

## شبیه سازی جریان سیال داخل سیلندر موتورهای احتراق داخلی با مدل های مختلف آشفتگی \*

محمد حسن جوارشکیان<sup>(۱)</sup>عباس زارع نژاد اشکذری<sup>(۲)</sup>

**چکیده** درک صحیح از جریان های داخل سیلندر در طول فرآیند کارکرد موتور، نقش مؤثری را در بهینه کردن طراحی موتور به منظور بهبود عملکرد، کاهش مصرف سوخت و کاهش آلاینده‌گی موتور ایفا می نماید. در سال های اخیر، مدل های آشفتگی مختلف به منظور پیش بینی جریان های آشفته، گسترش چشم گیری یافته است. در این تحقیق، تأثیر مدل های آشفتگی در شبیه سازی جریان داخل محفظه ی احتراق از لحظه ی بسته شدن سوپاپ ورودی تا لحظه ی باز شدن سوپاپ خروجی، مورد بررسی قرار گرفته است. مقایسه ی نتایج شبیه سازی شده با نتایج تجربی، اختلاف قابل ملاحظه ای را برای مدل های مختلف آشفتگی نشان می دهد. نتایج این شبیه سازی، پیش بینی توسط مدل RSM را بهتر از مدل های دیگر نشان می دهد.

**واژه های کلیدی** موتورهای احتراق داخلی، تحلیل عددی، مدل آشفتگی تنش های رینولدز (RSM)

## Simulation of In-Cylinder Fluid Flow in Internal Combustion Engine with Different Turbulence Models

M. H. Djavarehshkian

A. Z. Ashkezari

**Abstract** Good understanding of In-Cylinder Fluid Flow during the operation process has effective role in the engine design. To aid the best operation, fuel consumption and environment pollution must be decreased. In recent years, various turbulence models are widely developed and used to predict the flow turbulence. In this paper, the effect of turbulence models in simulation of In-Cylinder fluid flow in a combustion chamber has been investigated from the Inlet Valve Closing (IVC) to Exhaust Valve Opening (EVO). Comparison of the present simulation with the experimental data shows a considerable difference for various models. The results of simulation show that the Reynolds Stress Turbulence Model is better than the other turbulence models.

**Key Words** Internal Combustion Engines, CFD, Reynolds Stress Turbulence Model.

\* نسخه ی اول مقاله در تاریخ ۱۳۸۷/۴/۱ و نسخه ی نهایی آماده چاپ آن در تاریخ ۱۳۸۹/۴/۱ می باشد.

(۱) عهده دار مکاتبات: دانشیار، گروه مکانیک، دانشکده ی مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد

(۲) دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه تبریز

## مقدمه

از مهم‌ترین مسائلی که در طراحی موتورهای احتراق داخلی از اهمیت خاصی برخوردار است، کاهش مصرف سوخت، افزایش راندمان و کاهش آلودگی محیط زیست در فرآیند احتراق می‌باشد. تحقیقات نشان داده است که فرآیند احتراق، شدیداً تحت تأثیر میدان جریان سیال داخل سیلندر می‌باشد؛ بنابراین درک درست و صحیح از جریان و خواص آن، امکان دستیابی به شرایط بهینه برای فرآیند احتراق را فراهم می‌کند.

در حالت کلی، جریان داخل سیلندر در موتورهای احتراق داخلی، سه بعدی، ناپایدار و مغشوش می‌باشد. برای بررسی جزئیات میدان‌های سرعت، فشار و شدت آشفته‌گی جریان، لازم است معادلات حاکم بر جریان، شامل معادلات بقای جرم، مومنتوم، انرژی و آشفته‌گی حل گردند. از آنجا که این معادلات غیرخطی و وابسته به یکدیگر و کوپل می‌باشند و به لحاظ پیچیدگی شرایط مرزی داخل سیلندر و تغییرات مرز به واسطه‌ی حرکت پیستون، عملاً حل تحلیلی این معادلات بسیار مشکل می‌باشد. در نتیجه برای حل معادلات مذکور، روش‌های عددی مورد استفاده قرار می‌گیرد. امروزه با پیشرفت روز افزون سرعت و دقت پردازشگرها در کامپیوترها، روش‌های عددی برای تحلیل جریان‌های مطرح در CFD، از اهمیت ویژه‌ای بهره‌مند شده‌اند. از طرفی پیشرفت‌های جدیدی در زمینه‌ی مدل‌سازی جریان‌های آشفته در سال‌های اخیر، توسط محققین صورت گرفته است که اعمال روش‌های عددی با این مدل‌های جدید آشفته‌گی، جزئیات بسیار خوبی از رفتار جریان سیال در میادین مختلف پیش‌بینی می‌نماید.

از جمله تحقیقات انجام شده در این زمینه، می‌توان به آزمایشات ساده در مرجع [1]، اشاره نمود. اخیراً یون [2]، آزمایش‌های بیشتری برای ارزیابی جریان کلی درون محفظه احتراق ارائه کرده است. این آزمایش‌ها در مشخص کردن پارامترهای اساسی جریان

