

شبیه‌سازی عددی اشتعال مخلوط سوخت و هوا در موتور اشتعال جرقه‌ای خورجینی و بهبود محدوده قرارگیری شمع

سید مسعود هاشمی^{۱*}، حامد امیری^۲

۱- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شیراز، m_hashemi@mut.ac.ir

۲- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شیراز، hamed1940@gmail.com

*نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۰۲/۲۵، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۱/۰۴/۲۶، پذیرش: ۱۴۰۱/۰۵/۰۴)

چکیده: در این مقاله شبیه‌سازی عددی اشتعال مخلوط سوخت و هوا در یکی از سیلندرهای موتور خورجینی، به روش دینامیک سیالات محاسباتی و مخلوط پیش‌آمیخته انجام گرفته است. مخلوط پیش‌آمیخته شامل ایزواکتان و هوا با نسبت هم-ارزی ۰/۹ است. شبیه‌سازی موجود با استفاده از روش حجم محدود و احتراق مخلوط پیش‌آمیخته صورت گرفته و همچنین از شبکه دینامیکی در حرکت پیستون استفاده شده است. در این راستا روند تغییرات دما و فشار نسبت به زاویه چرخش میل‌لنگ بررسی شده است. به منظور صحت‌گذاری، از نتایج یک موتور تحقیقاتی استفاده شده و نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی به روش مخلوط پیش‌آمیخته با نتایج تجربی موجود مقایسه شده است. نتایج شبیه‌سازی روش عددی حجم محدود و مخلوط پیش‌آمیخته در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی نشان داد که بیشترین خطای تغییرات فشار بیشینه، به میزان ۲/۲ درصد است. بنابراین می‌توان در طراحی موتورهای اشتعال جرقه‌ای از روش عددی ارائه شده استفاده نمود. پس از شبیه‌سازی، به منظور بهینه‌شدن احتراق و گسترش بهتر جبهه شعله در محفظه احتراق نوع پنت روف، مکان قرارگیری شمع موتور با شبیه‌سازیهای متعدد در مکان‌های جرقه مختلف بهبود پیدا کرده است. و با توجه به نتایج فشار و دما و کانتورهای جبهه شعله و مقایسه آنها در تحلیل‌های مختلف به محدوده بهینه‌ای دست یافته شد.

کلیدواژگان: احتراق، موتور خورجینی، اشتعال جرقه‌ای، شبیه‌سازی عددی

مقدمه

شبیه‌سازی اشتعال مخلوط سوخت و هوا در موتورهای احتراق داخلی از اهمیت زیادی برخوردار است. پی بردن به نحوه اختلاط سوخت و هوا و روند حرکت جریان سیال، سرعت و فشار مخلوط قبل و بعد از احتراق و بهینه‌بودن این گونه فرایندها کمک بسیار بزرگی در افزایش توان و کم کردن مصرف سوخت موتورها دارد. یکی از روش‌های رایج در شبیه‌سازی اشتعال مخلوط سوخت و هوا، روش دینامیک سیالات محاسباتی است. نرم‌افزار انسیس فلوئنت^۱ یکی از نرم‌افزارهای معتبر و پرکاربرد در زمینه‌ی تحلیل‌های عددی دینامیک سیالات محاسباتی است. به کمک این نرم‌افزار شبیه‌سازی‌های زیادی از اشتعال مخلوط سوخت و هوا صورت گرفته است که در ادامه به برخی از شبیه‌سازی‌های انجام شده به روش دینامیک سیالات محاسباتی اشاره می‌شود.

آرش محمدی و همکاران در سال ۱۳۸۶ شبیه‌سازی احتراق و انتقال حرارت موتور اشتعال جرقه‌ای را انجام دادند [۱]، که شامل واکنش‌های شیمیایی همراه با انتقال جرم و انتقال حرارت و جریان سیال آشفته بوده است. در این تحقیق

برنامه مدلسازی برای شبیه‌سازی جریان و احتراق داخل سیلندر یک موتور چهار درجه‌ای که دارای درگاه‌های ورودی و خروجی دوشاخه‌ای است، نوشته و به کمک آن اثر تغییر دمای هوای ورودی به محفظه احتراق روی شار حرارتی و ضریب انتقال حرارت روی سرسیلندر و پیستون بررسی شده است. در نتیجه شار حرارتی و ضریب انتقال حرارت روی سرسیلندر و پیستون موتور اشتعال جرقه‌ای یاد شده با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی تعیین و اثر دمای هوای ورودی و موتور روی شار حرارتی و ضریب انتقال حرارت نیز بررسی شده است. در این تحقیق مشخص شده است که زمان بیشترین فشار و دما در یک موتور اشتعال جرقه‌ای بر هم منطبق نیست و ضریب انتقال حرارت تحت تأثیر سرعت گاز و پخش شعله و چگالی قرار می‌گیرد و با افزایش هوای ورودی کاهش می‌یابد [۱].

سپهر صنایع و همکاران در سال ۱۳۸۷، به شبیه‌سازی چرخه‌ی عملکرد موتورهای اشتعال جرقه‌ای و پیش‌بینی عامل‌های عملکردی پرداخته‌اند [۲]. نتایج این کار نشان داده است که مقدار و محل فشار بیشینه در طراحی موتور بسیار مهم است و همواره سعی می‌شود که این نقطه در نزدیکی نقطه مرگ بالا^۱ باشد و همچنین این نوع طراحی باعث می‌شود به قطعات موتور در درازمدت آسیب کمتری وارد شود و در نتیجه اگر جرقه با تأخیر نسبت به نقطه مرگ بالا زده شود، فشار بیشینه گازهای داخل سیلندر دیرتر ظاهر می‌شود و کار حاصل از مرحله انبساط کاهش می‌یابد [۲].

سوریشبابو^۲ و همکاران تجزیه و تحلیل احتراق یک سیلندر را با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و بکارگیری نرم‌افزار انسیس فلونت به انجام رسانده‌اند [۳]. در نهایت این محققان مشخص کرده‌اند که توزیع فشار و دما در بالای سیلندر و نزدیک به درجه ورودی و خروجی یکنواخت نیست که در نتیجه بر اثر احتراق غیرعادی ذرات، سوخت مشتعل نشده از آگروز خارج می‌شود که با تغییرات طراحی موجب تغییرات دما و فشار در نزدیکی درجه‌های ورودی و خروجی شده‌اند و این روش باعث افزایش کارایی موتور شده است [۳].

آران مانهورگورام^۳ و همکاران در سال ۲۰۱۵، به شبیه‌سازی احتراق موتور اشتعال جرقه‌ای پرداخته‌اند [۴]. چون تغییرات نسبت هوا و سوخت در یک موتور احتراق داخلی نسبت به مقدار آرمانی باعث عدم روند کامل احتراق و در نتیجه کاهش بازده می‌شود، نظارت بر نسبت هوا و سوخت باعث بهبود شرایط احتراق و افزایش بازده می‌شود. نتایج پژوهش این محققان نشان داده است که علاوه بر ضرورت نظارت بر نسبت هوا و سوخت، می‌توان برای مدلسازی و بررسی فرآیند احتراق در یک موتور اشتعال جرقه‌ای تنها یک سیلندر را مدلسازی نمود. این محققان نشان داده‌اند که نتایج حاصل از مدلسازی یک سیلندر موتور اشتعال جرقه‌ای با نتایج به دست آمده از اندازه‌گیری‌های واقعی مطابقت دارد [۴].

در سال ۱۳۸۸ محمدحسن جوارشکیان و همکاران شبیه‌سازی سیال داخل سیلندر موتورهای احتراق داخلی با مدل‌های مختلف آشفستگی را بررسی کرده‌اند [۵]. در این تحقیق تأثیر مدل‌های آشفستگی در شبیه‌سازی جریان داخل محفظه احتراق^۴ از لحظه بسته شدن درجه ورودی^۵ تا لحظه باز شدن درجه خروجی^۶ مورد بررسی قرار گرفته و نتیجه‌گیری شده است که مدل کا-اِپسیلون^۷ نتایج بهتری را نسبت به مدل اسپالارت-آلماراس^۸ ارائه می‌دهد. از همه روش‌ها این نتیجه حاصل می‌شود که سرعت آشفستگی در ناحیه نزدیک به سیلندر و زیر درجه‌ها بیشتر از نواحی دیگر است و بردارهای سرعت در ناحیه مجاور دیواره‌های کاسه پیستون، موازی دیواره است و بنابراین جریان حاکم در کاسه پیستون به صورت چرخش سیال است [۵].

1- top dead center
2- G.Surishbabu
3- Arun Manohar Gurrum
4- combustion chamber
5- Inlet valve
6- Outlet valve
7- k-ε method
8- spalart allmaras

در سال ۲۰۲۱ آدن کلیم^۱ و همکاران، اثرات محل قرارگیری شمع بر فرایند احتراق ضربه‌ای را با استفاده از حسگرهای فشار چندگانه بررسی کردند [۶]، نتایج آزمایشگاهی نشان داد که شمع‌ی که در کنار دریچه‌های خروجی قرار گرفته است در مقایسه با شمع واقع شده در کنار دریچه‌های ورودی، دارای احتراق ضربه‌ای بیشتری است. جهت چرخش گردابه‌ها نیز در این پژوهش به منظور کاهش احتراق ضربه‌ای مورد بررسی قرار گرفت، مکان قرارگیری شمع‌ها فقط در چهار نقطه و در گوشه‌های اتاق احتراق واقع شدند. شمع شماره سه که در سمت سوپاپ‌های دود واقع شده بود، بیشترین احتراق ضربه‌ای را ثبت کرده است [۶].

محمود، ای، مشکور^۲ و همکاران در سال ۲۰۱۹ شبیه‌سازی عددی محفظه احتراق نوع پنت روف^۳ را در یک موتور اشتعال جرقه‌ای انجام دادند [۷]. در این تحقیق با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، جریان و فرایند احتراق، انتقال حرارت، و انتشار آلاینده‌ها در محفظه احتراق موتور اشتعال جرقه‌ای در نسبت‌های هم‌ارزی ۰/۸ و ۱ و ۱/۲ در دور موتور ۲۵۰۰ دور در دقیقه مدل‌سازی شد، در این پژوهش، ویژگی‌های جریان درون سیلندر به دست آمد. همچنین نشان داده شد که عملکرد موتور در شرایط احتراق ضعیف منجر به کاهش حداکثر دمای سیلندر به میزان ۴۹۰ درجه کلوین می‌شود [۷]. سنوکونچو^۴ و همکاران در سال ۲۰۱۹، به مدل‌سازی و تکمیل و پیش‌بینی احتراق ضربه‌ای با استفاده از مدل بهینه‌یابی آر.جی.اف^۵ پرداختند [۸]. در کار انجام شده روش‌های جدید و کارآمدی برای ارزیابی احتراق ضربه‌ای پیشنهاد می‌شود. در روش پیشنهادی حاضر دیدگاهی در مورد احتراق ضربه‌ای تصادفی می‌توان به دست آورد، و اینکه سرعت احتراق سریع‌تر در یک عملیات حالت پایدار می‌تواند منجر به شدت ضربه بالاتر شود، زیرا با وجود احتراق سریع‌تر در آن حالت انجام شده، جرم نسوخته زیادی وجود دارد [۸].

در سال ۲۰۱۶ محمد کدهیم علوی^۶، تأثیر نسبت تراکم بر موتور اشتعال جرقه‌ای را بررسی کردند [۹]، و نشان داده شد که افزایش نسبت تراکم از میزان ۶ و ۷ و ۸ به میزان ۹ باعث کاهش مصرف ویژه سوخت موتور، افزایش راندمان حرارتی و کاهش گازهای مونواکسید کربن به مقدار ۶/۳ درصد و هیدروکربن‌های نسوخته به مقدار ۵/۷ درصد شده است [۹]. در سال ۲۰۲۲ شیواکومار ناگاریدی^۷ و همکاران، به بررسی هندسه محفظه احتراق و سیستم تامین سوخت و تأثیر آن بر مصرف سوخت یک موتور اشتعال جرقه‌ای پرداختند [۱۰]. و همچنین انتشار گازهای حاصل از احتراق در آگروز نیز مورد بررسی قرار گرفت. از نتایج آزمایش‌ها دریافت شد که موتورهای دارای چرخش بهینه گازهای خروجی و کنترل الکترونیکی زمان‌بندی پاشش سوخت، دارای آلاینده‌های کمتر و مصرف سوخت کمتری می‌باشند [۱۰].

