر میزان کاهش یا افزایش تأخیر در احتراق مورد بررسی قرار گرفته و در این راستا از استفاده از نرم افزار دینامیک سیالات عددی AVL Fire استفاده شده است.

۱.۱. مراحل احتراق در موتورهای اشتعال تراکمی

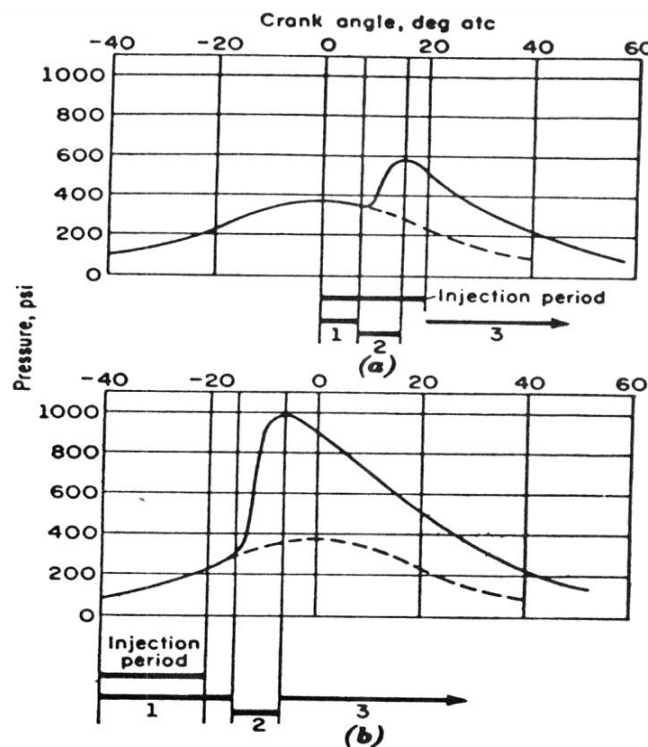
ریکار دو مراحل احتراق در موتورهای اشتعال تراکمی را در سه مرحله بیان کرده است. اولین مرحله، تأخیر در احتراق نام دارد. در این مرحله که با تزریق سوخت آغاز می‌شود، سوخت به صورت بخار و قطرات ریز در می‌آید و سپس این بخار و قطرات ریز با هوا مخلوط می‌شوند ولی در این مرحله احتراق صورت نمی‌گیرد. یکی از علل تأخیر در احتراق در موتورهای اشتعال تراکمی زمان لازم برای گرم شدن قطرات سوخت و رسیدن به دمای خود اشتعالی قبل از احتراق می‌باشد. به نظر تیلور [۱۷] هر قطره بعد از آن که وارد محفظه احتراق می‌شود به وسیله هوای داغ احاطه می‌شود. عوامل زیادی در گرم شدن و تبخیر شدن قطرات سوخت مؤثرند، از قبیل ریز بودن اسپری سوخت و یا فراریت سوخت، ولی در کل روی تأخیر در احتراق این عوامل تأثیر ناچیزی دارند. از آزمایشات بمب بدون توجه به نوع سوخت، نتیجه گیری شده است که عامل عمده تأخیر در احتراق دمای متوسط سیلندر در مدت تأخیر در احتراق می‌باشد. البته عامل مهم دیگری که روی تأخیر در احتراق تأثیر می‌گذارد برخورد اسپری سوخت به سطوح داغ می‌باشد. اگر این سطوح به اندازه‌ی کافی داغ باشند، کاهش قابل توجهی در تأخیر در احتراق به وجود می‌آید. مادامی که سوخت تزریق شده تبخیر نشده است، محدوده‌ی نسبت‌های سوخت به هوا از صفر (سوخت نباشد) تا بی نهایت (هوا نباشد و قطرات سوخت باشد) تغییر می‌کند. اشتعال وقتی اتفاق می‌افتد که نسبت سوخت به هوای محلی مساعد بوده و سوخت به دمای خود اشتعالی رسیده باشد. حتی عامل پاشش سوخت نیز روی این محدوده‌ی وسیع از نسبت سوخت به هوا بی تأثیر خواهد بود. بنابراین طول مدت تأخیر در احتراق بدون در نظر گرفتن ترکیب سوخت عمدتاً به فشار و دمای محفظه سیلندر و دمای سطوح محفظه احتراق که در برابر برخورد اسپری سوخت قرار دارند بستگی دارد [۱۷].

¹ Kobori et. al

² Bobba et. al

³ Aldhaidhawi

دومین مرحله‌ی احتراق اشتعال سریع می‌باشد. در این مرحله سوختی که بخار شده و در طی تأخیر در احتراق با هوا مخلوط شده است به سرعت می‌سوزد به طوری که نرخ فشار، نرخ حرارت آزاد شده و نرخ سوختن به شدت افزایش می‌یابد. در شکل ۱ که نتیجه‌ی یک کار تحقیقاتی بر روی سرعت احتراق با تغییر زاویه‌ی ادونس پاشش است مراحل احتراق را به خوبی می‌توان مشاهده کرد. در این شکل‌ها دور موتور ثابت است. در حالت a از شکل ۱ شروع پاشش در نقطه‌ی مرگ بالا است، لذا به علت دمای بالای هوا در شروع تزریق سوخت زمان تأخیر در احتراق کوتاه بوده و تزریق تا مرحله‌ی سوم احتراق ادامه می‌یابد. در این حالت به علت پاشش دیر هنگام (ریتارد)، ماکزیم فشار و در نتیجه تورک موتور کاهش یافته است. در حالت b از شکل ۱ پاشش در ۴۰ درجه قبل از مرگ بالا انجام شده است. بنابراین به علت دمای کم هوا در شروع پاشش، تأخیر در احتراق طولانی شده و مراحل دوم و سوم احتراق بعد از تزریق صورت می‌گیرد. در حالت b به علت ادونس مناسب تزریق، موتور در دور ثابت و میزان پاشش سوخت ثابت تورک بیشتر تولید نموده است [۱۸]. مرحله‌ی سوم احتراق، اختلاط همراه با احتراق است. بعد از مرحله‌ی اشتعال سریع مقداری از سوخت که هنوز نسوخته است و احياناً مقداری از سوخت که بعداً تزریق می‌شود در مرحله‌ی سوم احتراق می‌سوزد. در این مرحله از احتراق، نرخ احتراق به فرایند مخلوط شدن بستگی دارد. این مرحله به وسیله‌ی نسبت اکسیژن به سوخت نسوخته و میزان توزیع و مخلوط شدن سوخت بعد از پایان مرحله‌ی دوم احتراق، کنترل می‌شود. در حالت a از شکل ۱ دومین فاز احتراق قبل از پایان تزریق کامل می‌شود و بخشی از سوخت طی مرحله‌ی سوم احتراق تزریق می‌شود. در این حالت نرخ سوختن تحت تأثیر نرخ مخلوط شدن و نیز ادامه‌ی تزریق سوخت قرار می‌گیرد. احتراق در موتور دیزل باید به گونه‌ای باشد که در سومین مرحله‌ی احتراق، سوخت و هوا به طور سریع مخلوط می‌شوند، به طوری که احتراق در کوتاه‌ترین زمان ممکن کامل شود. مرحله چهارم احتراق که توسط لاین پیشنهاد شده است شامل مرحله بعد از پایان احتراق است که در این مرحله قطرات سوختی که به سطوح چسبیده‌اند و نسوخته‌اند و دوده‌ی موجود، امکان احتراق پیدا می‌کنند. هر چه سه مرحله پیشنهادی توسط ریکاردو کاهش یابد برای مرحله چهارم احتراق فرصت بیشتری پیدا شده و امکان کاهش دوده تشکیل شده بیشتر می‌شود [۱۹].



شکل ۱- نمودار فشار بر حسب زاویه‌ی میل لنگ (a) مدت تأخیر در احتراق کوتاه تر از مدت تزریق است. (b) مدت تأخیر در احتراق بلند تر از مدت تزریق است. (۱) تأخیر در احتراق یا اولین حالت، (۲) احتراق سریع یا دومین حالت، (۳) سومین حالت احتراق. حجم جا به جایی موتور ۲.۲۵ لیتر می‌باشد و دارای سرعت ۷۲۰ دور بر دقیقه است.

