



## شبیه‌سازی سه بعدی چرخه بسته موتور گازسوز اشتعال جرقه‌ای و بررسی اثر هندسه محفظه احتراق بر توان و آلاینده‌گی

نازنین قدیمی<sup>۱\*</sup>، مفید گرجی<sup>۲</sup>، داوود دومیری گنجی<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup>دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران، [nazaninn.ghadimi@gmail.com](mailto:nazaninn.ghadimi@gmail.com)

<sup>۲</sup>دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران، [gorji@nit.ac.ir](mailto:gorji@nit.ac.ir)

<sup>۳</sup>دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران، [mirgang@nit.ac.ir](mailto:mirgang@nit.ac.ir)

\*نویسنده مسئول، شماره تماس: ۰۹۳۶۹۶۱۹۰۷۷

### اطلاعات مقاله

### چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۰۲ اردیبهشت ۱۳۹۲

پذیرش: ۰۸ آبان ۱۳۹۲

کلیدواژه‌ها:

موتورهای گازسوز سنگین

شکل محفظه احتراق

آلاینده‌گی

موتورهای احتراق داخلی مدتهاست که به عنوان موتورهای ثابت در کارخانجات و نیروگاه‌ها استفاده می‌شوند. در سال‌های اخیر تقاضا برای حفاظت محیط زیست و بکارگیری سوخت‌های جایگزین، بازار تولید را به سمت سامانه‌های تولید قدرت با استفاده از موتورهای گازسوز بزرگ تحریک کرده است. در این تحقیق، به بررسی اثر عمق کاسه سمبه بر روی عملکرد و میزان آلاینده‌گی موتورهای گازسوز می‌پردازیم. برای این منظور از دینامیک سیالات محاسباتی سه بعدی برای شبیه‌سازی چرخه موتور استفاده می‌گردد. با اعمال معادلات احتراق، آشفته‌گی و آلاینده‌گی، چرخه بسته موتور یعنی از زمان بسته شدن دریچه ورودی هوا تا زمان باز شدن دریچه خروجی دود شبیه‌سازی می‌شود. ابتدا نتایج، با داده‌های تجربی صحه‌گذاری می‌شود. سپس با شبیه‌سازی سه شکل سمبه متفاوت، فشار و دمای حاصل شده در داخل استوانه و مقدار آلاینده‌گی آن‌ها با هم مقایسه می‌گردد. نتایج نشان می‌دهد که سمبه‌ای که بهترین اختلاط و مناسب‌ترین آشفته‌گی را در داخل محفظه احتراق ایجاد کند دارای عملکرد بهتر است و میزان آلاینده‌گی کمتری نیز است.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

**(۱) مقدمه**

در تحقیق دیگر، پیتر کریستینر<sup>۵</sup> و همکاران با تغییر محدوده ایجاد کوبش به سطح بالایی از فشار متوسط مؤثر ترمزی با کیفیت‌های مختلف گاز در موتور گازسوز بزرگ با محفظه احتراق باز دست یافتند. بهینه‌سازی هندسه سمبه سهم تعیین‌کننده‌ای در این موتور ایفا می‌کند. ترکیب نتایج بدست آمده از نرم افزار سه بعدی فایر و تحقیقات آزمایشگاهی بر روی موتور نمونه تک استوانه برای پیشبرد این هدف به کار رفت. تغییرات متنوعی در هندسه محفظه احتراق، مخصوصاً در هندسه سمبه ایجاد شد. نتایج نشان می‌دهد که تا یک محدوده‌ای، افزایش حجم فضای مرده باعث افزایش در انرژی جنبشی آشفته می‌شود و از آن محدوده به بعد تأثیر مؤثری روی عملکرد موتور ندارد [۳].

دهانگ ژانگ<sup>۶</sup> و همکارش اثرات چرخش، هندسه محفظه احتراق و موقعیت شمع را در سرعت سوختن و عملکرد کلی موتور کاتریپیلار<sup>۷</sup> رقیق سوز اشتعال جرقه‌ای بررسی کرده‌اند. از شبیه‌سازی چند بعدی کیوا برای پیش‌بینی فرایندهای داخل استوانه استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهند که محفظه احتراق با سمبه خارج از مرکز، آشفته‌گی بیشتری را تولید می‌کند که باعث افزایش در سرعت سوختن نسبت به حالت سمبه در مرکز می‌گردد [۴].

