

بررسی رفتار شعله گاز طبیعی در محفظه احتراق یک موتور اشتعال جرقه‌ای

جعفر پاشائی^۱ و رحیم خوشبختی سرای^۲

۱- دانشجوی دکترا، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، j_pashaei@sut.ac.ir

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز (نویسنده مخاطب)، khoshbakhti@sut.ac.ir

(تاریخ دریافت: ۹۵/۹/۲۱، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۵/۱۲/۲۵، پذیرش: ۹۶/۲/۹)

چکیده: فرایند آزادسازی انرژی در موتورهای اشتعال جرقه‌ای رابطه مستقیمی با روند گسترش شعله در محفظه احتراق دارد. در این تحقیق، با شبیه‌سازی فرایند احتراق گاز طبیعی در یک موتور اشتعال جرقه‌ای، با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، رفتار شعله در نزدیک دیواره‌ها و دور از آن بررسی شده است. آزمون‌های تجربی در دوره‌های مختلف و با تغییر زاویه جرقه‌زنی انجام شده است. شبیه‌سازی به صورت چرخه بسته بوده و نتایج مدل با داده‌های تجربی اعتباردهی شده، که از دقت مناسبی برخوردار است. نتایج نشان می‌دهد، با قرارگرفتن جرقه شمع در خارج از مرکز هندسی سرسیلندر، فرض گسترش شعله به صورت کره‌های هم‌مرکز صحیح نیست و دیواره نزدیک شعله، جلوی پیشروی آن را گرفته و سطح شعله از حالت کروی خارج می‌شود. پیشروی شعله متلاطم گاز طبیعی در سه مرحله انجام می‌گیرد: ۱- گسترش اولیه سطح شعله با شتاب زیاد که ۱۵ درصد جرم سوخت، با شیب آهنگ آزادسازی انرژی بالا، در این مرحله می‌سوزد. ۲- بعد از برخورد سطح شعله با کف پیستون، آهنگ سوختن با نرخ تقریباً ثابت ادامه می‌یابد. ۳۰ درصد جرم سوخت در حالت شمع خارج از مرکز و ۵۰ درصد سوخت در حالت شمع مرکز، در این مرحله می‌سوزد. ۳- کاهش شتاب گسترش شعله بعد از برخورد سطح شعله با دیواره‌های جانبی که ۵۵ درصد جرم سوخت در حالت شمع خارج از مرکز و ۳۵ درصد در حالت شمع در مرکز، در این مرحله می‌سوزد.

کلیدواژگان: موتور اشتعال جرقه‌ای، گاز طبیعی، سطح شعله، دیواره، دینامیک سیالات محاسباتی

مقدمه

با پیشرفت جوامع بشری و نیاز روزافزون به استفاده از موتورهای احتراق داخلی در صنایع مختلف، تلاش‌های گسترده‌ای جهت بهینه‌سازی عملکرد این موتورها با هدف افزایش بازده، کاهش مصرف سوخت و کاهش سطح آلاینده‌گی صورت گرفته است [۱]. مطالعه دقیق فرایند احتراق موتورهای درونسوز می‌تواند کمک موثری در دستیابی به اهداف ذکرشده داشته باشد. با توجه به هزینه بالای آزمایش‌های تجربی و افزایش قدرت پردازش رایانه‌ها، روش‌های شبیه‌سازی روزبه‌روز بیشتر مورد اقبال محققان صنعت موتور قرار می‌گیرد. از طرفی استفاده از سوخت‌های جایگزین مانند گاز طبیعی در موتورهای اشتعال جرقه‌ای ثابت با کاربردهای موتور ژنراتور برق، تولید همزمان برق و حرارت^۱ و غیره اهمیت استراتژیک در کشورمان دارد [۲]. برای ایجاد مدل شبیه‌سازی شده قابل اطمینان در موتورهای اشتعال جرقه‌ای، باید پیش‌بینی دقیقی از میزان آهنگ آزادسازی انرژی صورت پذیرد. سطح جبهه شعله و سرعت پیشروی شعله از پارامترهای اساسی در تعیین آهنگ آزادسازی انرژی است. افزایش مساحت جبهه شعله و کمینه‌کردن تماس با دیواره‌ها یکی از راه‌کارهای اصلی افزایش نرخ سوختن در موتورهای اشتعال جرقه‌ای است [۳]. لذا، بررسی دقیق رفتار شعله گاز طبیعی در محفظه احتراق موتور اشتعال جرقه‌ای امری ضروری است. ریتز و همکاران [۴] تاثیر انتقال حرارت الکتروود بر تشکیل هسته اولیه شعله موتور را به‌وسیله کد KIVA-3V بررسی کردند. آن‌ها، برای جرقه، از یک مدل کرنل شعله گسسته^۲ با فرض میدان لاگرانژی و برای احتراق، از مدل مقیاس زمانی مشخصه

1. Combined Heat and Power

2. Discrete Particle Ignition Kernel (DPIK) model

استفاده کردند. نتایج کار آن‌ها نشان داد که انتقال حرارت الکتروود نقش مهمی در تشکیل هسته‌های اولیه شعله در مخلوط‌های خیلی فقیر و خیلی غنی دارد. گولدر و همکاران [۵] مفهوم "شعله‌های کوچک با سوختن آرام"^۱ در سطح شعله‌های پیش‌آمیخته متلاطم را بررسی کردند. بر اساس نتایج کار آن‌ها، فرض اینکه سطح شعله‌های پیش‌آمیخته متلاطم به صورت سطوح اسکالر خواص ثابت‌اند، تنها در محدوده کوچکی از شرایط کارکردی موتور، صادق است. فوچر و همکاران [۶]، با بررسی تجربی سطح شعله در یک موتور با پیستون شفاف در دوره‌های پایین، بعد برخال^۲ سطح شعله در نزدیکی پیستون را مطالعه کردند. براساس کار آن‌ها، بعد برخال سطح شعله در فاصله ۲۵ میلی‌متر از پیستون با آهنگ بالا تغییر می‌کند. روت و همکاران [۷]، با نصب سنسورهای فشار در بخش‌های مختلف محفظه احتراق، پدیده کوبش، محل و شدت آن را بر آهنگ پیشروی شعله و نرخ آزادسازی انرژی در یک موتور اشتعال جرقه‌ای بررسی کردند. کاواهارا و همکاران [۸]، با استفاده از یک حسگر نوری جدید، گسترش شعله، سرعت پیشروی و ضخامت آن را در نسبت‌های مختلف سوخت و هوا به صورت تجربی در یک موتور بنزینی مطالعه کردند. براساس نتایج کار آن‌ها، دقت حسگر نوری جدید در مقایسه با نمونه‌های متداول قبلی در حد مطلوب است. بوزا و همکاران [۹]، با استفاده از تصویربرداری از واکنش گونه‌های رادیکال در احتراق، با تکنیک پرتوافشانی نور ماورابنفش، ضمن بررسی جبهه شعله، دقت مدل‌های احتراق برخال را با نتایج تجربی مقایسه کردند و بعد برخال مدل احتراقی را در نزدیک دیواره با اضافه کردن تابعی از متغیرهای دور موتور و شعاع شعله بهبود دادند. اسمالوود و همکاران [۱۰]، در شدت‌های آشفته‌گی بالا، مشخصات جبهه شعله پیش‌آمیخته متلاطم پروپان-هوا را به صورت تجربی بررسی کردند. براساس نتایج کار آن‌ها، آهنگ سوختن شعله متلاطم با استفاده از پارامترهای هندسه برخال برای شدت‌های تلاطم کمتر از ۶ با نتایج تجربی مطابقت خوبی دارد. کوهه و همکاران [۱۱] مشخصات برخالی شعله پیش‌آمیخته متلاطم گاز طبیعی غنی‌شده با هیدروژن را در فشارهای محیط ۰/۱، ۰/۳ و ۰/۵ مگاپاسکال و نسبت‌های هم‌ارزی ۰/۶، ۰/۷ و ۰/۸ به صورت تجربی در یک مشعل بنسون^۳ بررسی کرده و مشخصات مقیاس‌های طولی و بعد برخالی سطح شعله را استخراج کردند. بعد برخال، با افزایش نسبت هم‌ارزی در فشار محیطی ثابت، افزایش می‌یابد. همچنین، با افزایش فشار محیط، بعد برخال افزایش یافته و مقیاس‌های طولی تلاطم کاهش می‌یابد. چاکراواری و همکاران [۱۲]، با توسعه یک مدل ترمودینامیکی دو منطقه‌ای و کوپل آن با زیرمدل گسترش شعله، تغییرات چرخه به چرخه مدل اشتعال جرقه‌ای با سوخت بنزین را در نسبت‌های هوا به سوخت فقیر مطالعه کردند. در نسبت‌های هم‌ارزی کمتر از ۰/۷۳، احتراق از رژیم شعله‌های کوچک به رژیم کاملاً توزیع‌یافته تغییر پیدا می‌کند. چاتا کودا و همکاران [۱۳]، با استفاده از روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ^۴، سطح چین‌دار شعله‌های پیش‌آمیخته متلاطم را در یک منطقه واکنش باریک^۵ شبیه‌سازی کرده و در داخل مدل احتراق برخال اعمال کردند. ریواس و همکاران [۱۴]، با توسعه یک زیرمدل، برهم‌کنش دیواره و شعله را در یک موتور اشتعال جرقه‌ای بررسی کردند. زیرمدل ارائه‌شده براساس نتایج استخراج‌شده از یک مدل طراحی به کمک رایانه^۶ بوده و در نهایت، به عنوان یک تابع بی‌بعد در آهنگ سوختن، ضرب می‌شود. جهت اعتبارسنجی از نتایج یک موتور ۴ سیلندر اشتعال جرقه‌ای استفاده شده و معیار اعتبارسنجی مقایسه نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده فشار داخل محفظه و آهنگ آزادسازی انرژی در نظر گرفته شده است. براساس نتایج کار ریواس، شعله در فاصله‌ای معادل نصف مقیاس طولی انتگرال از دیواره، تحت تاثیر دیواره قرار می‌گیرد. لیو و همکاران [۱۵]، با استفاده از یک کد چندمنطقه‌ای، آهنگ سوختن جرم در موتور اشتعال جرقه‌ای را در زوایای مختلف میل‌لنگ مطالعه کردند. آن‌ها در کار خود از یک رابطه نیمه‌تجربی برای محاسبه شدت تلاطم و مقیاس طولی انتگرال استفاده کردند. نتایج کار آن‌ها نشان می‌دهد که کشیدگی سطح شعله وابستگی شدیدی به عدد لوییس دارد. همچنین، بیش از دوسوم سوخت در نزدیکی دیواره‌ها، در حالی که شتاب گسترش شعله در حال کاهش است، می‌سوزد.