۲.۱. تأخیر در احتراق

تأخیر در احتراق در یک موتور دیزل به عنوان فاصله‌ی زمانی بین شروع پاشش و شروع احتراق تعریف می‌شود. شروع پاشش معمولاً به عنوان زمانی که سوزن انژکتور از روی نشیمنگاهش بلند می‌شود تعریف می‌شود. مشخص کردن شروع احتراق به طور دقیق مشکل است اما بهترین تعریفی که ارائه شده است، تغییر در شیب نرخ آزاد سازی حرارت می‌باشد. بسته به مشخصه‌ی فرآیند احتراق، داده‌های فشار به تنهایی ممکن است تغییر فشار ناشی از احتراق را نمایش دهند. در موتورهای پاشش مستقیم تحت شرایط عادی اشتعال به خوبی تعیین می‌شود ولی در موتورهای پاشش غیر مستقیم تعیین آن مشکل تر است. آشکار کننده‌های درخشندگی شعله نیز می‌توانند برای اولین آشکار شدن شعله استفاده شوند. نتایج تجربی تحت شرایط معمولی نشان می‌دهند که نقطه‌ی ظاهر سازی شعله دیرتر از نقطه افزایش فشار می‌باشد.

فرآیندهای فیزیکی و شیمیایی باید قبل از این که کسر قابل توجهی از انرژی شیمیایی آزاد شود، روی دهند. فرآیندهای فیزیکی عبارتند از: اتمیزه شدن جت سوخت مایع، تبخیر قطرات سوخت، اختلاط بخار سوخت با هوا. فرآیندهای شیمیایی نیز واکنش‌های پیش از احتراق سوخت و هوا و مخلوط گازهای باقیمانده که منجر به خود اشتعالی می‌شود، می‌باشند. این فرآیندها از طراحی موتور و متغیرهای اجرایی آن و مشخصه‌های سوخت تأثیر می‌پذیرند. اتمیزه شدن خوب نیازمند فشار پاشش سوخت بالا، قطر کوچک سوراخ انژکتور، ویسکوزیته‌ی بهینه‌ی سوخت و فشار بالای هوای داخل سیلندر در زمان پاشش می‌باشد. نرخ تبخیر قطرات سوخت به اندازه‌ی قطرات، توزیع آنها، سرعت آنها، فشار و دمای داخل محفظه و فراریت سوخت بستگی دارد. نرخ اختلاط هوا و سوخت به طور وسیعی توسط طراحی محفظه‌ی احتراق و انژکتورها کنترل می‌شود. بعضی از محفظه‌های احتراق و تاج پیستون‌ها به گونه‌ای طراحی شده‌اند که گردش^۱ و توربولانسی در هوای شارژ شده در طول تراکم را افزایش می‌دهند. بعضی از موتورها از پیش محفظه یا محفظه‌ی گردش برای ایجاد حرکت‌های شدید هوا جهت اختلاط سریع هوا و سوخت استفاده می‌کنند. علاوه بر این ویژگی‌های طراحی انژکتور مانند تعداد و چینش سوراخ‌های انژکتور، الگوی پاشش را تعیین می‌کنند. جزئیات سوراخ نازل بر روی زاویه‌ی مخروط اسپری تأثیر می‌گذارد. الگوی اسپری به اندازه‌ی ذرات سوخت، فشار پاشش، چگالی هوا و ویژگی‌های جریان هوا بستگی دارد. چینش اسپری‌ها و زاویه مخروط اسپری، وسعت الگوی پاشش و جریان هوا بر نرخ کشاندن هوا به داخل اسپری تأثیر می‌گذارند.

مولفه‌های شیمیایی تأخیر در احتراق توسط واکنش‌های پیش از احتراق سوخت کنترل می‌شوند. چون مشخصه‌های اشتعال سوخت بر تأخیر احتراق تأثیر می‌گذارند، این خاصیت سوخت در تعیین مشخصه‌هایی مانند راندمان تبدیل سوخت، عملکرد نرم و آرام، آلاینده‌های ناشی از بدسوزی و ایجاد سر و صدا مهم می‌باشد. کیفیت اشتعال سوخت توسط عدد ستان تعریف می‌شود. عدد ستان توسط مقایسه‌ی تأخیر در احتراق سوخت با تأخیر در احتراق سوخت مرجع در موتور تست تعیین می‌شود. برای سوخت‌های با عدد ستان پایین و تأخیر در احتراق زیاد، بیشتر سوخت قبل از اشتعال پاشیده می‌شود که نتیجه‌ی آن بالا رفتن نرخ سوختن پس از شروع احتراق، افزایش نرخ افزایش فشار و بالا رفتن پیک فشار می‌باشد. در حالت شدید، این اشتعال سریع همراه با تولید صدا (ضربه دیزل) می‌باشد. برای سوخت‌های با عدد ستان پایین، اشتعال ممکن است دیر (در فرآیند انبساط) رخ دهد و فرآیند سوختن، خفه^۲ شود که نتیجه‌ی آن احتراق ناقص، کاهش قدرت خروجی و راندمان تبدیل سوخت کم می‌باشد. اگر عدد ستان بالا باشد (تأخیر کم باشد)، اشتعال قبل از این که بیشتر سوخت پاشش شود، رخ می‌دهد. نرخ رها شدن انرژی و افزایش فشار در این صورت می‌تواند توسط نرخ پاشش سوخت و اختلاط هوا و سوخت کنترل شود و باعث عملکرد نرم و آرام موتور شود [۱۹].

¹ Swirl² Quenching

۳.۱. کیفیت اشتعال سوخت

کیفیت اشتعال سوخت توسط عدد ستان مشخص می‌شود. روشی که برای تعیین کیفیت سوخت بر حسب عدد ستان استفاده می‌شود، مشابه روشی است که برای تعیین کیفیت ضد ضربه بودن بنزین بر حسب عدد اکتان استفاده می‌شود. ستان ($C_{16}H_{34}$) یک هیدروکربن با کیفیت اشتعالی بالا، بالاترین عدد ستان این مقیاس را به خود اختصاص می‌دهد (۱۰۰). یک ایزوستان هپتامتیل نونان (HMN)، که کیفیت اشتعالی پایینی دارد، کمترین عدد این مقیاس را به خود اختصاص می‌دهد (۱۵). بنابراین عدد ستان توسط رابطه‌ی زیر داده می‌شود [۱۹]،

$$CN = (C_{16}H_{34})\% + 0.15 \times (HMN)\% \quad (1)$$

۴.۱. فاکتورهای فیزیکی مؤثر در تأخیر در احتراق

فاکتورهای فیزیکی که بر توسعه‌ی اسپری سوخت و هوای شارژی اثر می‌گذارند، بر تأخیر در احتراق نیز مؤثرند. این کمیت‌ها به طراحی سیستم پاشش سوخت، محافظه‌ی احتراق و شرایط عملکردی موتور بستگی دارند. در این بخش تأخیر در احتراق در طول عملکرد عادی موتور^۱ بررسی شده است.

۱. مقدار پاشش سوخت: برای موتورهای پاشش مستقیم تأخیر در احتراق تقریباً با افزایش مقدار پاشش سوخت، کاهش می‌یابد. چون دمای گازهای باقیمانده و دمای دیواره به دلیل زیاد می‌شود در نتیجه دمای هوای شارژ شده افزایش می‌یابد (خود اشتعالی زود تر رخ می‌دهد).
۲. اندازه ذرات، سرعت پاشش و نرخ پاشش: این کمیت‌ها توسط فشار پاشش، قطر سوراخ انژکتور و نوع نازل و هندسه‌ی آن تعیین می‌شوند. آزمایشات^۲ نشان داده‌اند که هیچ کدام از این فاکتورها تأثیر مهمی بر تأخیر در احتراق ندارند.
۳. فشار و دمای هوای ورودی: دما و فشار هوا از طریق تأثیر بر شرایط شارژ در طول دوره‌ی تأخیر، بر روی تأخیر در احتراق اثر می‌گذارند. شکل زیر تأثیر فشار و دما را به عنوان تابعی از بار موتور نشان می‌دهد. در بازه‌ی دمای زیر K ۱۰۰۰، فشار بالاتر تأخیر در احتراق کمتری دارد. هر متغیری که روی حالت هوای ورودی و حالت شارژ در زمان پاشش تأثیر بگذارد، می‌تواند روی تأخیر در احتراق هم اثر بگذارد. بنابراین برای مثال افزایش نسبت تراکم نیز می‌تواند در کاهش تأخیر در احتراق مؤثر باشد.
۴. سرعت موتور: افزایش سرعت موتور در بار ثابت کاهش کمی در تأخیر در احتراق ایجاد می‌کند. هر چه سرعت افزایش یابد، فشار پاشش بیشتر می‌شود و دمای پیک تراکم هم به دلیل نبودن فرصت کافی برای انتقال حرارت افزایش می‌یابد.
۵. تأثیر دیواره محافظه‌ی احتراق: برخورد اسپری با دیواره به وضوح بر تبخیر و اختلاط سوخت تأثیر می‌گذارد.
۶. نرخ گردش: تغییر در این نرخ، تبخیر سوخت و فرآیند اختلاط را تغییر می‌دهد. علاوه بر این بر روی انتقال حرارت از دیواره و در نتیجه دمای شارژ نیز اثر می‌گذارد. در سرعت‌های پایین موتور (آغاز به کار)، تأثیر این پارامتر مهم تر است.
۷. غلظت اکسیژن: هر چه غلظت اکسیژن کاهش یابد، تأخیر در احتراق افزایش می‌یابد [۱۹].