در این مقاله بهینه‌سازی محفظه احتراق از نظر تأثیر عمق کاسه سمبه در توان ایجاد شده و میزان آلاینده‌گی، مطالعه می‌شود. بدون شک شکل محفظه احتراق بر عملکرد موتور تأثیر دارد زیرا در ایجاد حرکت چلانسی در انتهای مرحله تراکم سهم بسزایی دارد [۵]. از این رو در بسیاری از طراحی‌های جدید محفظه احتراق، اکثر حجم فضای مرده در نزدیکی خط مرکز استوانه است. این تحقیق در جهت توسعه موتور ملی گازسوز ۸۷۵ می‌باشد. این موتور از خانواده موتورهای ملی سنگین است که شرکت دیزل سنگین ایران (دسا) به شبیه‌سازی‌هایی برای طراحی موتور اقدام کرده است. این موتور به عنوان موتور ثابت در نیروگاه‌ها استفاده می‌شود. مشخصات اصلی آن بدین شرح است:

- توان خروجی کمینه: ۸۵۰ کیلو وات
- سرعت موتور: ۱۵۰۰ دور بر دقیقه
- بیشینه وزن موتور: ۴۰۰۰ کیلوگرم
- فشار مؤثر متوسط ترمزی: ۱۸ بار

از این رو، سه حالت مختلف برای شکل سمبه که از نظر عمق با هم متفاوت اند با استفاده از نرم‌افزار فایر شبیه‌سازی شده و نتایج آن‌ها با هم مقایسه گردیده است. سوخت گاز طبیعی همراه با هوای ورودی در راهگاه ورودی وارد می‌شود یعنی از افشانه جهت پاشش سوخت استفاده نشده است. غنا (نسبت هم‌ارزی) در تمام حالات یکسان (۰.۶۸) است. نتایج با موتور گازسوز کامینز که اطلاعات آن در جدول ۱ آمده است اعتبار دهی می‌شوند.

امروزه موتورهای گازسوز با بازده بزرگتر نسبت به گردای گاز، دارای متقاضی بیشتری به عنوان منابع تولید همزمان کار و گرما و دیگر کاربردهای صنعتی هستند. اکثر این موتورها، تبدیل شده از حالت دیزل اند، بنابراین دارای سامانه احتراق بهینه نمی‌باشند و باید تغییراتی در شکل هندسی و فناوری‌های بکار رفته، ایجاد گردد. به طور کلی تحقیقات و آزمایش‌ها برای دستیابی به روش‌هایی جهت بهبود موتورهای گازسوز به صورت روزافزون در حال افزایش است. این تحقیقات با توجه به اهدافی نظیر کاهش مصرف سوخت، کاهش آلاینده‌گی، افزایش بازده، افزایش توان مخصوص و با بهره‌گیری از روش‌های مختلفی صورت می‌گیرد. به صورت کلی می‌توان این تحقیقات را در ۳ دسته آزمایشها، شبیه‌سازی‌های ترمودینامیکی و شبیه‌سازی‌های دینامیک سیالاتی طبقه بندی کرد. با توجه به پیشرفت‌های سریع در کاربرد رایانه در تحقیقات، تحلیل‌های دینامیک سیالاتی ۳ بعدی دقیق به صورت فراگیر استفاده می‌شود.

زران جوانوویک<sup>۱</sup> و همکاران اثر شکل سمبه را روی الگوی جریان سیال در داخل استوانه بررسی کردند. آن‌ها مشاهده کردند که در مرحله مکش (۱۸۰ درجه بعد از نقطه مکث بالا<sup>۲</sup>) الگوهای جریان سیال و توزیع فضایی انرژی سینیتیک آشفته‌گی برای هر دو نوع سمبه کاملاً یکسان می‌باشند. شرایط دانه‌بندی در قسمت اعظم مرحله تراکم (۳۰۰ درجه بعد از نقطه مکث بالا) ایجاد می‌شود. اختلاف چشم‌گیر در الگو جریان سیال ناشی از هندسه سمبه، در نزدیکی نقطه مکث بالا اتفاق می‌افتد. با توجه به نتایج بدست آمده، برای حالت کاسه سمبه استوانه‌ای، انرژی جنبشی آشفته‌گی بیشینه در بخش مرکزی محفظه ایجاد می‌شود در حالی که برای حالت کاسه سمبه امگایی به دلیل جریان سیال پیرامونی، انرژی جنبشی آشفته‌گی بیشینه مقداری جابجا شده و در اطراف دریچه ورودی قرار می‌گیرد [۱].

شرکت میتسوبیشی<sup>۳</sup> برای پایش مخلوط هوا و سوخت و فرایند احتراق و در نهایت ازدیاد بازده موتور گازسوز خود، روش‌های مختلفی را به کار برد که یکی از این روش‌ها تغییر شکل سمبه است. در اینجا دو نوع سمبه را بررسی کردند که یکی عمیق‌تر از دیگری است. وقتی زمان اشتعال زودتر شود<sup>۴</sup>، نرخ بیشینه حرارت آزاد شده که ناشی از کوبش است در انتهای احتراق برای حالت سمبه پایه مشاهده می‌شود. ولی در مقابل، سمبه عمیق‌تر احتراق را بدون کوبش در همان زمان اشتعال حفظ می‌کند. این طور می‌توان حدس زد که احتراق سریع‌تر نزدیک انتهای کار، به خاطر اثر چلانسی سمبه عمیق‌تر است. بنابراین با این اثر، بازده بیشتر با سمبه عمیق‌تر ایجاد می‌شود [۲].