1. Laminar Flamelets
2. Fractal Dimension
3. Bunsen Burner
4. Large Eddy Simulation
5. Thin Reaction Regime
6. Computer Aided Design

با بررسی مطالعات صورت گرفته در ادبیات فن، بررسی شعله گاز طبیعی در یک موتور اشتعال جرقه‌ای، شناسایی نقاط برخورد جبهه شعله سوخت گاز به دیواره‌ها و تاثیر دیواره بر آهنگ آزادسازی انرژی ضرورت دارد. از این رو، در این مقاله، با در نظر گرفتن برهم کنش میدان آشفستگی جریان داخل سیلندر-شعله و تاثیر دیواره-شعله، رفتار شعله گاز طبیعی در محفظه احتراق یک موتور اشتعال جرقه‌ای در فواصل دور از دیواره و نزدیک دیواره با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، در دورها، زوایای مختلف جرقه‌زنی و موقعیت‌های مختلف محل جرقه شمع بررسی می‌شود.

موتور مورد مطالعه و آزمون‌های تجربی

موتور مورد مطالعه در این تحقیق، موتور MN440A-45GN شرکت موتورسازان است که مشخصات فنی آن در جدول شماره ۱ آورده شده است. این موتور مجهز به سیستم کنترل الکترونیکی دریچه گاز، زمان‌بندی جرقه قابل تنظیم و مخلوط‌کننده دیافراگمی بوده و برای کاربرد صنعتی با سوخت گاز طبیعی طراحی شده است.

جدول ۱- مشخصه های فنی موتور

Table 1- Technical specifications of engine

Number of Cylinders	4
Bore*Stroke	100 mm*127 mm
Compression Ratio	9.5 : 1
Connecting Rod Length	219 mm
Displacement Volume	3.99 Lit.
Firing Order	1-3-4-2
Combustion Chamber	Heron
Number of valves per Cylinder	2
Breathing system	Natural
Fuel Type	Natural Gas
Valves Timing relative to TDC of Intake Stroke	IVO ¹ =710°(-10°) , IVC ² =210° , EVO ³ =497° , EVC ⁴ =25°
The Max. Lift of Valves	IVL ⁵ =10.71 mm, EVL ⁶ =10.84 mm
Number of Cylinders	4

برای بارگذاری موتور از یک دینامومتر جریان فوکو آب خنک استفاده شده که از طریق مدار کنترل به سامانه جمع‌آوری داده‌ها متصل است. برای اندازه‌گیری فشار داخل محفظه احتراق از حسگر فشار پیزوالکتریک استفاده شده که از طریق یک تقویت‌کننده^۷ به سامانه جمع‌آوری داده‌ها متصل می‌شود (شکل ۱). برای اندازه‌گیری مقادیر نسبت هوا به سوخت^۸ و زاویه جرقه‌زنی از دستگاه AVL-Dicom4000، برای اندازه‌گیری مصرف هوای ورودی از روش سیم داغ و همچنین، برای اندازه‌گیری فشار و دمای بخش‌های مختلف موتور از حسگرهای فشار PT100 و دماسنج‌های نوع K استفاده شد.

موتور مذکور در سلول‌های آزمون مرکز تحقیقات شرکت موتورسازان در حالت‌های مختلف زاویه جرقه‌زنی و دورهای مختلف در بار کامل، مطابق با جدول شماره ۲، مورد آزمون قرار گرفت.

در طول آزمون‌ها شرایط محیطی سلول آزمون از نظر دما، فشار و رطوبت اندازه‌گیری و ثبت شد. داده‌برداری بعد از گرم‌شدن کامل موتور و تثبیت دمای روغن و آب موتور انجام گرفت. تمامی آزمایش‌ها به صورت مجزا و با سه بار تکرار انجام گرفته است. جدول شماره ۳ دقت اندازه‌گیری پارامترهای اندازه‌گیری شده را نشان می‌دهد.

1. Inlet Valve Open
2. Inlet Valve Close
3. Exhaust Valve Open
4. Exhaust Valve Close
5. Inlet Valve Lift
6. Exhaust Valve Lift
7. AVL Micro IFEM Piezo
8. Lambda



Figure 1- Research test cell and in-cylinder pressure measurement equipment
 شکل ۱- سلول آزمون تحقیقاتی و تجهیزات اندازه‌گیری فشار داخل محفظه احتراق

جدول ۲- حالت های مختلف کارکردی موتور

Table 2- Various engine operating conditions

Mode	RPM	Spark Timing	Torque (N.M)	Air Flow Rate (kg/hr)	Fuel Flow Rate (m ³ /hr)
1	1200	19BTDC	218	100	9.8
2	1200	26BTDC	225	100	9.8
3	1500	19BTDC	216	120	11.5
4	1500	26BTDC	220	120	11.5
5	1800	19BTDC	195	142	12.1
6	1800	26BTDC	205	142	12.1
7	2000	19BTDC	185	154	13.2
8	2000	26BTDC	200	154	13.2
9	2200	19BTDC	180	165	14.8
10	2200	26BTDC	198	165	14.8

جدول ۳- دقت پارامترهای اندازه‌گیری شده

Table 3- The accuracy of measured parameters

Measured Parameters	Accuracy
Torque	± 2N.M
Spark Timing	± 1deg
Air Flow	2 kg/hr
Fuel Flow	0.5 m ³ /hr
Crank Angle	0.1 deg
Press. of Combustion Chamber	0.001 bar

روند شبیه‌سازی

نرم‌افزار مورد استفاده برای تحلیل رفتار احتراقی گاز طبیعی، AVL_FIRE_CFD است که به‌طور رایج در صنعت موتور مورد استفاده قرار می‌گیرد. ابتدا، مدل هندسی سه‌بعدی محفظه احتراق توسط نرم‌افزار Solid Works استخراج و سپس اقدام به شبکه‌بندی شد (شکل ۲).

با توجه به اینکه موقعیت شمع جرقه‌زن نسبت به محفظه احتراق در خارج از مرکز هندسی سرسیلندر قرار گرفته است (شکل ۳)، لذا هندسه سه‌بعدی محفظه احتراق به‌صورت ۳۶۰ درجه مش‌بندی شد. تعداد بهینه سلول‌ها در نقطه بسته‌شدن سوپاپ ورودی ۳۵۰۰۰۰ عدد است.