¹ Fully warm-up

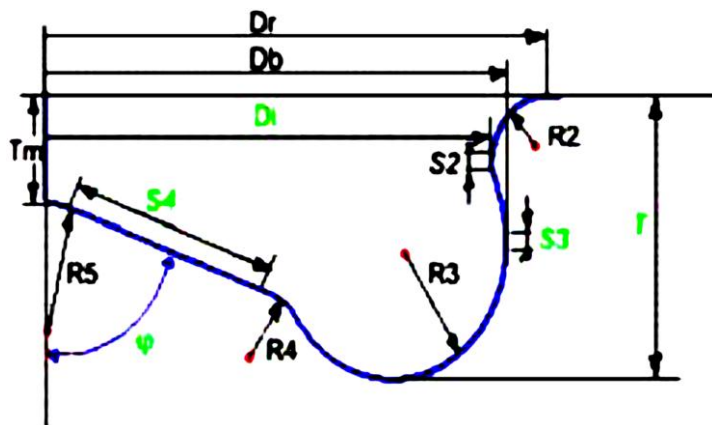
² Lyn and valdmanis

۲. مراحل شبیه سازی

موتوری که برای تحلیل با استفاده از نرم افزار دینامیک سیالات عددی انتخاب شده است، موتور OM 355 می باشد که به عنوان مثال در اتوبوس ها نیز به کار رفته است. برخی از مشخصات این موتور در جدول زیر آورده شده است. شکل سطح فوقانی پیستون یا به عبارت دیگر شکل محفظه ی احتراق، $\omega 1$ در نظر گرفته شده است که در ادامه برخی از مشخصات این طرح آورده شده است.

جدول ۱- مشخصات موتور انتخابی

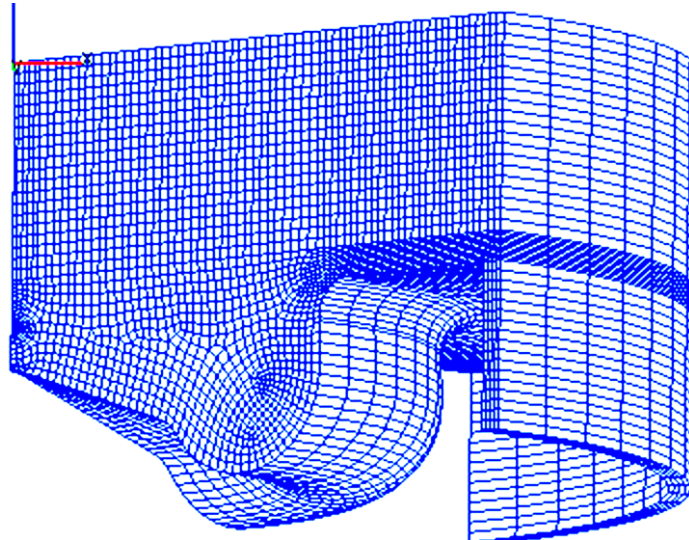
Engine model	OM-355
Number of cylinder	6
Bore	128 mm
Stroke	150 mm
Rod length	280 mm
Compression ratio	16:1
Engine speed	1400 rpm
Number of nozzle orifice \times hole diameter	4 \times 3.1 mm

شکل ۲- نمایی از تاج پیستون $\omega 1$

جدول ۲- مشخصات تاج پیستون

	Omega 1
Tm(mm)	9
Dr(mm)	86.61
Db(mm)	79.21
R2(mm)	3.85
R3(mm)	9.0
R4(mm)	4.92
R5(mm)	5.91
S2(mm)	0.39
Bowel volume(mm ³)	1159.04e-2

در شکل زیر یک قطاع ۹۰ درجه از محفظه ی بالای تاج پیستون به صورت مش بندی شده نمایش داده شده است.



شکل ۳- مش بعد از ۱۲۰ درجه حرکت میل لنگ

۱.۲. الگوهای محاسباتی

روش حجم محدود در دینامیک سیالات محاسباتی برای توصیف رفتار یک ماده در برخورد با محیط اطراف بر اصول کلی بقا برای ویژگی‌های آن ماده متکی می‌باشد. این قوانین هم در جامدات و هم در سیالات به کار می‌روند. هر چند فرمولاسیون اصلی قوانین بقا برای یک جرم ثابت مفیداند (دیدگاه لاگرانژی)، برای توصیف جریان سیال از حجم کنترل (دیدگاه اویلری) استفاده می‌شود. یک استنباط کلی از روش حجم کنترل نیاز است تا انتقال حرارت جا به جایی ناشی از ورود و خروج جریان به حجم کنترل در نظر گرفته شود. توجه شود که تفاوت روش حجم محدود با سایر روش‌های عددی (تفاضل محدود و المان محدود) در این است که در این روش معادلات بقا قبل از گسسته‌سازی روی حجم کنترل محدود انتگرال گرفته می‌شوند.

۲.۲. معادلات بقا

فرم دیفرانسیلی مرسوم برای معادله‌ی بقا به صورت زیر است:

$$\hat{\rho} \frac{D\hat{\phi}}{Dt} = \hat{\rho} \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial t} + \hat{\rho} \hat{U}_j \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial x_j} = \hat{\rho} \hat{\gamma}_m + \frac{\partial \hat{\gamma}_A}{\partial x_j} \quad (2)$$

که در آن D/Dt مشتق مادی است.

معادلات مومنتوم (ناویر-استوکس): $\hat{\phi} = \hat{U}_i$

$$\hat{\rho} \frac{D\hat{U}_i}{Dt} = \hat{\rho} \frac{\partial \hat{U}_i}{\partial t} + \hat{\rho} \hat{U}_j \frac{\partial \hat{U}_i}{\partial x_j} = \hat{\rho} g_i + \frac{\partial \hat{\sigma}_{ij}}{\partial x_j} = \hat{\rho} g_i - \frac{\partial \hat{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial \hat{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \hat{U}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \hat{U}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \quad (3)$$

معادلات انرژی:

$$\hat{\rho} \frac{D\hat{H}}{Dt} = \hat{\rho} \left(\frac{\partial \hat{H}}{\partial t} + \hat{U}_j \frac{\partial \hat{H}}{\partial x_j} \right) = \hat{\rho} \hat{q}_g + \frac{\partial \hat{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\hat{\tau}_{ij} \hat{U}_j) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial \hat{T}}{\partial x_j} \right), \hat{\phi} = \hat{h} + \frac{\hat{U}}{2} \quad (4)$$

معادلات غلظت:

$$\hat{\rho} \frac{D\hat{C}}{Dt} = \hat{\rho} \left(\frac{\partial \hat{C}}{\partial t} + \hat{U}_j \frac{\partial \hat{C}}{\partial x_j} \right) = \hat{\rho} \hat{r} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D \frac{\partial \hat{C}}{\partial x_j} \right), \hat{\phi} = \hat{C} \quad (5)$$