<sup>1</sup> Zoran S. Jovanovic

<sup>2</sup> Top dead center

<sup>3</sup> Mitsubishi

<sup>4</sup> Advance

<sup>5</sup> Peter Christiner

<sup>6</sup> Dehong Zhang

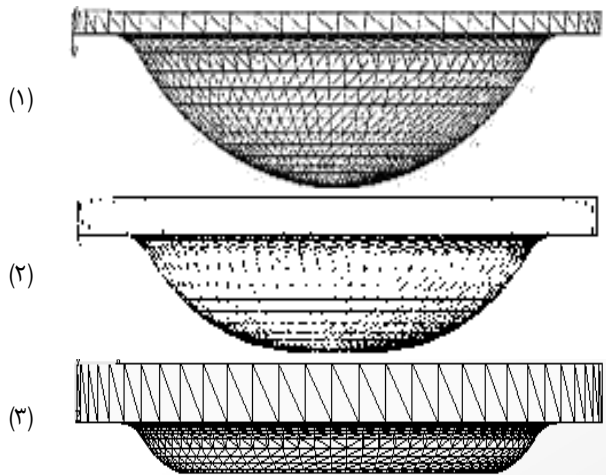
<sup>7</sup> Caterpillar

### ۳) شبیه سازی و ایجاد شبکه

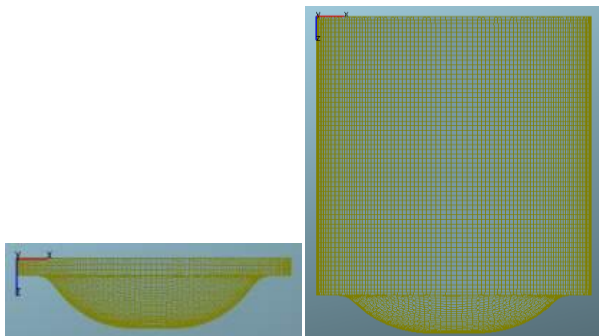
شکل ۱ طرح‌ها را با استفاده از نرم افزار SOLID در نقطه مکث بالا نشان می‌دهد. این محفظه‌ها به گونه‌ای طراحی شده‌اند که نسبت تراکم یکسانی را در هر سه حالت داشته باشند. با انتقال این هندسه‌ها به نرم افزار فایر، دانه بندی سه بعدی اولیه و همچنین دانه‌بندی متحرک با دقت فراوان انجام گرفت. شکل ۲ نمونه‌ای از این دانه بندی را در نقطه مکث بالا و نقطه مکث پایین نشان می‌دهد. با توجه به شبیه سازی حرکت در چرخه کاری بسته موتور یعنی از زمان بسته شدن دریچه ورودی<sup>۳</sup> تا باز شدن دریچه خروجی، مقادیر اولیه شبیه‌سازی از نتایج نرم افزار GT-POWER استخراج شده است و در جدول ۲ آورده شده است.

جدول ۲: مشخصات عملکردی موتور در لحظه بسته شدن دریچه ورودی

۳۶۷	دمای هوای داخل استوانه در IVC (کلوین)
۳,۱۵	فشار هوای داخل استوانه در IVC (بار)
۴۷۷	دمای دیواره استوانه (کلوین)
۵۴۸	دمای سر استوانه (کلوین)
۴۸۸	دمای تاج سمبه (کلوین)



شکل ۱: طرح‌ها به ترتیب هندسه ۱، ۲ و ۳



شکل ۲: نمونه ای از دانه بندی در نقطه مکث پایین و بالا

نقطه قوت این شبیه سازی که با نرم افزار فایر که یک نرم افزار قدرتمند برای شبیه‌سازی سه بعدی جریان سیال، ترکیب مخلوط، ترکیب آلودگی و احتراق در موتورهای اشتعال جرقه‌ای می‌باشد، استفاده از سوخت گاز طبیعی است که با سوخت دیزل تفاوت عمده‌ای دارد. به دلیل سرعت شعله کند گاز طبیعی استفاده از هر روشی که موجب افزایش سرعت شعله شود حائز اهمیت است که این تحقیق تنها عمق کاسه سمبه را بررسی کرده است.

### ۲) معادلات حاکم

در حالت کلی جریان داخل استوانه در موتورهای احتراق داخلی، سه بعدی، ناپایدار و مغشوش است. برای بررسی جزئیات میدان‌های سرعت، فشار و شدت آشفستگی جریان لازم است معادلات حاکم بر جریان شامل معادلات بقای جرم، اندازه حرکت، انرژی و آشفستگی حل گردند.

معادلات حاکم بر سیالات نیوتنی به صورت آتی می‌باشند [۶]:

الف) معادله بقای جرم

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \tilde{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

ب) معادله بقای اندازه حرکت

$$\frac{\partial \rho \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \tilde{u}_j \tilde{u}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_i} + \rho g_i + \tilde{s}_{ui} \quad (2)$$

ج) معادله بقای انرژی

$$\frac{\partial \rho c_p \tilde{T}}{\partial t} + \frac{\partial \rho c_p \tilde{u}_j \tilde{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \right) + \tilde{s}_t \quad (3)$$

شبیه‌سازی‌های احتراق در فایر قادر به محاسبه انتقال گونه‌ها، پدیده مخلوط و شبیه‌سازی احتراق در موتورهای احتراق داخلی تحت شرایط پیش آمیخته، تا حدی پیش آمیخته و غیر پیش آمیخته می‌باشند. در کار حاضر از شبیه‌سازی<sup>۱</sup> ECFM (E به معنی توسعه یافته) استفاده شده است. این شبیه‌سازی کاملاً با شبیه‌سازی افشانه جفت می‌شود و قادر به شبیه‌سازی کردن یک احتراق لایه‌ای که شامل اثر گازهای خروجی بازخورنده شده<sup>۲</sup> و تشکیل اکسید نیتروژن است، که احتراق در موتورهای اشتعال جرقه‌ای با پاشش مستقیم را وصف می‌کند.