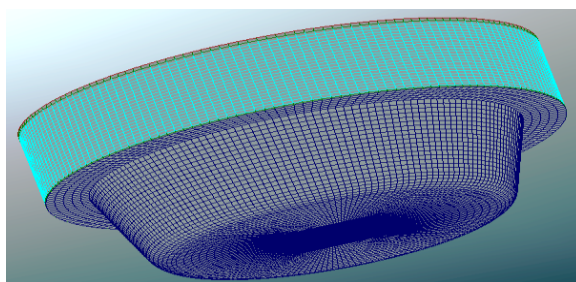


Figure 2- 3-D model and outline of the computational mesh of the combustion chamber
 شکل ۲- مدل سه بعدی و شبکه محاسباتی محفظه احتراق

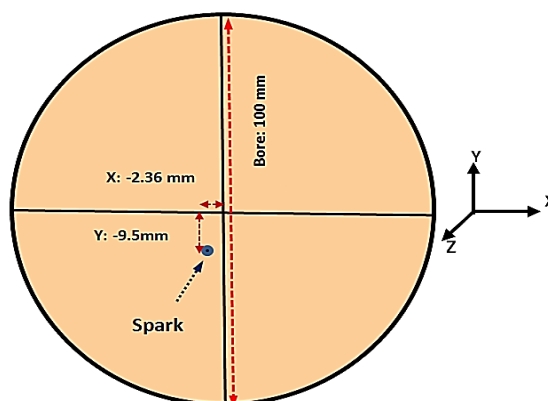


Figure 3- Position of the spark plug relative to cylinder centerline
 شکل ۳- موقعیت قرارگیری شمع جرقه زن نسبت به مرکز سیلندر

حل مسئله به صورت چرخه بسته بوده و شرایط مرزی و اولیه ورودی به سیستم در جدول شماره ۴ و مشخصات کلی مدل احتراقی، مدل جرقه شمع و مدل آشفته‌گی در جدول ۵ نشان داده شده است. مقادیر فشار لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی از نتایج تجربی استخراج و وارد مدل شده است و همچنین، مقادیر دمای لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی از مقادیر تجربی دمای چندراهه ورودی در نزدیکی درگاه^۱ ورودی تقریب زده شده است. مقدار اولیه انرژی سینتیکی اغتشاش، از رابطه $\frac{3}{2} \times (u')^2$ محاسبه می‌شود، به طوری که مقدار u' از رابطه $C_m \times \frac{2 \times \text{stroke} \times \text{RPM}}{60}$ قابل محاسبه است. در ادبیات فن، ضریب C_m برای موتورهای قطر سیلندر متوسط ۰/۵ در نظر گرفته می‌شود. با جایگذاری مقادیر مذکور، تقریب اولیه برای انرژی سینتیکی اغتشاش این موتور، $18 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$ است.

در مدل احتراق CFM^۲، فرض می‌شود که احتراق در لایه بسیار نازکی بین منطقه سوخته و نسوخته رخ داده و نرخ واکنش‌ها در این ناحیه بسیار سریع است. اصلی‌ترین ورودی‌های مدل مذکور شامل پارامتر کشیدگی سطح شعله، چگالی سطح شعله (سطح شعله بر حجم آن) و سرعت سوختن آرام است. شمع جرقه استفاده شده از نوع بوش با مدل FR7DC+ است. همچنین، مدت زمان افزایش ولتاژ تعریف شده برای سیم‌پیچ جرقه^۳، توسط ECU^۴، در حدود ۱/۵ میلی ثانیه است، به طوری که که انرژی تخلیه شده در این بازه زمانی برابر ۳ مگاژول است. با در نظر گرفتن مشخصات شمع و سیم‌پیچ جرقه، شعاع هسته اولیه شعله برابر ۵ mm در مقاله تعریف شده است [۱۶]. مدل آشفته‌گی K-e- ζ -f براساس ایده دورباین و همکاران [۱۷]، در سال

1. Port
 2. Coherent Flame Model
 3. Spark Coil
 4. Electronic Control Unit

۱۹۹۵، ارائه شد و از سه معادله انرژی سینتیکی اغتشاش، آهنگ اضمحلال انرژی سینتیکی اغتشاش و مقیاس سرعت نرمال^۱ شده، به علاوه معادله چهارمی به عنوان تابع رها سازی بیضوی^۲، استفاده می کند.

جدول ۴- شرایط مرزی و اولیه مدل

Table 4- The boundary condition and initial condition of model

T-Head wall	650°C	P-IVC	0.97 bar
T-liner wall	550°C	T-IVC	80°C
T-piston wall	600°C	T.K.E	18 m ² /s ²

جدول ۵- مشخصات مدل احتراقی، جرقه شمع و اغتشاشی

Table 5- Specification of combustion model, spark plug and turbulence model

Model Name	Coherent Flame Model(C.F.M)
Initial Flame Surface Density	650 1/m
Stretch Factor	1.35
Initial Flame Kernel Shape	Spherical
Flame kernel Radius	5 mm
Turbulence Model	K-e- ζ -f
Wall Treatment Model	Two wall Treatment

بررسی استقلال از شبکه

استقلال حل از شبکه، یکی از مباحث مهم در حل مسائل عددی است. لذا، حل عددی برای سه شبکه با تعداد سلول های مختلف به ترتیب ۲۴۰۰۰۰، ۳۵۰۰۰۰ و ۴۰۰۰۰۰ انجام گرفت و فشار لحظه ای سیلندر محاسبه شد که نتایج حل در شکل ۴ نشان داده شده است. محاسبات براساس تعداد ۲۴۰۰۰۰ مش پایه شروع شد. با ریزتر کردن شبکه، نتایج شبیه سازی به نتایج تجربی نزدیک تر شد. همان طور که در شکل ۴ نشان داده شده، نتایج حل عددی با تعداد سلول های ۳۵۰۰۰۰ و ۴۰۰۰۰۰ به هم نزدیک اند و نتایج وابسته به تعداد و کیفیت شبکه بندی نیست. لذا، با در نظر گرفتن زمان حل کم و صرفه جویی در هزینه، در نهایت، شبکه بندی با تعداد سلول های ۳۵۰۰۰۰ برای انجام حل عددی انتخاب شد.

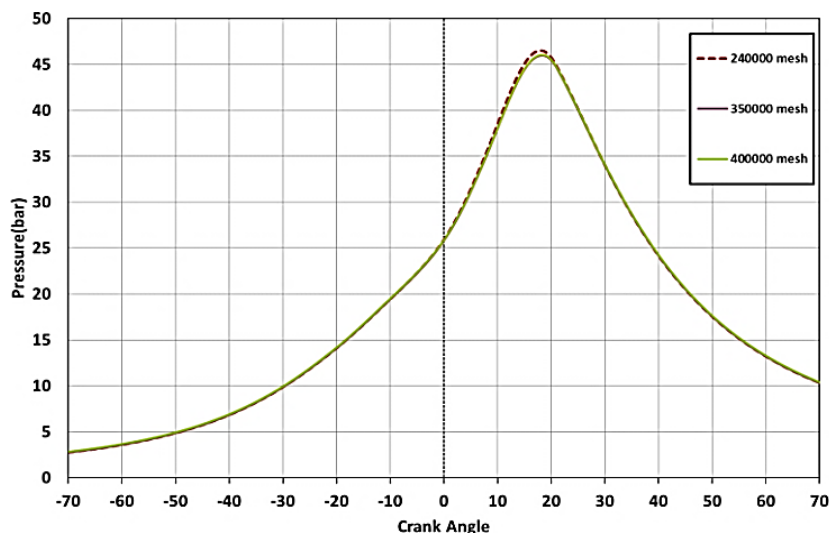


Figure 4- Mesh independency based on in-cylinder pressure history considering 3 different mesh numbers at 1500 rpm and spark timing of 19 CA BTDC

شکل ۴- فشار داخل محفظه احتراق با ۳ تعداد مش بندی مختلف در دور ۱۵۰۰ و زمان جرقه ۱۹ درجه قبل از مرگ بالا

1. Normalize
2. Elliptic Relaxation

اعتبارسنجی

به منظور صحت‌گذاری نتایج به دست آمده از حل عددی، نتایج فشار داخل محفظه احتراق و آهنگ آزادسازی انرژی در دو دور مختلف موتور و با دو حالت زاویه جرقه‌زنی مختلف مقایسه شد (شکل ۵). مقایسه نتایج نشان می‌دهد که حل عددی، در شرایط کارکردی مختلف موتور، تطابق خوبی با نتایج تجربی دارد.