در سال ۲۰۱۴ راولیکانت ساهو^۸ و همکاران، به بررسی اثر احتراق ضربه‌ای بر روی موتورهای احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای پرداختند [۱۱]. در این تحقیق مروری بر احتراق ضربه‌ای در یک موتور با سوخت بنزین و بررسی ویژگیهای احتراق و انتشار آلاینده‌ها در یک موتور اشتعال جرقه‌ای تک سیلندر چهار زمانه ارائه می‌شود، و مشخص شده است که زمان و میزان فشار تزریق سوخت در تعیین عملکرد موتور و انتشار گازهای گلخانه‌ای نقش مهمی دارد. همچنین مشخص شد که سوخت‌هایی با ساختار شیمیایی متفاوت دارای اثرات مختلف در احتراق ضربه‌ای می‌باشند، و بعضی از سوخت‌ها نسبت به سایرین دارای احتراق ضربه‌ای بالاتری هستند [۱۱].

بنابر جستجوی نویسندگان حل عددی شبیه‌سازی اشتعال مخلوط سوخت و هوا به روش مخلوط پیش‌آمیخته و همچنین بهبود محدوده مناسب قرارگیری شمع به روش عددی در اتاق احتراق پنت‌روف برای موتور خورجینی تا به حال

1- Uddeen, kalim
2- Mahmoud, A , Mashkour
3- pent-roof
4- Seo kwoncho
5- RGF
6- Mohammed kadhim allawi
7- Shiva Kumar Nagareddy
8- Ravikant Sahu

انجام نشده است. لذا روش مخلوط پیش آمیخته برای شبیه سازی، از لحظه بسته شدن دریچه ورودی تا لحظه باز شدن دریچه خروجی انتخاب شد. با توجه به اینکه محل قرارگیری شمع موتور و مکان شروع لحظه احتراق در موتور اشتعال-جرقه‌ای تأثیر بسزایی در فرایند احتراق بهینه و بدون خودسوزی و پدیده احتراق ضربه ای دارد، لذا با قرار دادن محل جرّقه در مکان‌های متفاوت اتاق احتراق پنتروف در نرم‌افزار و شبیه‌سازی‌های متعدد در یک شرایط هندسی و سوخت یکسان، سعی شده است تا با بررسی نحوه انتشار شعله و سرعت جبهه شعله در شبیه‌سازی‌های متفاوت، بهترین محدوده جهت قرار گیری شمع موتور انتخاب شود [۱۲]. این کار در نهایت باعث بهبود کیفیت احتراق و کاهش احتراق ضربه‌ای و در نهایت کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌های خروجی آگروز خواهد شد.

مبانی نظری فرایند اشتعال مخلوط سوخت و هوا

اشتعال مخلوط سوخت و هوا در موتور اشتعال جرّقه‌ای یک فرایند بسیار سریع است که به همین خاطر به صورت نظری گفته می‌شود و در حجم ثابت انجام می‌شود، بنابراین سرعت پخش شعله و نحوه انتشار موج فشاری در محفظه احتراق برای اعمال حداکثر فشار به پیستون از اهمیت بالایی برخوردار است. مهم‌ترین بخش از شبیه‌سازی تعیین و شناخت معادلات حاکم بر مسئله و در نظر گرفتن مدل ریاضی مناسب برای حل آن‌هاست. برای بررسی فرایند احتراق در سیلندر موتور علاوه بر بررسی دینامیک سیال باید مسائل مربوط به انتقال حرارت نیز بررسی و در نظر گرفته شود. مدل‌های ریاضی برای حل مسائل سیال شامل دو نوع مدل است، یکی چند بعدی (دینامیک سیال) و دیگری مدل صفر بعدی (ترمودینامیکی). در نرم‌افزار فلوئنت از مدل ریاضی چند بعدی استفاده می‌شود. این نرم‌افزار در تمامی مسائل، معادلات بقا برای جرم و تکانه را حل می‌کند. در مسائلی که بررسی انتقال حرارت سیال و میدان دما در حجم کنترل مدنظر است، رابطه بقای انرژی نیز به معادلات دیگر اضافه و حل می‌شود. همچنین در حالت‌هایی که سرعت سیال موجب می‌شود که سیال در محدوده جریان آشفته قرار بگیرد، دیگر معادلات بقا نیز حل می‌شوند.

رابطه بقای جرم

رابطه بقای جرم یا به بیانی دیگر رابطه پیوستگی^۱ در حالت کلی در یک مختصات مرجع ثابت در زیر ارائه شده است [۶].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + (\vec{\nabla} \cdot \rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

که از آن در مدل‌سازی سیالات تراکم پذیر و تراکم ناپذیر به‌خوبی استفاده می‌می‌شود.

رابطه بقای تکانه

رابطه بقای تکانه^۲ در یک مختصات ثابت به شکل زیر ارائه می‌شود [۱۳].

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p - \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

که در آن p فشار سکون، $\bar{\tau}$ تانسور تنش، و $\rho \vec{g}$ و \vec{F} به ترتیب نیروی گرانش و نیروی خارجی اعمال شده به حجم کنترل و \vec{v} بردار سرعت سیال می‌باشند. تانسور تنش در این رابطه به شکل زیر است [۱۳].

$$\bar{\tau} = \mu \left[\Delta \vec{v} + \frac{1}{3} \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) \right] \quad (3)$$

که در این رابطه μ لزجت مولکولی سیال است.

1- Continuity equation
2- Momentum equation

رابطه کلی انرژی

رابطه انرژی^۱ را به صورت کلی می توان به شکل زیر ارائه کرد [۱۳].

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \vec{v} \cdot (\rho \vec{v} E) = \vec{v} \cdot (K \vec{\nabla} T) + \vec{v} \cdot (\vec{\sigma} \cdot \vec{v}) + W_f + q_H \quad (۴)$$

که در آن q_H انرژی حاصل از منبع حرارتی به جز منبع حرارت هدایتی از قبیل تشعشع و انرژی حرارتی آزاد شده از واکنش های شیمیایی است. در این معادله E به شکل زیر تعریف می شود [۱۳].

$$E = e + \vec{v}^2/2 \quad (۵)$$

e انرژی داخلی بر واحد جرم، E انرژی کل بر واحد جرم است و $\vec{\sigma}$ تنش های سطح است و از رابطه زیر محاسبه می شود، که عبارتند از کار نیروهای سطح وارد بر سیال [۱۳].

$$Q_s = \vec{\sigma} \cdot \vec{v} = -p\vec{v} + \vec{\tau} \cdot \vec{v} \quad (۶)$$

از طرفی W_f کار نیروهای خارجی بوده که از رابطه زیر به دست می آید [۱۳].

$$W_f = \rho \vec{f}_e \cdot \vec{v} \quad (۷)$$

که در آن \vec{f}_e برآیند کار نیروهای حجمی است.

معادلات حاکم برای جریان آشفته

مدل کا-پسیلون معروف ترین مدل دو رابطه ای است، زیرا درک آن آسان تر و استفاده از آن در برنامه نویسی ساده تر است. در مدل های گردابه ای لزج کا-پسیلون، میدان آشفتگی بر حسب دو متغیر انرژی جنبشی جریان آشفته K و نرخ پخش لزجت انرژی جنبشی آشفته ε بیان می شود.

$$K = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (۸)$$

که در این معادله $\overline{u'_i u'_i}$ مجذور سرعت متوسط آشفتگی در راستای i است [۱۴].

$$\varepsilon = \left(\frac{\mu}{\rho} \right) \overline{u'_{i,j} u'_{i,j}} \quad (۹)$$

که در آن مشتق مکانی سرعت متوسط آشفتگی برابر رابطه زیر است [۱۴].

$$\overline{u'_{i,j}} = \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_j} \quad (۱۰)$$

به کمک تحلیل ابعادی می توان نشان داد که لزجت آشفته μ_t را می توان به مقیاس طول گردابه های بزرگ جریان آشفته مرتبط ساخت:

$$\mu_t \propto \rho u_l \delta_l \quad (۱۱)$$

که در آن u_l و δ_l به ترتیب مقیاس سرعت و مقیاس طول بزرگ ترین گردابه ها در میدان جریان آشفته است. به علاوه می توان نشان داد که مقیاس سرعت و مقیاس طول به صورت زیر با k و ε تناسب دارند.

$$u_l \propto \sqrt{k} \quad (۱۲)$$

$$\delta_l \propto \frac{\sqrt{k^3}}{\varepsilon} \quad (۱۳)$$

با جایگذاری معادلات (۱۲) و (۱۳) در رابطه (۱۱) می توان نتیجه گرفت که رابطه زیر برقرار است [۱۴].

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (۱۴)$$

1- Energy equation

که در آن C_μ یک ضریب تجربی است و مقدار آن را معمولاً برابر 0.09 در نظر می‌گیرند. در مدل استاندارد کاپا-سیلون مقادیر k و ε از طریق رابطه‌های نیمه تجربی زیر به دست می‌آیند [۱۴].

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j k_j = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} k_j \right)_j + G + B - \rho \varepsilon \quad (15)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_j \varepsilon_j = \left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\varepsilon} \varepsilon_j \right)_j + C_1 \frac{\varepsilon}{k} G + C_1 (1 - C_3) \frac{\varepsilon}{k} B - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (16)$$

که در آن C_1 و C_2 و C_3 ضرایب تجربی بوده و σ_k و σ_ε به ترتیب اعداد پرانتل و اشمیت مربوط به جریان آشفته سیال می‌باشند. عبارات $C_1 \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) G$ و $C_2 \rho \left(\frac{\varepsilon^2}{k} \right)$ در رابطه (۱۶) به ترتیب بیانگر فرآیندهای تولید برشی ε و فرآیندهای پخش لزجت انرژی جنبشی ε می‌باشند. عبارت $C_1 (1 - C_3) \frac{\varepsilon}{k} B$ بیانگر اثرات شناوری است. در رابطه (۱۷) عبارت G بیانگر میزان تولید انرژی جنبشی آشفته ناشی از اندرکنش بین جریان متوسط و میدان جریان آشفته است و از همین رو به آن اصطلاحاً عبارت تولید برشی گفته می‌شود. عبارت B نیز بیانگر تولید اتلاف شناوری ناشی از میدان چگالی نوسان کننده جریان است. روابط صریح برای G و B به صورت زیر هستند [۱۴].

$$G = -\rho \overline{u'_i u'_j} u_{i,j} \quad (17)$$

$$B = \overline{\rho' u'_i} g_i \quad (18)$$

با قرار دادن رابطه (۱۱) یعنی رابطه اساسی بوزینسک در معادله (۱۷) می‌توان به نتیجه زیر دست یافت.

$$G \approx \mu_t (u_{i,j} + u_{j,i}) u_{i,j} \quad (19)$$

مقدار B را می‌توان با استفاده از تقریب لزجت گردابه که در آن شار آشفته چگالی نوسان کننده برحسب گرادیان‌های چگالی متوسط به دست می‌آید، مدل نمود [۱۴].

$$B \approx -\frac{\mu_t}{\rho \sigma_p} \rho_i g_i \quad (20)$$

که در آن σ_p عدد اشمیت و پرانتل مربوط به جریان آشفته سیال می‌باشند. برای جریان‌های چگالی ثابت، عبارت شناوری با استفاده از تقریب بوزینسک به صورت زیر به دست می‌آیند [۱۴].

$$B = g \cdot \left[\frac{\mu_t}{\sigma_t} \beta_T T_i + \frac{\mu_t}{S_t} \beta_C C_i \right] \quad (21)$$

مبانی احتراق پیش آمیخته

مدل آشفته احتراق پیش آمیخته بر اساس پژوهش زیمونت و همکاران، شامل حل رابطه مومنتوم برای یک متغیر پیشرفت واکنش است. این رابطه بر پایه تعریف سرعت شعله آشفته استوار است [۱۵].