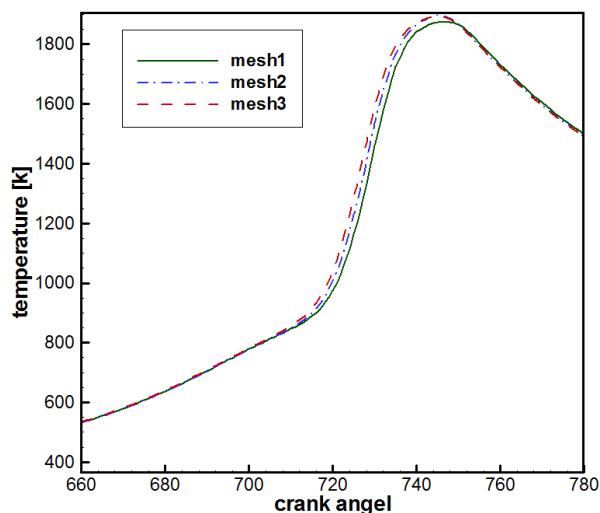
جدول ۱: مشخصات هندسی موتور کامینز

۱۸۰	قطر استوانه (میلی متر)
۲۰۰	طول مسیر سمبه (میلی متر)
۲۷۵,۷۸	طول دسته سمبه (میلی متر)
۱۲,۷۷	نسبت تراکم حجمی
۱۵۰۰	سرعت موتور (دور بر دقیقه)
۱۳ BTDC	زمان جرقه شمع
۰,۵	غنا (نسبت هم ارزی)

<sup>1</sup> Extended coherent flame model

<sup>2</sup> Exhaust gas recirculation

<sup>3</sup> Intake valve close



شکل ۴: مقایسه تأثیر تعداد دانه شبکه محاسباتی بر روی دما درون استوانه

#### ۶) نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی

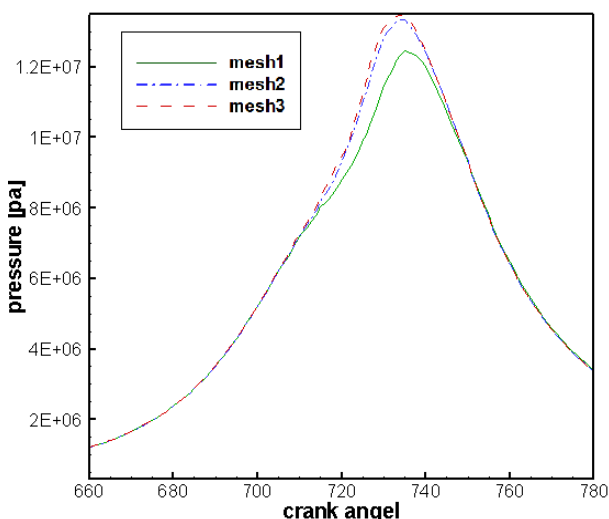
طراحی بهینه محفظه احتراق سهم مهمی در عملکرد و مشخصه‌های آلاینده‌گی یک موتور دارد. در شبیه‌سازی انجام شده سعی شد تا تأثیر این مسئله آشکار گردد. برای دستیابی به این هدف ۳ حالت مختلف شبیه‌سازی شد که مقادیر حجم در نقطه مکث بالا و نقطه مکث پایین و مقدار ضریب تراکم برای هر سه حالت با تقریب قابل قبولی یکسان است. نرخ گرمای آزاد شده و فشار داخل استوانه در شکل ۶ و ۷ نمایش داده شده است. شروع احتراق در تمام حالات یکسان بوده و از زمان جرقه شمع است. همان طور که مشاهده می‌شود هندسه ۱ دارای تندترین نرخ آزادسازی و همچنین قله فشار است. دلیل این امر را می‌توان در میزان آشفستگی که بر اثر سطح چلانیش در نزدیکی TDC تولید می‌شود، دانست. با توجه به شکل ۸ آشفستگی ایجاد شده در هندسه ۳ کمتر از همه است. همان طور که در شکل ۹ مشاهده می‌شود هندسه ۱ دارای تندترین سرعت در زوایای قبل از احتراق است که سبب ایجاد آشفستگی مناسب می‌گردد و به دنبال آن فشار داخل استوانه بیشتری تولید می‌کند. شکل ۱۰ مساحت جبهه شعله در ۲۰ درجه و ۴۰ درجه بعد از TDC را نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود در هندسه ۱ شعله با سرعت تندتری به همه جای سمبه نفوذ می‌کند، به طوری که در ۴۰ درجه بعد از TDC شعله تقریباً به انتها رسیده و با توجه به شکل ۱۱ سوخت را در زوایای کمتری از میل لنگ می‌سوزاند. همه این مطالب نشان دهنده وقوع احتراق سریع‌تر برای هندسه ۱ است.

