



نشریه علمی مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها

DOR:

اثر راستای انژکتور گاز روی تشکیل مخلوط در موتور اشتعال جرقه‌ای

آرش محمدی*

عضو هیات علمی دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۰۵/۰۷؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۰/۰۱/۲۹؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۳/۱۸

چکیده

سوخت گاز طبیعی فشرده به عنوان هیدروکربنی که احتراق آن کمترین آلودگی خروجی را دارد، برای کاربرد در موتورهای احتراق داخلی بسیار مورد توجه است. در این میان نقش انژکتور گاز در پخش سوخت در منیفلد هوای موتور و ورود آن به سیلندر هنگام فرآیند مکش و تشکیل مخلوط، اهمیت بسیار دارد. در این مقاله تلاش شده تا اثر راستای پاشش روی تشکیل مخلوط داخل سیلندر یک موتور اشتعال جرقه ای بررسی شود. ابتدا یک موتور اشتعال جرقه‌ای با پاشش سوخت گاز با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی در یک سیکل کامل شبیه سازی شده و سپس اعتبار سنجی نتایج فشار داخل سیلندر و جرم هوا و سوخت داخل سیلندر در زمان بسته شدن سوپاپ هوا، انجام شده است. در نهایت اثر راستای انژکتور گاز روی مقدار سوخت و هوای وارد شده به محفظه احتراق، نسبت لامبدا، انرژی جنبشی توربولانسی و توزیع نسبت تعادلی داخل سیلندر بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که هر چند راستای انژکتور گاز تاثیر قابل توجهی روی فرآیند تشکیل مخلوط داخل سیلندر در زمان جرقه شمع ندارد، ولی سبب کاهش عدد چرخش جریان داخل سیلندر می‌شود.

کلمات کلیدی: موتور احتراق داخلی؛ انژکتور گاز؛ تشکیل مخلوط.

Effect of Gas Injector Direction on Mixture Formation in a Spark Ignition Engine

A. Mohammadi*

Assistance Professor, Mech. Eng., Shahid Rajaee Teacher Training Univ., Tehran, Iran.

Abstract

Compressed natural gas as a hydrocarbon fuel that its combustion has the lowest exhaust emissions, is very applicable in internal combustion engines. In this way, gas injector role in fuel dispersion in intake manifold and entrance to in-cylinder space during intake-stroke and mixture formation, is very important. In this paper was tried to investigate effect of direction of injected fuel on in-cylinder mixture formation. First, and spark ignition engine was simulated with computational fluid dynamics in a full cycle and validation of results of in-cylinder pressure during cycle and mass of fuel and air at intake valve close time carried out. Finally, , gas-injector direction, on fuel and air-trapped in combustion chamber, lambda ratio, turbulent kinetic energy and equivalence ratio distribution in cylinder space were investigated. The results show that gas-injector orientation has not considerable effect on in-cylinder mixture formation in spark time but causes to reduction in-cylinder swirl number.

Keywords: IC Engine; Gas Injector; Mixture Formation.

۱- مقدمه

احتراق پاک یکی از مزایای استفاده از سوخت‌های متان، گاز طبیعی و بیوگاز است. وجود یک اتم کربن در مولکول سوخت سبب احتراق بدون دوده و کاهش قابل توجه مونوکسید کربن و هیدروکربن‌های نسوخته می‌شود. مشخصات انژکتور سوخت گاز در موتورهای احتراق داخلی تشکیل مخلوط و احتراق را تحت تاثیر قرار می‌دهد. گاز طبیعی به عنوان یک سوخت پاک در موتورهای اشتعال جرقه ای توسط بسیاری از محقق‌ها بررسی شده است. میدلتون و همکاران در سال ۲۰۰۸ [۱]، بصورت تجربی اثر نسبت تراکم به هندسه‌های مختلف برای محفظه احتراق با پاشش درگاهی^۱ سوخت گاز طبیعی فشرده را بررسی کردند. آنها نشان که نسبت تراکم ۱۲ بهترین نتیجه را دارد و مقدار ناکس^۲ بدون در نظر گرفتن بازخورانی گازهای حاصل از احتراق^۳ بطور قابل ملاحظه ای کاهش پیدا می‌کند. گارج و همکاران در سال ۲۰۱۰ [۲] با استفاده از شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی پاشش سوخت گاز طبیعی فشرده در حالت کابراتوری را با پاشش درگاهی، مقایسه نمودند. آنها نشان دادند، مکان انژکتور، زمان پاشش، مدت زمان و فشار پاشش اثر زیادی روی طبقه بندی و پخش سوخت داخل سیلندر دارد. شانموگان و همکاران در سال ۲۰۱۰ [۳] بصورت تجربی عملکرد و آلاینده‌گی یک موتور ۱/۲ لیتری را با سه سوخت جایگزین مختلف، ترکیب بنزین و اتانول، ال پی جی^۴ و سوخت گاز طبیعی فشرده را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که ترکیب اتانول و بنزین کمترین کاهش توان و سوخت گاز طبیعی فشرده، بیشترین کاهش توان را دارد. استفاده از سوخت ترکیبی بنزین و اتانول و ال پی جی، تولید

آلاینده‌گی ناکس بیشتری دارند؛ همچنین استفاده از سوخت ترکیبی اتانول و بنزین آلاینده‌های مونوکسید کربن و هیدروکربن نسوخته را بترتیب ۱۳ و ۱۹ درصد کاهش می‌دهد. ایلوس و همکاران در سال ۲۰۱۱ [۴] یک موتور چهار سیلندر ۱/۶ لیتری توبوشارژ را با سوخت پاشش درگاهی گاز

طبیعی فشرده، بررسی کردند. آنها کاهش مصرف سوخت و هیدروکربن نسوخته را مشاهده کردند. میدهون و همکاران در سال ۲۰۱۱ [۵] در مورد روش تبدیل یک موتور دیزل به یک موتور پاشش درگاهی با سوخت گاز طبیعی فشرده با استاندارد آلاینده‌گی یورو۵، بحث کردند. آنها با شبیه سازی، اثر حجم منیفلد هوا را با استفاده از نرم افزار ای وی ال^۶ بصورت یک بعدی بررسی کردند و مقدار دبی جرمی سوخت و هوایی که به هر سیلندر وارد می‌شود را بر حسب زاویه میل لنگ بدست آوردند؛ همچنین توان و گشتاور در دورهای مختلف و تولید آلاینده‌های هیدروکربن نسوخته، مونوکسید کربن و ناکس را بررسی کردند. شیند در سال ۲۰۱۲ [۶] بصورت آزمایشگاهی یک موتور 600 سی سی دیزل با نسبت تراکم ۱۸ را به موتوری با نسبت تراکم ۱۲ و سوخت گاز طبیعی فشرده تبدیل کردند. سپس پارامترهای عملکرد موتور مانند گشتاور ترمزی، توان ترمزی، فشار موثر میانگین ترمزی، مصرف سوخت ویژه ترمزی و دمای گازهای خروجی را با حالت پایه مقایسه کردند. میدهون و همکاران در سال ۲۰۱۳ [۷] یک موتور سه سیلندر با سوخت سوخت گاز طبیعی فشرده را برای کاربرد تجاری با اصلاح سرسیلندر، پیستون، سیستم‌های مکش و تخلیه، توسعه دادند. آنها بهینه سازی برای جریان هوا و سوخت، زمان جرقه و مقدار انرژی جرقه را انجام دادند. بیرکان و همکاران در سال ۲۰۱۳ [۸] تست‌های دوام و استارت سرد یک موتور پاشش درگاهی با سوخت گاز طبیعی فشرده شده را انجام دادند. چین تالا و همکاران در سال ۲۰۱۳ [۹] با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی یک موتور دیزل را تحت مود دوگانه دیزل-گاز طبیعی فشرده شده و دیزل-هیدروژن، شبیه سازی کردند. سپس به بهینه سازی مکان و زاویه انژکتور، در دورهای ۱۵۰۰، ۱۸۰۰ و ۵۰۰۰ دور در دقیقه برای فشار پاشش ۲ بار پرداختند. آنها با بهینه سازی مکان و جهت انژکتور، بازده حرارتی ترمزی را از ۲۷/۳ به ۲۸/۹ افزایش دادند. هال و همکاران در سال ۲۰۱۶ [۱۰] نتایج مثبت بکارگیری سوخت گاز طبیعی فشرده را در یک موتور کوچک سازی شده را بررسی کردند. نتایج نشان داد که ماکزیمم فشار داخل سیلندر به ۱۸۰ بار و توان ویژه موتور به 100 kW/liter

¹ Port Injection

² CNG

³ NO_x

⁴ EGR

⁵ LPG

⁶ AVL BOOST

جریان^۱ بررسی کردند. آزمایش روی یک موتور تک سیلندر تحقیقاتی گاز سوز انجام شد. نتایج نشان داد که مدت زمان احتراق بدون افزایش بازخورانی گازهای برگشتی و اثر منفی روی احتراق، افزایش می‌یابد. آدلر کرتز و همکاران در سال ۲۰۱۹ [۱۶] آلاینده‌های خروجی یک موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت گاز طبیعی فشرده را مورد بررسی قرار دادند. آنها نشان دادند، وجود سوخت گازی، ذرات درون روغن موتور را کاهش می‌دهد.