۳.۲. مدل‌های آشفتگی

مدل k-ε پر کاربردترین مدل آشفتگی، به خصوص برای محاسبات صنعتی و استفاده در کدهای دینامیک سیالات محاسباتی است و به صورت عددی برای بازه‌ی وسیعی از جریان‌ها شامل انتقال حرارت، احتراق، سطح آزاد و جریان‌های دوفازی مفید است. با وجود نقاط ضعف فراوانی که در سه دهه‌ی اخیر کشف شده‌اند، به طور کلی مدل k-ε معمولاً پیش‌بینی‌های واقع‌بینانه‌تری از خواص متوسط جریان در اکثر وضعیت‌ها به دست می‌دهد. مدل k-ε شامل معادلات انتقال برای k و ε می‌باشد. معادله‌ی دقیق k از ضرب اسکالر معادله‌ی انتقال برای سرعت نوسانی (Du/Dt) در خود سرعت نوسانی بدست می‌آید،

$$\rho \frac{Dk}{Dt} \equiv \underbrace{\rho \frac{\partial k}{\partial t}}_L + \underbrace{\rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j}}_C = \underbrace{\rho f_i \mu_i}_{\rho G} - \underbrace{\rho u_i u_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j}}_{\rho P} - \underbrace{\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)^2}_{\rho \varepsilon} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho k u_j - p u_i \delta_{ij} \right)}_D \quad (6)$$

معادله‌ی ρDk/Dt دینامیک انرژی جنبشی آشفتگی را توصیف می‌کند. L تغییر موضعی در زمان، C انتقال جابه جایی، P تولید k توسط تغییر شکل جریان (کار تنش‌های توربولانسی مرتبط با تغییر شکل جریان) می‌باشد.

در مدل k-ε، ε از معادله‌ی ε تامین می‌شود. نفوذ ویسکوزیته در فرم دقیق وارد عمل می‌شود اما برای جریان‌های با عدد رینولدز بالا می‌تواند چشم پوشی شود (به جز در نزدیکی دیواره). با استفاده از مدل ویسکوزیته گردابه‌ها (ترم P)، نیروهای حجمی یا نیروی جاذبه در مدل لورنتز (G) و در نظر گرفتن نفوذ آشفتگی، مدل k-ε کامل برای جریان‌های با رینولدز بالا بر روی یک حجم کنترل انتگرال گرفته می‌شود.

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P + G - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (7)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \left(C_{\varepsilon 1} P + C_{\varepsilon 3} G + C_{\varepsilon 4} k \frac{\partial U_k}{\partial x_k} - C_{\varepsilon 2} \varepsilon \right) \frac{\varepsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \quad (8)$$

$$P = -2\mu_t S : S - \frac{2}{3} \left[\mu_t (trS) + k \right] (trS) \quad (9)$$

$$G = - \frac{\mu_t}{\rho \sigma_\rho} \nabla \rho \quad (10)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (11)$$

مقادیر استاندارد ضرایب نیز در جدول زیر آمده است [۲۰].

جدول ۳- مقادیر استاندارد ضرایب در مدل k-ε

C _μ	C _{ε1}	C _{ε2}	C _{ε3}	C _{ε4}	σ _k	σ _ε	σ _ρ
0.09	1.44	1.92	0.8	0.38	1	1.3	0.9

۴.۲. مدل فرآیند احتراق

فرآیند احتراق در این پروژه توسط مدل ادی بریکاپ^۱ تحلیل شده است که یک مدل برای احتراق کنترل شده توربولانس است. این مدل فرض می‌کند که در شعله‌ی آشفته‌ی پیش آمیخته واکنش دهنده‌ها در ریز گردابه‌های مشابهی محصورند و از ریز گردابه‌های شامل محصولات داغ جدا می‌شوند. نرخ تجزیه‌ی این ریز گردابه‌ها نرخ احتراق را مشخص می‌کنند.

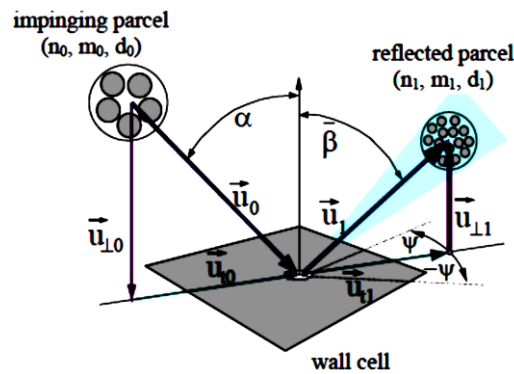
¹ Eddy break-up

$$\overline{\rho \dot{f}_{fu}} = \frac{C_{fu}}{\tau_R} \overline{\rho} \min(\overline{y_{fu}}, \frac{\overline{y_{ox}}}{S}, \frac{C_{pr} \overline{y_{pr}}}{1+S}) \quad (12)$$

دو ترم اول داخل پرانتز سمت راست کمیت محدود کننده را مشخص می کنند و ترم سوم یک احتمال واکنش است که تضمین می کند که شعله در غیاب محصولات داغ منتشر نمی شود. معادله ی بالا شامل سه ثابت است و C_{fu} در موتورهای دیزل از ۳ تا ۲۵ تغییر نمی کند [۲۰].

۵.۲. مدل اسپری، مدل برخورد با دیواره^۱

برخورد قطرات مایع با دیواره می تواند نقش مهمی در موتورهای دیزلی و بنزینی ایفا کند. مخصوصاً برای موتورهای دیزل با قطر سیلندر کوچک، فاصله ی بین انژکتور و تاج پیستون می تواند خیلی کوچک باشد تا حدی که بخش زیادی از سوخت وقتی به دیواره برخورد می کند، اتمیزه یا تبخیر نشود. این تأثیرات فرآیند احتراق و در نتیجه آلاینده های محصول، به عنوان یک احتراق ناقص در مجاورت دیواره، آلاینده ی HC و ذرات دوده ی زیادی نتیجه خواهند داد. رفتار قطره در برخورد با دیواره به چندین پارامتر مانند سرعت قطره، قطر قطره، خواص قطره، سختی سطح دیواره و دمای دیواره بستگی دارد. در مدل walljet0/walljet1/walljet2 اصول بر مبنای مدل برخورد اسپری - دیواره ی نابر و ریتز می باشد. مفهوم این مدل این است که در شرایط کاری موتور یک لایه بخار زیر قطرات تشکیل می شود که باعث جهش یا لغزش آن ها در امتداد دیواره می شود. این مدل فیزیک فیلم دیواره را به شمار نمی آورد. در مدل به کار گرفته شده جت سوخت مایع بسته به عدد وبر یکی از دو پیامد جهش یا انعکاس را تجربه می کند. معیار گذار بین این دو وضعیت توسط عدد وبر بحرانی توصیف می شود که آن را 80 در نظر می گیرند.



شکل ۴- برخورد قطرات با دیواره

در حالت walljet0 هیچ تجزیه ای بعد از برخورد به دیواره صورت نمی گیرد. زاویه ی انعکاس β بین صفر تا 5 درجه تغییر می کند. این حالت زمانی که سرعت قطرات خیلی زیاد نیست و اسپری توسعه یافته است، نتایج خوبی به دست می دهد. در حالت walljet1 قطر قطره بعد از برخورد با دیواره در هر دو رژیم تابعی از عدد وبر می باشد. این وابستگی در ادامه نشان داده شده است،

$$\begin{aligned} We < 50 & \quad d_1 = d_0 \\ 50 \leq We \leq 300 & \quad d_1 = d_0 \times f(We_{\perp lin}) \\ We > 300 & \quad d_1 = 0.2d_0 \end{aligned} \quad (13)$$

زاویه ی انعکاس β نیز بین صفر تا 5 درجه تغییر می نماید. در حالت walljet2 قطر قطره بعد از برخورد با دیواره از معیارهای زیر محاسبه می شود:

¹ Spray wall interaction

$$\begin{aligned}
 We \leq 50 & \quad d_1 = d_0 \\
 50 < We \leq 300 & \quad d_1 = d_0 \times \left\{ 1 - \frac{(We_{\text{lin}} - 50)}{500} \right\} \\
 We > 300 & \quad d_1 = 0.5d_0
 \end{aligned} \tag{۱۴}$$

زاویه‌ی انعکاس β در این حالت بین صفر تا ۱۸ درجه تغییر می‌کند. قابل ذکر است که حالات walljet1/walljet2 برای در نظر گرفتن تأثیر متمیزه شدن در برخورد با دیواره می‌باشد که البته در انجام محاسبات با نرم افزار از حالت walljet1 استفاده شده است [۲۰].