#### ۴) مطالعات استقلال از شبکه

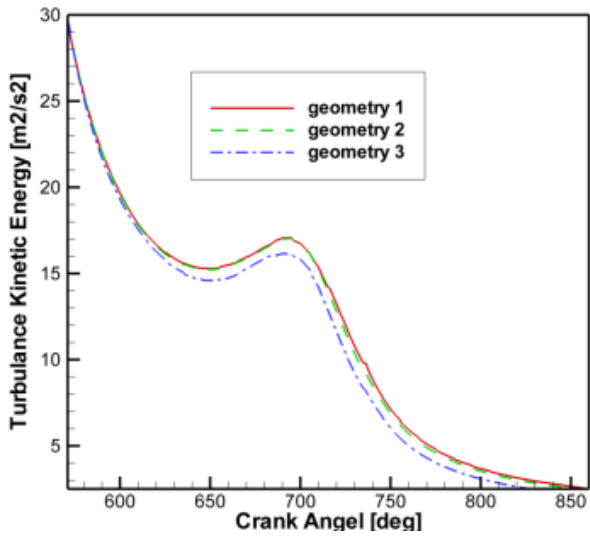
با توجه به اینکه شبکه تولید شده کاملاً بی‌سازمان است و چگالی توزیع دانه‌ها در آن کاملاً غیریکنواخت است. مطالعه استقلال از شبکه با توجه به یک حالت مینا از توزیع دانه‌ها صورت گرفت. شکل ۳ و ۴ مقایسه نمودار فشار و دما بین ۳ دانه بندی مختلف از شبکه‌های تولید شده را نمایش می‌دهد. در شکل، دانه بندی ۱ شبکه با ۲۲۰۰۰ دانه و دانه بندی ۲ شبکه با ۳۳۰۰۰ دانه و دانه بندی ۳ شبکه با ۶۰۰۰۰ دانه است. همان طور که از نمودار مشخص است ریز کردن بیش از حد دانه‌ها تأثیر چندانی بر نتایج نخواهد داشت. بنابراین برای کم کردن زمان اجرای برنامه از شبکه درشت‌تر یعنی دانه بندی ۲ استفاده می‌شود.

#### ۵) ارزش‌دهی نتایج

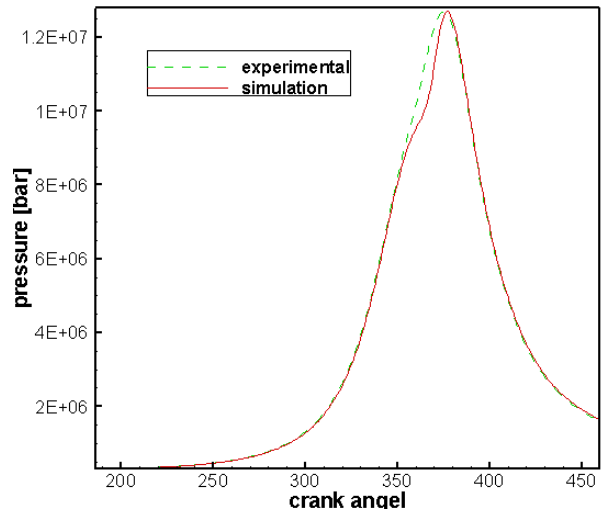
برای بررسی ارزش محاسبات که لازمه یک حل عددی است، مشخصه فشار داخل استوانه استفاده شد. شکل ۵ تغییرات فشار برای دور ۱۵۰۰ را تحت بار کامل نشان می‌دهد. بیشینه فشار ۱۲۵،۵۹ بار و در ۱۷ درجه بعد از TDC بدست آمده در حالی که مقادیر تجربی فشار در ۱۲۶،۸۷ بار و در ۱۵ درجه بعد از TDC می‌باشد. توافق خوبی بین نتایج عددی و تجربی برای فشار درون استوانه مشاهده می‌شود. لازم به ذکر است که سوخت استفاده شده در شبیه‌سازی، متان خالص است و مشخصاً با گاز طبیعی مصرفی در موتور تفاوت دارد.



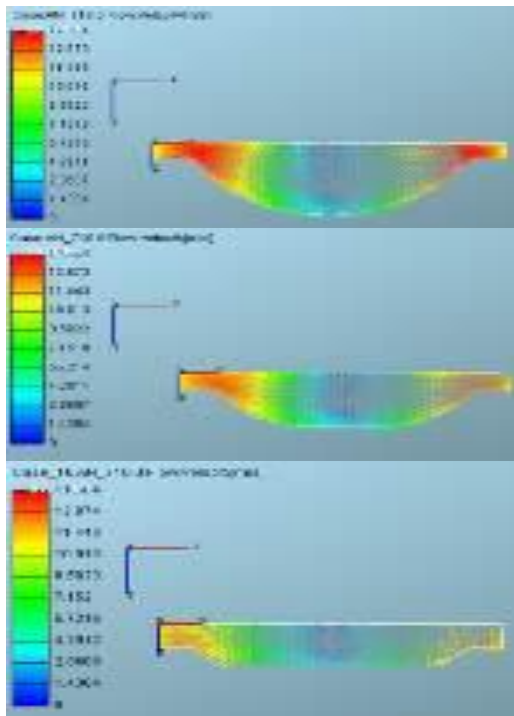
شکل ۳: مقایسه تأثیر تعداد دانه شبکه محاسباتی بر روی فشار درون استوانه