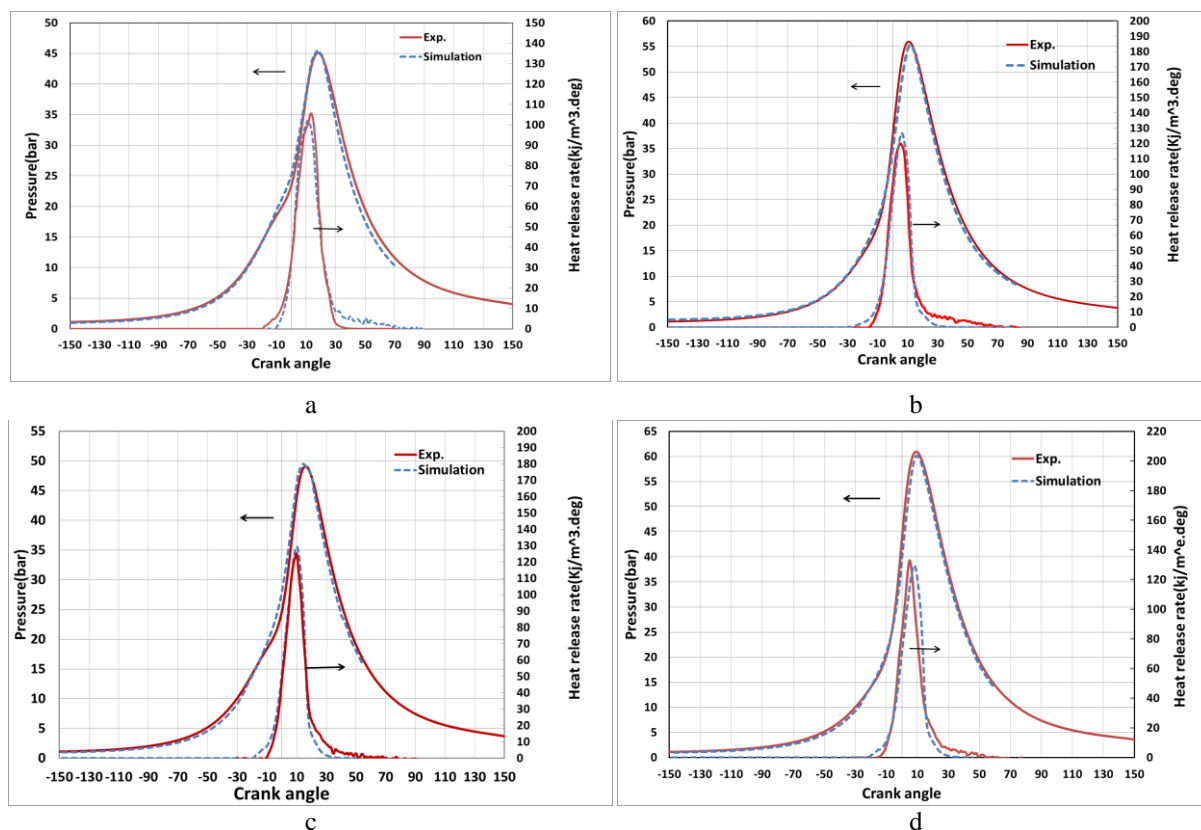


Figure 5- Validation of model results using in-cylinder pressure and heat release rate histories: (a) 1500rpm and spark timing of 19 CAD BTDC (b) 1500rpm and spark timing of 26 CAD BTDC (c) 1200rpm and spark timing of 19 CAD BTDC (d) 1200rpm and spark timing of 26 CAD BTDC

شکل ۵- اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی فشار داخل محفظه و آهنگ آزادسازی انرژی: (الف) دور ۱۵۰۰ و زمان جرقه ۱۹ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، (ب) دور ۱۵۰۰ و زمان جرقه ۲۶ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، (ج) دور ۱۲۰۰ و زمان جرقه ۱۹ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، (د) دور ۱۲۰۰ و زمان جرقه ۲۶ درجه قبل از نقطه مرگ

بررسی و تحلیل نتایج

در این بخش، روند گسترش شعله در دو حالت شمع در مرکز و شمع خارج از مرکز بررسی شده است. در 1500 RPM و زاویه جرقه 19 CA° BTDC، شروع گسترش شعله از 13 CA° BTDC است، یعنی ۶ درجه تاخیر در شروع اشتعال وجود دارد. با توجه به شکل ۶، زمانی که موقعیت شمع جرقه در مرکز هندسی سرسیلندر قرار می‌گیرد، فرض گسترش کروی شعله، فرض صحیحی است. ولی، در حالت خارج از مرکز، با توجه به نزدیکی بخشی از جبهه شعله با دیواره سمت چپ، آهنگ گسترش شعله به سمت دیواره نزدیک‌تر، به علت کاهش آهنگ واکنش‌ها، کندتر از سمت دیگر خواهد بود. از این رو، سطح شعله حالت بیضوی پیدا کرده و آهنگ آزادسازی انرژی نیز کاهش پیدا می‌کند.

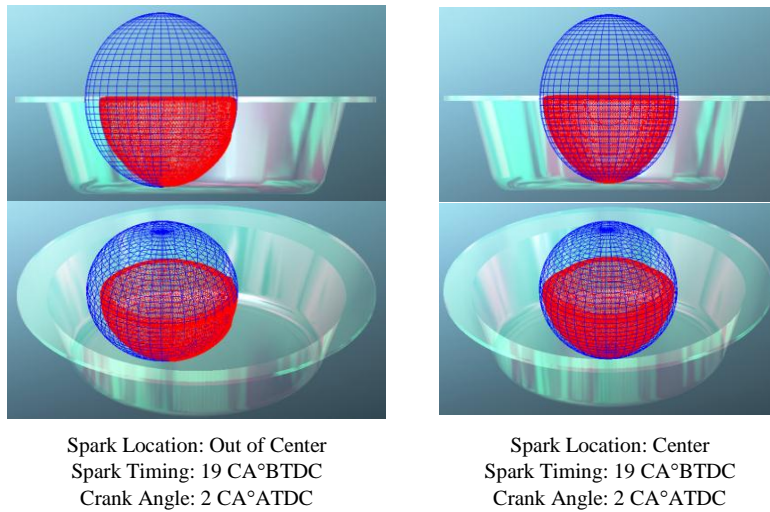


Figure 6- Comparison of real flame surface and assumed spherical flame growth in both center and off-center spark plug position

شکل ۶- مقایسه سطح شعله واقعی نسبت به شعله با فرض رشد کروی برای هر دو حالت شمع جرقه در مرکز و خارج از مرکز

همان طور که در شکل های ۷ و ۸ مشاهده می شود، اولین برخورد سطح جبهه شعله با کف پیستون در زاویه $3CA^\circ$ ATDC اتفاق می افتد؛ یعنی سطح شعله بعد از $16 CA^\circ$ از نقطه تشکیل، به کف پیستون می رسد. با توجه به شکل های ۹ و ۱۰، آهنگ افزایش سطح شعله در این نقطه کاهش پیدا کرده و شیب آن کاهش می یابد و به تبع آن آهنگ آزادسازی انرژی نیز کاهش می یابد. بعد از این برخورد، روند گسترش شعله ادامه می یابد، به طوری که در زاویه $13CA^\circ$ ATDC، در حالتی که شمع خارج از مرکز است، سطح شعله با نزدیک ترین دیواره پیستون برخورد کرده و آهنگ افزایش سطح شعله به یکباره روند معکوس پیدا کرده و شیب منفی پیدا می کند. در این نقطه، بخش زیادی از سطح شعله تحت تاثیر دیواره قرار گرفته و آهنگ پیشروی واکنش های سوختن نیز کاهش می یابد.

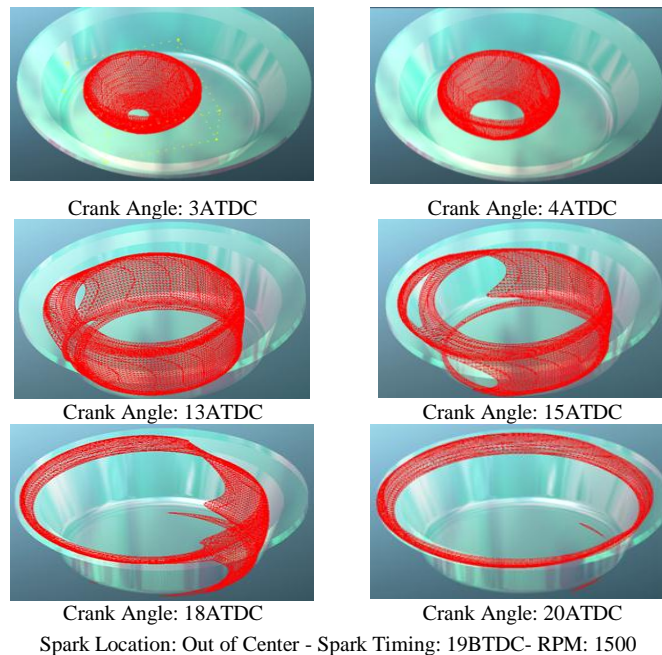


Figure 7- Development of flame front and its collision to the combustion chamber walls when spark plug is located out of center

شکل ۷- روند گسترش جبهه شعله و برخورد به دیواره در حالت شمع خارج از مرکز

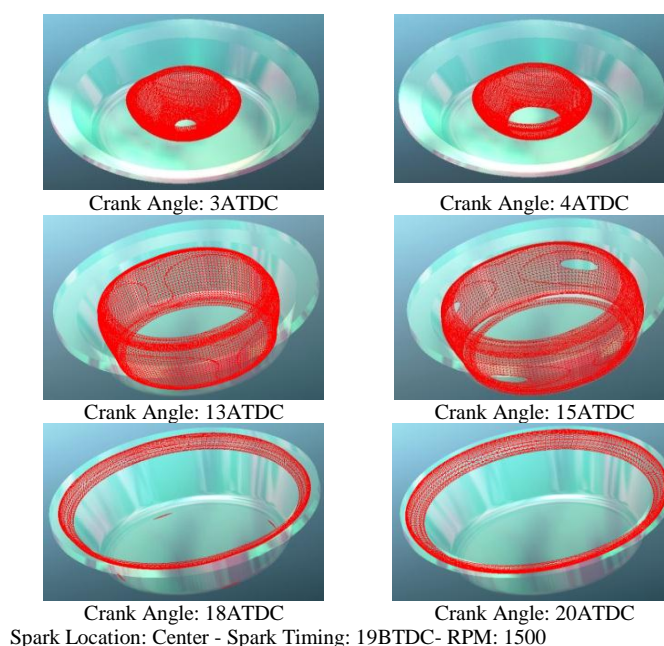


Figure 8- Development of flame front and its collision to the combustion chamber walls when spark plug is located at center of cylinder