۶.۲. مدل تبخیر سوخت

مرحله‌ی تبخیر و به ویژه نرخ تبخیر سوخت به عنوان یک عامل بحرانی و تعیین کننده در احتراق دیزل مطرح می‌باشد به طوری که مراحل اولیه‌ی احتراق به شدت تحت تأثیر این فرایند قرار می‌گیرد. به طور کلی دو رویکرد متفاوت را می‌توان برای تبخیر ذرات سوخت به صورت تابعی از زمان در نظر گرفت. رویکرد اول به الگوهای غیردائم بر می‌گردد که در آن فاز مایع به صورت ذرات کروی شکل به همراه تغییرات (گرادیان) خواص ترمودینامیکی در جهت شعاعی در نظر گرفته می‌شود. در حالت پیشرفته تر فرض کروی بودن ذرات سوخت تا پایان عمر آنها حذف می‌شود و از هندسه‌های متفاوتی با توجه به میدان‌های فشار و جریان استفاده می‌شود. رویکرد دوم استفاده از الگوهای شبه پایدار است که خواص ترمودینامیکی ثابتی را برای کل حجم ذرات سوخت و لایه‌های مرزی اطراف آنها در نظر می‌گیرند. 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 می‌دهد، که فرآیند اخیر باعث تبخیر فاز مایع از طریق جابه جایی و نفوذ می‌گردد. در کل این فرآیندها شکل ذرات سوخت به صورت کروی باقی می‌ماند. مطالعات انجام شده نشان می‌دهند که در شرایط موجود در موتور دیزل، تفاوت دمایی میان سطح و مرکز ذرات سوخت تنها ۵ درصد می‌باشد. چنین رفتاری با توجه به این که عمر یک قطره سوخت چندین برابر بزرگتر از مقیاس زمانی است که در طول آن خواص ترمودینامیکی تغییر می‌کنند، قابل توجیه است. مدل تبخیر مورد استفاده در نرم افزار Dukowicz می‌باشد [۲۱].

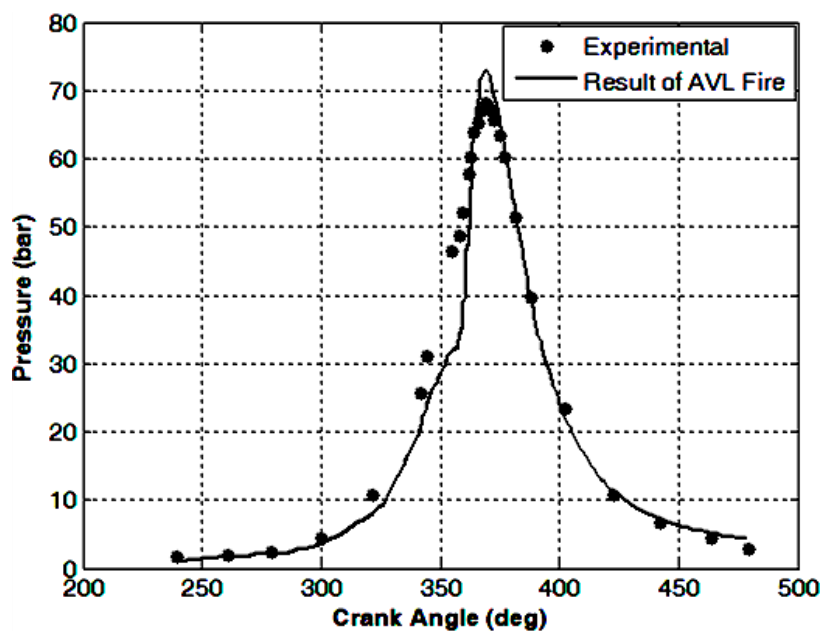
۳. بحث و بررسی نتایج

۱.۳. مقایسه نتایج روش حاضر با نتایج تجربی

جهت اعتبار سنجی شبیه‌سازی انجام شده با استفاده از نرم افزار AVL Fire از داده‌های تجربی موجود در مرجع [۲۲] استفاده شده است. همان‌طور که در شکل ۵ مشاهده می‌شود نتایج حاصل از حل عددی شبیه‌سازی شده تطابق قابل قبولی با داده‌های تجربی دارد. شرایط عملکرد موتور، که تحت عنوان شرایط اولیه و مرزی به نرم افزار داده می‌شود، در جدول ۴ آورده شده است.

جدول ۴- شرایط عملکرد موتور [۲۳]

۱۶ BTDC	زمان شروع پاشش
۱۲۰ BTDC	زمان بستن سوپاپ ورودی
۱/۱ bar	فشار هوای داخل سیلندر در لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی
۳۰۱ K	دمای هوای داخل سیلندر در لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی
۱۴۰۰ rpm	سرعت موتور
۳۵۳ K	دمای سوخت
۱۱۶ ATDC	زمان باز شدن سوپاپ خروجی
۵۹۰ K	دمای سرسیلندر
۵۸۰ K	دمای دیواره سیلندر
۶۰۰ K	دمای پیستون

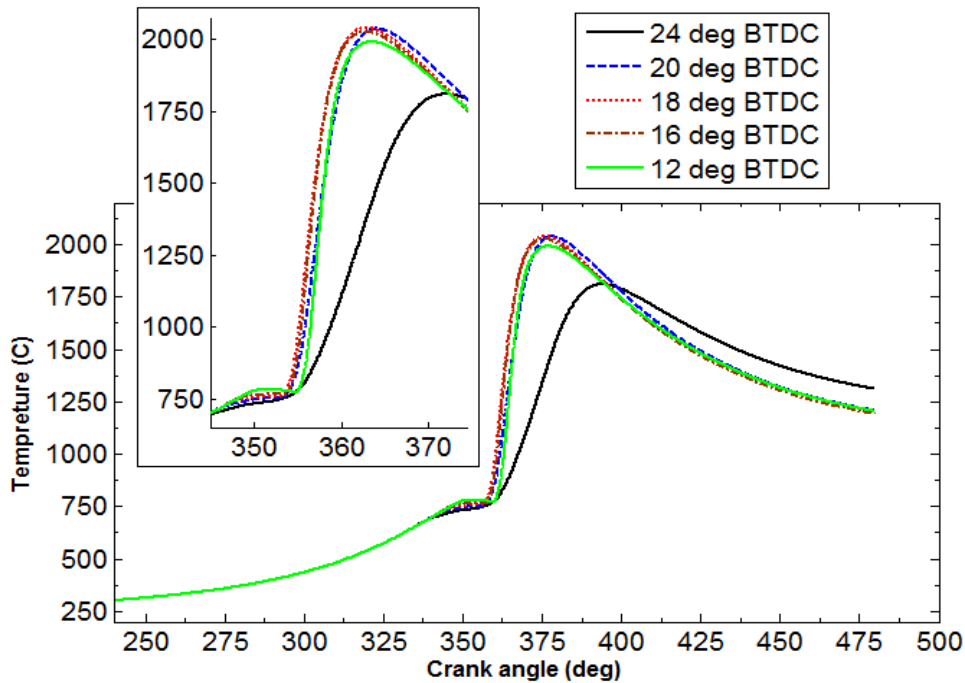


شکل ۵- مقایسه فشار محفظه استوانه ای سیلندر برای نتایج شبیه سازی و داده‌های تجربی [۲۲]