با توجه به تحقیقات قبلی بسیاری از محققین روی گاز سوز کردن موتورهای دیزل و همچنین محل انژکتور گاز و زمان جرقه را روی تشکیل مخلوط و احتراق داخل سیلندر بررسی کردند. در این تحقیق اثر راستای پاشش انژکتور گاز به کمک دینامیک سیالات محاسباتی در موتور XU7 گاز سوز بررسی شده است. با توجه به محدودیت‌های ماشینکاری و جانمایی انژکتور گاز، حداکثر امکان تغییر راستای ده درجه‌ای برای آن وجود دارد. ابتدا نتایج شبیه سازی عددی با نتایج تجربی اعتبار سنجی شده و سپس به منظور بررسی تشکیل مخلوط، اثر راستای انژکتور روی مقدار سوخت و هوای وارد شده به محفظه احتراق، نسبت لامبدا، انرژی جنبش جریان داخل سیلندر، عدد چرخش جریان، توزیع نسبت تعادلی در محفظه احتراق در زمان جرقه شمع بررسی شده است.

۲- معادلات حاکم بر مدل‌سازی

۲-۱- جریان سیال

در این قسمت معادلات حاکم بر جریان سیال و انتقال حرارت بطور خلاصه بررسی می‌شود. پیوستگی جرم در معادله (۱) آورده شده است:

$$\frac{\partial(\rho_m)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m u) = \nabla \cdot \left[\rho D \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho}_m^c + \dot{\rho}_m^s \delta_{m1} \quad (1)$$

که ρ چگالی گونه ρ_m چگالی کل، u بردار سرعت سیال، از قانون پخش فیکس برای مدل‌سازی پخش سیال استفاده شده است و D ضریب پخش است و δ_{m1} تابع دلتای کروئکر است.

افزایش پیدا کرد؛ همچنین میزان دی اکسید کربن به مقدار ۲۰ تا ۴۰٪ در سیکل رانندگی ناحیه ای کاهش پیدا می‌کند. یانگ و همکاران در سال ۲۰۱۷ [۱۱] یک موتور توبوشارژ پاشش درگاهی بنزینی را در نظر گرفتند. نتایج بدست آمده از تست موتور توبوشارژ با سوخت پاشش درگاهی گاز طبیعی فشرده با موتور پاشش درگاهی توربوشارژ و موتور تزریق مستقیم توبوشارژ مقایسه شد. با تغییر نسبت تراکم از ۹/۶ برای موتور تزریق مستقیم به ۱۲/۵ برای موتور پاشش درگاهی با سوخت گاز طبیعی فشرده، بازده احتراق افزایش یافت و در مقایسه با عملکرد موتور بنزینی دی اکسید کربن تولید شده ۲۴.۲٪ کاهش یافت. رهایی و همکاران در سال ۲۰۱۷ [۱۲] بصورت عددی اثر هوای مرطوب با رطوبت نسبی ۰، ۱۵، ۳۰ درصد را روی آلاینده‌های احتراق غیر پیش آمیخته، بررسی کردند. نتایج عددی کاهش ۲۵ درصدی ناکس و ۱۵ درصدی نرخ انرژی آزاد شده سوخت را در مقایسه با هوای خشک را نشان داد. سپس نتایج عددی در یک موتور پاشش درگاهی با سوخت گاز طبیعی بصورت آزمایشگاهی اعتبار سنجی کردند. بررسی آزمایشگاهی روی یک موتور چهارسیلندر خطی، تنفس طبیعی با سوخت گاز طبیعی برای چهار توان مختلف ۵ و ۱۲/۵ و ۲۵ و ۳۷/۵ کیلووات با ۱۵ درصد رطوبت نسبی را انجام دادند و ۱۰ درصد کاهش ناکس را مشاهده کردند؛ همچنین اثر هوای مرطوب را روی آلاینده ذرات معلق را بررسی کردند و نشان دادند با افزایش رطوبت بخصوص در توانهای کم باعث افزایش ذرات معلق می‌شود. پتل و همکاران در سال ۲۰۱۷ [۱۳] تغییر مکان نازل انژکتور یک موتور گاز طبیعی فشرده را با دینامیک سیالات محاسباتی به منظور یافتن بهترین مخلوط سوخت و هوای داخل سیلندر بررسی کردند. پاتل و برامهات در سال ۲۰۱۸ [۱۴] یک موتور چهار سیلندر، چهار زمانه با حجم ۱۲۹۷ سی سی که با سوخت پایه بنزین کار می‌کرد را با اصلاح سرسیلندر، به یک موتور پاشش درگاهی گاز طبیعی فشرده تبدیل کردند. آنها موتور را در محدوده دورهای ۱۰۰۰ تا ۳۰۰۰ دور در دقیقه آزمایش کردند و عملکرد موتور را با حالت پایه مقایسه کردند. آدلر کرتز و همکاران در سال ۲۰۱۹ [۱۵] با تغییر طراحی پیستون اثر آن را روی چرخش

^۱ Swirl

۲-۳- مدل انرژی

بقای انرژی در معادله (۵) آورده شده است:

$$\frac{\partial(\rho I)}{\partial t} + \nabla \cdot (uI) = -p\nabla \cdot u + (1 - A_0)\sigma \nabla u - \nabla \cdot J + A_0\rho\varepsilon + \dot{Q}^c + \dot{Q}^s \quad (5)$$

I انرژی داخلی ویژه و J بردار شار حرارتی مجموع انتقال حرارتها بر اثر هدایت و پخش انتالپی است. h_m انتالپی ویژه گونه m انرژی شیمیایی آزاد شده بر اثر سینتیک واکنش است و \dot{Q}^s که در اثر برخوردهای قطرات پاشیده شده ناشی می‌شود [۱۵-۱۷].

۲-۴- احتراق

واکنش‌های شیمیایی که داخل سیلندر اتفاق می‌افتد، به شکل رابطه (۶) است:

$$\sum_m a_{mr} x_m \leftrightarrow \sum_m b_{mr} x_m \quad (6)$$

x_m یک مول از گونه شیمیایی m و a_{mr} و b_{mr} ضرایب استوکیومتری برای گونه m در واکنش r است. نرخ واکنش‌های سینتیک $\dot{\omega}_r$ برای واکنش r به شکل γ تعریف می‌شود:

$$\dot{\omega}_r = k_{fr} \prod_m \left(\frac{\rho_m}{W_m}\right)^{a_{mr}} - k_{br} \prod_m \left(\frac{\rho_m}{W_m}\right)^{b_{mr}} \quad (7)$$

ضرایب \dot{a}_{mr} و \dot{b}_{mr} که می‌توانند متفاوت از a_{mr} و b_{mr} ضرایب باشند، بطور تجربی تعیین می‌شوند. k_{fr} و k_{br} با توجه به مدل آرنیوس برای شبیه سازی سینتیک شیمیایی محاسبه شده‌اند:

$$k_{fr} = A_{fr} T^{\zeta_{fr}} \exp\left(-\frac{E_{fr}}{T}\right)$$

$$k_{br} = A_{br} T^{\zeta_{br}} \exp\left(-\frac{E_{br}}{T}\right) \quad (8)$$

E_{fr} و E_{br} دمای فعال سازی برای واکنش r می‌باشند. حرارت آزاد شده سینتیک شیمیایی در معادله انرژی با رابطه (۹) بیان می‌شود:

$$\dot{Q}^c = \sum_r Q_r \dot{\omega}_r \quad (9)$$

که \dot{Q}^c منفی حرارت واکنش در دمای صفر مطلق است. توضیح کامل در مورد معادله‌ها در مرجع [۱۵] آورده شده است.