گسترش پیشانی شعله

در بسیاری از سامانه‌های پیش آمیخته صنعتی احتراق در نوار باریکی از شعله رخ می‌دهد. با حرکت پیشانی شعله واکنش دهندگان مشتعل شده که موجب تبدیل واکنش دهندگان پیش آمیخته نسوخته به محصولات واکنش احتراق می‌شود. بنابراین مدل احتراق پیش آمیخته میدان جریان واکنش را در دو بخش مواد سوخته و نسوخته در نظر می‌گیرد که به وسیله نوار شعله جدا شده‌اند. بنابراین مسیر فرآیند مشابه با واکنش پیشانی شعله است.

گسترش پیشانی شعله با حل یک رابطه انتقال برای متغیر مقداری c (متغیر پیشرفت واکنش) مدل می‌شود [۸].

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho c) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} c) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{S C_t} \nabla c \right) + \rho S_c \quad (22)$$

که در آن c متغیر پیشرفت واکنش، Sc_t عدد آشفتگی اشمیت برای گرادیان شار آشفتگی و S_c منشأ مشخصه پیشرفت واکنش (S^{-1}) است. متغیر پیشرفت واکنش به شکل زیر تعریف می‌شود [۱۶].

$$c = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i}{\sum_{i=1}^n Y_{i,ad}} \quad (23)$$

که در آن n تعداد محصولات، Y_i کسر جرمی مواد i و $Y_{i,ad}$ کسر جرمی مواد i پس از احتراق بی‌دررو کامل است. بر اساس این تعریف زمانی که مخلوط هوا و سوخت به‌طور کامل مشتعل شده c برابر با یک و زمانی که مخلوط به‌طور کامل نسوخته است c صفر است [۱۶].

متوسط نرخ واکنش در رابطه گسترش پیشانی شعله به شکل زیر مدل می‌شود.

$$\rho S_c = \rho_u U_t |\nabla c| \quad (24)$$

که در آن ρ_u چگالی مخلوط نسوخته و U_t سرعت شعله آشفته است [۱۶].

سرعت پیشانی شعله

مسئله‌ی کلیدی در مدل احتراق پیش آمیخته، حدس U_t سرعت شعله آشفته عمود بر سطح شعله است. سرعت شعله آشفته از موارد زیر تأثیر می‌گیرد:

الف) سرعت شعله آرام که با تمرکز سوخت، دما و مشخصه‌های نفوذ مولکولی مشابه با مشخصه‌های جنبشی شیمیایی دقیق تعیین می‌شود.

ب) پیشانی شعله با گردابه‌های بزرگ کشیده و نازک می‌شود و با گردابه‌های کوچک ضخیم می‌شود.

در فلوئنت سرعت شعله آشفته با استفاده از مدلی برای پیشانی شعله ضخیم شده و نازک شده محاسبه می‌شود [۹].

$$U_t = A(u')^{3/4} U_l^{1/2} \alpha^{-1/4} l_t^{1/4} \quad (25)$$

$$U_t = Au' \left(\frac{\tau_t}{\tau_c} \right)^{1/4} \quad (26)$$

که در آن A ثابت مدل، u' سرعت ریشه میانگین مربع، U_l سرعت شعله آرام، α ضریب انتقال حرارت مولکولی مخلوط نسوخته، l_t مقیاس طول آشفتگی، τ_t مقیاس زمانی آشفتگی و τ_c مقیاس زمانی فرآیند شیمیایی است. مقیاس طولی آشفتگی با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۶].

$$l_t = C_D \frac{(u')^3}{\epsilon} \quad (27)$$

که در آن ϵ نرخ پخش آشفتگی است.

محاسبه دما

روش محاسبه دما به این بستگی دارد که مدل بی‌دررو بوده و یا دررو است.

$$T = (1 - c)T_u + cT_{ad} \quad (28)$$

محاسبه دمای بی‌دررو

برای مدل احتراق پیش‌آمیخته فرض می‌شود دما به‌طور خطی بین دمای مخلوط نسوخته T_u و دمای محصولات سوخته تحت شرایط بی‌درروی T_{ad} تغییر می‌کند [۱۶].

محاسبه دمای دررو

برای مدل احتراق پیش‌آمیخته دررو، فلوئنت یک رابطه انتقال انرژی را برای در نظر گرفتن هرگونه اتلاف و دریافت گرما درون سامانه حل می‌کند. این اتلاف‌ها یا دریافت‌ها می‌تواند شامل منابع گرما به‌واسطه واکنش شیمیایی و یا برای مثال اتلاف حرارتی به‌واسطه تشعشع شود. رابطه انرژی به شکل آنتالپی محسوس h برای سوخت به‌طور کامل ترکیب‌شده به شکل زیر است [۱۶].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} h) = \nabla \cdot \left(\frac{k + k_t}{c_p} \nabla h \right) + S_{h,chem} + S_{h,rad} \quad (29)$$

$S_{h,rad}$ اتلاف حرارتی به‌واسطه تشعشع و $S_{h,chem}$ دریافت حرارتی به واسطه واکنش شیمیایی را نشان می‌دهد:

$$S_{h,chem} = \rho S_c H_{comb} Y_{fuel} \quad (30)$$

که در آن S_c نرخ میانگین شکل‌گیری محصولات، H_{comb} گرمای احتراق برای اشتعال یک کیلوگرم از سوخت و Y_{fuel} کسر جرمی سوخت ترکیب نسوخته است [۱۶].

محاسبه چگالی

زمانی که از مدل احتراق پیش‌آمیخته استفاده شود فلوئنت چگالی را با استفاده از قانون گاز آرمانی محاسبه می‌کند. برای مدل بی دررو، از تغییرات فشار صرف‌نظر شده و متوسط وزن مولکولی ثابت در نظر گرفته می‌شود. سپس چگالی گاز سوخته با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۶].

$$\rho_b T_b = \rho_u T_u \quad (31)$$

که زیرنویس u مربوط به مخلوط سرد نسوخته و زیرنویس b مربوط به مخلوط داغ سوخته است. برای مدل دررو می‌توان در فلوئنت انتخاب کرد که محاسبه چگالی از طریق رابطه گاز آرمانی شامل تغییرات فشار شود یا ثابت در نظر گرفته شود. اگر تغییرات فشار مدنظر قرار نگیرد فلوئنت چگالی را به شکل زیر محاسبه می‌کند [۱۶].

$$\rho T = \rho_u T_u \quad (32)$$

که در این رابطه T با حل رابطه انرژی محاسبه می‌شود.

صحه گذاری

در این پژوهش با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلوئنت و به روش احتراق مخلوط پیش‌آمیخته، یک موتور اشتعال جرقه‌ای آزمایشگاهی تحلیل شده است. نتایج آزمایشگاهی احتراق این موتور حاصل کار میشل باتیستونی و همکاران است. این نتایج آزمایشگاهی موجود با نتایج حاصل از تحلیل نرم‌افزار در یک شرایط یکسان و سوخت یکسان مقایسه شده است. مشخصات هندسی موتور مورد نظر مطابق جدول (۱) ارائه شده است [۱۷].

محاسبات احتراق پیش‌آمیخته به روش دینامیک سیالات محاسباتی در نرم‌افزار انسیس فلوئنت صورت گرفته است. با استفاده از معادلات آشفته‌گی کا.ا.پسیلون مطابق با تحقیق آقای جوارشکیان و همکاران [۳] شبیه‌سازی جریان سیال با سه مدل آشفته‌گی آر.اس.ام^۱، کا.ا.پسیلون^۲ و اسپالارت آلماراس^۳، بررسی شد. و با توجه به اینکه روش کا.ا.پسیلون نتایج قابل قبولی را دارد و در راهنمای نرم‌افزار و تحلیل‌های گذشته نیز به‌عنوان روش حل پیشنهادی در مخلوط پیش‌آمیخته ارائه شده است، از این روش در نرم‌افزار فلوئنت استفاده شده است.

1- R.S.M

2- k-ε

3- spalart allmaras

در نرم افزار انسیس و میز کار فلونت بخش شبکه این نرم افزار، شبکه بندی مورد نظر برای هندسه سیلندر و محفظه احتراق انجام گرفته است که بخش تحت حرکت پیستون که نیاز به داینامیک مش دارد به صورت مپ^۱ و شبکه های هگزاهدرون^۲ و بخش اتاق احتراق از شبکه بندی نوع تتراهرون^۳ استفاده شده است.

مشخصات کارکردی داده های موتور در شرایط آزمایشگاهی مطابق جدول شماره (۲) ارائه شده است. با توجه به مشخصات ارائه شده هندسه یک سیلندر از موتور مورد نظر مطابق شکل (۱) در نرم افزار انسیس مدل سازی و مطابق شکل (۲) شبکه بندی شده است.

م. باتیستونی و همکاران [۱۷]، در تحقیق آزمایشگاهی خود نمودار تغییرات فشار برحسب زاویه میل لنگ را با نسبت هم ارزی های مختلف بدست آوردند که نسبت ۰/۹ شرایط فشار و دمایی بهینه تری داشته است و در تحقیق حاضر از آن نتایج نیز استفاده شده است. نتایج شبیه سازی با نرم افزار فلونت در شکل (۳) با نمودار آزمایشگاهی مقایسه شده است که با دقت قابل قبولی در مقایسه با داده های آزمایشگاهی ظاهر شده است [۱۷].

جدول ۱- مشخصات هندسی موتور آزمایشگاهی [۱۷]

Table 1- Geometric specifications of laboratory motor [17]

characteristic	description	unit
Type of engine	Spark ignition engine(4-stroke)- experimental engine and optical access(research engine)	-
Number of cylinders	one	-
Engine displacement volume	500	cm ³
Piston diameter	8.5	cm
Piston course	8.8	cm
Crankshaft radius	4.4	cm
Compression ratio	8.8	-
Type of combustion chamber	Pent roof	-
Number of inlet valves	2	-
Number of outlet valves	2	-
The length of connecting rod handle	13.9	cm

جدول ۲- مشخصات کارکردی موتور آزمایشگاهی [۱۷]

Table 2 - Functional specifications of laboratory engine [17]

Characteristic	description	unit
Fuel consumption	petrol	-
Engine speed	900	rpm
Fuel system	PFI	-
Retard of gas valve close	19	Degree after B.D.C ⁴
Advance opening of the smoke valve	14	Degree before B.D.C
Spark time	17	Degree before T.D.C ⁵

1- mapping
 2- Hexahedron
 3- tetrahedron
 4- bottom dead center
 5- top dead center

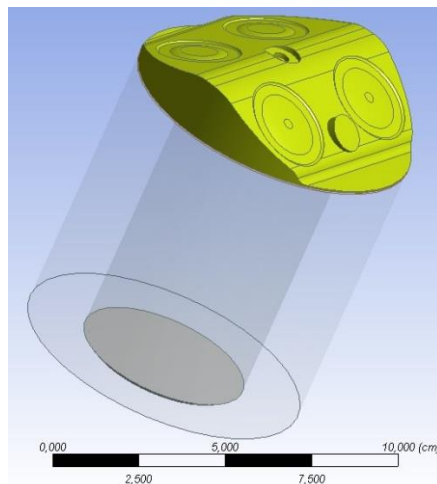


Figure 1- Geometry of a cylinder from a laboratory engine
شکل ۱- هندسه یک سیلندر از موتور آزمایشگاهی