شکل ۸- روند گسترش جبهه شعله و برخورد به دیواره در موقعیت‌های مختلف زاویه میل لنگ در حالت شمع در مرکز

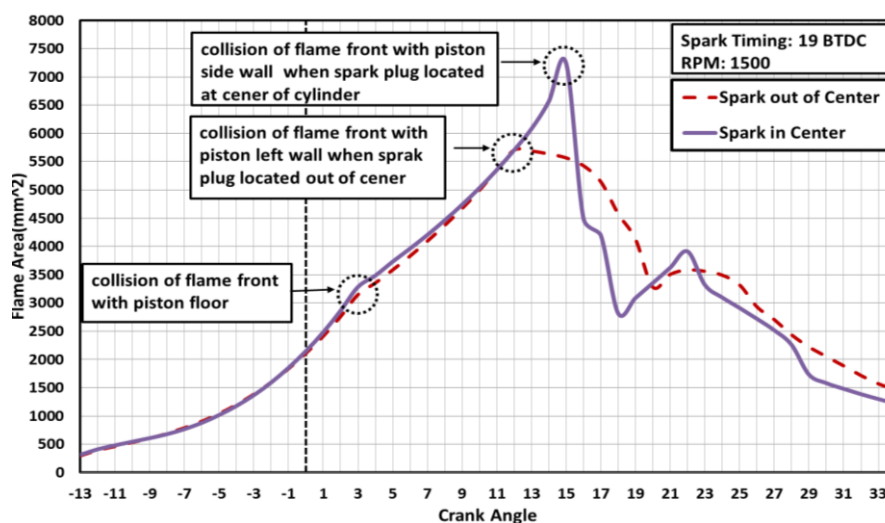


Figure 9- Comparison of variation of flame surface area versus crank angle degrees for both centered and off-centered spark locations

شکل ۹- مقایسه مساحت جبهه شعله برحسب زاویه میل لنگ در حالت شمع در مرکز و شمع خارج از مرکز

با توجه به شکل ۱۰، در نقطه برخورد با نزدیک‌ترین دیواره، شیب آهنگ آزادسازی انرژی منفی می‌شود. با افزایش زاویه میل لنگ و ادامه پیشروی شعله، سطح تماس با دیواره رفته‌رفته زیادتر می‌شود، به طوری که کاهش مساحت تا زاویه $20CA^\circ$ ادامه می‌یابد. بعد از این زاویه، چون سطح شعله به فضای بین تاج‌های کناری پیستون و سرسیلندر می‌رسد، لذا مجال افزایش سطح پیدا کرده و اندکی از شیب منفی آهنگ آزادسازی انرژی کاسته می‌شود. در حالت شمع در مرکز، برخورد سطح با دیواره‌های جانبی به صورت متقارن و در زاویه $15CA^\circ$ ATDC است. از این رو، آهنگ افزایش سطح تا این نقطه با شیب مثبت ادامه می‌یابد، ولی بعد از این نقطه، به علت کاهش زیاد سطوح شعله، شاهد

کاهش چشمگیر شیب آزادسازی انرژی هستیم. در شکل ۱۰، شیب منفی زیاد آهنگ آزادسازی انرژی به خوبی قابل مشاهده است. لذا، با تحلیل شکل‌های ۹ و ۱۰، می‌توان نتیجه گرفت نقاط برخورد شعله به دیواره‌ها یکی از عوامل تعیین کننده در نرخ آزادسازی انرژی در یک موتور اشتعال جرقه‌ای است [۱۵].

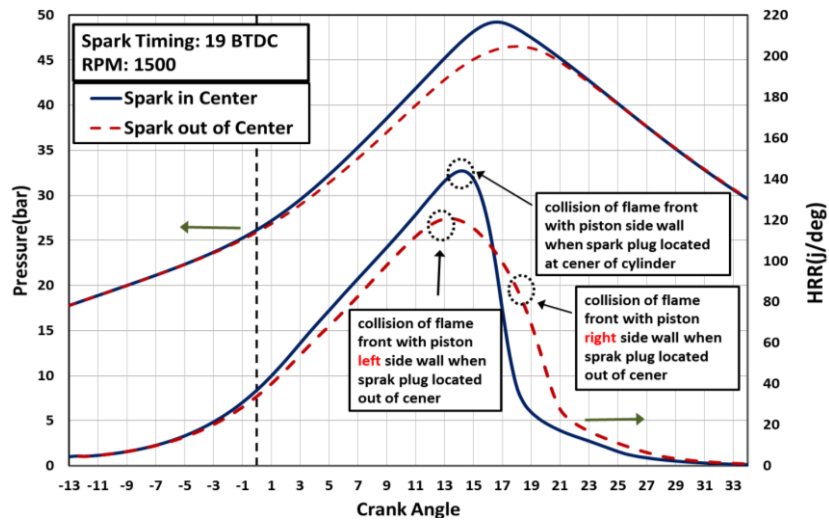


Figure 10- Comparison of variations of heat release rate and in-cylinder pressure versus crank angle degrees for both centered and off-centered spark locations

شکل ۱۰- مقایسه تغییرات آهنگ آزادسازی گرما و فشار داخل محفظه برحسب زاویه میل لنگ در حالت شمع در مرکز و خارج از مرکز

در شکل ۱۱، منحنی نرخ تغییرات سطح شعله در زوایای مختلف میل لنگ در دور ۱۵۰۰ و زاویه جرقه ۱۹BTDC نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، قبل از برخورد سطح شعله به کف پیستون، مساحت جبهه شعله با شیب ثابتی، در حدود ۱۵ درصد، در حال افزایش است و این نرخ بعد از برخورد به کف پیستون دستخوش تغییر شده و ادامه افزایش سطح با شیب ثابتی در حدود ۶ درصد ادامه می‌یابد. بعد از برخورد جبهه شعله به دیواره‌های جانبی، شیب تغییرات سطح شعله منفی می‌شود. به بیان دیگر، با افزایش زاویه میل لنگ، مساحت جبهه شعله کاهش می‌یابد.

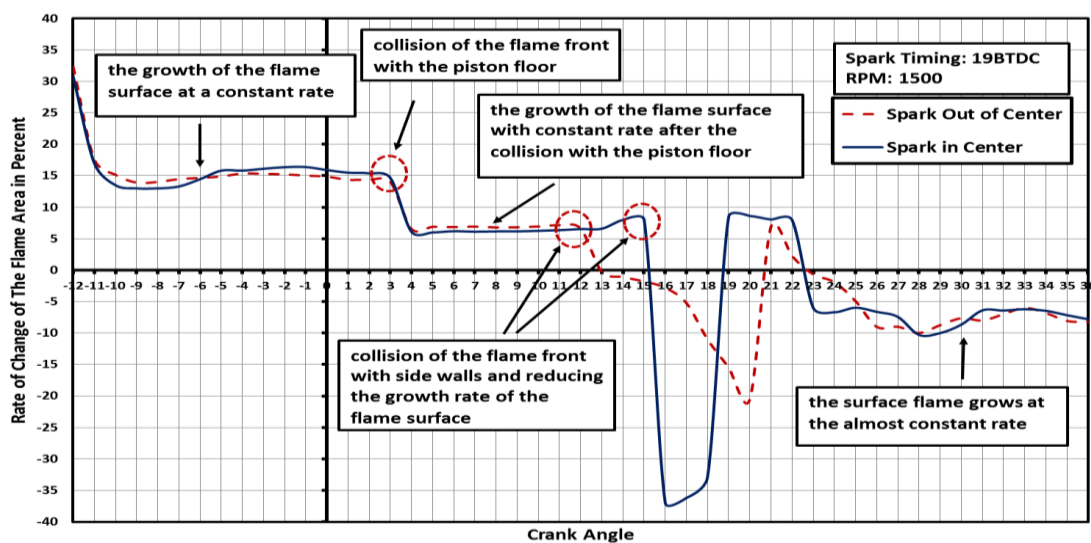


Figure 11- Rate of change of flame area versus crank angle degrees for both centered and off-centered spark locations

شکل ۱۱- نرخ تغییرات سطح شعله در زوایای مختلف میل لنگ در دو حالت شمع در مرکز و شمع خارج از مرکز

در جدول ۶، گسترش جبهه شعله و میزان جرم سوخته شده در موقعیت‌های مختلف شمع جرعه به‌ازای زوایای مختلف میل‌لنگ در یک دور و زاویه جرعه خاص با جزئیات بیان شده است. معیار شروع احتراق ۵ درصد جرم سوخته شده و معیار خاتمه احتراق ۹۵ درصد جرم سوخته شده در نظر گرفته شده است.

در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ گسترش جبهه شعله و آهنگ آزادسازی انرژی با کاهش دور موتور نیز، بررسی شده است. با کاهش دور موتور، سرعت حرکت پیستون نسبت به سرعت پیشروی شعله کاهش می‌یابد. لذا، جبهه شعله در زوایای میل‌لنگ زودتری به دیواره‌ها برخورد می‌کند.