داخل سیلندر قابل استفاده هستند و به بررسی جریان کلی میدان در محفظه‌ی احتراق و پارامترهایی مثل سرعت متوسط چرخش هوا در سیلندر می‌پردازند. امتیاز این روش ساده و صریح بودن آن است، ولی اطلاعات جزئی میدان جریان را ارائه نمی‌کنند. یک روش جایگزین در آزمایش‌های تجربی، استفاده از سرعت سنجی لیزری دوپلر (LDV) برای به دست آوردن میدان سرعت سیال در محفظه‌ی احتراق می‌باشد [3]. این مدل‌ها اطلاعات بیشتری از میدان جریان سیال نسبت به مدل‌های دیگر ارائه می‌کنند؛ ولی در مقایسه از نظر زمان و قیمت فاقد کارایی می‌باشد، زیرا در روش LDV باید در زمان کارکرد موتور به اندازه‌گیری میدان جریان سیال پرداخت که برای این کار تجهیزات گرانبها و دید خوب محفظه احتراق لازم است [4]. روش دیگر برای مشاهده‌ی جریان داخل سیلندر، استفاده از نرم افزارهای سه بعدی است که می‌تواند سرعت متوسط و آشفته‌گی جریان سیال را با جزئیات بیشتری شبیه سازی نماید. این نرم افزارها هنگامی که برای موتورهای دیزلی و دوگانه سوز مورد استفاده قرار می‌گیرند، می‌توانند خصوصیات غیر پایا بودن جریان، رینولدز بالا و هندسه پیچیده دیواره‌ها را مدل کنند؛ لذا برای حل، هم به زمان زیاد و هم حافظه‌ی بیشتری نیاز دارند. روش‌های محاسباتی به‌کار گرفته شده در مدل‌های چند بعدی تحلیل جریان در موتورهای احتراق داخلی، عموماً بر پایه‌ی استفاده از دو روش متفاوت است. اولین روش به نام ICED-ALE معروف است که نخستین بار توسط هرت [5] به‌کار گرفته شده است و در برنامه‌ی کامپیوتری کیوا (KIVA) از این روش برای محاسبات جریان سیال در داخل سیلندر استفاده شده است. دومین روش، استفاده از الگوریتم فشار مینا است که در تحقیق حاضر مورد استفاده قرار گرفته است. از جمله تحقیقات انجام شده با روش‌های اخیر، می‌توان به تحقیقات گاسمن و هم‌کاران [6]، برای حل جریان‌های دو بعدی (جریان‌های متقارن محوری) در

خروجی پرداخته شده است. هدف از این تحقیق، حل معادلات ناویر استوکس با استفاده از مدل‌های مختلف آشفستگی برای شبیه سازی جریان داخل محفظه‌ی احتراق از لحظه‌ی بسته شدن سوپاپ ورودی تا لحظه‌ی باز شدن سوپاپ خروجی بوده و نتایج مدل‌های مختلف با نتایج تجربی مقایسه شده است.

### معادلات اساسی

معادلات اساسی که بقای جرم، ممتوم و انرژی را بیان می‌کند به صورت زیر بیان می‌شوند.

معادله‌ی متوسط زمانی پایستاری جرم:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} u_i)}{\partial x_i} = \bar{\rho}_{\text{spray}} \quad (1)$$

معادله‌ی متوسط زمانی مومتوم:

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\bar{\rho} u_j)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} u_j u_i)}{\partial x_i} \\ = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \bar{\tau}_{ij} - \bar{\rho} u_i' u_j' \right) + f_{j,\text{spray}} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \bar{\tau}_{ij} = & \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \delta_{ij} \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \right] + \\ & \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i'}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j'}{\partial x_i} \right) - \delta_{ij} \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i'}{\partial x_i} \right] - \bar{\rho} u_i' u_j' \\ = & \mu_i \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \rho \delta_{ij} u_i' u_i' \end{aligned} \quad (3)$$

عبارت چشمه  $(\rho_{i,\text{spray}})$  در معادله‌ی (۱) برابر دبی جرم سوخت دیزل پاشیده شده به درون محفظه‌ی احتراق می‌باشد.  
معادله‌ی متوسط زمانی انرژی:

$$\begin{aligned} c_p \left( \frac{\partial (\bar{\rho} T)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} T u_i)}{\partial x_i} \right) \\ = - \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \bar{q}_i + c_p \bar{\rho} T' u_i' \right) + \dot{q}_{\text{comb}} \end{aligned} \quad (4)$$

داخل سیلندر موتورهای احتراق داخلی بیان نمود. کونو و هم کاران [7]، محاسبات مربوط به مرحله‌ی تراکم را انجام دادند و اثرات شدت چرخش هوا بر شکل‌گیری اسپری را تحلیل کرده و تطابق خوبی با داده‌های تجربی به دست آوردند؛ ولی از آن‌جا که مرحله‌ی مکش در محاسبات شامل نشده است، چرخش هوا به صورت یک متغیر در شروع حل اعمال شده است. زرلویی و هم کاران [8]، شرایط حاکم در مرحله مکش را با ساده‌سازی مدل  $\kappa$ - $\epsilon$  انجام داده‌اند؛ در صورتی که کونو و هم کاران [7]، این شرایط را با تخمین از نتایج تجربی به دست آورده‌اند. بعضی دیگر از محققین با ساده‌سازی مرحله‌ی مکش، شبیه‌سازی را انجام داده‌اند. براندستار و هم کاران [9]، سوپاپ هوای ورودی را به صورت یک صفحه‌ی متحرک در نظر گرفته و شدت چرخش و زاویه‌ی مکش را به عنوان شرایط مرزی در نظر گرفته‌اند و نتایج را با دقت خوبی به دست آورده‌اند. آرکومانیس و هم کاران [10]، نتایج حل مرحله‌ی تراکم را برای دو کاسه پیستون متفاوت ارائه کرده‌اند و شبیه‌سازی را از زمان بسته شدن سوپاپ هوای ورودی آغاز نمودند و نتایج به دست آمده را با نتایج حاصل از روش LDA مقایسه کرده‌اند. چن و هم کاران [11]، محاسبات مراحل مکش و تراکم را شبیه سازی کرده و نتایج خود را با نتایج تست‌های تجربی مقایسه نموده و در مورد خطای محاسبات بحث شده و محدودیت‌های مدل  $\kappa$ - $\epsilon$  را بیان کرده‌اند. ووک چو و هم کاران [12]، جریان در داخل یک سیلندر را توسط روش عددی شبیه سازی نمودند. خالقی و هم کاران [۱۳]، جریان داخل سیلندر در حالت مکش و تراکم را با استفاده از مدل آشفستگی تنش‌های رینولدز محاسبه کرده‌اند و محاسبات را برای دو کاسه پیستون مختلف انجام داده و نتایج را با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه کرده‌اند.