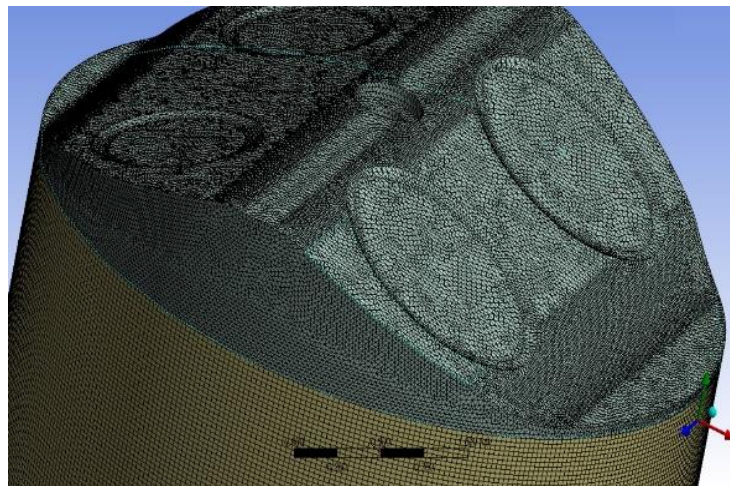


Figure 2- meshing geometry of a cylinder
شکل ۲- هندسه شبکه‌بندی شده از یک سیلندر

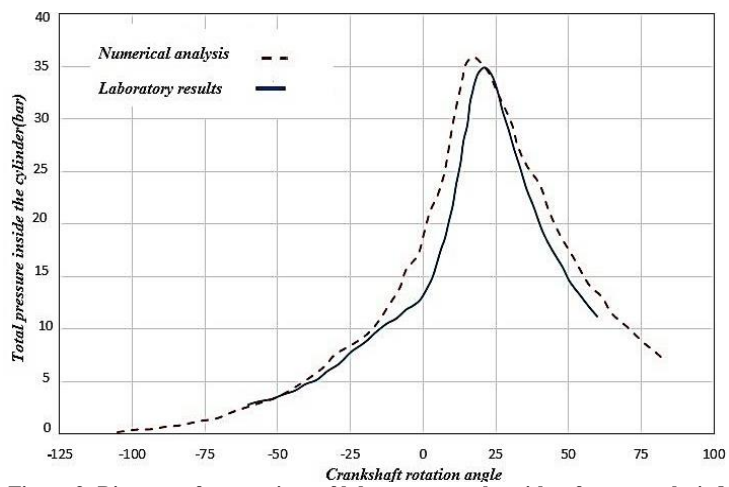


Figure 3- Diagram of comparison of laboratory results with software analysis [17]
شکل ۳- نمودار مقایسه نتایج آزمایشگاهی با تحلیل نرم‌افزاری [۱۷]

در جدول (۳) مشخص شده که بیشینه فشار در چه درجه‌ای از زاویه گردش میل‌لنگ، برای موتور آزمایشگاهی^۱ و تحلیل حاضر صورت گرفته است و همچنین میزان خطای به وجود آمده در نرم‌افزار نیز محاسبه شده است.

جدول ۳- مقایسه نتایج آزمایشگاهی و تحلیل نرم‌افزاری [۱۷]

Table 3- Comparison of laboratory results and software analysis [17]

Calculated characteristic	Amount obtained	unit
The amount of maximum pressure from the experimental test	35	bar
The amount of maximum pressure obtained from the present study	35/8	bar
percentage error	2/2	%

تحلیل اشتعال مخلوط سوخت و هوا در موتور اشتعال جرقه‌ای خورجینی

توان موتور موردنظر ۳۲۵ اسب بخار بوده است و بقیه مشخصات آن مطابق جدول (۴) آورده شده است. همچنین شبیه سازی اشتعال این نوع موتور و بهینه یابی محل مناسب شمع تاکنون به روش احتراق مخلوط پیش‌آمیخته با توجه به اطلاعات نویسندگان انجام نشده است. در جدول (۴) برخی مشخصات کارکردی و هندسی موتور خورجینی موردنظر از جمله ترتیب احتراق، قطر پیستون و شعاع لنگ و غیره ذکر شده است.

جدول ۴- مشخصات هندسی موتور خورجینی مورد نظر

Table 4- Geometric specifications of the desired v-type engine

characteristic	description	unit
Engine power	325	horse power(hp)
Type of engine	v-type Spark ignition engine	-
manufacturing factory	Volkswagen	-
Piston diameter	10.3	cm
Piston course	10.3	cm
Crankshaft radius	5/15	cm
Compression ratio	10	-
Number of Cylinder	8	-
Combustion arrangement	1-5-4-8-6-3-7-2	-
Angle of v-type engine	90	degree

سوخت موردنظر جهت این موتور ایزواکتان بوده و از روش مخلوط پیش‌آمیخته جهت تحلیل اشتعال این موتور استفاده شده است، نوع اتاق احتراق آن پنت‌روف^۲ بوده و هر سیلندر دارای دو عدد دریچه ورودی و دو عدد دریچه خروجی است. شروع شبیه‌سازی از لحظه بسته شدن سوپاپ گاز تا لحظه باز شدن سوپاپ دوداست. مشخصات فیزیکی سوخت موتور موردنظر و برخی مشخصه‌های ضروری جهت اعمال در نرم‌افزار فلونت برای روش احتراق پیش‌آمیخته در جدول (۵) آورده شده است. مطابق مشخصه‌های ذکر شده در جدول‌های (۴) و (۵) و استفاده از مدل محفظه احتراق پنت‌روف شکل یک سیلندر از موتور موردنظر در نرم‌افزار انسیس فلونت مدل‌سازی شده است و در محیط شبکه همان نرم‌افزار شبکه‌بندی^۳ شده است. مدل‌سازی اولیه و شبکه‌بندی اولیه سیلندر موتور در شکل (۴) آورده شده است. مشخصات مورد نیاز موتور اشتعال جرقه‌ای موردنظر جهت اعمال در شرایط مرزی^۴ مسئله و نوع و مقدار سوخت مصرفی در جدول (۶) آورده شده است و برخی مشخصه‌های موجود در جدول از طریق محاسبات موتور احتراق داخلی به‌دست آمده است. همچنین برخی

1- laboratory engine
2- Pent roof
3- Meshing
4- Boundary conditions

مشخصه‌های دیگر از موتور موردنظر جهت اعمال در روش درون سیلندر^۱ نرم‌افزار فلونت در جدول (۷) آمده است، که شامل مقدار گردش میل‌لنگ در هر گام زمانی^۲، شعاع میل‌لنگ و ... است.

جدول ۵- مشخصات فیزیکی و سوخت موتور خورجینی مورد نظر

Table 5 - Physical specifications and fuel of the desired v-type engine

characteristic	symbol	Amount	unit
Dead cylinder volume (combustion chamber volume)	V_c	96/62	Cm^3
Engine displacement volume	V_d	6957/2	Cm^3
Cylinder initial pressure	p_1	100	kPa
Cylinder initial temperature	T_1	333	K
Gas constant	R	0/287	kJ/kg.K
stoichiometric air fuel ratio	$A_{-F,ST}$	15/12	-
actual air fuel ratio	$A_{-F,ACT}$	16/8	-
Fuel equivalence ratio	ϕ	0.9	-
The ratio of the diameter to the displacement length of the piston	B/L	1	-

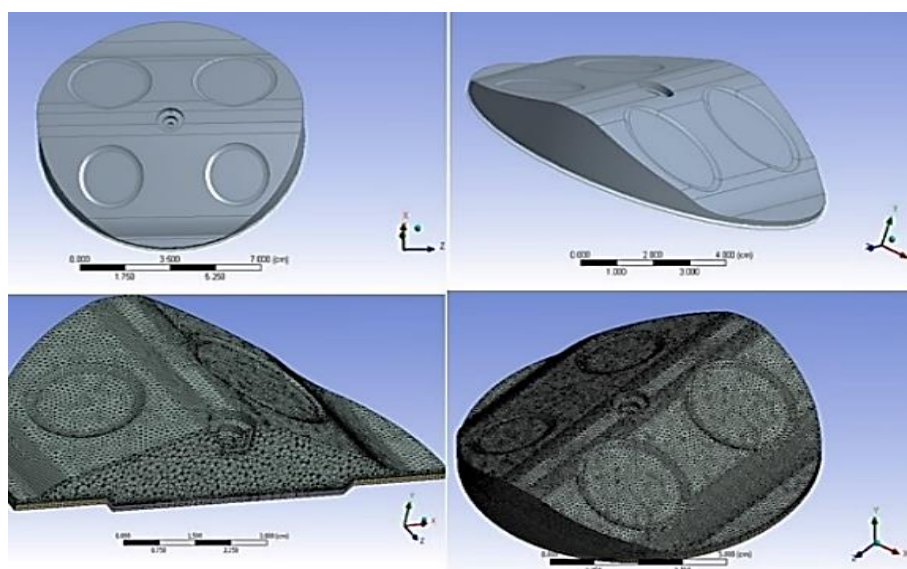


Figure 4- Initial design and meshing in the software

شکل ۴- طراحی اولیه و شبکه بندی در نرم‌افزار

جدول ۶- مشخصات مورد نیاز موتور اشتعال جرقه‌ای موردنظر

Table 6- Required specifications of spark ignition engine

characteristic	Amount	unit
Type of combustion	Premixed mixture	-
Number of sparks	Once in each cycle	-
Spark time	17 degrees before T.D.C	-
Fuel molecular weight	30.37	kJ/kg.mol
Specific heat of fuel	4.43×10^7	J/kg
Equivalence ratio	0.9	-
fuel type	Iso-octane	C_8H_{18}
Fuel mass fraction	0.056	-
Cylinder head temperature	570	k
Cylinder wall temperature	540	k
Piston head temperature	620	k

1- In-cylinder method

2- Time step

جدول ۷- مشخصات ضروری جهت اعمال در روش درون سیلندر نرم‌افزار فلوئنت

Table 7- Necessary specifications for application in the in-cylinder method of Fluent software

characteristic	Amount	unit
Engine speed	4000	rpm
The beginning of the simulation moment	19	Degree after T.D.C
Time step value (degree of crankshaft rotation)	0.1	degree
Radius of crankshaft	5.15	cm
The length of the connecting rod	15.5	cm

بررسی استقلال نتایج از شبکه‌بندی

نتایج شبیه‌سازی در نرم‌افزار فلوئنت و هر نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی ارتباط مستقیم به نحوه شبکه‌بندی شکل مورد نظر دارد. بنابراین اگر از شبکه نامناسب و یا از شبکه‌هایی با اندازه درشت استفاده شود احتمال خطا و جواب نامناسب نیز در محاسبات زیادتر می‌شود. به همین دلیل در هر شبیه‌سازی به شبکه‌بندی مناسبی جهت رسیدن به جواب مناسب و با خطای کمتر نیاز است، یعنی تا حد ممکن شبکه‌بندی باید ریز و با کیفیت و نوع متناسب با تحلیل مدنظر تنظیم شود، به گونه‌ای که با ریزتر کردن شبکه‌ها و تغییرات بیشتر نتایج شبیه‌سازی تغییرات چشم‌گیری نداشته باشد و در اصطلاح تحلیل مسئله مستقل از شبکه‌بندی شود. در آغاز تحلیل موتور موردنظر، در ابتدا شبکه‌سازی با شبکه‌هایی که از اندازه ۰/۰۹ سانتی‌متر برخوردارند، انجام گرفته است. در شبیه‌سازی با این اندازه، فشار بیشینه و دمای بیشینه احتراق به مقادیر ۸۳ بار و ۳۷۰۰ درجه کلوین رسیده است. در شبیه‌سازی بعدی باید با ریزتر کردن شبکه‌ها از میزان خطای به وجود آمده در تحلیل قبلی مطمئن شد و استقلال از شبکه را بررسی کرد. بنابراین با اندازه جدید شبکه‌بندی که برابر ۰/۰۷۷ سانتی‌متر است، کار شبیه‌سازی ادامه می‌یابد. در این شبیه‌سازی بیشینه فشار ۶۱/۵ بار و بیشینه دمای درون سیلندر ۲۸۷۶ درجه کلوین است. با بررسی این دو شبیه‌سازی و مقایسه آن‌ها با یکدیگر و ریزتر کردن شبکه‌بندی به اندازه ۰/۰۶۵ سانتی‌متر و ۰/۰۶ سانتی‌متر، به این نتیجه می‌توان دست یافت که با ریزتر کردن شبکه‌ها نسبت به اندازه ۰/۰۶۵ سانتی‌متر دیگر نتایج شبیه‌سازی تغییر چندانی نمی‌کند و نتایج شبیه‌سازی‌ها به صورت نمودار در شکل (۵) که تغییرات فشار برحسب زاویه میل‌لنگ و شکل (۶) تغییرات دما برحسب زاویه میل‌لنگ در فرایند اشتعال مخلوط سوخت و هوا درون موتور اشتعال جرقه‌ای خورجینی مورد نظر را بیان می‌کند.