جدول ۶- جزئیات کسر جرمی سوخته شده و گسترش جبهه شعله در ۱۵۰۰ دور بر دقیقه و زاویه جرعه ۱۹ درجه قبل از مرگ بالا

Table 6- Analysis of mass fraction burned and development of flame front at 1500rpm and spark timing of 19BTDC

spark plug location: out of center			spark plug location: center	
Crank Angle	Burned mass (%)	The Position of the Flame Surface	Crank Angle	Burned mass (%)
-13	0	Starting of the Flame Front	-13	0
-3.5	5% (SOC)	Increasing of the flame surface with high rate	-3.5	5% (SOC)
3	16	Collision of the Flame surface with piston	3	16
6.5	28	Increasing of flame surface with low rate	6.5	28
7	30	"	7	30
10.5	47	"	10.5	47
11	50	"	11	50
12	55	Collision of the flame surface with the close side wall	12	55
13.5	65	Decreasing of the flame surface with low rate	13.5	65
14	67	Gradual collision of the flame front with side walls and decreasing of flame surface	14	67
15	70	"	15	70
16	78	"	16	78
18	87	"	18	87
19	90	"	19	90
20	94	Increasing of the flame surface due to reaching flame surface to the space between the piston crown and cylinder	20	94
21	95% (EOC)	"	21	95% (EOC)

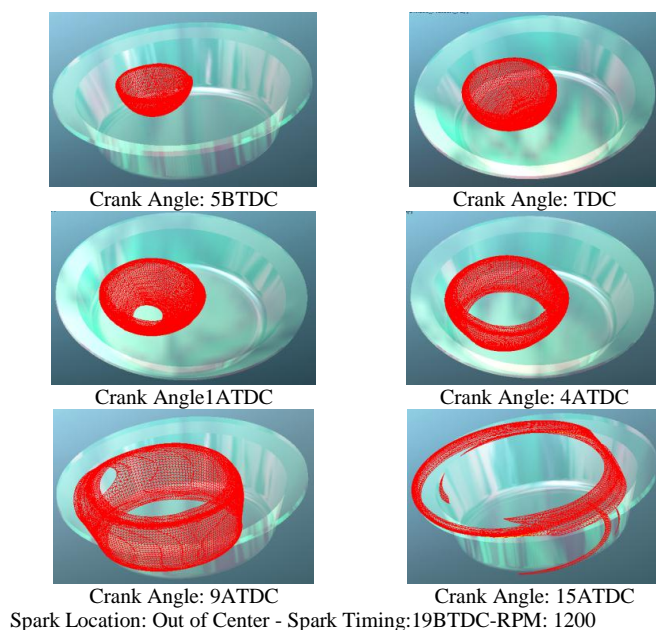


Figure 12- Development of flame front and its collision to the combustion chamber walls when spark plug is off-centered in the cylinder at 1200 rpm

شکل ۱۲- روند گسترش جبهه شعله و برخورد به دیواره در موقعیت‌های مختلف زاویه میل‌لنگ در حالت شمع در خارج از مرکز در دور ۱۲۰۰

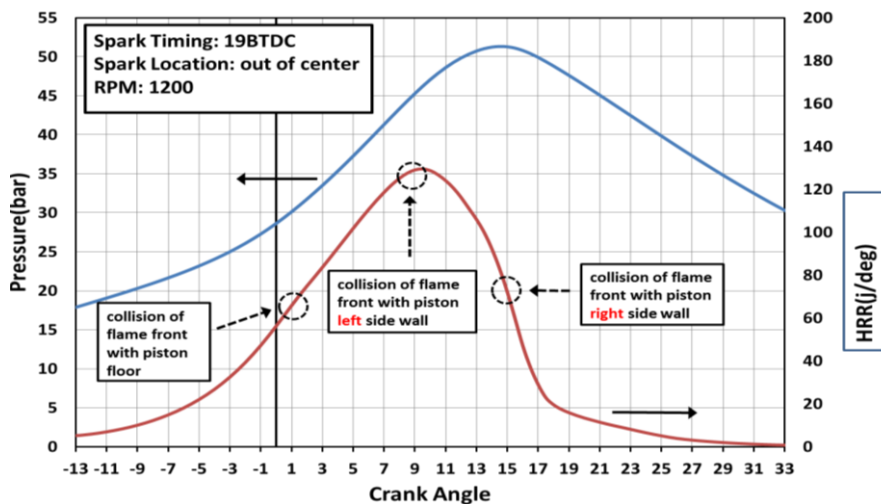


Figure 13- Comparison of variations of heat release rate and in-cylinder pressure versus crank angle degrees for off-centered spark at 1200 rpm

شکل ۱۳- مقایسه تغییرات آهنگ آزادسازی گرما و فشار داخل محفظه برحسب زاویه میل لنگ در حالت شمع خارج از مرکز و دور ۱۲۰۰

با مقایسه پیشروی جبهه شعله در دور ۱۲۰۰ و زاویه جرکه ۱۹ درجه قبل از مرگ بالا با دور ۱۵۰۰ و همان زاویه جرکه، می توان مشاهده کرد که برخورد سطح شعله به کف پیستون 2 CA° زودتر و برخورد با نزدیک ترین دیواره جانبی پیستون 4 CA° زودتر اتفاق می افتد. از این رو، فرصت کافی برای آزادسازی انرژی سوخت وجود داشته و میزان انرژی آزاد شده انباشته در دورهای کمتر، بیشتر خواهد شد.

در شکل های ۱۴ تا ۱۷ نمودارهای ترکیبی جهت شناسایی نقاط برخورد شعله به دیواره و میزان جرم سوخته شده در آن نقاط و شیب آهنگ آزادسازی انرژی ارائه شده است.

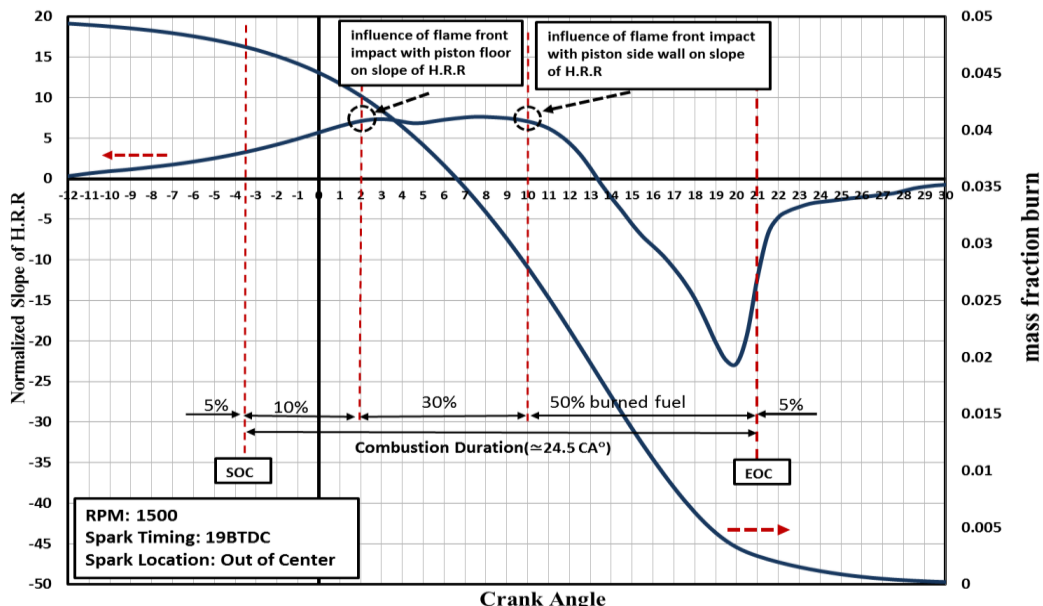


Figure 14- Normalized slope of H.R.R and fuel mass fraction versus crank angle degrees for off-centered spark at 1500 rpm and spark timing of 19BTDC

شکل ۱۴- شیب نرمال شده آهنگ آزادسازی انرژی و متوسط کسر جرمی سوخت برحسب زاویه میل لنگ در حالت شمع خارج از مرکز در دور ۱۵۰۰ و زاویه جرکه زنی ۱۹ درجه میل لنگ قبل از مرگ بالا