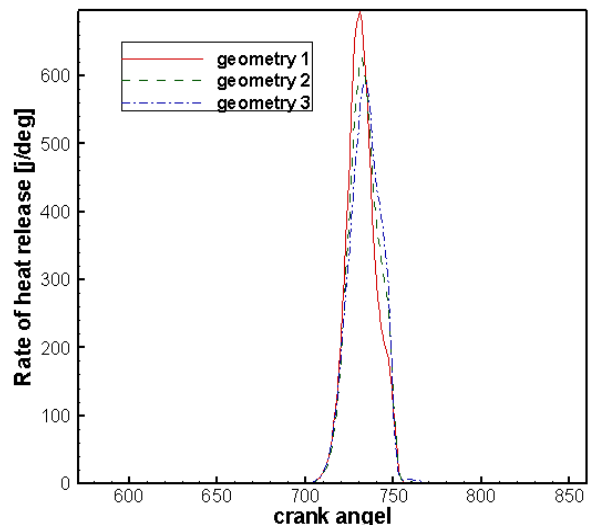
شکل ۸: مقایسه آشفتگی ایجاد شده در هندسه‌های مختلف



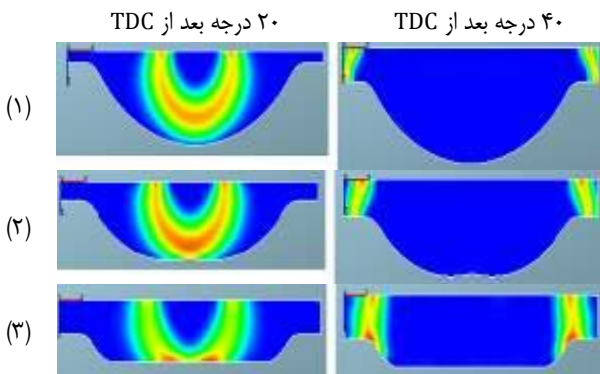
شکل ۵: مقایسه نمودار فشار حاصل از شبیه سازی هندسه پایه موتور با نتایج آزمایشگاهی



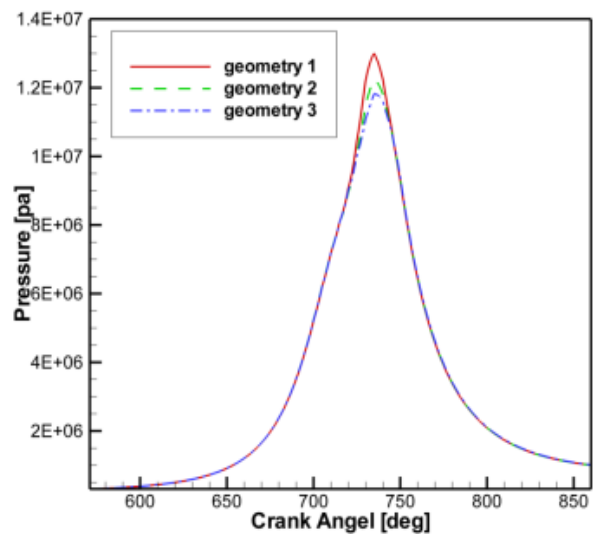
شکل ۹: توزیع بردارهای سرعت در زاویه ۷۱۰ برای هندسه‌های مختلف



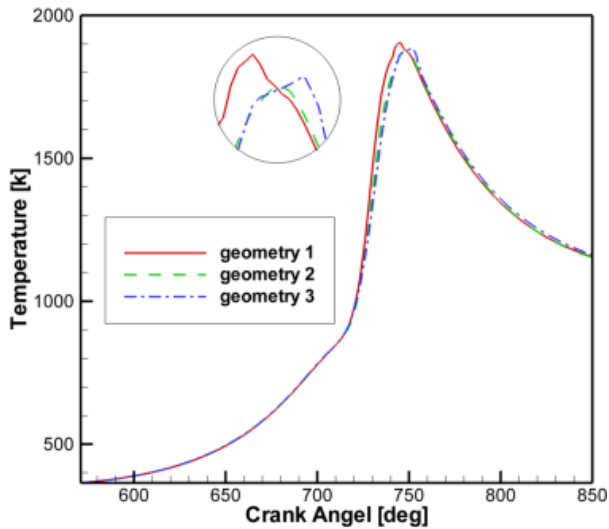
شکل ۶: مقایسه نرخ آزاد سازی حرارت در هندسه‌های مختلف