در جریان آشفته ضرایب انتقال از پخش جریان آشفته که وابسته به انرژی جنبشی آشفته و نرخ اتلاف آن است، بدست می‌آید.

معادلات مومنتم جریان در معادله (۲) آورده شده است:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\frac{1}{a^2} \nabla p - A_0 \nabla \left(\frac{2}{3} \rho k\right) + \nabla \cdot \sigma + F^s \quad (2)$$

p فشار سیال و σ تانسور تنش برشی لزجت سیال، F^s نرخ مومنتمی است که در اثر پاشش سوخت به مخلوط داخل سیلندر اضافه می‌شود.

۲-۲- مدل تلاطم

آشفته‌گی جریان در یک موتور فاکتور مهمی در تعیین انتقال حرارت، مخلوط سوخت و هوا و احتراق است. طراحان می‌خواهند که میزان آشفته‌گی در نزدیکی نقطه مرگ بالا زیاد باشد؛ زیرا در نزدیکی نقطه مرگ بالا جرقه شمع اتفاق می‌افتد و جریان با آشفته‌گی بالا منجر به پخش شعله سریع می‌شود.

معادله انرژی جنبشی κ و نرخ اتلاف آن ε به شکل زیر است: [۱۵-۱۷]

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u k) = -\frac{2}{3} \rho \kappa \nabla \cdot u + \sigma : \nabla u + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_k}\right) \nabla k\right] - \rho \varepsilon + W^s \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \varepsilon) - \left(\frac{2}{3} c_{\varepsilon 1} - c_{\varepsilon 3}\right) \rho \varepsilon \nabla \cdot u + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon}\right) \nabla \varepsilon\right] + \frac{\varepsilon}{K} [c_{\varepsilon 1} \sigma : \nabla u - c_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + c_s W^s] \quad (4)$$

ترم لزجت تلاطم بصورت زیر بدست می‌آید:

$$\mu_t = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

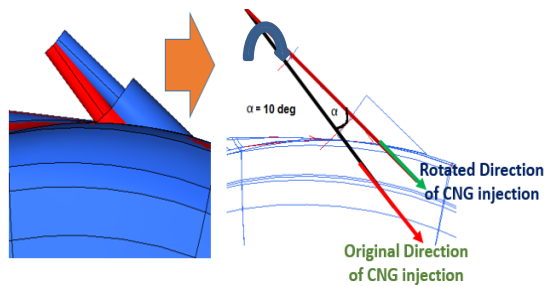
ضرایب ثابت معادلات (۳) و (۴) بصورت زیر است:

$$c_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad c_{\varepsilon 2} = 1.92$$

$$c_{\varepsilon 3} = -1.0 \quad Pr_k = 1.0$$

$$Pr_\varepsilon = 1.3 \quad c_\mu = 0.09$$

ضرایب c_μ , $c_{\varepsilon 1}$, $c_{\varepsilon 2}$, $c_{\varepsilon 3}$, Pr_ε , Pr_k ثابت هستند که بطور تجربی تعیین شده‌اند [۱۵].



شکل ۳- تغییر راستای انژکتور گاز نسبت به موقعیت اصلی

جدول ۱- مشخصه های فنی موتور

| | |
|-----------------|-------------------|
| قطر پیستون | ۸۳ میلی متر |
| طول کورس پیستون | ۸۱/۴ میلی متر |
| نسبت تراکم | ۹/۳ |
| حجم جابجایی | ۱۷۶۱ CC |
| طول شاتون | ۱۳۳/۵ |
| قطر سوپاپ هوا | ۳۰ میلی متر |
| قطر سوپاپ دود | ۲۰ میلی متر |
| سوخت | متان |
| سرعت موتور | ۶۰۰۰ دور در دقیقه |
| زمان جرقه شمع | ۴۲ BTDC |

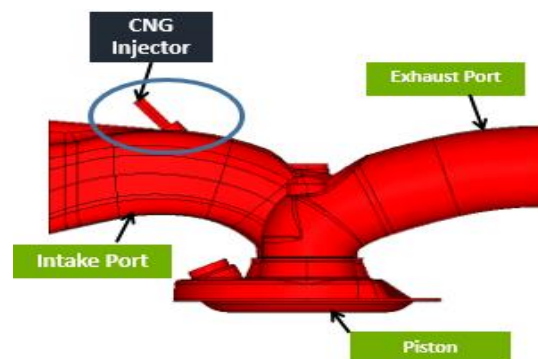
در شکل ۴ شبکه محاسباتی موتور XU7 در دو راستا با موقعیت پاشش گاز در نقطه مرگ بالا برای راستای اصلی (سمت چپ) و راستای دوران یافته (سمت راست) مطابق شکل ۳، نشان داده شده است. مکان انژکتور گاز موتور XU7 در شکل ۴ و ناحیه سبز رنگ دیده می شود که مدلسازی انژکتور گاز بصورت شرط مرزی فشار روی ناحیه سبز رنگ اعمال می شود.

۴- شرایط مرزی شبیه سازی موتور

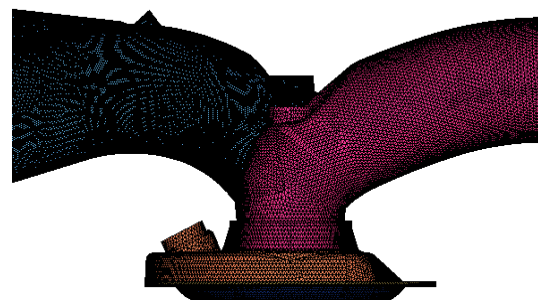
در شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی محفظه احتراق موتور XU7 به شرایط مرزی در ورودی رانر هوا، خروجی پورت دود و همچنین فشار و زمانبندی پاشش سوخت نیاز

۳- تولید شبکه محاسباتی

قبل از شبیه سازی عددی، شبکه محاسباتی محفظه احتراق موتور با استفاده از نرم افزار ایجاد شبکه انسیس ایجاد شده است. شکل ۱ هندسه محفظه احتراق و پورت هوا و دود موتور را در نقطه مرگ بالا نشان می دهد و مکان انژکتور گاز نشان داده شده است. در شکل ۲ شبکه محاسباتی محفظه احتراق در نقطه مرگ بالا نشان داده شده است. هنگام فرآیند حل وقتی پیستون و سوپاپ جابجا می شوند، از الگوریتم مش متحرک استفاده می شود و به این ترتیب حرکت پیستون و سوپاپ دود و هوا شبیه سازی می شود. تعداد کل سلول های شبکه از حدود ۲ میلیون در نقطه مرگ پایین تا حدود ۷۰۰ هزار در نقطه مرگ بالا تغییر می کند. مشخصات فنی موتور XU7 در جدول ۱ آورده شده است. در شکل ۳ اثر تغییر راستای انژکتور گاز نشان داده شده است. همانطور که مشخص است، راستای انژکتور در امتداد محور عمود بر صفحه به اندازه ۱۰ درجه دوران داده شده است. با توجه به محدودیت های طراحی این زاویه بیشترین مقدار مجاز برای دوران انژکتور گاز است.



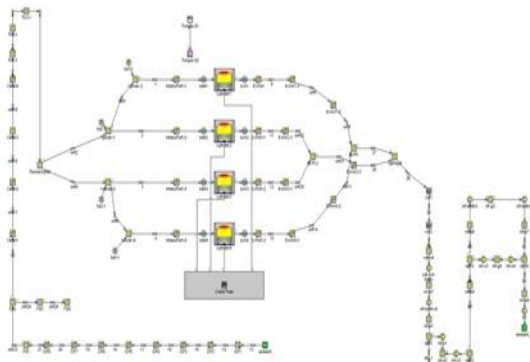
شکل ۱- هندسه موتور در نقطه مرگ بالا



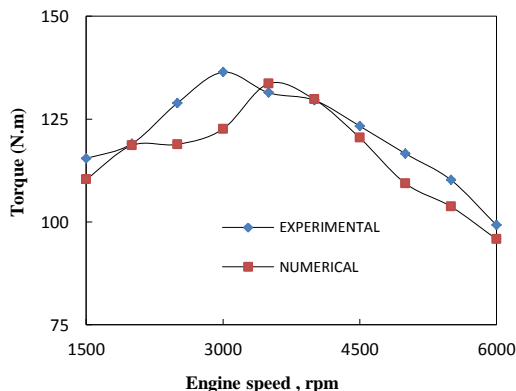
شکل ۲- شبکه محاسباتی در نقطه مرگ بالا

به منظور اعتبارسنجی فایل جی تی پاور از نتایج عددی گشتاور خروجی و مصرف سوخت ویژه ترمزی استفاده شده است. شکل‌های ۷ مقایسه میزان گشتاور خروجی در دوره‌های مختلف برای نتایج آزمون و عددی نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، اختلاف دو حالت در دور ۳۵۰۰ د.د.د. اتفاق افتاده است که خطا زیر ۱۰ درصد است. شکل ۸ نمودار مصرف سوخت ویژه ترمزی بر حسب دور در حالت آزمایشگاهی و عددی را با هم مقایسه می‌کند. بیشترین درصد خطا در این حالت نیز در حدود ۰/۸۶٪ محاسبه گردید که عدد مناسبی است.