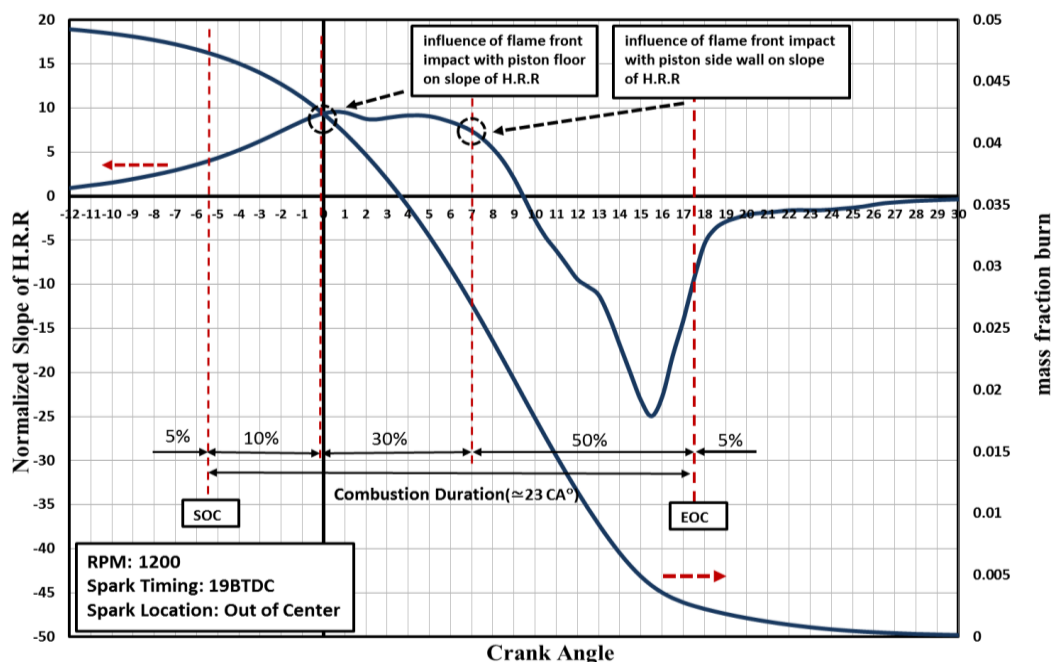


Figure 15- Normalized slope of H.R.R and fuel mass fraction versus crank angle degrees for off-centered spark at 1200rpm and spark timing of 19BTDC

شکل ۱۵- شیب نرمال شده آهنگ آزادسازی انرژی و متوسط کسر جرمی سوخت برحسب زاویه میل لنگ در حالت شمع خارج از مرکز در دور ۱۲۰۰ و زاویه جرقه زنی ۱۹ درجه میل لنگ قبل از مرگ بالا

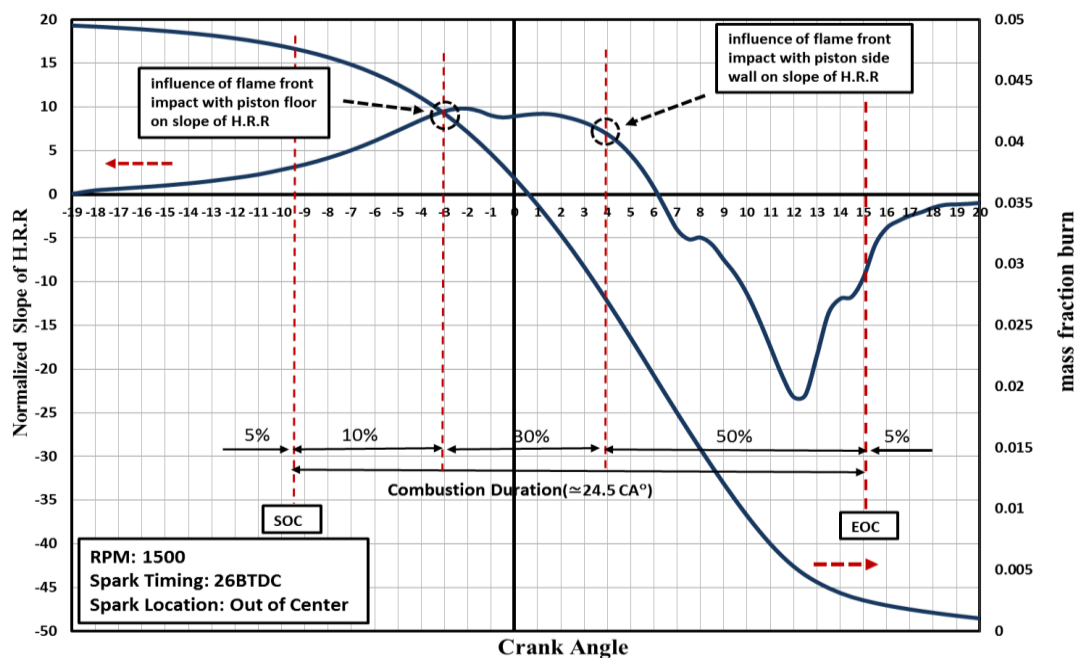


Figure 16- Normalized slope of H.R.R and fuel mass fraction versus crank angle degrees for off-centered spark at 1500 rpm and spark timing of 26BTDC

شکل ۱۶- شیب نرمال شده آهنگ آزادسازی انرژی و متوسط کسر جرمی سوخت برحسب زاویه میل لنگ در حالت شمع خارج از مرکز در دور ۱۵۰۰ و زاویه جرقه زنی ۲۶ درجه میل لنگ قبل از مرگ بالا

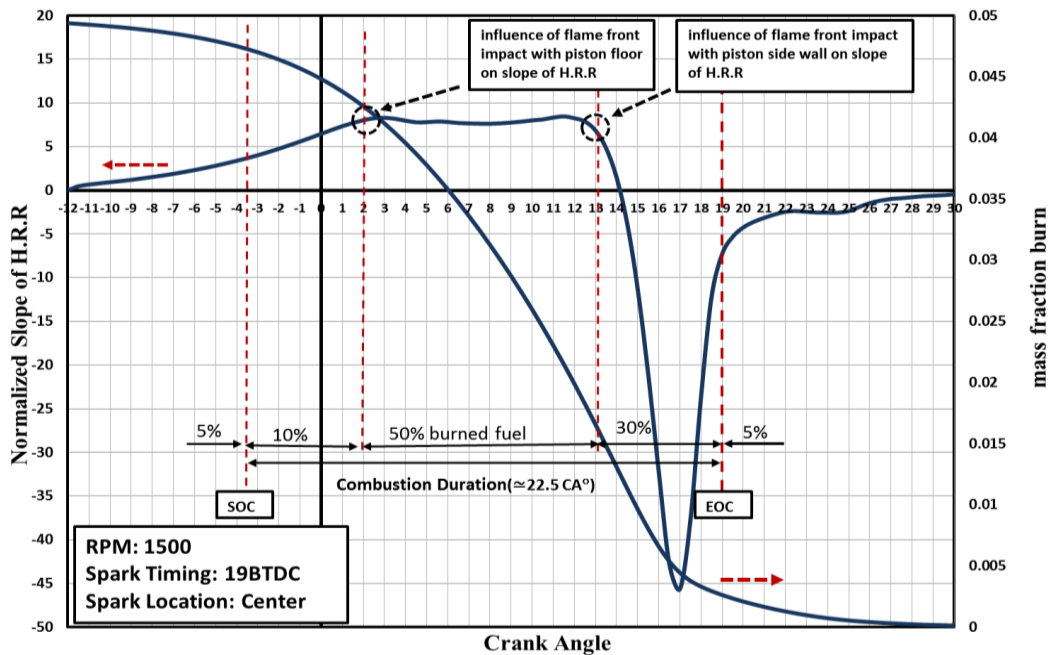


Figure17- Normalized slope of H.R.R and fuel mass fraction versus crank angle degrees for centered spark at 1500rpm and spark timing of 19BTDC

شکل ۱۷- شیب نرمال شده آهنگ آزادسازی انرژی و متوسط کسر جرمی سوخت برحسب زاویه میل لنگ در حالت شمع در مرکز در دور ۱۵۰۰ و زاویه جرقه زنی ۱۹ درجه میل لنگ قبل از مرگ بالا

با بررسی دقیق نمودارها در شرایط دور مختلف موتور، زوایای جرقه زنی و موقعیت‌های مختلف شمع جرقه، می‌توان نتایج زیر را در مورد رفتار شعله گاز طبیعی در داخل محفظه احتراق موتور اشتعال جرقه‌ای بیان کرد:

۱- بعد از شروع جرقه و طی شدن مراحل تاخیر در اشتعال، هسته‌های اولیه شعله شکل گرفته و به تدریج رشد می‌کنند، به طوری که بعد از تشکیل جبهه شعله، بلافاصله، سطح شعله با آهنگ بالایی رشد می‌کند که منجر به افزایش شیب آهنگ آزادسازی انرژی می‌شود. قبل از برخورد سطح شعله به کف پیستون، در حالت شمع در مرکز، رشد شعله تقریباً به صورت کره‌های هم‌مرکز و در حالت شمع خارج از مرکز به صورت کره‌های اعوجاج‌یافته^۱ (شبیه بیضی) است. ۱۵ درصد جرم سوخت با آهنگ بالا در این مرحله می‌سوزد.

۲- بعد از برخورد سطح شعله با کف پیستون، به علت تاثیرات دیواره بر سطح شعله، آهنگ آزادسازی انرژی کاهش یافته و با شیب تقریباً ثابت ادامه می‌یابد. سطح جبهه شعله در این مرحله تقریباً شبیه استوانه است که سطوح جانبی آن در حالت کشیدگی قرار دارد. در حالت شمع در مرکز، ۵۰ درصد سوخت و در حالت شمع خارج از مرکز، ۳۰ درصد سوخت در این مرحله می‌سوزد.