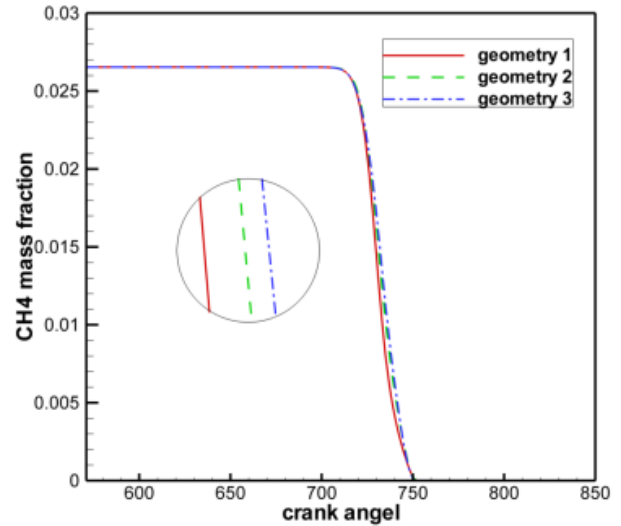
شکل ۱۰: مساحت جبهه شعله در ۲۰ و ۴۰ درجه بعد از TDC



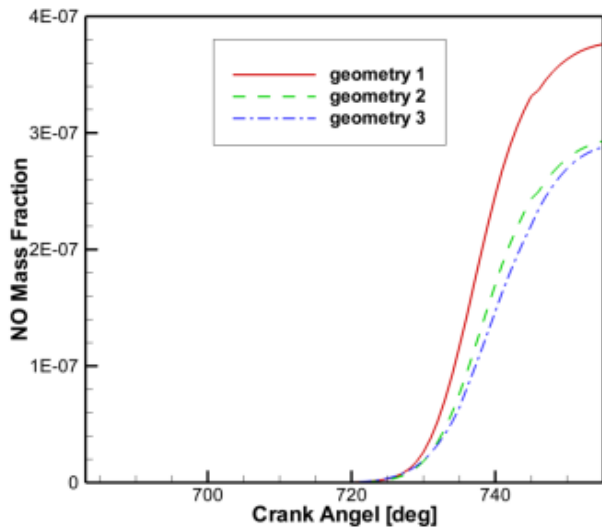
شکل ۷: مقایسه فشار داخل استوانه در هندسه‌های مختلف



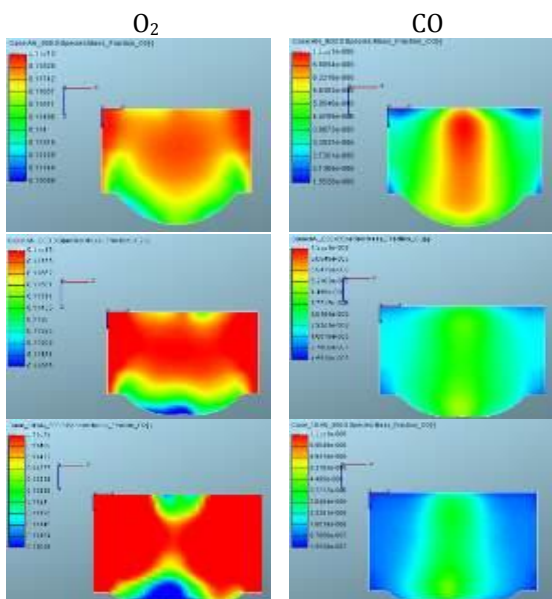
شکل ۱۲: مقایسه دمای بیشینه در هندسه‌های مختلف



شکل ۱۱: کسر جرمی متان در داخل محفظه



شکل ۱۳: مقایسه غلظت آلاینده‌ی اکسید نیتروژن در هندسه‌های مختلف



شکل ۱۴: مقایسه مقدار اکسیژن و مونوکسیدکربن در زاویه ۸۰۰

شکل های ۱۲ و ۱۳ مقدار دمای بیشینه و آلاینده‌ی اکسید نیتروژن را نشان می‌دهد. غلظت آلاینده‌ی اکسید نیتروژن وابستگی زیادی با بیشینه دمای احتراق و محل وقوع آن دارد. زیرا در نزدیکی نقطه TDC به علت قوی بودن فشار، غلظت واکنش دهنده‌ها بزرگ است و دمای گرم در این حالت موجب افزایش شدید نرخ تولید اکسید نیتروژن می‌شود. هرچه دمای درون محفظه احتراق گرمتر باشد، نیتروژن هوای بیشتری تجزیه خواهد شد و اکسید نیتروژن بیشتری تشکیل می‌گردد. هندسه ۱ دارای بیشینه دما با مقدار گرمتر و در زوایای نزدیک‌تری به TDC است در نتیجه اکسید نیتروژن بیشتری تولید می‌کند. بیشینه دما برای هندسه ۳ در زوایای دورتری از TDC رخ می‌دهد پس دارای کمترین میزان اکسید نیتروژن است. شکل ۱۴ نمودارهای مرزبندی شده اکسیژن و مونوکسید کربن را در زاویه ۸۰۰ نشان می‌دهد. دلیل اصلی تولید مونوکسیدکربن، کمبود اکسیژن در داخل استوانه می باشد. همان طور که مشاهده می‌شود مقدار اکسیژن در هندسه ۱ کمتر از هندسه‌های دیگر است به این معنی که در هندسه ۱ در مرحله احتراق اکسیژن بیشتری در احتراق شرکت کرده در نتیجه در انتهای احتراق (زاویه ۸۰۰ میل لنگ) اکسیژن کمتری در محفظه باقی مانده است. وجود اکسیژن کمتر در انتهای احتراق موجب تبدیل سوخت کمتری به دی‌اکسید کربن می‌شود و به همین دلیل مونوکسید کربن بیشتری در محفظه در انتهای احتراق باقی می‌ماند. همچنین به دلیل وقوع احتراق سریع‌تر در هندسه ۱، زمان کافی برای تبدیل همه سوخت به دی‌اکسید کربن وجود ندارد و مونوکسید کربن بیشتری در محفظه باقی می‌ماند. جدول ۳ مقدار توان تولید شده با این سه هندسه را نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود هندسه ۱ به دلیل فشار بیشینه بزرگتر دارای توان بیشتری است.