در کارهای انجام شده، کم‌تر به بررسی تأثیر مدل آشفستگی در شبیه سازی جریان محفظه احتراق از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی تا لحظه‌ی باز شدن سوپاپ

رینولدر مستقل، یک معادله، لازم است.  $\Omega_{ij}$ ؛ چرخش و  $\Pi_{ij}$ ها؛ تانسورهای کرنش- فشار می‌باشند. مقادیر این تانسورها به صورت زیر هستند [16]:

$$\Pi_{ij,1} = -C_1 \frac{\varepsilon}{\kappa} \left( \overline{u_i u_j} - \frac{2}{3} \kappa \delta_{ij} \right) \quad (8)$$

$$\Pi_{ij,2} = -C_2 \left( P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} P_k \right) \quad (9)$$

که در این روابط،  $P_k$ ؛ تولید انرژی جنبشی  $\kappa$  و برابر:

$$P_k = -\overline{u_j u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} \quad (10)$$

و همچنین عبارت نفوذ  $D_{ij}$  را با فرض این‌که نرخ انتقال تنش رینولدرز توسط نفوذ متناسب با گرادیان‌های تنش رینولدرز باشد، می‌توان مدل کرد. این ایده‌ی گرادیان نفوذ، از مدل کردن آشفته به دست می‌آید. این شکل عبارت، نفوذ در برنامه‌های تجاری CFD، اغلب ساده‌ترین شکل مطلوب را دارند:

$$D_{ij} = - \left( \overline{u_i u_j} \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \overline{u_i u_i} \frac{\partial U_j}{\partial x_j} \right) \quad (11)$$

و:

$$\Pi_{ij,1w} = C_1' \frac{\varepsilon}{\kappa} \left( \overline{u_k u_m n_k n_m} \delta_{ij} - \frac{3}{2} \overline{u_k u_i} - \frac{3}{2} \overline{u_k u_j} n_k n_i \right) f \quad (12)$$

$$\Pi_{ij,2w} = C_2' \left( \overline{u_k u_m n_k n_m} \delta_{ij} - \frac{3}{2} \overline{u_k u_j} n_k n_i - \frac{3}{2} \overline{u_k u_i} n_k n_j \right) f \quad (13)$$

$$\overline{q}_i = -\lambda \left( \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{T}'}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

عبارت چشمه در معادله‌ی (۵)، مربوط به گرمای آزاد شده از احتراق می‌باشد [14].

### مدل‌های آشفتگی

در این تحقیق، مدل‌های آشفتگی RSM،  $\kappa - \varepsilon$  و Spalart-Allmaras استفاده شده که تنها به توضیح مدل آشفتگی RSM پرداخته و توضیحات دو مدل دیگر آشفتگی را در مراجع [15]، می‌توان پیدا نمود.

### مدل RSM

شکل نهایی معادله‌ی انتقال تنش رینولدرز به صورت زیر است:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial t} + U_k \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} \\ & = - \left( \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} \right) + \\ & \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \nu \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} + C_k \frac{\kappa}{\varepsilon} \overline{u_k u_i} \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} \right) \\ & - \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij} + \Pi_{ij,1} + \Pi_{ij,2} + \Pi_{ij,1w} + \Pi_{ij,2w} \end{aligned} \quad (6)$$

در واقع، معادله‌ی انتقال تنش رینولدرز دقیق را می‌توان برای اثرات جهتی میدان تنش رینولدرز استفاده کرد. معادله‌ی دقیق انتقال  $R_{ij}$  از رابطه‌ی ذیل به دست می‌آید:

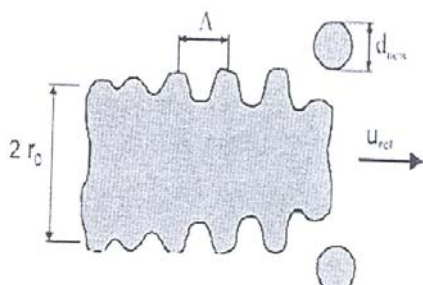
$$\frac{DR_{ij}}{Dt} = P_{ij} + D_{ij} - \varepsilon_{ij} + \Pi_{ij} + \Omega_{ij} \quad (7)$$

معادله‌ی (۷)، شش معادله‌ی دیفرانسیل جزئی را نشان می‌دهد؛ یعنی برای انتقال هر کدام از شش تنش

جدول ۱ ضرایب ثابت مدل تنش رینولدرز

$C_k$	$C_1$	$C_2$	$C_{1w}$	$C_{2w}$	$C_\tau$	$C_{\tau 1}$	$C_{\tau 2}$	$C_\mu$	$\kappa$
۰/۲۲	۱/۸	۰/۶	۰/۵	۰/۱۸	۰/۱۸	۱/۴۲	۱/۹۲	۰/۰۹	۰/۴۱

نازل انژکتور وجود دارد، طیفی از موج‌های سینوسی با نوسانات محوری بی‌نهایت کوچک در سطح جت سوختی به وجود می‌آیند. به دلیل نیروهای آبرودینامیکی که بر اثر سرعت نسبی بین جت سوختی مایع و گاز اطراف درون سیلندر به وجود می‌آید، موج‌های سطحی به وجود آمده رشد می‌کنند. همان‌گونه که در شکل (۱) مشاهده می‌شود، شعاع قطره‌ی جدید جدا شده از جت، سوختی متناسب با طول موج‌های سطحی در سطح جت سوخت می‌باشد که بدین صورت است:



شکل ۱ طرح‌واره‌ی مدل WAVE استاندارد

$$r_{stable} = C_1 \cdot \Lambda \quad (17)$$

می‌توان زمان متلاشی شدن جت سوختی را نیز به صورت زیر بیان نمود:

$$\tau = \frac{3.726 \cdot C_2 \cdot r}{\Lambda \cdot \Omega} \quad (18)$$

در حالت کلی، آهنگ کاهش شعاع قطره بدین صورت می‌باشد:

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{r - r_{stable}}{\tau} \quad (19)$$

در روابط فوق،  $\Lambda$ ؛ طول موج و  $\Omega$ ؛ بیشینه فرکانسی است که موجب متلاشی شدن جت سوخت و تبدیل آن به قطرات ریزتر می‌شود و  $r$ ؛ شعاع قطره است. جز ثابت‌های دو معادله‌ی بالا ( $C_1$  و  $C_2$ )، ثابت  $C_3$  نیز وجود دارد که مطابق جدول شماره (۲) انتخاب شده است [18].

که در این روابط،  $n_i$ ؛ بردار یکه در جهت  $x_i$  و  $f = \frac{c_{\mu} \frac{3}{4} k^2}{r_{jet}}$ ؛ تابع تصحیح دیواره می‌باشد که در آن  $x_n$ ؛ فاصله‌ی عمودی از دیواره  $k$  ثابت فن-کارمن است. مقدار  $\varepsilon$  از معادله‌ی انتقال مربوطه به دست می‌آید. عبارت چرخشی توسط رابطه‌ی ذیل معلوم می‌شود:

$$\Omega_{ij} = -2\omega_k (R_{jm} e_{ikm} + R_{im} e_{jkm}) \quad (14)$$

که  $\omega_k$ ؛ بردار چرخش و  $e_{ijk}$ ؛ علامت تناوب می‌باشد اگر  $i$  و  $j$  و  $k$  متفاوت و به ترتیب چرخه‌ای باشند، داریم  $e_{ijk} = +1$  و اگر  $i$  و  $j$  و  $k$  متفاوت و در ترتیب غیر چرخه‌ای باشند،  $e_{ijk} = -1$  و اگر دو اندیس مشابه باشند،  $e_{ijk} = 0$ .

### معادله‌ی انتقال حرارت و تبخیر قطرات سوخت

برای انتقال حرارت و تبخیر قطره از مدل Dukowicz [17] استفاده شده است که بیان می‌دارد انرژی گرمایی انتقال یافته به قطره موجب افزایش دمای قطره و در نهایت تبخیر آن می‌شود و مدل ریاضی آن به صورت ذیل می‌باشد:

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = L \frac{dm_d}{dt} + \dot{Q} \quad (15)$$

شار گرمایی جابه‌جایی از گاز و محیط اطراف قطره بدین صورت است:

$$\dot{Q} = \alpha A_S (T_{\infty} - T_S) \quad (16)$$

در این تحقیق، از نرم افزار AVL-FIRE و مدل‌های ذکر شده در این تحقیق، برای شبیه سازی استفاده شده است.

### مدل اتمیزاسیون افشانه سوخت

برای مدل‌سازی توزیع و پخش قطرات جت سوخت از مدل WAVE استفاده شده است. در این مدل، فرض بر این است که به دلیل آشفتگی جریانی که درون سوراخ

جدول ۲ ثابت‌های مدل افشانه سوخت

C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>
۰/۶۱	۱۲	۱

بین ۱۸۰- تا ۱۸۰+ درجه می‌باشد، توسط یک تابع توزیع احتمال تعیین می‌شود [19]. اندازه‌ی قطره پس از برخورد نیز در عدددهای وبر مختلف بدین صورت می‌باشد:

$$\begin{cases} we < 50 \Rightarrow d_1 = d_0 \\ 50 \leq we \leq 300 \Rightarrow d_1 = d_0 \cdot f(we_{in}) \\ we > 300 \Rightarrow d_1 = 0.2d_0 \end{cases} \quad (20)$$

جرم کل قطرات برخوردی،  $m_i$ ؛ جرم کل قطرات برگشتی،  $d_0$ ؛ قطر قطره برخوردی،  $d_i$ ؛ قطر قطره برگشتی،  $u_{i0}$ ؛ مؤلفه مماسی سرعت برخوردی،  $u_{i1}$ ؛ مؤلفه مماسی سرعت برگشتی،  $v_{ni}$ ؛ مؤلفه عمودی سرعت برخوردی و  $v_{ni}$ ؛ مؤلفه عمودی سرعت برگشتی می‌باشد..

### مدل اشتعال خودبه‌خودی

در کار حاضر از مدل اشتعال خودبه‌خودی [20] Shell برای مدل احتراقی آشفته‌گی ادی (Eddy) استفاده شده است. این مدل، یک مکانیزم سینتیکی کاهش‌یافته شامل ۵ گونه و ۸ واکنش عمومی است [21].