۳- بعد از برخورد سطح شعله با دیواره‌های جانبی پیستون، به علت تاثیرات دیواره بر پیشروی واکنش‌ها و کاهش سطح جبهه شعله، به یکباره شیب آهنگ آزادسازی انرژی منفی می‌شود. در حالت شمع در مرکز، ۳۵ درصد سوخت و در حالت شمع خارج از مرکز، ۵۵ درصد سوخت در این مرحله و در نزدیکی دیواره‌ها می‌سوزد.

۴- در اواخر طول احتراق، سطح شعله به فضای بین تاج پیستون و سرسیلندر رسیده، به طوری که اندکی مجال افزایش سطح پیدا می‌کند. ولی، چون سوخت کمی باقی مانده، لذا تاثیر آن بر میزان آزادسازی انرژی نیز محدود خواهد بود.

1- Distorted

نتیجه گیری

دستیابی به بازده حرارتی بالا، کاهش مصرف سوخت و کاهش آلاینده‌های خروجی از موتورهای درونسوز، نیازمند مطالعه دقیق رفتار احتراقی موتور است. آهنگ آزادسازی انرژی در موتورهای اشتعال جرقه‌ای رابطه مستقیمی با سرعت گسترش و سطح جبهه شعله دارد. دینامیک سیالات محاسباتی ابزار دقیق و کم‌هزینه‌ای برای بررسی روند گسترش جبهه شعله با سوخت‌های مختلف و شناسایی نقاط برخورد با دیواره در شرایط کاری مختلف موتور اشتعال جرقه‌ای است. با افزایش دور موتور، آهنگ آزادسازی انرژی در مقایسه با سرعت موتور کم بوده، لذا بخش زیادی از انرژی در حجم زیاد محفظه احتراق آزاد شده و فشار داخل محفظه کاهش خواهد یافت. با قرارگرفتن محل شمع جرقه در مرکز، فرض گسترش کروی شعله فرض صحیحی است و فشار محفظه احتراق و میزان انرژی آزادشده نیز بیشتر خواهد بود. به طوری که اگر میدان جریان داخل محفظه به صورت متقارن طراحی شود، سطح شعله به صورت همزمان به دیواره‌های جانبی برخورد داشته و شیب آزادسازی انرژی بعد از برخورد به دیواره‌ها، به شدت کاهش خواهد داشت. اگر شمع جرقه خارج از مرکز باشد، گسترش شعله در سمت نزدیک دیواره کند بوده و سطح جبهه شعله رشد بیضوی شکل خواهد داشت. لذا، شیب افزایش میزان آزادسازی انرژی نسبتاً کند بوده و شیب کاهش آن نیز کمتر خواهد بود.

گسترش شعله متلاطم گاز طبیعی در محفظه احتراق موتور اشتعال جرقه‌ای در سه مرحله انجام می‌گیرد: ۱- گسترش اولیه سطح شعله با شتاب زیاد که ۱۵ درصد جرم سوخت، با شیب آهنگ آزادسازی انرژی بالا، در این مرحله می‌سوزد. ۲- بعد از برخورد سطح شعله با کف پیستون، آهنگ سوختن، با نرخ تقریباً ثابت، ادامه می‌یابد. ۳۰ درصد جرم سوخت در حالت شمع خارج از مرکز و ۵۰ درصد سوخت در حالت شمع مرکز در این مرحله می‌سوزد. ۳- کاهش شتاب گسترش شعله بعد از برخورد سطح شعله با دیواره‌های جانبی که ۵۵ درصد جرم سوخت در حالت شمع خارج از مرکز و ۳۵ درصد در حالت شمع در مرکز در این مرحله می‌سوزد.

محل قرارگیری شمع جرقه و نقاط برخورد سطح شعله با دیواره‌ها نقش مهمی در روند گسترش شعله گاز طبیعی در موتور اشتعال جرقه‌ای دارند. به طوری که با متقارن کردن محل جرقه و افزایش مساحت جبهه شعله و کمینه کردن برخورد با دیواره‌ها، میزان آزادسازی انرژی زیاد خواهد شد.

منابع

1. W. Pulkberek, *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, University Of Wisconsin, Prentice Hall, New Jersey, 1997.
2. (Ministry of Energy) <http://www.moe.gov.ir>, Accessed 20 Sep 2016.
3. S. G. Poulos and J. B. Heywood, "The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion," *SAE Technical Paper* 830334, 1983
4. R. D. Reitz and L. Fan, "Development of an Ignition and Combustion Model for Spark-Ignition Engines," *SAE Technical Paper*, 2000-01-2809, 2000
5. O. L. Gulder and G. J. Smallwood, "Do Turbulent Premixed Flame Fronts in Spark-Ignition Engines Behave Like Passive Surface," *SAE Technical Paper*, 2000-01-1942, 2000
6. F. Foucher, S. Burnel, C. Mounaim, "Local Flame Front Structure in Vicinity of the Piston in a Transparent SI Engine," *SAE Technical Papers*, 2001-01-1957, 2001
7. M. Rothe, T. Heidenreich, U. Spicher and A. Schubert, "Knock Behavior of SI-Engines: Thermodynamic Analysis of Knock onest Locations and Knock Intensities," *SAE Technical Paper* 2006-01-0225, 2006
8. N. Kawahara, E. Tomitta and etal, "Measurement of Flame Propagation Characteristics in an SI Engine using Micro-Local Chemiluminescence Technique," *SAE Technical Paper* 2005-01-0645, 2005
9. F. Bozza and A. Gimelli, "Validation of a Fractal Combustion Model through Flame Imaging," *SAE Technical Paper*, 2005-01-1120, 2005
10. G. Smallwood, O. Gulder and E. Cintosun, "Flame Surface Fractal Characteristics in Premixed Turbulent Combustion at High Turbulence Intensities," *AIAA Journal*, 45, No. 11, 2007
11. C. Cohe, F. Halter, C. Chauveau, I. Gokalp and O. Guldur, "Fractal Characterization of High-Pressure and Hydrogen-Enriched CH₄-Air Turbulent Premixed Flames," *Proceedings of the Combustion Institute*, pp. 1345-1352, 2007

12. K. Chakravarthy, R. Wanger and S. Daw, "On the Use of Thermodynamic Modeling for Predicting Cycle-to-Cycle Variation in a SI Engine under Lean Condition," *SAE Technical Paper*, 2005-01-3802, 2005
13. O. chatakonda, E. R. Hawakes, and etal, "Modeling of the Wrinkling of Premixed Turbulent Flame in the Thin Reaction Zones Regime for Large Eddy Simulation," Center for Turbulence Research, *Proceeding of the Summer Program*, 2010, pp.271-280.
14. M. Rivas, P. Higelin, C. Caillol, O. Sename, E. Witrant and V. Talon, "Validation and Application of a New OD Flame/Wall Interaction Sub model for SI Engines," *SAE Technical Paper*, 2011-01-1893, 2011
15. K. Liu, A. A. Burluka and C. G. Shepperd, "Turbulent Flame and Mass Burning Rate in a Spark Ignition Engine," *Fuel*, 107, pp. 202-208, 2013
16. J. Song and M. Sun woo, "Flame Kernel Formation and Propagation Modeling in Spark Ignition Engines," *Proc. Institute Mechanic Engineers*, Vol. 215 Part D, 2001, pp.105-114.
17. <http://www.cfd-online.com/Wiki>, Accessed 2 Nov 2016.

English Abstract

Investigating the Behavior of Natural Gas Flame in a Spark Ignition Engine

JafarPashaei and Rahim Khoshbakhti Saray

Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Sahand New Town, Tabriz, Iran

(Received: 2016.12.12, Received in revised form: 2017.03.16, Accepted: 2017.04.29)

Heat release rate process in SI Engines is directly related to the flame propagation in the combustion chamber. In this study, by simulating natural gas combustion in SI Engines using CFD software, flame behavior is investigated near the wall. Experimental tests were performed for various engine speeds and spark timings. The engine simulation was done and the results were validated with experimental data at various engine operating conditions. The results were in good agreement with the corresponding experimental data. Results show that by keeping the spark plug out of the geometric center of the cylinder, the concentric spherical propagation assumption of flame is not true. The walls near the flame prevent its propagation and its shape deviates from the spherical shape. Finally, it can be concluded that, natural gas turbulent flame propagation occurred in three stages: 1- The initial propagation of flame with high acceleration, in which 15% of the fuel is burned with a high rate of H.R.R. 2- Colliding of the flame with the floor of the piston, H.R.R continues with almost constant rate, in which 30% and 50% of the fuel is burned for the off-centered and centered spark plug location, respectively. 3- Deceleration of flame propagation after colliding with the side walls, in which 55% and 35% of the fuel is burned for off-centered and centered spark plug location, respectively.

Keywords: Spark Ignition Engine, Natural Gas, Flame Surface, Wall, Computational Fluids Dynamic