### تشکر و قدردانی

با تشکر از شرکت دیزل سنگین آمل (دسا)، که اطلاعات تجربی موتور کامینز را در اختیارمان قرار دادند.

جدول ۳: مقدار توان تولید شده در هندسه‌های مختلف

هندسه	۱	۲	۳
توان (kW)	۹۶۲,۱	۹۵۰,۴	۹۵۰,۷

### ۷) نتیجه گیری

- با مقایسه نمودارهای فشار و نرخ آزادسازی حرارت معلوم می‌شود که توان تولید شده از سمبه عمیق تر، به دلیل آشفستگی که قبل از نقطه مکث بالا به دلیل شکل خاص سمبه ایجاد می‌شود، اندکی بیشتر است.

- مقایسه نمودارهای آلایندگی اکسید نیتروژن نشان می‌دهد که هندسه ۳ به دلیل تولید دمای بیشینه خنک تر در زوایای دورتر از نقطه مکث بالا، اکسید نیتروژن کمتری تولید می‌کند.

- هندسه ۳ دارای آلایندگی منوکسیدکربن کمتری است و این به دلیل زمان طولانی احتراق می باشد که باعث تبدیل کربن بیشتری به دی اکسیدکربن می گردد.

- به دلیل این که مبحث تولید آلایندگی کمتر، در اولویت است و همچنین تفاوت توان چندان بین این سه هندسه مشاهده نشده است، هندسه ۳ سمبه با عمق کمتر دارای بهینه ترین طراحی است.

### References

- [1] Z. Jovanovi, The effect of bowl-in-piston geometry layout on fluid flow pattern, Thermal Science, Vol. 15, No. 3, pp. 817-832, 2011
- [2] K. Masayoshi, The evolution of MACH-30G toward the more efficient gas engine, CIMAC Congress, Vienna, Austria, 2007
- [3] P. Christiner, Optimization of combustion and knocking behavior in open chamber gas engines based on optical analysis and 3D-CFD simulation, CIMAC Congress, Bergen, 2010
- [4] D. Zhang, S. Frankel, A numerical study of natural gas combustion in a lean burn engine, Fuel, Vol. 77, No. 12, pp. 1339-1347, 1998
- [5] W. Pulkrabek, Engineering fundamentals of the internal combustion engine, Prentice Hall, 1997
- [6] AVL FIRE Combustion, V.8.3, 2004



# The Journal of Engine Research

Journal Homepage: [www.engineersearch.ir](http://www.engineersearch.ir)



## 3D simulation of close cycle of spark ignition gas engine and investigation on effects of combustion chamber geometry on power and emissions

N. Ghadimi<sup>1\*</sup>, M. Gorji<sup>2</sup>, D. Domiri Gangi<sup>3</sup>

<sup>1</sup>School of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran, [nazaninn.ghadimi@gmail.com](mailto:nazaninn.ghadimi@gmail.com)

<sup>2</sup>School of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran, [gorji@nit.ac.ir](mailto:gorji@nit.ac.ir)

<sup>3</sup>School of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran, [mirgang@nit.ac.ir](mailto:mirgang@nit.ac.ir)

\*Corresponding Author, Phone Number: +98-936-9619077

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received: 22 April 2013

Accepted: 30 October 2013

#### Keywords:

Heavy duty gas engines

Combustion chamber shape

Emission

### ABSTRACT

Internal combustion engines have been used as stationary engines in factories and power plants for a long time. In recent years, the demand for the environmental protection and the use of alternative fuels has excited the product market to power generation systems using heavy duty gas engines. This research activity investigates the effect of the piston bowl depth on the performance and emissions of gas engines. Towards this purpose, the 3D computational fluid dynamic model was used to simulate the cycle engine. By implementing equations (of the combustion, the turbulence and the pollution), the close cycle of the engine was simulated and results were presented in graphs and contours. Firstly, results were validated with experimental data and by simulating of three different pistons, their pressures and temperatures, inside the cylinder and their amounts of emissions were compared. Obtained results showed that the combustion chamber, which was created best mixing and the optimum turbulence, had the best performance and released lower emissions.

© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.