شکل ۹ فشار کل و دمای هوای ورودی رانر بر حسب زاویه میل لنگ را نشان می‌دهد که از تحلیل یک بعدی بدست آمده است. نوسانات فشار که در شکل دیده می‌شود، به علت موج‌های رفت و برگشتی فشار در اثر باز شدن سیکی سوپاپ‌های هوا است.



شکل ۶- مدار عملکرد موتور XU7 در جی تی پاور [۱۹]

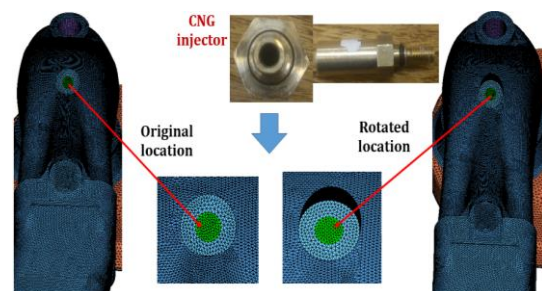


شکل ۷- نمودار گشتاور بر حسب دور برای حالت آزمایشگاهی و عددی [۱۹]

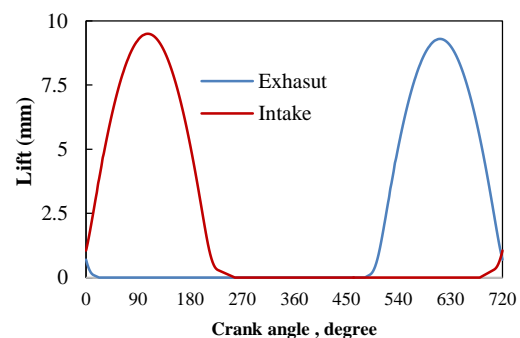
است. داده های لازم از حل مدار عملکرد یک بعدی به کمک نرم افزار GTpower بدست آمده است. شرایط مرزی مربوط به شرایط کارکرد موتور ۶۰۰۰ دور در دقیقه و بار کامل است. این شرط کارکرد با توجه به این انتخاب شده است که در حالت تمام بار بیشترین مدت زمان پاشش وجود دارد و هر گونه تغییری در راستای آن، بیشترین اثر خود را روی عملکرد موتور نشان می‌دهد. شکل ۵ مقدار بلندشدگی سوپاپ هوا و دود بر حسب زاویه میل لنگ را نشان می‌دهد. مطابق شکل بیشترین بلندشدگی سوپاپ هوا ۹/۴ میلی متر و بیشترین بازشدگی سوپاپ دود ۹ میلی متر است.

در این شبیه‌سازی از نرم افزار جی تی پاور برای مدل‌سازی مدار عملکرد موتور مورد نظر استفاده شده و با استفاده از شرایط مرزی مورد نظر نتایج حاصل از عملکرد موتور به دست می‌آید.

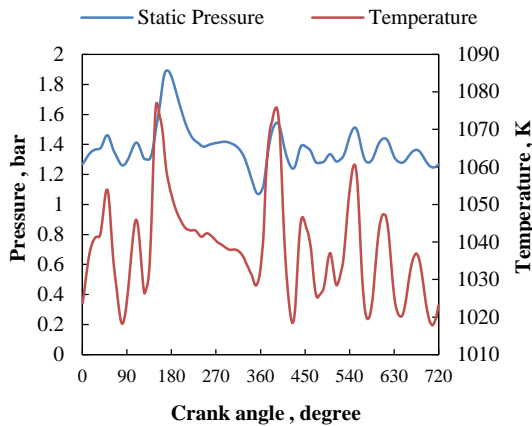
مدار عملکرد موتور XU7 در این نرم افزار در شکل ۶ نشان داده شده است [۱۹].



شکل ۴- شبکه محاسباتی موتور XU7 با مکان پاشش گاز در راستای اصلی و دوران داده شده در نقطه مرگ بالا



شکل ۵- بلند شدگی سوپاپ هوا و دود بر حسب زاویه میل لنگ [۱۹]



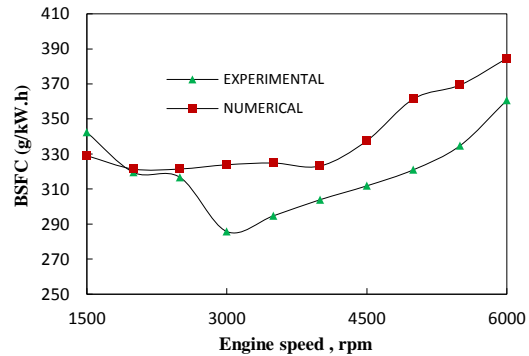
شکل ۱۰- فشار استاتیک و دمای دود در انتهای پورت خروجی بر حسب زاویه میل لنگ

جدول ۲- داده های پاشش سوخت [۱۹]

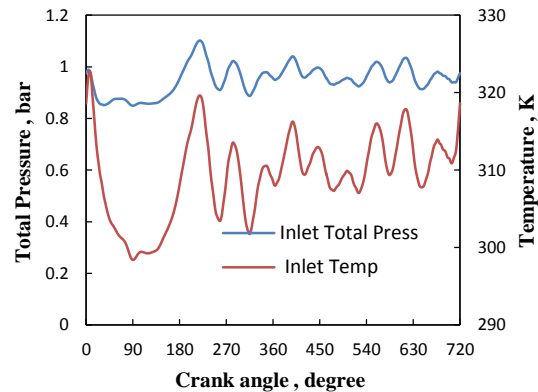
| | |
|---------------------|-----------|
| فشار پاشش | ۱/۷۵ بار |
| مدت زمان پایان پاشش | ۶۷۶ درجه |
| دمای پاشش سوخت | ۳۲۳ کلوین |

۵- اعتبار سنجی نتایج

چون توزیع سرعت، فشار و دمای رانر هوا و داخل محفظه احتراق مشخص در زمان شروع شبیه سازی (نقطه مرگ بالا در زمان قیچی سوپاپ) معلوم نیست، بنابراین ابتدا یک سیکل کامل یعنی از ۷۲۰ درجه شبیه سازی می شود و نتایج سیکل دوم به عنوان نتایج شبیه سازی استفاده می شود. انتهای شبیه سازی سیکل دوم زمان جرعه شمع در نظر گرفته شده است. در شکل ۱۱ نمودار فشار محفظه احتراق بر حسب زاویه میل لنگ برای تعداد شبکه های بین ۲۰۰ تا ۹۰۰ هزار سلول در نقطه مرگ بالا نشان داده شده است. همانطور که از نتایج مشخص است، با افزایش تعداد سلول های شبکه از ۷۰۰ به ۹۰۰ هزار، تغییر ناچیزی در تغییرات فشار اتفاق می افتد؛ بنابراین تعداد شبکه ۷۰۰ هزار سلول به عنوان مبنا برای شبیه سازی انتخاب می شود. در شکل ۱۲ فشار میانگین داخل سیلندر در حالت عدی و تجربی با هم مقایسه شده است. مطابق نمودار بیشترین اختلاف حدود ۰/۵ بار است که بعد از جرعه شمع و در زمان تشکیل هسته اولیه احتراق وجود دارد. ماکزیمم فشار ۴۴/۳



شکل ۸- نمودار مصرف سوخت ویژه ترمزی بر حسب دور برای حالت آزمایشگاهی و عددی [۱۹]



شکل ۹- فشار کل و دمای هوای ورودی رانر بر حسب زاویه میل لنگ

شکل های ۱۰ فشار استاتیک و دمای گازهای خروجی پورت دود بر حسب زاویه میل لنگ را نشان می دهد که از تحلیل یک بعدی بدست آمده است. نوسانات فشار که در شکل دیده می شود، به علت موج های رفت و برگشتی فشار در اثر باز شدن سیکلی سوپاپ های دود است. در جدول ۲ مشخصات پاشش سوخت فشار، مدت زمان پاشش و دمای سوخت گاز آورده شده است [۱۹]. برای شبیه سازی سوخت گازی، متان در نظر گرفته شده است که بیش از ۹۰ درصد سوخت CNG را تشکیل می دهد.