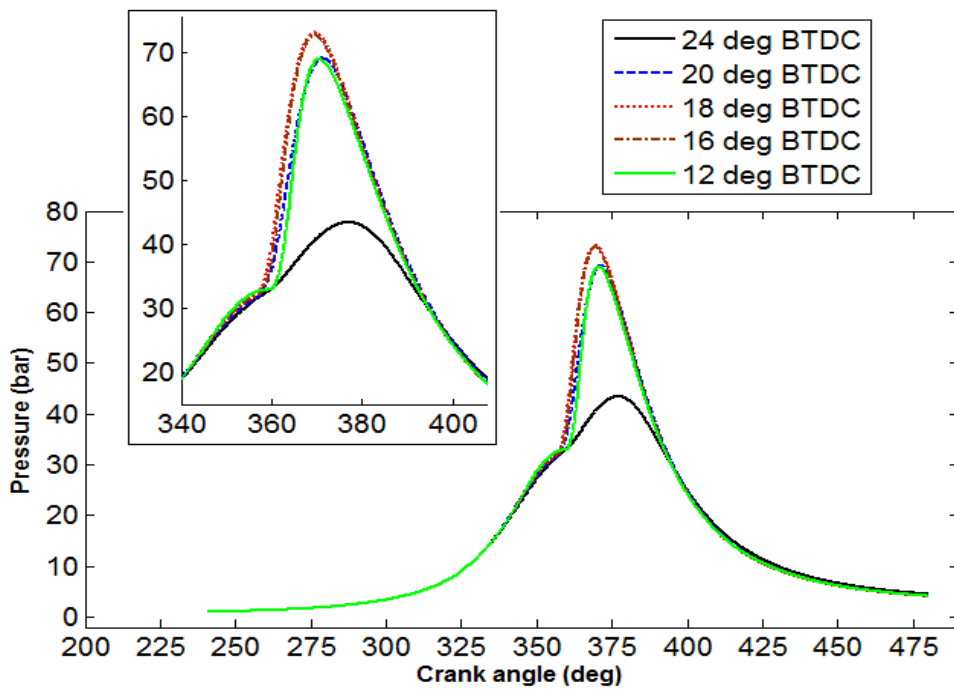
۲.۳. بررسی تأخیر در احتراق

پس از این که شرایط اولیه و مرزی (دمای محیط، فشار محیط، دمای دیواره و ...) تعریف شد و معادلات حاکم در هر بخش مشخص گردید، می‌توان زاویه‌ی شروع و پایان پاشش سوخت را وارد نموده و تحلیل را آغاز کرد. البته برای این که بتوان فقط تأثیر زاویه‌ی پاشش سوخت را بر تأخیر در احتراق بررسی کرد باید در نظر داشت که در هر مرحله از تحلیل، برای زوایای مختلف پاشش، مقدار جرم سوخت پاشیده شده و طول زمان پاشش (۱۸ CA) نیز یکسان باشد. همچنین واضح است که سرعت موتور یا مواردی از قبیل محل انژکتور، قطر سوراخ انژکتور و نحوه‌ی قرارگیری انژکتور نیز باید در تمام موارد مشابه باشد. تنها تغییری که هر مرحله نسبت به قبل ایجاد می‌شود این است که چون با تغییر زاویه‌ی پاشش، زمان شروع احتراق هم تغییر می‌کند باید گام‌های پیش روی را در هر مرحله طوری تعیین کرد که در اطراف زوایای مربوط به احتراق تحلیل‌ها دقیق تر انجام شوند. برای مثال می‌توان این گام را در بازه‌ی مورد نظر برابر با ۰.۱ درجه حرکت میل لنگ در نظر گرفت. در ادامه منحنی‌های تغییرات دما، فشار، نرخ گرمای آزاد شده و مقدار سوخت پاشیده شده بر حسب زاویه‌ی میل لنگ برای زوایای

شروع پاشش سوخت ۳۳۶، ۳۴۰، ۳۴۲، ۳۴۴ و ۳۴۸ درجه‌ی میل‌لنگ رسم شده است. در شکل‌های ۶ و ۷ به ترتیب دما و فشار برحسب زاویه میل‌لنگ در زوایای مختلف شروع پاشش رسم شده است. دیده می‌شود که با نزدیک شدن زاویه‌ی شروع پاشش به مرگ بالا ماکزیمم فشار و دما افزایش یافته است. تفاوت در منحنی مربوط به پاشش در ۲۴ درجه قبل از مرگ بالا با سایر منحنی‌ها در این است که چون در این حالت مخلوط نسبت به حالات دیگر کمتر متراکم شده و در نتیجه دما و فشار کمتری دارد، علاوه بر این که دیرتر به اشتعال می‌رسد، احتراق هم آهسته تر پخش می‌شود و لذا دما و فشار نهایی پایین تر خواهد بود.

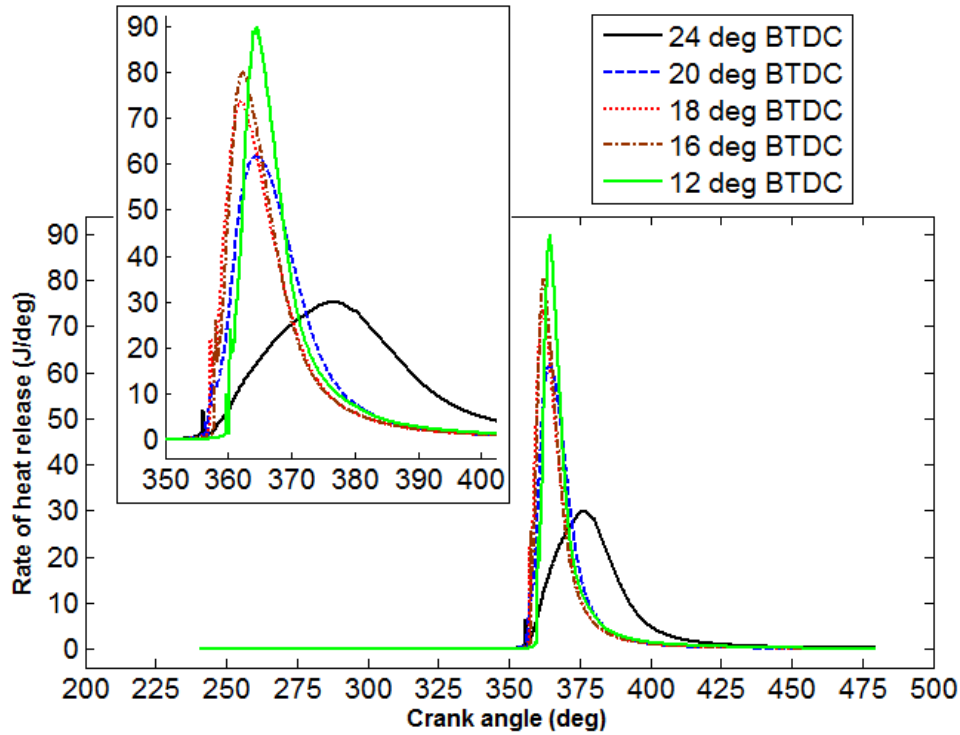


شکل ۶- تغییرات دما برحسب درجه میل‌لنگ در زوایای مختلف شروع پاشش

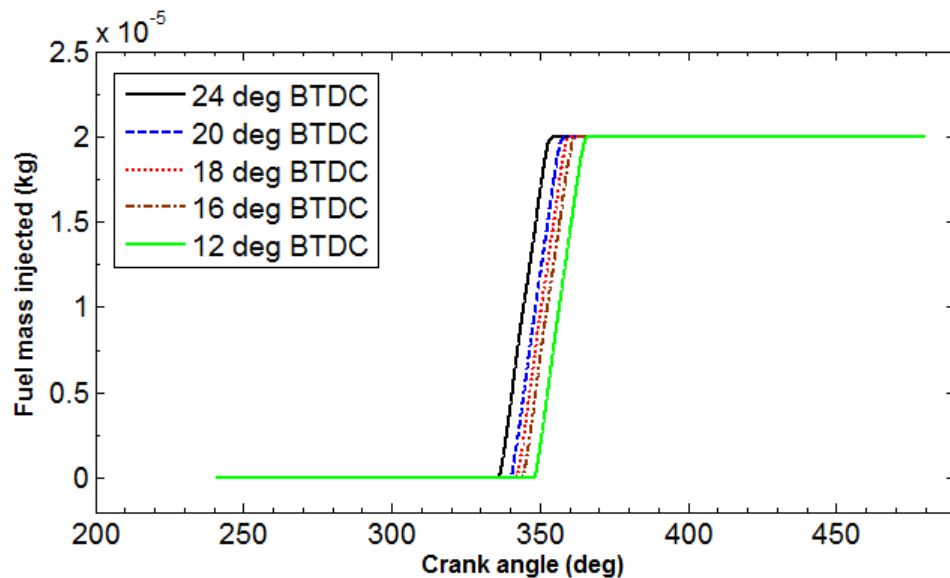


شکل ۷- تغییرات فشار برحسب درجه میل‌لنگ در زوایای مختلف شروع پاشش

شکل ۸ تغییرات نرخ حرارت آزاد شده را بر حسب درجه میل لنگ و برای زوایای مختلف پاشش نشان می‌دهد. تغییرات این نمودار می‌تواند نشان‌دهنده زمان شروع احتراق باشد. درجه‌ای از میل لنگ که در آن شیب نمودار به سرعت شروع به ازدیاد نموده است در واقع محل شروع احتراق می‌باشد. تطابق ترتیب نمودارهای با زوایای شروع متفاوت، با دو نمودار دما و فشار نیز موید این مطلب است. در شکل ۹ مقدار سوخت پاشیده شده به داخل سیلندر برای زوایای مختلف شروع پاشش رسم شده است. چون بناست که فقط تغییرات پارامترها با تغییر شروع زاویه پاشش بررسی گردد، لذا مقدار پاشش سوخت و نرخ پاشش آن در همه حالات یکسان در نظر گرفته شده و فقط زاویه شروع پاشش تغییر یافته است.