### مدل انتقال گونه

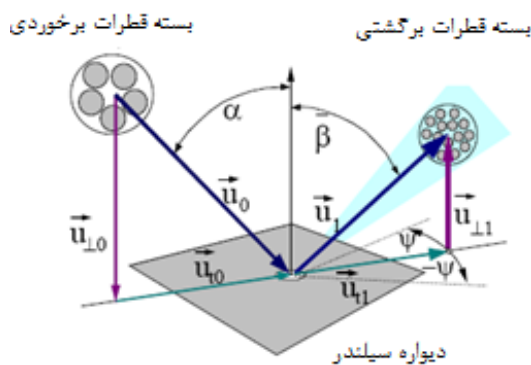
مدل انتقال گونه در حالت کلی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho y_k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i y_k) \\ & = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_{y_k} \frac{\partial y_k}{\partial x_i} \right) + S_{y_k} \quad k = 1 \dots K_{gas} \end{aligned} \quad (21)$$

که در آن  $y_k$  کسر جرمی گونه شیمیایی و  $K_{gas}$  مجموع تعداد گونه‌های شیمیایی می‌باشد. در مدل انتقال گونه‌ها  $\Gamma_{y_k}$  به صورت زیر تعریف می‌شود در معادله‌ی بالا  $\Gamma_{y_k}$  و  $S_{y_k}$  بدین صورت می‌باشند:

### مدل برخورد جت سوختی به دیواره

برای پیشگویی برخورد قطرات سوخت به دیواره، مدل Walljet1 [19] در نظر گرفته شده که بر طبق این مدل فرض می‌شود در شرایط کاری موتور، یک لایه بخار بین قطرات و دیواره تشکیل شده و بسته به عدد وبر (We) قطره باعث برگشتن یا لغزیدن قطرات روی دیواره می‌شود:



شکل ۲ طرح‌واره برخورد دیواره به قطره

معیار انتقال بین این دو رژیم عدد وبر بحرانی ۸۰ می‌باشد. در کم‌تر از این عدد، پدیده‌ی برگشت قطرات از دیواره را داریم:

**الف) عدد وبر کم‌تر از عدد وبر بحرانی.** در این حالت قطره در جهت مخالف برخورد و با همان زاویه‌ی برخورد ورودی پس زده می‌شود.

**ب) عدد وبر بزرگتر از عدد وبر بحرانی.** در این حالت، بزرگی سرعت پس از برخورد تغییر نمی‌کند؛ اما زاویه‌ی انعکاس تغییر می‌کند. همان‌گونه که در شکل (۲) مشاهده می‌شود، زاویه‌ی انعکاس  $\beta$  معمولاً بین صفر تا ۱۸۰ درجه می‌باشد. زاویه‌ی محیط  $\Psi$  نیز که

در روابط فوق،  $C_m$ ؛ سرعت متوسط پیستون،  $h$ ؛ کورس پیستون،  $n$ ؛ دور موتور،  $u'$ ؛ سرعت نوسان آشفته و  $h_v$ ؛ ماکزیمم بلندشدگی سوپاپ است. پاشش افشانه سوخت از  $CA^{-16}$  آغاز شده و با آهنگ ثابت تا  $CA^{36}$  ادامه دارد. مقدار سوخت تزریق شده در یک سیلندر به صورت زیر محاسبه می شود (لازم به ذکر است که در دور ۱۴۰۰ rpm، هر ثانیه معادل ۱۱/۶۶ سیکل است):

$$\frac{7.08 \times 10^{-3} \text{ kg}}{6 \text{ cylinder} \times 4 \text{ nozzle} \times 11.66 \text{ cycle}} = 2.53 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{cylinder} \cdot \text{nozzle} \cdot \text{cycle}} \quad (28)$$

#### مدل سه بعدی موتور دیزل OM355

برای ایجاد شبکه‌ی سه بعدی مدل، ابتدا شبکه دو بعدی ایجاد می شود. در قسمت لقی بین پیستون و سرسیلندر از شبکه با سازمان و در حفره‌ی کاسه پیستون از شبکه‌ی بی سازمان استفاده شده است. از آنجا که تعداد سوراخ‌های نازل انژکتور چهار عدد می باشد، شبکه ایجاد شده ۹۰ درجه حول محور عمودی سیلندر نگاشت شده و شبکه‌های سه بعدی با ساختار شش وجهی (Hexa Hedron) به وجود می آید. تعداد تقسیمات شبکه در جهت زاویه‌ای برابر ۲۷ می باشد و دو ردیف شبکه لایه مرزی نیز در نظر گرفته، گام محاسباتی از نقطه‌ی بسته شدن سوپاپ ورودی (IVC) آغاز شده و تا نقطه‌ی باز شدن سوپاپ خروجی (EVO) ادامه می یابد. ایجاد شبکه‌ی متحرک در دو مرحله صورت می گیرد. مرحله‌ی اول یا کورس تراکم، از نقطه مرگ پایین (BDC در ۸۰ درجه) تا نقطه مرگ بالا (TDC در ۳۶۰ درجه) می باشد. در ۳۲۰ و ۳۴۰ درجه‌ی میل لنگ، برای حفظ کیفیت شبکه، در نقطه‌ای موسوم به rezone، ریز کردن شبکه‌ها (refinement)، انجام می گیرد و در آن اطلاعات از طریق درون‌یابی خطی به شبکه‌های جدید منتقل می شود. همان گونه که

$$\Gamma_{y_k} = \left( \rho D_{k,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \quad (22)$$

که در معادله فوق  $Sc_t$  عدد اشمیت آشفته (Turbulent Schmidt number) با پیش فرض ۰/۷، و  $D_{k,m}$  ضریب نفوذ گونه  $k$  در مخلوط می باشد. منبع جرمی نیز به صورت زیر تعریف می شود:

$$S_{y_k} = \dot{r}_k \cdot M_k \cdot V_{\text{cell}} \quad (23)$$

در این معادله  $\left[ \frac{\text{kmol}}{\text{m}^3} \right]$  برابر با آهنگ واکنش گونه  $k$  ام،  $M_k \left[ \frac{\text{kgmol}}{\text{kmol}} \right]$  جرم مولکولی گونه  $k$  ام و  $V_{\text{cell}} \left[ \text{m}^3 \right]$  حجم سلول محاسباتی می باشد [22].