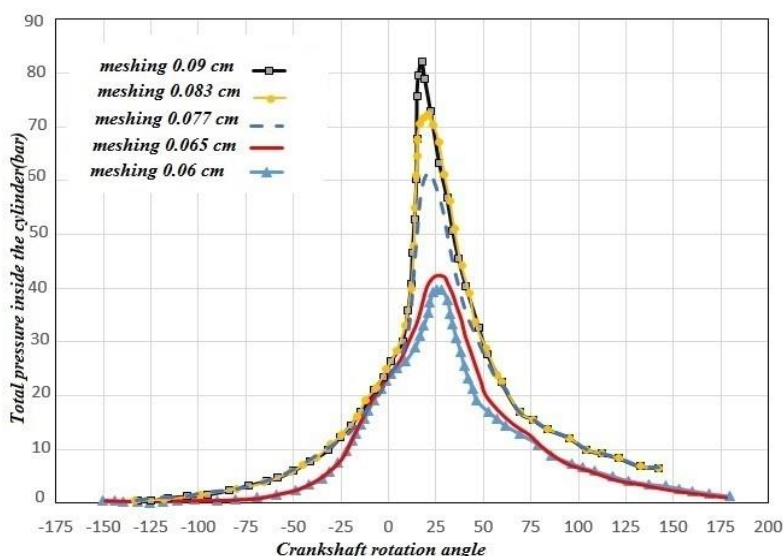


Figure 5- Diagram of pressure changes in terms of crankshaft rotation angle in different meshes

شکل ۵- نمودار تغییرات فشار برحسب زاویه چرخش میل‌لنگ در شبکه‌بندی‌های مختلف

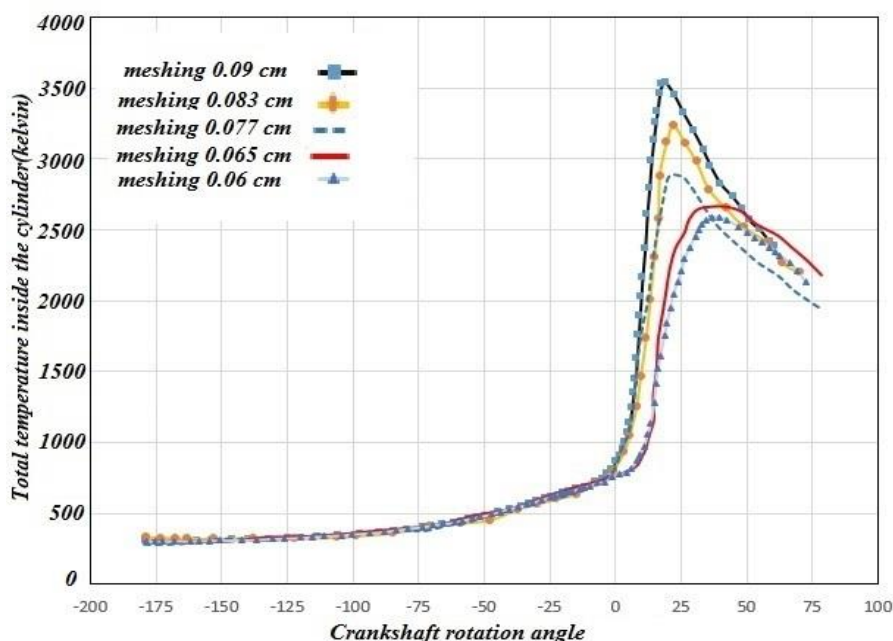


Figure 6- Diagram of temperature changes in terms of crankshaft rotation angle in different meshes
 شکل ۶- نمودار تغییرات دما بر حسب زاویه چرخش میل لنگ در شبکه بندی های مختلف

در جدول (۸) مقدار فشار بیشینه و دمای بیشینه برای اندازه های مختلف شبکه بندی نشان داده شده است. با توجه به نتایج عددی نیز به این نتیجه می توان رسید که برای شبکه بندی های ریزتر جواب دقیق تری حاصل خواهد شد و همچنین مشخص است که در شبکه بندی ۰/۰۶ و ۰/۰۶۵ جواب ها بسیار به یکدیگر نزدیک می باشند.

جدول ۸- مقدار فشار و دمای بیشینه در تحلیل های مختلف

Table 8- Maximum pressure and temperature in different analyzes

Meshing number	Mesh size(cm)	Maximum pressure of combustion(bar)	Maximum temperature of combustion(kelvin)
1	0.09	82	3534
2	0.083	72.2	3230
3	0.077	61.5	2876
4	0.065	42	2663
5	0.06	39.2	2584

نتایج تحلیل موتور خورجینی موجود

نتایج حاصل از شبیه سازی حاضر در قالب شکل ها و نمودارهای ارائه شده در این بخش، تحلیل و بررسی شده است. در ابتدا نحوه توزیع فشار از لحظاتی قبل از احتراق، تا جایی که به حالت بیشینه خود می رسد در شکل های (۵) و (۷) نشان داده شده است. در شکل (۷) و در حالت شماره یک موقعیت پیستون، نقطه قبل از جرقه شمع را نشان می دهد که در آن فشار بر اثر تراکم گاز درون سیلندر به ۱۵/۴ بار رسیده است. در حالت شماره ۱۲ در شکل (۷) موقعیت پیستون تقریباً بیشینه فشار درون سیلندر بر اثر احتراق اتفاق افتاده است. این مقدار ۳۹/۲ بار و با توجه به موقعیت میل لنگ ۳۳ درجه بعد از نقطه مرگ بالا اتفاق افتاده است.

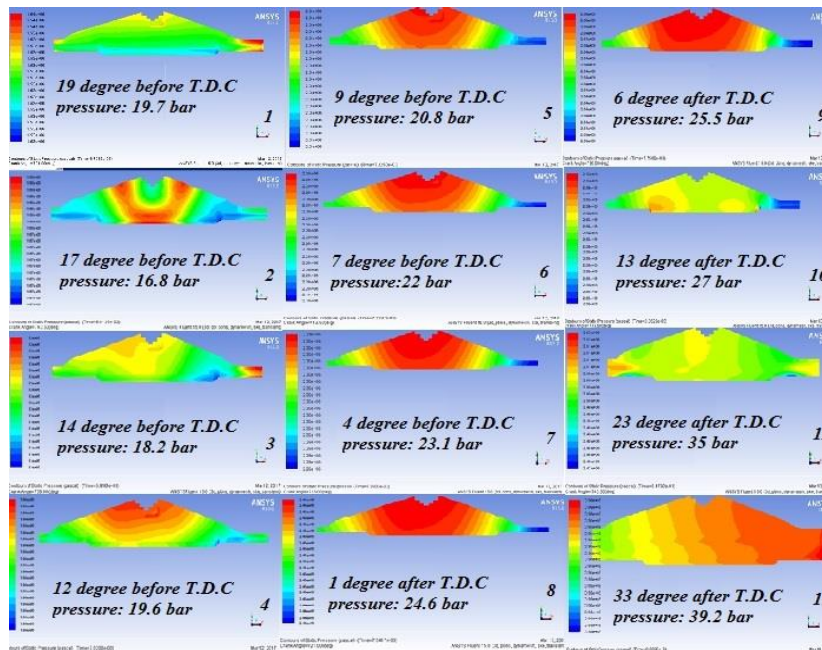


Figure 7- How to distribute pressure from the beginning of combustion to reaching maximum pressure
 شکل ۷- نحوه توزیع فشار از ابتدای احتراق تا رسیدن به فشار بیشینه

همان طور که از شکل (۷) مشخص است نقاط قرمز رنگ بیشترین فشار و نقاط آبی رنگ کمترین فشار در یک لحظه را نشان می‌دهد، به طوری که مشاهده می‌شود بیشترین فشارها در زمان‌های مختلف در مرکز پیستون اعمال می‌شود. شکل (۸) نمودار تغییرات فشار برحسب زاویه چرخش میل‌لنگ در این موتور را نشان می‌دهد. همان طور که مشخص است،

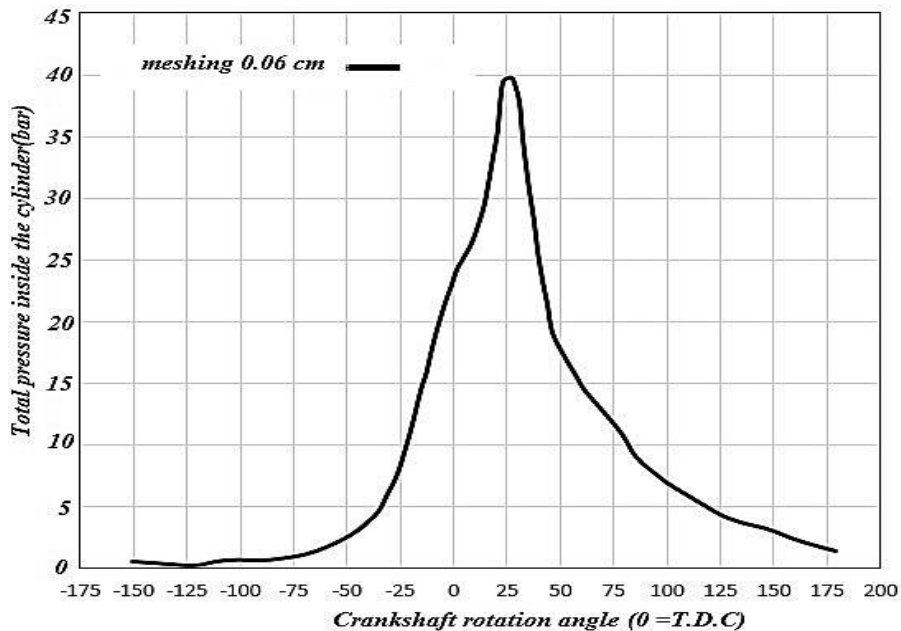


Figure 8- Cylinder pressure changes in terms of crankshaft rotation angle

شکل ۸- تغییرات فشار سیلندر برحسب زاویه چرخش میل‌لنگ

وقتی که جرقه در ۱۷ درجه قبل از نقطه مرگ بالا صورت گیرد، فشار بیشینه تقریباً ۲۵ درجه بعد از نقطه مرگ بالا به وجود آمده است و مقدار آن ۴۰ بار است، که در دور موتور ۴۰۰۰ دور در دقیقه به وقوع پیوسته است. تحلیل دمایی و توزیع دما از لحظه شروع احتراق تا لحظه رسیدن به بیشینه دمای سیلندر در شکل (۹) نشان داده شده است. با توجه به محدوده‌های قرمز رنگ درون شکل مشخص است که بیشترین دما در ناحیه‌های اطراف دهانه شمع و دریچه‌های ورودی و خروجی و مرکز پیستون است.

نحوه انتشار جبهه شعله در مخلوط پیش‌آمیخته از لحظه جرقه شمع تا انتشار شعله به تمام نقاط، متناسب با زمان و زاویه چرخش میل‌لنگ در شکل (۱۰) آورده شده است.