دمای روی سطح پیستون ۵۲۴ کلوین، سیلندر ۴۹۰ کلوین و دمای سرسیلندر ۵۱۶ کلوین در نظر گرفته شده که این مقادیر از نتایج تجربی بدست آمده است [۱۹]. خواص ترموفیزیکی متان بصورت متغیر با دما در نظر گرفته شده است.

جدول ۳- مقایسه نتایج عددی و تجربی داخل سیلندر [۱۹]

| داخل سیلندر | mg/cycle/cy | | درصد خطا |
|-------------|-------------|-------|----------|
| | عددی | تجربی | |
| جرم سوخت | ۲۷/۶ | ۲۸ | ٪۱/۴ |
| جرم هوا | ۳۷۱/۴ | ۳۷۱/۹ | ٪۱/۳ |
| نسبت لامبدا | ۰/۸۵۰ | ۰/۸۴۷ | ٪۰/۳ |

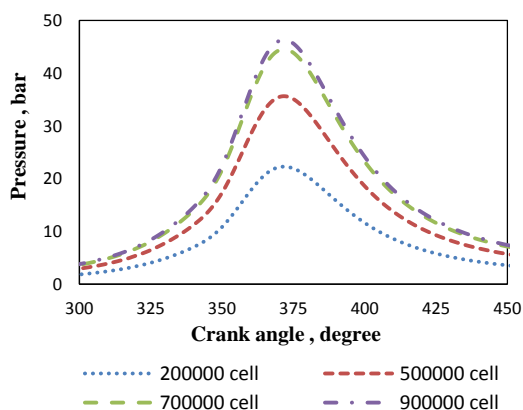
سوپاپ هوا که از شبیه سازی بدست آمده ۳۷۱/۴ میلی گرم است و نتیجه تجربی عدد ۳۷۱/۹ میلی گرم را دارد که درصد خطا برابر ۱/۳٪ است؛ همچنین نسبت لامبدا (عکس نسبت تعادلی) در شبیه سازی ۰/۸۵ و نتایج آزمایشگاهی عدد ۰/۸۴۷ را نشان می‌دهد که مقدار خطا برابر ۰/۳ درصد است؛ بنابراین نتایج عددی و آزمایشگاهی همخوانی قابل قبولی دارند.

۶- نتایج و بحث

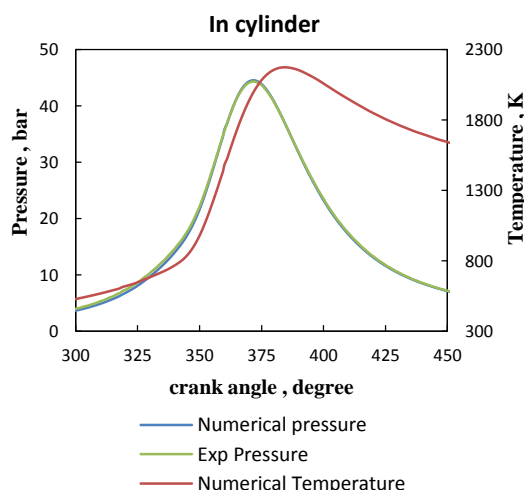
در شکل ۱۳ مقایسه ای بین مقدار سوخت گاز داخل سیلندر برای دو راستای پاشش، حالت پایه و دوران ۱۰ درجه آورده شده است. سوپاپ هوا مطابق شکل ۵ در نقطه مرگ بالا^۱ باز می‌شود و حدود ۱۶ درجه میل لنگ (از ۷۲۰ تا ۷۳۶ درجه) زمان می‌برد تا سوخت تزریق شده پس از پخش شدن در رانر هوا، وارد سیلندر شود. این مدت زمان برای دو راستای پاشش یکسان است. بعد از باز شدن سوپاپ هوا مقدار سوخت گاز داخل سیلندر با راستای ۱۰ درجه دوران داده شده تا زاویه ۸۰۰ درجه میل لنگ، اندکی بیشتر از موقعیت راستای پایه است. علت آن این است که با دوران راستای انژکتور سوخت گازی مقدار بیشتری داخل پورت هوا پخش می‌شود و ورود آن به فضای داخل سیلندر با سرعت بیشتری انجام می‌شود. در نزدیکی ماکزیمم بلند شدن سوپاپ هوا، روند جرم سوخت داخل سیلندر تغییر می‌کند و جرم متان داخل سیلندر با راستای پایه بیشتر از راستای دوران داده شده است. علت آن این است که با تغییر راستای پاشش، نرخ ورود متان از پورت هوای ورودی به داخل سیلندر در لحظات اول باز شدن

بار و در زاویه ۱۳ درجه بعد از نقطه مرگ بالا اتفاق می‌افتد؛ همچنین نمودار دمای میانگین گاز داخل محفظه احتراق نیز آورده شده است که ماکزیمم دما ۲۱۷۴ کلوین و در ۲۴ درجه بعد از نقطه مرگ بالا اتفاق می‌افتد.

در جدول ۳ مقایسه‌ای بین نتایج عددی و تجربی جرم هوا، سوخت و نسبت لامبدا داخل سیلندر در زمان جرقه شمع، انجام شده است. نتیجه عددی جرم متان داخل سیلندر در لحظه بسته شده سوپاپ هوا ۲۷/۶ میلی گرم است و نتیجه تجربی عدد ۲۸ میلی گرم را دارد که درصد خطا برابر ۱/۴٪ است. جرم هوای داخل سیلندر در لحظه بسته شده



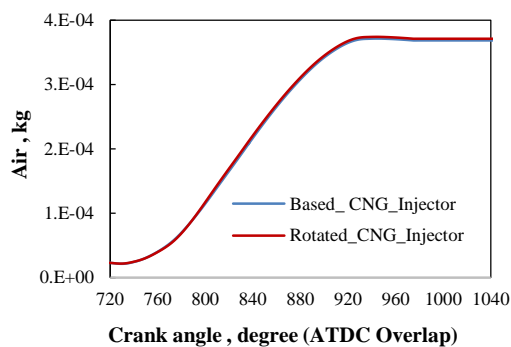
شکل ۱۱- مقایسه فشار داخل سیلندر بر حسب تعداد شبکه در نقطه مرگ بالا



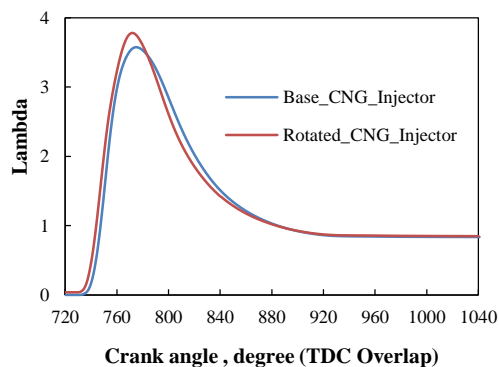
شکل ۱۲- مقایسه فشار داخل سیلندر در حالت تجربی و شبیه سازی عددی [۱۹]

^۱ TDC

است؛ زیرا با باز شدن سوپاپ هوا سوخت بیشتری که بصورت موضعی در پورت هوا متمرکز است، وارد سیلندر می‌شود و این خود سبب می‌شود که سوخت با سرعت بیشتری وارد فضای داخل سیلندر شود و مقدار میانگین نسبت لامبدا داخل سیلندر افزایش پیدا می‌کند. بیشترین مقدار اختلاف در زاویه ۷۷۴ درجه اتفاق می‌افتد که در حالت راستای پایه مقدار ۳/۷۵ و با دوران ۱۰ درجه ای راستا ۳/۵۸ است و مقدار اختلاف برابر ۰/۱۷ است. علت آن می‌تواند اختلاف در زمان ماکزیمم نسبت لامبدا برای حالت راستای پایه (۷۷۹ درجه) و برای راستای دوران یافته (۷۷۴ درجه) است؛ همچنین توزیع سوخت داخل سیلندر نیز تغییر می‌کند. در فاصله ۷۸۵ درجه تا ۸۸۰ درجه نسبت لامبدا داخل سیلندر در حالت راستای دوران یافته کمتر از راستای پایه است که با شکل ۱۵ همخوانی دارد که مقدار سوخت داخل سیلندر را نشان می‌دهد.