#### مدل‌های آلاینده‌گی

برای تشکیل آلاینده اکسید نیتروژن حرارتی از مکانیزم زلدوویچ (Zeldovich) استفاده شده است. برای مدل تشکیل و اکسیداسیون دوده، آهنگ تشکیل آلاینده دوده برابر اختلاف آهنگ تشکیل [22] و اکسیداسیون [23] دوده می باشد.

#### شرایط اولیه‌ی حل عددی

محاسبات در حالت بار کامل، دور ۱۴۰۰ rpm و شرایط دما و فشار اولیه‌ی سیلندر به ترتیب برابر ۳۰۰ درجه کلویین و ۹۹ kPa در نظر گرفته شده است.

هم چنین برای محاسبه‌ی انرژی جنبشی آشفته‌ی اولیه داریم:

$$c_m = 2 \times h \times \frac{n}{60} = 2 \times 0.15 \times \frac{1400}{60} = 7 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (24)$$

$$u' = 0.5 \times c_m = 0.5 \times 7 = 3.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (25)$$

$$TKE = 1.5 \times (u')^2 = 1.5 \times (3.5)^2 = 18.375 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \quad (26)$$

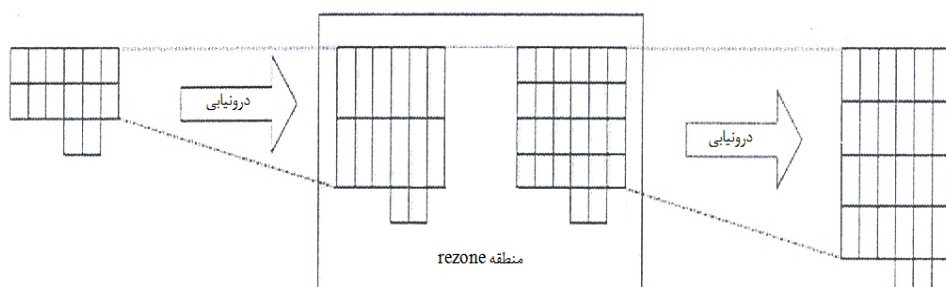
مقیاس طول آشفته‌گی نیز بدین صورت به دست می آید:

$$TLS = \frac{h_v}{2} = \frac{0.015}{2} = 0.0075 \text{ m} \quad (27)$$

از فشار داخل سیلندر می‌باشد؛ به همین دلیل و نیز برای برآورده کردن استقلال از شبکه نتایج مدل سازی، تعداد سلول‌ها در جهت محیطی ۲۵، ۲۷ و ۲۹ سلول در نظر گرفته شد که به ترتیب تعداد سلول‌ها در نقطه مرگ پایین برابر ۷۳۰۷۵، ۸۴۷۶۷ و ۹۶۲۴۳ سلول ایجاد شدند. با توجه به اختلاف جزئی، نتایج به دست آمده در گام های زمانی ۰/۲۵ و ۰/۵ و ۱ درجه میل لنگ، برای صرفه‌جویی در زمان اجرای برنامه، گام محاسباتی ۱ درجه میل لنگ با تعداد ۸۴۷۶۷ سلول در نقطه مرگ پایین به عنوان مدل اصلی انتخاب شده است. برای هر گام، زمانی حداکثر ۱۰۰ تکرار و معیار هم‌گرایی ۰/۰۰۱ در نظر گرفته شده است. برای یک کامپیوتر با CPU RAM 1GB و 3.4GHZ INTEL حدود ۱۶ ساعت برای مدل آشفستگی k-ε و برای مدل آشفستگی RSM این مقدار به ۳ برابر افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است که نرم افزار FIRE مانند دیگر نرم افزارهای حجم محدود، اقدام به گسسته سازی معادلات پیوستگی جرم، مومنتوم و انرژی به همراه مدلی برای آشفستگی نموده و سپس با یک الگوریتم تکراری، اقدام به حل معادلات جبری حاصل می‌کند؛ البته در این بررسی از مدل خود اشتعالی [20] Shell، مدل برخورد به دیواره [18] Walljet1، مدل Dukowicz برای انتقال حرارت و تبخیر قطرات سوخت [17]، مکانیزم آلاینده‌گی هیدروکربن برای تشکیل آلاینده Soot (دوده) [23] و مدل NSC برای اکسیداسیون [24] آن استفاده شده است.

در شکل (۳) مشاهده می‌شود، در منطقه rezone، شکل مدل، ثابت می‌ماند و فقط تعداد شبکه‌ها تغییر می‌کند. بعد از هر بار عملیات انجام گرفته، به علت تغییر در تعداد شبکه‌های موجود، تعیین مجدد شرایط مرزی ضروری است. مرحله ی دوم که کورس انبساط می‌باشد، از نقطه مرگ بالا (TDC در ۳۶۰ درجه) آغاز شده و تا نقطه مرگ پایین (BDC در ۵۴۰ درجه) ادامه دارد. از آن‌جا که ریزکردن شبکه‌ها در مرحله‌ی اول انجام گرفته، نیاز به انجام مجدد این کار نمی‌باشد و فقط دو بار در ۳۸۰ و ۴۰۰ درجه میل‌لنگ ریز کردن شبکه‌ها انجام می‌گیرد.