همان‌طور که در شکل مشخص است، زمان لازم جهت انتشار شعله به کل حجم مخلوط در دور ۴۰۰۰ دور در دقیقه تقریباً ۵۰ درجه چرخش میل‌لنگ است، این زمان از ۷۰۳ درجه چرخش میل‌لنگ که شروع جرقه است تا ۵۳ درجه بعد از جرقه ادامه یافته است، تا اینکه تمام شعله درون سیلندر پخش شده و تمام مخلوط سوخت مشتعل شده باشد.

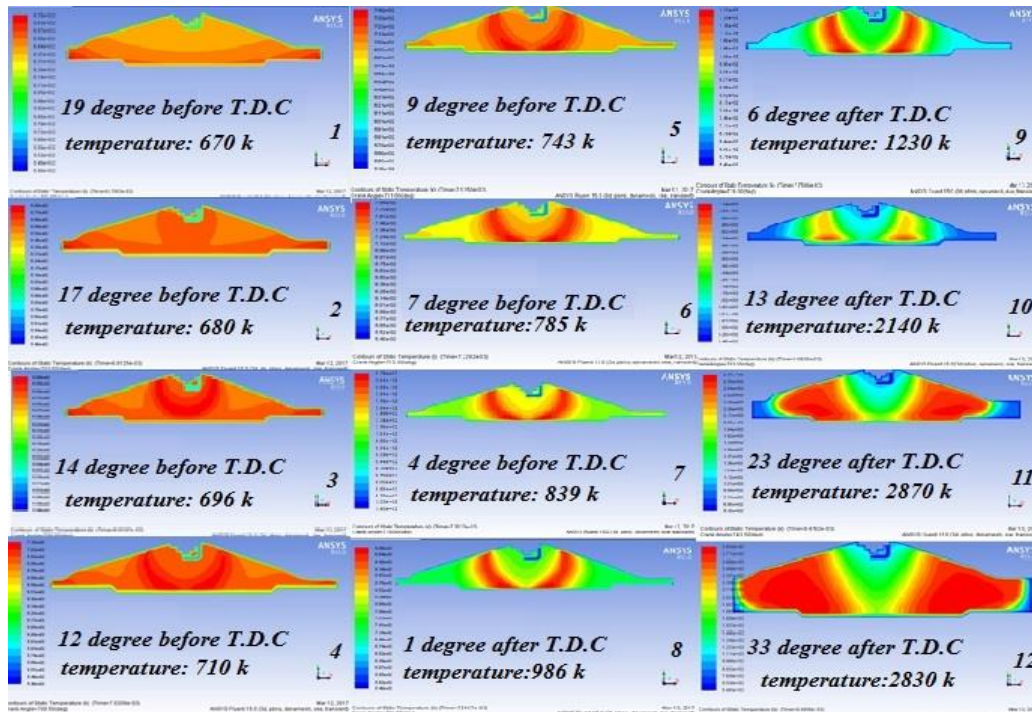


Figure 9 - Temperature distribution inside the cylinder from the beginning of combustion to the maximum temperature

شکل ۹- توزیع دمای درون سیلندر از ابتدای احتراق تا رسیدن به دمای بیشینه

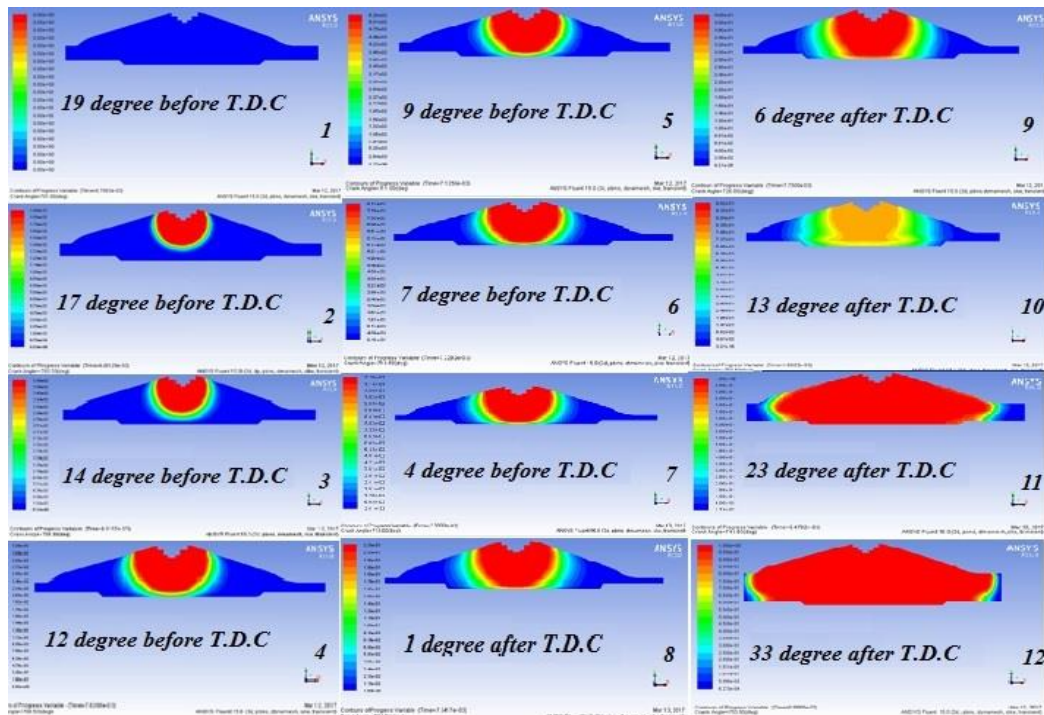


Figure 10 - A view of how the flame progresses inside the combustion chamber

شکل ۱۰- نمایی از نحوه پیشرفت شعله درون محفظه احتراق

شکل (۱۱) لحظه‌ای را نشان می‌دهد که تمام شعله در فضای سیلندر منتشر شده است و همان‌طور که گفته شد این زمان ۵۳ درجه بعد از جرقه شمع است. در این زمان تقریباً تمام سوخت درون سیلندر مشتعل شده و فشار بیشینه درون سیلندر رخ می‌دهد. بعد از این زمان فشار درون سیلندر با پایین رفتن پیستون و افزایش حجم، کاهش می‌یابد.

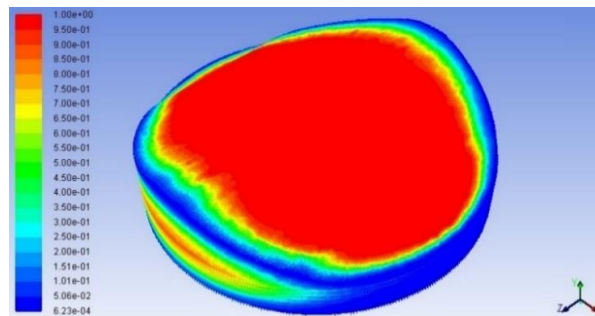


Figure 11- Three-dimensional view of flame diffusion in the cylinder

شکل ۱۱- نمایی سه بعدی از انتشار شعله در تمام ناحیه سیلندر

بهبود محدوده قرارگیری شمع در موتور خورجینی

با توجه به سنگین و زمان‌بر بودن هر کدام از تحلیل‌های شبیه‌سازی احتراق که به صورت سه بعدی انجام پذیرفته است و اینکه برای بهینه‌یابی یک مشخصه نیاز به شبیه‌سازی‌های متعدد است تحلیل‌های بهینه‌یابی به صورت دو بعدی صورت پذیرفته است. لذا قبل از انجام تحلیل‌های دو بعدی یک مقایسه و صحت‌سنجی بین حالت سه بعدی مسئله و حالت دو - بعدی با همان مشخصات هندسی صورت پذیرفته است. شکل (۱۲) مقایسه‌ای بین تحلیل سه بعدی و دو بعدی است و با شبکه‌بندی در ابعاد ۰/۰۶ سانتی‌متر انجام گرفته است. این میزان شبکه‌بندی همان‌طور که در بخش قبل بررسی شد بهترین

جواب را از بعد استقلال شبکه ارائه داده است. بنا به تحلیل صورت گرفته و درصد خطای ۴/۴ درصدی این نتیجه حاصل می‌شود که جهت سهولت در زمان تحلیل و امکان امتحان کردن نقاط بیشتر از نمای روبرو، می‌توان از تحلیل دوبعدی در بررسی نقاط مورد نظر استفاده کرد.

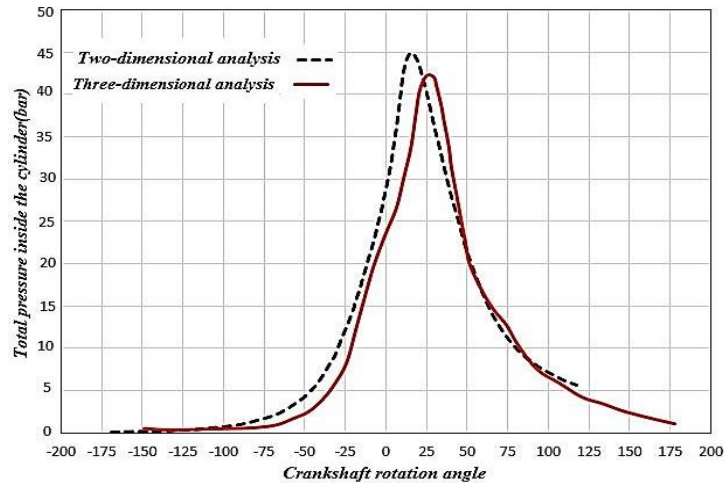


Figure 12 - Comparison diagram between two-dimensional and three-dimensional analysis under the same conditions

شکل ۱۲- نمودار مقایسه بین تحلیل دو بعدی و سه بعدی در یک شرایط یکسان

اکنون به تحلیل محفظه احتراق و سیلندر دو بعدی که محفظه احتراق آن از نوع پنتروف مشابه، ولی با همان زاویه و ابعاد موتور موردنظر است، پرداخته می‌شود. البته با این تفاوت که مکان جرقه‌زنی شمع در نقاط مختلف محفظه احتراق قرار داده شده است و با بررسی نمودارهای فشار و دمای به‌دست آمده از هر تحلیل و مقایسه آن‌ها با یکدیگر، بهترین محدوده برای جرقه شمع از بعد گسترش بهینه جبهه شعله در محفظه احتراق به‌دست آورده می‌شود. در شکل (۱۳) نمایی از محفظه احتراق موتور موردنظر، مدل‌سازی شده در نرم‌افزار انسیس را نشان می‌دهد. نقاط مورد بررسی و تحلیل شده در نرم‌افزار جهت قرارگیری شمع در شکل مشخص شده است. یقیناً قرارگیری شمع در هر کدام از وضعیت‌های نمایش داده شده نتایج متفاوتی را حاصل می‌شود که در ادامه با تحلیل فشار و دما و جبهه شعله به بررسی تفاوت‌ها می‌پردازیم.