شکل ۸- نمودار نرخ حرارت آزاد شده بر حسب درجه میل لنگ در زوایای مختلف شروع پاشش



شکل ۹- نمودار مقدار سوخت پاشیده شده بر حسب درجه میل لنگ در زوایای مختلف شروع پاشش

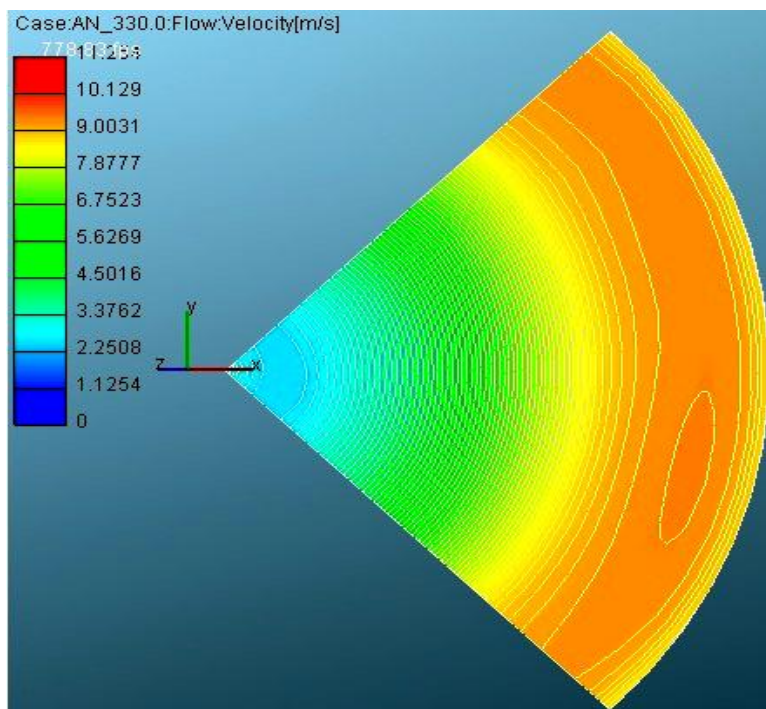
در جدول زیر زوایای مربوط به شروع پاشش، شروع احتراق و طول دوره تأخیر در احتراق، جهت درک بهتر، آورده شده است.

جدول ۵- زوایای مربوط به شروع پاشش، شروع احتراق و طول دوره تأخیر در احتراق

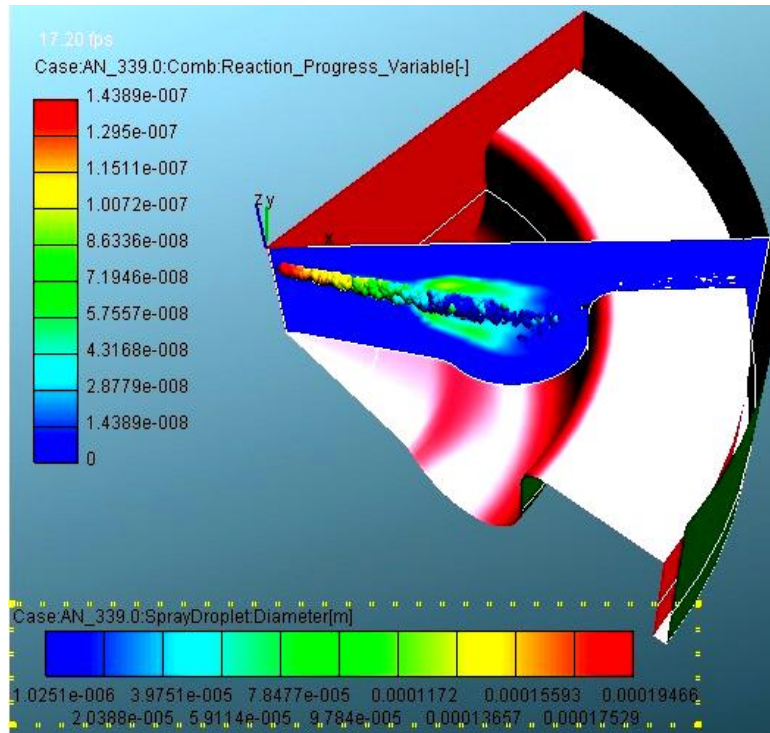
طول دوره تأخیر در احتراق (درجه میل لنگ)	شروع احتراق (درجه میل لنگ)	شروع پاشش (درجه میل لنگ)
۲۰	۳۵۶	۳۳۶
۱۷	۳۵۷	۳۴۰
۱۵	۳۵۷	۳۴۲
۱۴	۳۵۸	۳۴۴
۱۲	۳۶۰	۳۴۸

۳.۳. نمای برش خورده سیلندر

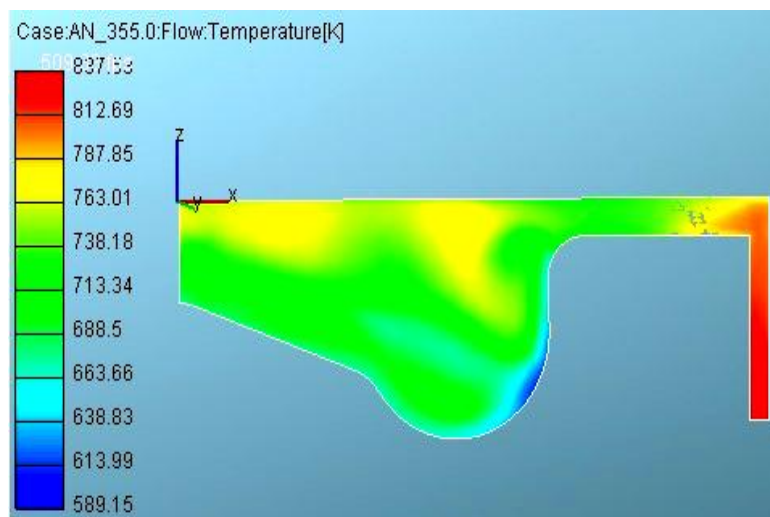
اشکال زیر وضعیت داخل سیلندر را برای شروع پاشش سوخت در ۳۳۶ درجه میل لنگ نمایش می دهند. وضعیت دما و فشار و سایر پارامترهای موتور همانند جدول ۵ بوده و فقط زاویه شروع پاشش سوخت تغییر نموده است. شکل ۱۰ سرعت جریان هوا را در داخل سیلندر در زاویه ۳۳۰ درجه میل لنگ و برحسب متر بر ثانیه نشان می دهد. شکل ۱۱ اسپری سوخت به داخل سیلندر سه درجه بعد از شروع پاشش را نشان می دهد. قطر قطرات سوخت و پیشرفت واکنش احتراقی نیز بر روی این شکل به تصویر کشیده شده است. شکل ۱۲ توزیع دمای داخل سیلندر را بر حسب کلونین نشان می دهد. نمای برش خورده مربوط به وضعیت محافظه‌ی احتراق در ۵ درجه قبل از مرگ بالا می باشد. شروع احتراق، شروع بالا رفتن ناگهانی دما و آزادسازی انرژی در نظر گرفته شده است.