شکل (۴) شبکه سه بعدی موتور OM355 به همراه شرایط مرزی موجود را نشان می‌دهد. شرط مرزی سر سیلندر به عنوان یک دیوار ثابت در نظر گرفته؛ در حالی که شرط مرزی پیستون و سیلندر به صورت یک دیوار متحرک در نظر گرفته شده است. در طول محور مرکزی شبکه محاسباتی، شرط مرزی تقارنی فرض شده است. دمای شرایط مرزی دیواره؛ یعنی سرسیلندر، سیلندر و پیستون بر اساس آزمایشات تجربی داده شده و بستگی به شرایط کارکرد موتور ( بار و دور موتور) دارند. برای این‌که از دقت نتایج شبیه‌سازی و کیفیت شبکه اطمینان حاصل شود، بایستی شبکه‌ی محاسباتی تولید شده، از نظر مستقل بودن از حل مورد ارزیابی قرار گیرد. برای این منظور با تولید شبکه‌هایی با تعداد سلول‌های متفاوت و مقایسه با نتایج تجربی، مناسب‌ترین شبکه از لحاظ تعداد سلول انتخاب شده است. مبنای استقلال از شبکه، نتایج به دست آمده



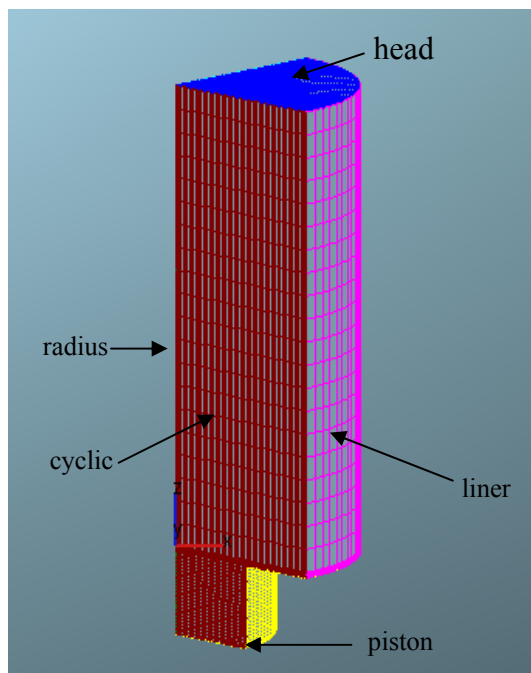
شکل ۳ طرح‌واره‌ی ایجاد شبکه‌ی متحرک



### نتایج

در این تحقیق، شبیه سازی جریان آشفته در داخل محفظه احتراق توسط سه مدل آشفتگی مختلف انجام و نتایج عددی با تجربی مقایسه شده است.

شکل (۵) دیاگرام فشار را در حالت آزمایشگاهی و عددی با استفاده از سه مدل مختلف نشان می دهد. همان طور که در شکل مشاهده می شود، منحنی فشار در حدود زاویه ی ۳۶۰ درجه، دارای یک نقطه عطف بوده و در حدود زاویه لنگ ۳۶۸ درجه ماکزیمم فشار دیده می شود. این رفتار، دقیقاً مطابق رفتاری است که در موتورهای دیزلی انتظار می رود. ماکزیمم فشار در مدل Spalart Allmaras، برابر ۸۲/۹۵ بار و برای مدل  $k-\epsilon$ ، برابر ۷۴/۵۱ بار می باشد؛ درحالی که این مقدار برای مدل RSM، برابر ۶۹/۱۳ بار می باشد. مقدار تجربی فشار ماکزیمم [۲۵] برای این موتور ۶۸/۹۵ بار و در زاویه لنگ ۳۶۸ درجه می باشد. همان طور که مشاهده می شود، پیک فشار در مدل RSM به نتایج تجربی نزدیکتر می باشد. بر این اساس، نتایج حاصله از حل عددی با مدل RSM با نتایج تجربی هم خوانی بهتری دارد.

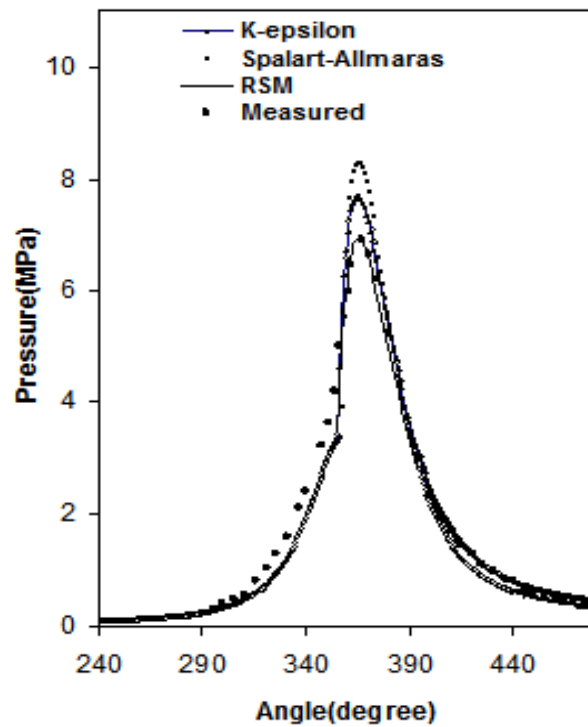


شکل ۴ شبکه سه بعدی موتور OM355 به همراه شرایط مرزی موجود

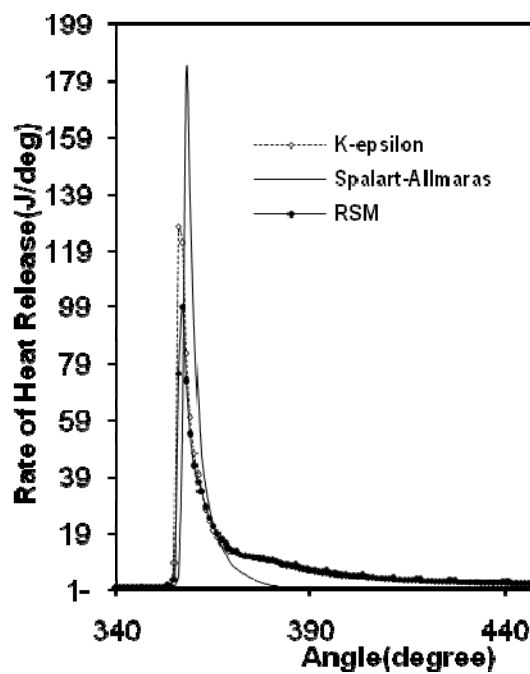
مشخصات موتور مورد بررسی در جدول (۳) آورده شده است.