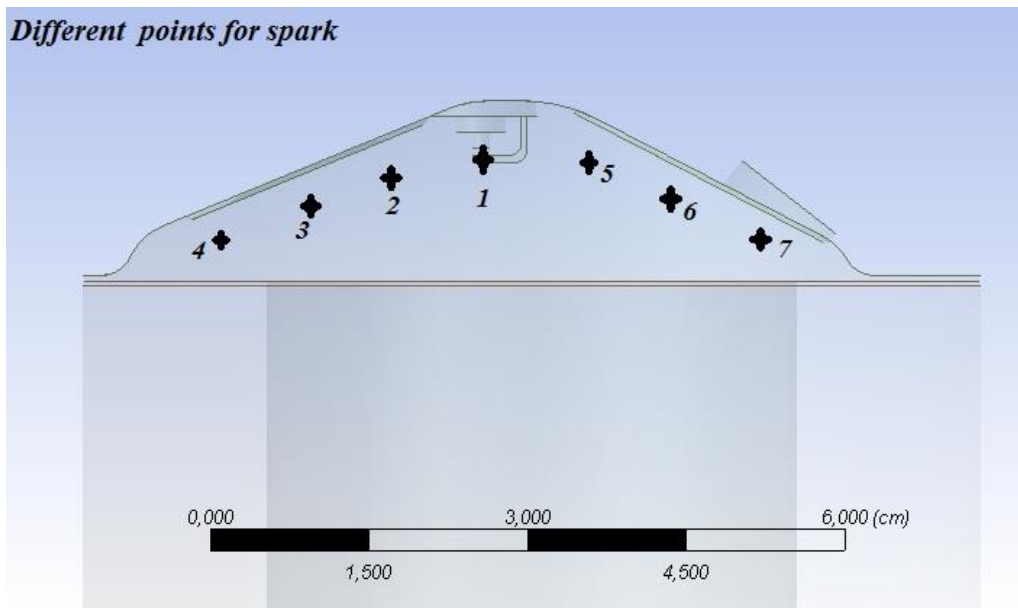


Figure 13 - Marked points for various analyzes
 شکل ۱۳ - نقاط مشخص شده جهت انجام تحلیل‌های مختلف

تعداد ۷ نقطه در جاهای مختلف محفظه احتراق جهت قرارگیری محل شمع مدنظر قرار گرفته است که نتایج دما و فشار تحلیل‌های مختلف، در نمودار شکل (۱۴) با یکدیگر مقایسه شده‌اند. با توجه به نمودار شکل (۱۴) مشخص می‌شود که اگر محل شمع در نقاط یا محدوده نقطه پنجم، نقطه دوم و نقطه اول باشد فشار حاصل از احتراق بیشتر و بهینه‌تر از نقاط دیگر است و همین‌طور مشخص است که در نقاط ۳، ۴، ۷ و ۶ فشار کمتری، با مقداری تأخیر زمانی به دست آمده و نقاط مناسب‌تری برای جرقه شمع نمی‌باشد. زیرا تأخیر و کاهش سرعت احتراق در موتور اشتعال جرقه‌ای و همچنین دمای بالا در این شرایط باعث بالا رفتن احتمال خودسوزی در نقاط مقابل جبهه شعله و پدیده احتراق ضربه‌ای و کاهش راندمان موتور می‌شود.

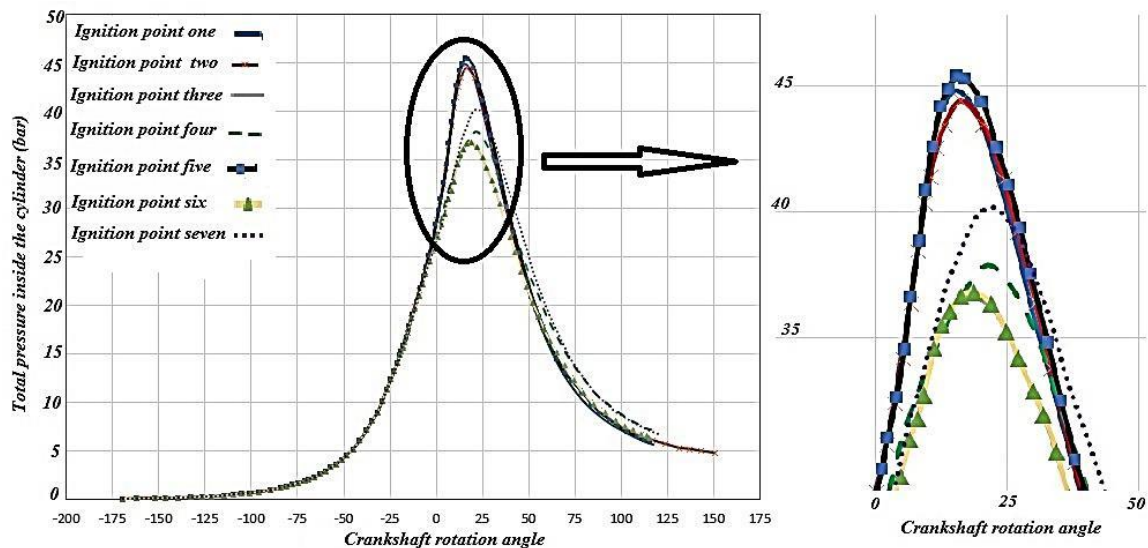


Figure 14 - Comparison of different pressures obtained from analyzes to improve the location of the spark plug
 شکل ۱۴ - مقایسه فشارهای مختلف حاصل از تحلیل‌ها جهت بهبود محل قرارگیری شمع

فشارهای بیشینه در هر کدام از تحلیل‌ها مطابق جدول (۹) ارائه شده است، در این جدول نیز با مقایسه فشارهای بیشینه مشخص می‌شود که در مکان‌های جرقه شماره ۱، ۲ و ۵ فشارهای بیشینه بالاتری در یک زمان زودتر و بدون تأخیر زمانی نسبت به نقاط دیگر به دست آمده است.

جدول ۹- فشار بیشینه در نقاط مختلف جرقه‌زنی و تحلیل‌های مختلف
Table 9 - Maximum pressure in different ignition points and different analyzes

Spark point	Maximum pressure(bar)
Point 1	44.8
Point 2	44.3
Point 3	36.6
Point 4	37.8
Point 5	45.2
Point 6	36.7
Point 7	40.07

نمودار مقایسه دمای به دست آمده از هر کدام از تحلیل‌ها مطابق شکل (۱۵) مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. همان‌طور که در شکل به وضوح مشخص است در نقاط ۱، ۲ و ۵ که در محدوده مرکز اتاق احتراق قرار دارند دمای بیشینه کمتری نسبت به حالت‌های دیگر به دست آمده است و این مورد نیز در مبحث انتقال حرارت و عدم تشکیل نقاط داغ درون اتاق احتراق و جلوگیری از انفجار خود به خودی سوخت یا خودسوزی و ایجاد کوبش در موتور تأثیر بسزایی دارد.

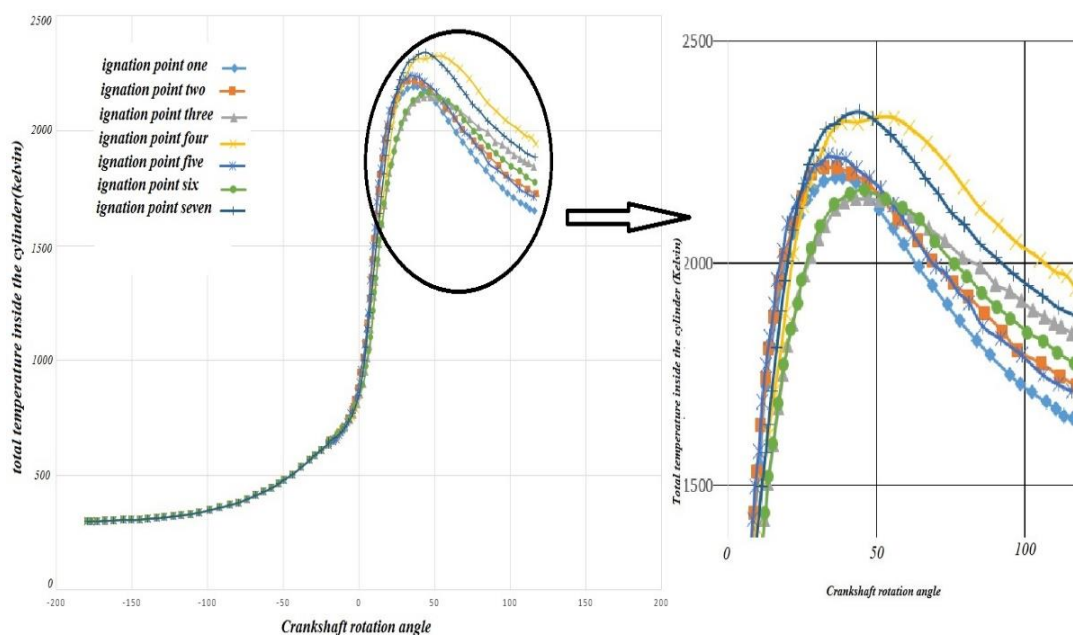


Figure 15- Comparison of different temperatures obtained from analyzes to improve the location of the spark plug

شکل ۱۵- مقایسه دماهای مختلف حاصل از تحلیل‌ها جهت بهبود محل شمع

در مقابل، نقطه جرقه شماره ۴ که در گوشه سمت چپ و در سمت طرف فشاری پیستون قرار دارد، دارای بیشینه دمای بالاتر در مقابل فشار کم و با تأخیر سوختن مخلوط را دارا است که احتمال بروز پدیده احتراق ضربه‌ای در این حالت بسیار زیاد است. و اگر از سوخت غیرمرغوب استفاده شود و یا اینکه به مرور زمان رسوبات کربن در اتاق احتراق به وجود

بباید این احتمال بسیار بالاتر رفته و احتراق کوبشی در موتور اتفاق خواهد افتاد که باعث فرسایش موتور و حتی سوراخ کردن و تخریب سر پیستون خواهد شد.

مقادیر عددی دمای بیشینه تحلیل‌های مختلف در جدول (۱۰) آمده است. که نشان می‌دهد در نقاط احتراق شماره ۴ و ۷ بیشینه دما بیشتر از بقیه نقاط بوده است. در میان نقاط ۲، ۱ و ۵ نیز نقطه ۵ از بیشینه دمای بالاتر در مدت زمان کمتر برخوردار است که دمای بیشینه آن نیز کمی بالاتر و سریع تر از دو نقطه دیگر ثبت شده است.

جدول ۱۰ - دمای بیشینه در نقاط مختلف جرقه‌زنی و تحلیل‌های مختلف

Table 10 - Maximum temperature in different ignition points and different analyzes

Spark point	Maximum temperature (kelvin)
Point 1	2192
Point 2	2214
Point 3	2145
Point 4	2325
Point 5	2242
Point 6	2162
Point 7	2339

نحوه انتشار شعله از لحظه شروع احتراق تا رسیدن به بیشینه فشار برای نقاط مختلف جرقه زده شده، در شکل‌های (۱۶) و (۱۷) آورده شده است. مشاهده می‌شود در حالت شماره ۱ یک که شمع در محدوده مرکز قرار می‌گیرد سرعت انتشار شعله به تمام نقاط محفظه احتراق سریع‌تر است. همان‌طور که مشخص است در یک زمان واحد در حالت C، در نقطه جرقه شماره ۳ مقدار سوخت مشتعل نشده بیشتری در محفظه وجود دارد و این مورد احتمال ایجاد خودسوزی^۱ از آن ناحیه و ایجاد کوبش^۲ در موتور را بالا می‌برد. لازم به ذکر است نقاط A، B و C در تمام حالات و تحلیل‌های مختلف در یک زاویه مشخص و واحد می‌باشند.

همان‌طور که می‌دانیم، بهترین حالت احتراق در صورتی است که از یک سوخت با درجه اکتان مناسب استفاده شود و جرقه مناسبی در نقطه مناسب و در اتاق احتراقی با شکل هندسی مناسب صورت پذیرد و جبهه شعله از یک نقطه شروع شده و پیش‌روی کند، تا تمام مخلوط مشتعل شود. در صورتی که یکی از موارد فوق نقض شود، احتمال سوختن خودبخود قبل از جرقه و یا پس از جرقه و در نقطه مقابل جبهه شعله اصلی بالا خواهد رفت. در صورت تأخیر در پیش‌روی شعله و بروز دماهای بالا در محفظه احتراق و ایجاد نقاط داغ این پدیده تشدید می‌شود.