شکل ۱۰- وضعیت سرعت جریان هوا در داخل سیلندر در زاویه ۳۳۰ درجه میل لنگ بر حسب متر بر ثانیه



شکل ۱۱- اسپری سوخت به داخل سیلندر سه درجه بعد از شروع پاشش



شکل ۱۲- دمای داخل سیلندر یک درجه قبل از شروع احتراق

۴. نتیجه گیری کلی

با توجه به نمودارهای بالا و همچنین نتایج حاصل از انجام آزمایشات [۱۲] کمترین تأخیر در احتراق با پاشش در حدود ۱۰ الی ۱۵ درجه قبل از مرگ بالا رخ می دهد. افزایش تأخیر در احتراق ناشی از پاشش زود یا دیر به دلیل تغییر قابل توجه در فشار و دمای هوا رخ می دهد (در نزدیکی مرگ بالا). اگر پاشش زودتر شروع شود، فشار و دمای هوا کمتر است و در نتیجه تأخیر در احتراق افزایش می یابد. اگر پاشش دیرتر آغاز شود، دما و فشار در ابتدا کمی زیاد هستند ولی با پیش رفت تأخیر کاهش می یابد. قابل ذکر است که اگر چه با شروع پاشش در ۳۴۸ درجه میل لنگ تأخیر در احتراق کم است (در بازه ۱۰ الی ۱۵ درجه قبل از مرگ بالا نیز هست)، ولی آغاز احتراق درست در مرگ بالا رخ می دهد. به عبارت دیگر احتراق در فرآیند انبساط رخ می دهد. نتیجه‌ی چنین احتراقی می تواند گرم شدن بیش از اندازه‌ی گازهای خروجی از اگزوز که نشان دهنده‌ی

هدر رفتن بخش زیادی از انرژی احتراق است، باشد. پس تنها داشتن تأخیر در احتراق کم، نمی تواند مزیتی برای موتور باشد. به طور کلی در بین زوایای انتخاب شده برای تحلیل، هرچه زاویه پاشش به مرگ بالا نزدیک تر شده است تأخیر در احتراق کاهش یافته است. دلیل آن می تواند افزایش فشار و دمای هوا قبل از پاشش باشد (هرچه پیستون بیشتر به مرگ بالا نزدیک شود هوا متراکم تر شده و فشار و دمای آن بیشتر می شود)، که در نتیجه آن مخلوط سوخت و هوا پس از پاشش زودتر به خود اشتعالی می رسد.

۵. علائم، نشانه ها و ارقام

y_{pr}	کسر جرمی محصولات	C	غلظت جرمی
y_{fu}	کسر جرمی سوخت	C_i	ضریب ثابت
α	زاویه ی برخورد ذرات سوخت به دیوار	C_{ei}	ضریب ثابت
β	زاویه ی انعکاس ذرات سوخت از دیوار	C_{μ}	ضریب ثابت
γ_a	نماد نفوذ محلی	C_{pr}	ضریب تجربی محصولات
ρ	چگالی	C_{fu}	ضریب تجربی سوخت
μ	ضریب ویسکوزیته	D	ضریب نفوذ مولکولی برای یک ذره
μ_t	ضریب ویسکوزیته توربولانسی	d	قطر متوسط ذرات دوده
λ	نسبت هوای در دسترس	d_l	قطر ذرات سوخت قبل از برخورد به دیوار
λ	ضریب هدایت حرارتی	d_o	قطر ذرات سوخت بعد از برخورد به دیوار
Λ	طول موج	G	نیروی جاذبه
ω	سرعت چرخش	g	شتاب گرانش زمین
Ω	نرخ رشد موج	H	انرژی
ϕ	نسبت هم ارزی	h	آنتالپی
$\hat{\phi}$	خاصیت شدتی	K	انرژی جنبشی توربولانسی
ε	نرخ اتلاف	k	نسبت گرمای ویژه
ε_{ij}	تانسور یکه	CN	عدد ستان
σ_k	عدد پراوتل اشمیت برای انرژی جنبشی	n_R	تعداد دور میل لنگ به ازای یک سیکل
σ_ε	ضریب ثابت	P	فشار
σ_p	ضریب ثابت	q	شار حرارتی
σ_x	ضریب ثابت	r	نسبت تراکم
σ_{ij}	تانسور تنش	r'	نرخ مصرف سوخت
δ_{ij}	تانسور یکه	S	پارامتر کرنش بدون بعد
τ_R	مقیاس زمانی اختلاط توربولانسی	T	دما
τ_{ij}	تانسور تنش برشی	\hat{U}	سرعت موضعی
τ_{id}	تأخیر در احتراق	We	عدد وبر
		y_{ox}	کسر جرمی اکسیژن

۶. مراجع

۱. چگینی، غلامرضا، مدل تاخیر اشتعال در موتورهای دیزلی پاشش مستقیم. پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه تربیت مدرس، ۱۳۷۶.

1. Pedersen P.S., Qwale B., "A model for the physical part of the ignition delay in a diesel engine", SAE Paper 740716, 1974.

2. Lee C.S., Choi N.J., "A study on the variations of combustion characteristics in diesel engine", SAE Paper 911245, 1991.

3. Henein N. A., Bolt J. A., "Ignition delay in diesel engines", SAE paper 670007, 1986.
4. Miwa K. H., Kegami X. I., "Ignition delay meter for diesel engine", J. JSME, Vol. 7, No. 1, pp. 26-32, 1986.
5. Walki M., "Fuel evaporation and ignition lag in diesel combustion", SAE Progress in Technology, Vol. 11, pp. 110-117, 1967.
6. Andree A., Pachenegg S.J., "Ignition conditions in diesel engines", SAE Paper 690253, 1969.
7. Ghobadian B., "A parametric study on diesel engine noise", Ph.D., Thesis, Roorkee university, INDIA, 1994.
8. Tizared H.T., Pye D.R., "Experiments on the ignition of gases by sudden compression", J. Philosophical Magazine, Vol. 44, pp. 79-121, 1992.
9. Starkman E., "Ignition delay in diesel engines", J. American Institute of Chemical Engineering, Vol. 42, pp. 107-120, 1946.
10. Hurn R. W., Hughes K.J., "Combustion characteristics of diesel fuels as measured in a constant volume bomb", SAE Quarterly Trans, Vol. 6, pp. 24-35, 1952.
11. Reddy P.R., Krisna D.M., Mallan G.K.R., "Evaluation of combustion parameters in direct injection diesel engine-an easy and reliable method", SAE Paper 930605, 1993.
12. Kobori S., Kamimoto T., and Aradi, A.A., "A study of ignition delay of diesel fuel sprays", International Journal of Engine Research, Vol.1, No. 1, pp. 29-39, 2000.
13. Bobba M.K., Genzale C.L., and Musculus, M.P., "Effect of ignition delay on in-cylinder soot characteristics of a heavy duty diesel engine operating at low temperature conditions", SAE International Journal of Engines, Vol. 2, pp. 911-924, 2009.
14. Shahabuddin M., Liaquat A.M., Masjuki H.H., Kalam M.A., and Mofijur M., "Ignition delay, combustion and emission characteristics of diesel engine fueled with biodiesel", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 21, pp. 623-632, 2013.
15. Aldhaidhawi M., Chiriac R., and Badescu V., "Ignition delay, combustion and emission characteristics of Diesel engine fueled with rapeseed biodiesel—A literature review", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 73, pp. 178-186, 2017.
16. Charles Fayette Taylor, The internal combustion engine in theory and practice, volume 2, The M.I.T. Press, 1973.
17. Rothrock and Waldorn, "Some Effect of Injection Advance Angle, Engine- Jacket Temperature, and speed on combustion in a compression-Ignition Engine", NACA TR 525, 1984.
18. Heywood J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988.
19. AVL Fire manual, Fire_v83_CFD_Solver pdf.
20. Rocco. V., "Results of Guasi-Steady Evaporation Model Applied to Multi-Dimensional DI Diesel Combustion Simulation", 1993, SAE Paper 930071.
21. J.Ghafouri, M.M.Doustdar, V.Pirouzpanah, "Numerical simulation of a DI diesel engine in full and in partial loads", 1387.
22. H.C. Gerrish F. Voss, Influence of several factors on ignition lag in compression – ignition engine, NACA T.N.434. 1932