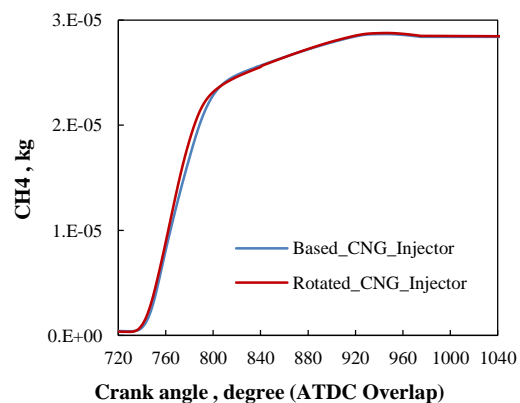
شکل ۱۴- جرم هوای داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ



شکل ۱۵- مقدار نسبت تعادلی داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ

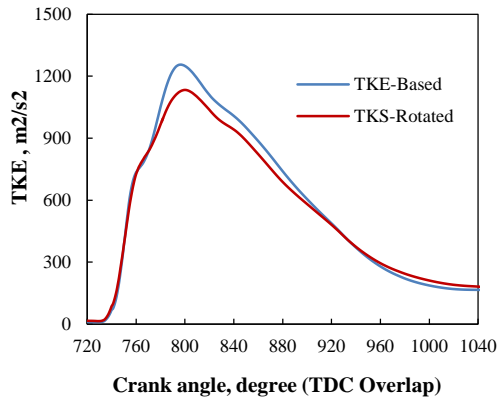
سوپاپ هوا افزایش می‌یابد و با تخلیه پورت هوا از سوخت گازی مقدار سوخت کمتری داخل پورت باقی می‌ماند و از این رو این نرخ کاهش می‌یابد؛ بنابراین روند نرخ ورود متان به داخل سیلندر در نزدیکی ماکزیمم باز شدن سوپاپ عکس می‌شود. از زاویه میل لنگ ۸۰۰ درجه به بعد جرم متان داخل سیلندر برای هر دو راستای پاشش یکسان است. در انتهای زمان بسته شدن سوپاپ هوا در ۲۴۰ درجه مقدار سوخت داخل سیلندر برای هر دو راستای پاشش یکسان است؛ بنابراین دوران ۱۰ درجه ای راستای پاشش انژکتور گاز، مقدار جرم سوخت داخل سیلندر را تغییر نمی‌دهد.

در شکل ۱۴ مقایسه‌ای بین مقدار هوای داخل سیلندر برای هر دو حالت راستای پاشش انجام شده است. مقدار جرم هوای داخل سیلندر از زمان باز شدن سوپاپ هوا^۱ تا زمان بسته شدن سوپاپ هوا^۲ برای هر دو راستای انژکتور پایه و دوران داده شده یکسان است و نشان می‌دهد، دوران راستای پاشش تاثیری روی افت فشار داخل رانر هوا ندارد. از شکل‌های ۱۳ و ۱۴ نتیجه می‌گیریم که با دوران راستای پاشش گاز جرم سوخت و هوای داخل سیلندر تغییر نمی‌کند. از زاویه ۷۲۰ درجه (نقطه مرگ بالا) تا ۷۳۲ درجه مقدار نسبت لامبدا داخل سیلندر صفر است، زیرا تا این زمان سوختی وارد سیلندر نمی‌شود. بعد از این زمان نسبت لامبدا داخل سیلندر با تغییر راستای پاشش بیشتر از راستای پایه



شکل ۱۳- مقدار جرم سوخت داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ

^۱ Intake Valve Opened
^۲ Intake Valve Closed



شکل ۱۶- مقدار انرژی جنبشی جریان داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ

در شکل ۱۷ نمودار عدد چرخش جریان^۱ بر حسب زاویه میل لنگ برای راستای پاشش پایه و راستای دوران یافته آورده شده است. این عدد نسبت سرعت میانگین چرخش جریان به سرعت موتور است.

زاویه ۷۲۰ درجه (نقطه مرگ بالا) است. با باز شدن سوپاپ هوا ابتدا به علت اینکه فشار جریان داخل سیلندر بیشتر از پورت ورودی هوا است، جریان برگشتی از داخل سیلندر به پورت هوای ورودی اتفاق می‌افتد و عدد چرخش جریان منفی است. سپس جریان به داخل سیلندر وارد می‌شود و بنابراین عدد تامل شروع به افزایش می‌کند و مقدار آن مثبت می‌شود. مقدار ماکزیمم آن در نزدیکی لحظه بیشترین بازشدگی سوپاهای هوا اتفاق می‌افتد و به حدود ۱/۵ می‌رسد. با روند بسته شدن سوپاپ هوا عدد چرخش جریان کاهش می‌کند و مقدار مینیمم آن ۴۰ درجه بعد از نقطه مرگ پایین و در ابتدای حرکت رو به بالای پیستون اتفاق می‌افتد.

سپس تا ۱۰۰۰ درجه تغییرات کمی در عدد چرخش دیده می‌شود که علت آن حرکت رو به بالای پیستون از یک سمت به عنوان عامل افزایش دهنده و اتلاف انرژی جنبشی تلاطم و در گردابه‌های جریان به عنوان عامل کاهش دهنده است. سپس با حرکت رو به بالای پیستون تا زمان جرقه شمع (۱۰۴۰ درجه) کاهش پیدا می‌کند. مقدار میانگین عدد

بعد از ۸۸۰ درجه نسبت تعادلی داخل سیلندر برای هر دو راستای پاشش، یکسان است و در زمان جرقه شمع مقدار آن ۰/۸۴۹ است.

در شکل ۱۶ انرژی جنبشی تلاطم جریان بر حسب زاویه میل لنگ از زمان باز شدن سوپاپ هوا (۷۲۰ درجه) تا زمان جرقه شمع (۱۰۴۲ درجه) نشان داده است. در زاویه ۶۹۰ درجه سوپاپ هوا شروع به باز شدن می‌کند و پیستون رو به پایین شروع به حرکت می‌کند. مطابق شکل ۶ فشار منیفلد هوا با باز شدن سوپاپ هوا شروع به کاهش می‌کند و جریان برگشتی از داخل سیلندر به منیفلد هوا اتفاق می‌افتد. تا زاویه ۷۳۵ درجه انرژی جنبشی گازهای داخل سیلندر بطور تقریبی صفر است و برای هر دو راستای پاشش یکسان است. بعد از زاویه ۷۳۵ درجه انرژی جنبشی گازهای داخل سیلندر با ورود مخلوط سوخت و هوا، شروع به افزایش می‌کند؛ زیرا جریان هوای ورودی از منیفلد هوا به داخل سیلندر وارد می‌شود. تا زاویه ۷۷۳ درجه مقدار انرژی جنبشی داخل سیلندر برای هر دو راستای پاشش یکسان است. بعد از زاویه ۷۷۳ درجه تا زاویه ۹۰۵ درجه انرژی جنبشی گازهای داخل سیلندر در حالت انژکتور دوران یافته کمتر از راستای پایه است. علت آن می‌تواند این باشد که با دوران ۱۰ درجه ای راستای پاشش، سوخت تزریق شده روی سطح سوپاپ هوا برخورد می‌کند و با این ترتیب مقدار از انرژی جنبشی آن تلف می‌شود. در زاویه ۷۷۹ درجه مقدار انرژی جنبشی به مقدار ماکزیمم خود برای هر دو راستای پاشش بترتیب برابر $1255/7 \text{ m}^2/\text{s}^2$ و $1133/4 \text{ m}^2/\text{s}^2$ می‌رسد. این زمان به زمان ماکزیمم بازشدگی سوپاپ هوا نزدیک است که در این لحظه مخلوط سوخت و هوا با بیشترین سرعت وارد محفظه احتراق می‌شود. بعد از ۸۰۰ درجه سوپاپ هوا شروع به بسته شدن می‌کند و بنابراین انرژی جنبشی گازهای درون سیلندر کاهش پیدا می‌کند. با تراکم مخلوط سوخت و هوا و بسته شدن سوپاپ هوا مقدار انرژی جنبشی کاهش پیدا می‌کند و علت آن اتلاف انرژی جنبشی به علت کار نیروهای لزجت سیال است و منبعی نیز برای تولید انرژی جنبش وجود ندارد. برای هر دو راستای پاشش انرژی جنبشی در زمان جرقه شمع به $200 \text{ m}^2/\text{s}^2$ می‌رسد.