1- Self-burning fuel
2- knocking

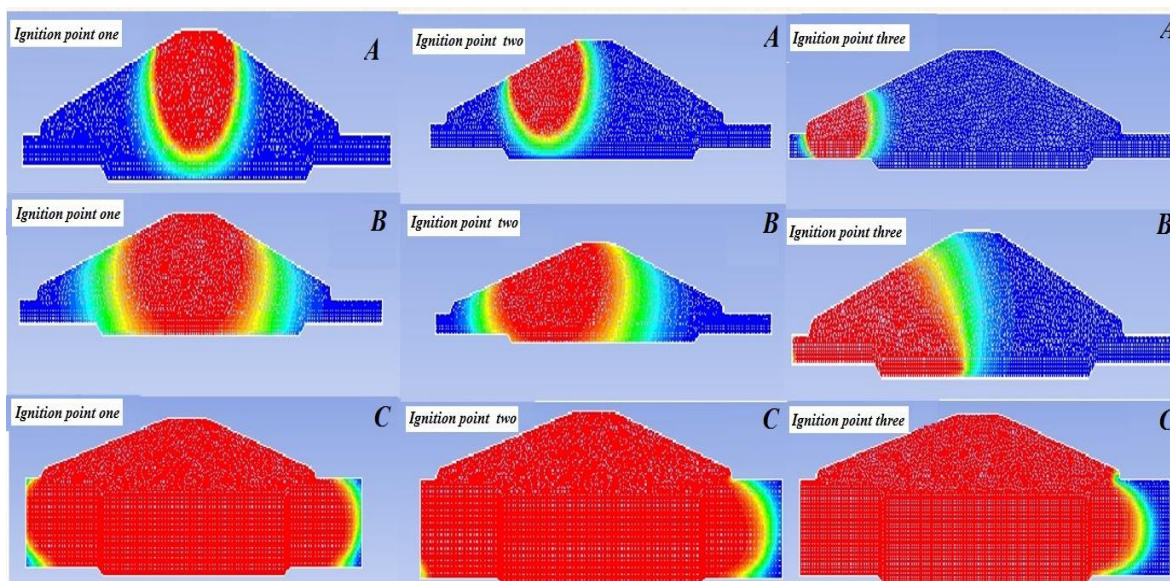


Figure 16- How the flame front progresses in different sparking locations(Points 1, 2 and 4)

شکل ۱۶- نحوه انتشار جبهه شعله در مکان‌های مختلف جرقه‌زنی (نقاط ۱، ۲ و ۴)

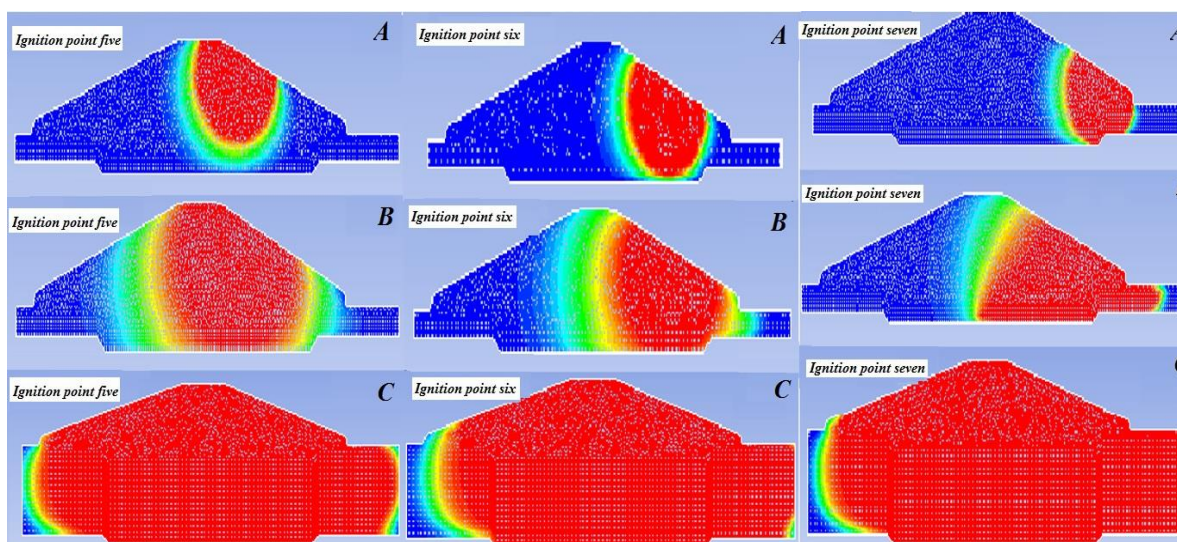


Figure 17- How the flame front progresses in different sparking locations (Points 5, 6 and 7)

شکل ۱۷- نحوه انتشار جبهه شعله در مکان‌های مختلف جرقه‌زنی (نقاط ۵، ۶ و ۷)

نتیجه‌گیری

در این پژوهش با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و روش مخلوط پیش آمیخته شبیه‌سازی احتراق یک موتور اشتعال جرقه‌ای در نرم‌افزار فلونت انجام شد، که در آزمایشگاه نیز توسط م.باتیستونی و همکاران [۱۰] بررسی شده است. با مقایسه نتایج شبیه‌سازی حاضر و آزمایشگاه ضمن صحت‌گذاری تحلیل، مشخص شد که روش دینامیک سیالات محاسباتی درصد خطای کمی نسبت به داده‌های آزمایشگاهی دارد و برای شبیه‌سازی یک روش مناسب است.

در تحلیل دمایی محفظه احتراق در هنگام اشتعال مخلوط سوخت و هوا، نقاط داغ درون سیلندر مشخص شد. از جمله نقاط داغ درون سیلندر، دهانه شمع، دریچه‌های ورودی و خروجی، سر سوپاپ‌ها و کف پیستون می‌باشند. دیواره‌های سیلندر به علت خنک‌کاری مستقیم و اینکه در مجاورت کمتری از شعله می‌باشند دمای کمتری دارند، کف پیستون با روغن کارتل

که از طریق میل‌لنگ به اطراف پاشیده می‌شود از زیر خنک‌کاری می‌شود، و برای خنک‌کاری سوپاپ گاه‌ها از سوپاپ‌های سدیمی استفاده می‌شود، که سدیم درون سوپاپ گرمای سر سوپاپ را به انتهای آن انتقال می‌دهد، و بخش دیگری از خنک‌کاری سوپاپ‌ها با سیستم روغن‌کاری موتور صورت می‌گیرد.

همان‌طور که در شکل‌ها و نمودارهای قبل مشخص است با توجه به بهبود صورت گرفته اگر مکان شمع در نقاط مرکزی محفظه احتراق واقع شود، شعله احتراق سریع‌تر به تمام ناحیه سیلندر رسیده و انتشار شعله بهتری به وجود می‌آید و همچنین به فشار و دمای بهینه‌تری دست خواهیم یافت. در شکل‌های (۱۶) و (۱۷) مشخص است که اگر مکان شمع در گوشه‌ها قرار گیرد انتشار جبهه شعله با تأخیر بیشتری به نقاط دور دست‌تر می‌رسد. بنابراین احتمال انفجار خود به خودی در نقاط داغ به غیر از انفجار اصلی وجود دارد. این پدیده باعث ایجاد خودسوزی و کوبش موتور می‌شود.

تشکر و قدردانی

نویسندگان از حمایت‌های دانشگاه صنعتی مالک اشتر شیراز جهت همکاری در اجرای سریع‌تر تحلیل‌ها تشکر فراوان دارند.

منابع

1. A. Mohamadi, H. Mortazavi, M. Rashidi, "Combustion Simulation and Heat transfer in the Spark Ignition Engine", *Second Combustion Conference*, Mashad, Azad University of Mashad 1-11, 2007. (in Persian)
2. S. Sanaye, A. R. Mokhtari Fard, "Simulation of Operation Cycle of Spark Ignition Engines and Predicting performance factors", *Engine Research Quarterly*, Iran Mechanical University of science and industry 2008, 1-3. (in Persian)
3. Suresh Babu G, Jagadeesh S.D.V.S, "Analysis of a Single Cylinder Combustion Engine Using CFD", *International Journal of Engineering Trends and Technology*, 2013, ISSN: 2278-3075.
4. Gurram A.M.G, Veronika K.S, "Simulation of Combustion in Spark Ignition Engine", *Journal of Basic and Applied Engineering Research*, 2015, 1-7.
5. M.H. Javarshakian, A. Zare Nezhad Eshkazi, B. Alam Pur, "Simulation of Fluid Flow Inside the Cylinder of Internal Combustion Engines with Different Turbulence Models", *Twelfth fluids Dynamics Conference*, noshiravani industrial university of babol, 2009, 1-8. (in Persian)
6. U. Kalim, Sh. Hao, T. Qinglong, T. James, "Investigations into the Effects of Spark Plug Location on Knock Initiation by using Multiple Pressure Transducers", *SAE Technical Paper Series*, doi:10.4271/2021-01-1159, 2021.
7. M. A. Mashkour, M. H. Ibraheem, "Numerical Simulation of pent-roof combustion chamber in a SI Engine", *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, ISSN: 1024-1752, 2020.
8. S. Cho, J. Park, C. Song, S. Oh, S. Lee, M. Kim, K. Min, "Prediction Modeling and Analysis of Knocking Combustion using an Improved OD RGF Model and Supervised Deep Learning", *Journal of Energies*, doi:10.3390/en12050844, 2019.
9. M. K. Allawi, "The Effect of Compression Ratio upon the Performance and Emission of spark ignition engine", *International Journal of Engineering and Technical Research (IJETR)*, July 2016,
10. Sh. Nagareddy, K. Govindasamy, "combustion chamber geometry and fuel supply system variations on fuel economy and exhaust emissions of GDI engine with EGR", *Thermal science*, doi.org/10.2298/TSCI211020358N, 2022.
11. R. Sahu, E. Gupta, D. K. Dewangan, P. K. Sen, "Effect of Knocking in Spark Ignition in a Four-Stroke Engine", *International Journal Of Mechanical Engineering And Information Technology (IJMEIT)*, ISSN-2348-196x, 2014.
12. S. M. Hashemi, H. Amiri, "Numerical simulation of fuel-air mixture ignition in a v-type spark ignition engine and improvement of spark plug placement" *Master thesis*, Malek-e-Ashtar University of Technology, Shiraz, Iran, 85 pages, 2017.
13. Hirsch Ch, "Numerical Computation of Internal and External Flows", 2nd edition, British Library Cataloguing in Publication Data, London, 1990.
14. Peters N, *Combustion Theory*, RWTH Aachen University, Princeton, 2010.
15. Hoffmann K, Chlang S, "Computational Fluid Dynamics", 4th edition, A Publication of Engineering Education System, Kansas, 2000.
16. ansys help, theory guide, premixed combustion model, 2015 (ansys-15).
17. Battistoni M, Mariani F, "Combustion CFD modeling of a spark ignited optical access engine fueled with gasoline and ethanol", *Energy Procedia* 424 – 431, 2015.

English Abstract

Numerical simulation of fuel-air mixture ignition in a v-type spark ignition engine and improvement of spark plug placement

Seyed Masuod Hashemi^{1*}, Hamed Amiri²

1- Assistant Professor, Mechanical Engineering, Malek-e-Ashtar University of Technology, Shiraz, Iran, m_hashemi@mut.ac.ir

2- Master of science, Mechanical Engineering, Malek-e-Ashtar University of Technology, Shiraz, Iran,
hamed1940@gmail.com

*Corresponding author

(Received: 2022/05/15, Received in revised form: 2022/07/17, Accepted: 2022/07/26)

In this paper, numerical simulation of ignition of fuel-air mixture in a cylinder of a v-type engine has been done by the method of computational fluid dynamics and premixed mixture. The premixed mixture consists of iso-octane and air with an equivalence ratio of 0.9. The existing simulation is performed using the finite volume method and combustion of the premixed mixture. Besides, the dynamic mesh in the piston motion is also used. In this regard, the trend of temperature and pressure changes with respect to the crank angle has been investigated. In order to validate, the results obtained by mixed mixture method were compared to that of a research engine. The simulation results show maximum error of only 2.2% when compared to the experimental results. Therefore, the proposed numerical method can be used in the design of spark ignition engines. In order to optimize the combustion and better spreading the flame front in the pent-roof type combustion chamber, the location of the spark plug has been investigated with several simulations at different spark locations. According to the data of pressure and temperature and either flame front contours and their comparison in different analyzes, the optimal range was achieved.

Keywords: Combustion; V-type engine; Spark ignition; Numerical simulation