¹ Swirl Number

است، بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که پخش جبهه شعله در هر دو حالت یکسان است.

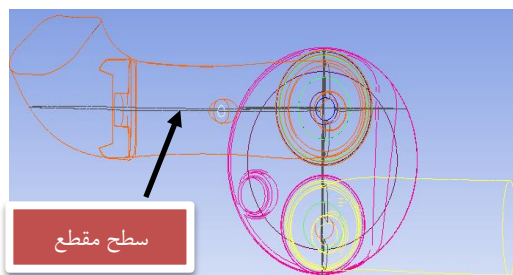
در جدول ۴ مقایسه‌ای بین جرم سوخت داخل و هوای سیلندر، نسبت لامبدا و عدد چرخش میانگین داخل سیلندر برای سه راستای پاشش پایه، ۵ و ۱۰ درجه آورده شده است. مطابق جدول اثر تغییر راستای پاشش اثر ناچیزی روی تغییرات جرم و هوای داخل سیلندر و نسبت لامبدا دارد، ولی عدد میانگین چرخش جریان تغییر می‌کند و با چرخش راستای ۵ درجه ۱۴ درصد و با چرخش راستای ۱۰ درجه‌ای ۱۹ درصد کاهش پیدا می‌کند که لازم است در نظر گرفته شود.

برای بررسی پخش سوخت و هوای داخل سیلندر در سطح مقطعی که از میانه سوپاپ هوا عبور می‌کند (مطابق شکل ۱۹)، نتایج جز جرمی و بردار سرعت آورده شده است. در شکل ۱۹ سطح مقطعی که از میان سوپاپ هوا عبور می‌کند، نشان داده شده است.

در شکل‌های ۲۰ و ۲۱ جز جرمی سوخت متان با انژکتور پایه و انژکتور دوران یافته در نقطه مرگ بالا (۷۲۰ درجه) و

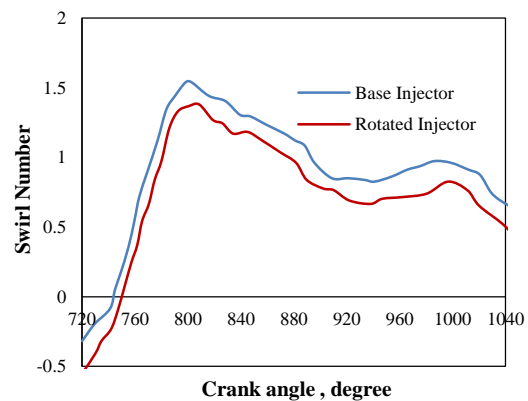
جدول ۴- اثر زاویه انژکتور روی تشکیل مخلوط

| زاویه راستای پاشش | ۰ درجه حالت پایه | ۵ درجه | ۱۰ درجه |
|---------------------------------|---------------------|---------|---------|
| جرم سوخت $\times 10^{-5}$ kg | ۲/۸۳۹۴۲ | ۲/۸۴۱۲۴ | ۲/۸۴۳۹۴ |
| جرم هوا $\times 10^{-5}$ kg | ۳۶/۸۷۷ | ۳۶/۹۴۵ | ۳۷/۱۴۰۵ |
| نسبت لامبدا در زمان جرقه شمع | ۰/۸۴۸۰۵ | ۰/۸۳۰۱۳ | ۰/۸۳۶۶۴ |
| عدد چرخش میانگین | ۰/۸۸۱۷ | ۰/۷۵۷ | ۰/۷۱۱ |

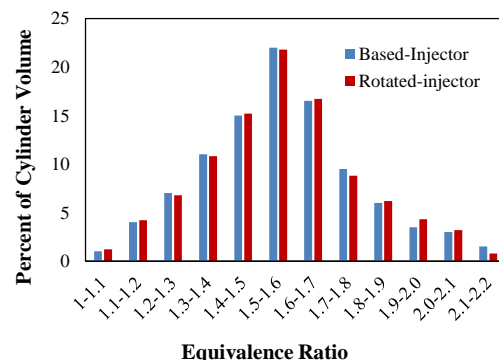


شکل ۱۹- نمای صفحه برش زده شده از میان سوپاپ هوا

چرخش با راستای پایه ۰/۸۸۲ و با راستای ۱۰ درجه ای دوران ۰/۷۱۱ است که مقدار آن حدود ۱۹ درصد کاهش داشته است. با توجه به شکل ۱۵ دیده شد که مقدار میانگین نسبت لامبدا داخل سیلندر برای هر دو راستای پاشش یکسان است. در زمان جرعه شمع و تشکیل شعله مهم است بدانیم که توزیع نسبت تعادلی (عکس نسبت لامبدا) داخل سیلندر چگونه است؛ چرا که تشکیل شعله و پخش آن را تحت تاثیر قرار می‌دهد. در شکل ۱۸ درصد حجمی از فضای داخل سیلندر که نسبت تعادلی در محدوده ۱/۰ تا ۲/۲ در بازه‌های ۰/۱ است، برای هر دو راستای پاشش آورده شده است. همانطور که دیده می‌شود، در تمامی بازه‌های حجمی داخل سیلندر برای هر دو حالت در زمان جرعه شمع یکسان است. با توجه به اینکه شعله آرام تابعی از نسبت تعادلی و شعله متلاطم تابعی از نسبت تعادلی و شدت تلاطم جریان



شکل ۱۷- نمودار عدد چرخش جریان (عدد تامبل) در مقابل زاویه میل لنگ



شکل ۱۸- نمودار هیستوگرام نسبت تعادلی داخل سیلندر در زمان جرعه شمع

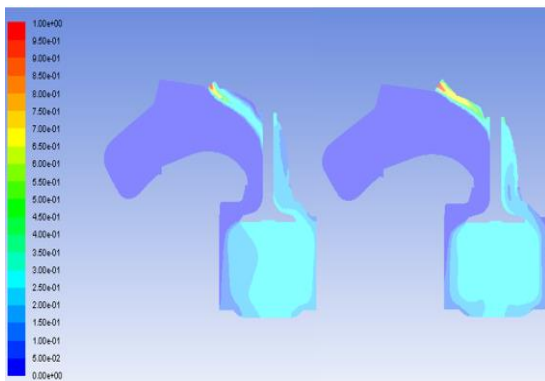
۷- نتیجه‌گیری

در این تحقیق اثر راستای پاشش گاز به کمک دینامیک سیالات محاسباتی در موتور XU7 گاز سوز، بررسی شده است. به منظور بررسی تشکیل مخلوط، اثر تغییر راستای پاشش روی مقدار سوخت و هوای وارد شده به محفظه احتراق، نسبت لامبدا، انرژی جنبشی تلاطم، عدد چرخش جریان، توزیع نسبت تعادلی در زمان جرقه شمع، کانتورهای جز جرمی سوخت و بردارهای سرعت بررسی شده است. در انتها نتایج زیر بدست آمده است:

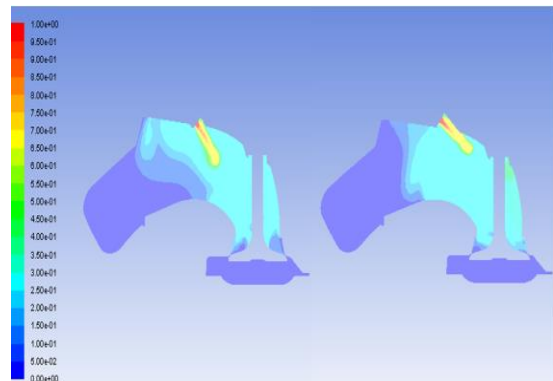
(۱) تغییر راستای پاشش تاثیری روی مقدار متان و هوای وارد شده به محفظه احتراق در زمان جرقه شمع ندارد.

۹۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا (۸۱۰ درجه) نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۸ با دوران انژکتور سوخت متان با یکنواختی بهتری داخل پورت هوا پخش می‌شود و با سرعت بیشتری به سمت سوپاپ هوا هدایت می‌شود. در شکل ۲۱ بعد از ۹۰ درجه پخش متان داخل محفظه احتراق یکنواخت تر است.

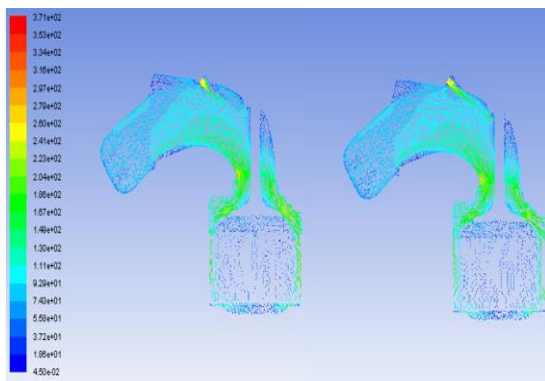
در شکل‌های ۲۲ و ۲۳ بردارهای سرعت در در نقطه مرگ بالا (۷۲۰ درجه) و ۱۸۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا (۹۰۰ درجه) نشان داده شده است. بیشترین سرعت طبق انتظار در زمان پاشش، در خروجی انژکتور گاز است. در هر دو زمان اندازه‌های بردار سرعت و شکل گردابه‌های جریان یکسان بنظر می‌رسد و به نظر می‌رسد، دوران راستای میدان جریان داخل سیلندر را تغییر نداده است.



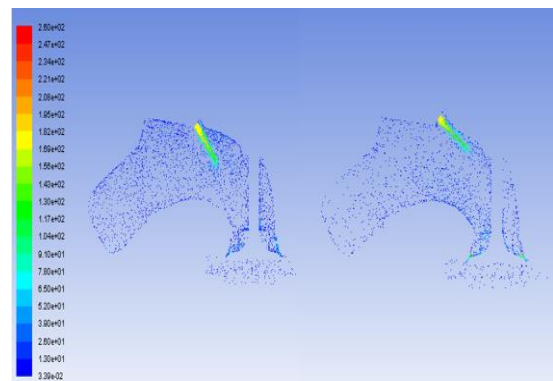
شکل ۲۱- جز جرمی متان در ۸۱۰ درجه با راستای پاشش پایه (سمت چپ) و دوران ۱۰ درجه‌ای (سمت راست)



شکل ۲۲- جز جرمی متان در ۷۲۰ درجه با راستای پاشش پایه (سمت چپ) و دوران ۱۰ درجه‌ای (سمت راست)



شکل ۲۳- بردار سرعت در ۹۰۰ درجه - سمت چپ (راستای پایه) و سمت راست (راستای دوران یافته)



شکل ۲۴- بردار سرعت در ۷۲۰ درجه - سمت چپ (راستای پایه) و سمت راست (راستای دوران یافته)

[2] Garg M, Ravikrishna R (2010) CFD modeling of in-cylinder fuel-air mixing in a CNG-fueled SI engine with port gas injection. SAE Technical Paper 2010-32-0003.

[3] Shanmugam M, Kankariya R, Honvault N, Srinivasan J (2010) Performance and emission characterization of 1.2L MPI engine with multiple fuels (E10, LPG and CNG). SAE Int J Fuels Lubr 3(1): 334-352

[4] Obiols J, Soleri D, Dioc N, Moreau M (2011) Potential of concomitant injection of CNG and gasoline on a 1.6L gasoline direct injection turbocharged engine. SAE Technical Paper 2011-01-1995.

[5] Midhun VS, Karthikeyan S, Nagarajan S, Rairikar SD, Kavathekar KP, Thipse SS, Marathe NV (2011) Development of CNG injection engine to meet future euro-V emission norms for LCV applications. SAE Technical Paper 2011-26-0002

[6] Shinde TB (2012) Experimental investigation on effect of combustion chamber geometry and port fuel injection system for CNG engine. IOSR J Eng 2(7): 49-54

[7] Midhun VS, Karthikeyan S, Krishnan S, Tyagi, AA, Rairikar SD, Kavathekar KP, Thipse SS, Marathe NV (2013) Development of three cylinder CNG engine for LCV application. SAE Technical Paper 2013-26-0009.

[8] Bircann R, Kazour Y, Dauer K, Fujita M, Wells A, Francis D, Husted K, Harry K (2013) Cold performance challenges with CNG PFI injectors. SAE Technical Paper 2013-01-0863

[9] Chintala V, Subramanian KA (2013) A CFD study for optimization of gas injector orientation for performance improvement of a dual-fuel diesel engine. J Energy 57: 709-721

[10] Hall J, Bassett M, Hibberd B, Streng S (2016) Heavily downsized demonstrator engine optimized for CNG operation. SAE Int J Engines 9(4): 2250-2261

[11] Yang C, li W, Yin J, Shen Y (2017) Port fuel injection of CNG for downsized 1-liter 3-cylinder turbocharged Engine with high efficiency. SAE Technical Paper 2017-01-2275.

[12] Rahai H, Lee Y, rahimi N, Gada K (2017) Investigations of the effect of humid air on NOx and PM emissions of a CNG engine. SAE Technical Paper 2017-01-0783.

[13] Patel NM, Patel AD (2017) A parametric study for optimization of gas injector orientation and its effect on duel fuel engine using CNG as fuel. Int J Appl Eng Res 12(19): 8556-8559

[14] Patel R, Brahmabhatt P (2018) Performance characteristics comparison of CNG port and CNG

(۲) با تغییر راستای پاشش گاز میانگین نسبت تعادلی مخلوط داخل سیلندر در زمان جرقه شمع یکسان است. هر چند که در زمان ماکزیمم باز شدن سوپاپ هوا، راستای دوران یافته انرژی جنبشی کمتری نسبت به حالت پایه دارد.

(۳) با دوران راستای پاشش گاز انرژی جنبشی داخل سیلندر در زمان جرقه شمع یکسان است. هر چند که در زمان ماکزیمم باز شدن سوپاپ، انرژی جنبشی راستای تغییر یافته، کاهش پیدا می کند.

(۴) توزیع نسبت تعادلی در تمامی بازه‌های حجمی داخل سیلندر برای هر سه راستای پاشش در زمان جرقه شمع یکسان است.

(۵) توزیع بردارهای سرعت و شکل گردابه‌های جریان با دوران راستای پاشش تغییری نمی کند.

(۶) با دوران راستای پاشش گاز به اندازه ۵ و ۱۰ درجه، عدد میانگین چرخش جریان داخل سیلندر برترتیب ۱۴ و ۱۹ درصد کاهش پیدا می کند.

۸- فهرست علائم

| | |
|-------------|-----------------------------------|
| ρ | چگالی، kg/m^3 |
| u | بردار سرعت سیال، m/s |
| p | فشار سیال، Pa |
| σ | تانسور تنش برشی، Pa |
| I | انرژی داخلی ویژه، J |
| J | بردار شار حرارتی، J |
| h_m | انتالپی ویژه گونه m ، J |
| \dot{Q}^c | انرژی شیمیایی آزاد شده، J |
| \dot{Q}^s | انرژی برخوردی قطرات پاشیده شده، J |

۸- مراجع

[1] Middleton A, Neumann B, Khatri D (2008) Development of dedicated CNG engine with multipoint gas injection system. SAE Technical Paper 2008-28-0014.

- [۱۸] میرزایی ص، محمدی آ، فروتن ا (۱۳۹۷) بررسی تجربی تاثیر سامانه خروجی دود روی پارامترهای عملکردی موتور. دومین همایش ملی موتورهای درونسوز. دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران
- [۱۹] میرزایی ص، محمدی آ، فجری ح ر، پریور ا ح (۱۳۹۸) بهبود عملکرد موتور اشتعال جرقه ای به کمک اصلاح مسیر خروجی دود. یازدهمین همایش بین المللی موتورهای درونسوز و نفت، ساپکو، تهران، ایران.
- direct injection in spark ignition engine. Eur J Sustain Dev Res 2(2);26-36
- [15] Adlercreutz L, Cronhjort A, Stenlaas O (2019) Variation in squish length and swirl to reach higher levels of EGR in a CNG engine. SAE Technical Paper 2019-01-0081.
- [16] Adlercreutz L, Cronhjort A, Stenlaas O, Particle emission measurements in a SI CNG engine using oils with controlled ash content. SAE Technical Paper 2019-01-0053.
- [17] Mohammadi A (2010) Numerical simulation of spark ignition engines, numerical simulations - examples and applications in computational fluid dynamics. Lutz Angermann (Ed.). ISBN: 978-953-307, InTech.