جدول ۳ مشخصات فنی موتور دیزل OM355

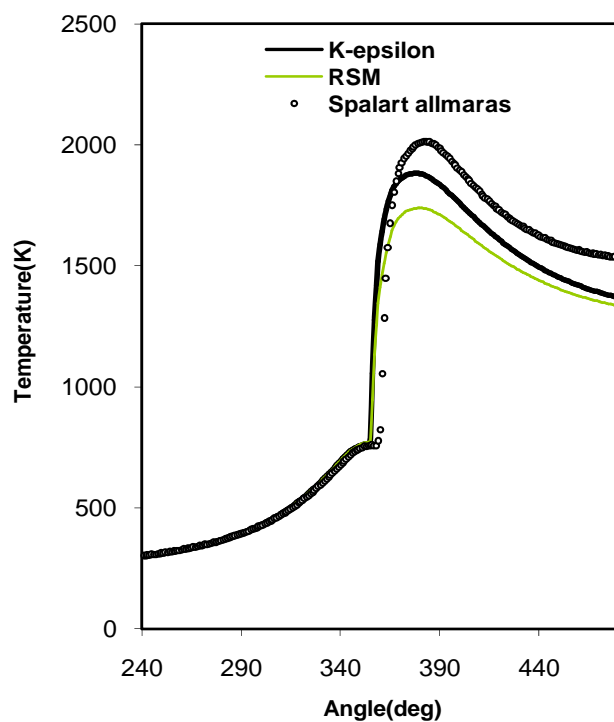
شرکت سازنده	ایدم تبریز
تعداد حفره های انژکتور	۴ عدد
فشار پاشش	۱۹۵ بار
حداکثر توان خروجی	۲۴۰ اسب بخار
دور موتور در حداکثر گشتاور	۱۴۰۰ rpm
حداکثر گشتاور خروجی	۸۲۴ n.m
دور در حداکثر توان خروجی	۲۲۰۰ rpm
نوع موتور	موتور دیزلی سنگین پاشش مستقیم، چهار زمانه
سیلندرها:	۶ سیلندر، بصورت سری و حالت عمودی
قطر پیستون* کورس	۱۵۰*۱۲۸ بر حسب میلیمتر
گنجایش	۱۱/۵۸ ( liter)
نسبت تراکم	۱۶/۱:۱



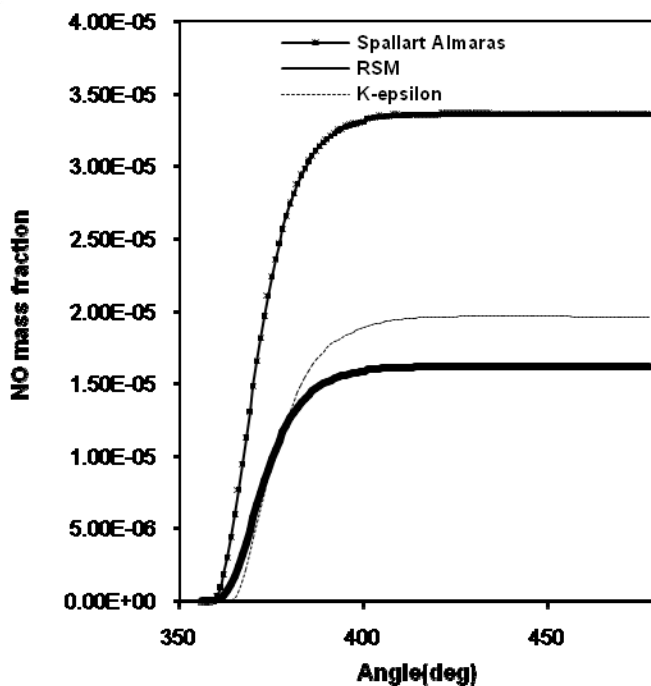
شکل ۵ منحنی فشار برحسب زاویه‌ی میل لنگ



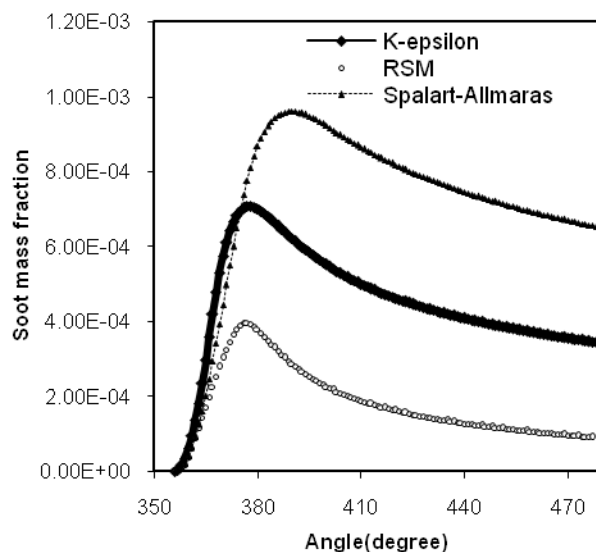
شکل ۶ منحنی گرمای آزاد شده بر حسب زاویه‌ی میل لنگ



شکل ۷ توزیع درجه حرارت بر حسب زاویه‌ی میل‌لنگ



شکل ۸ مقایسه‌ی آلاینده اکسید نیتروژن بر حسب زاویه‌ی میل‌لنگ



شکل ۹ مقایسه‌ی آلاینده دوده بر حسب زاویه‌ی میل لنگ

نقطه مرگ بالا، دو بیشینه نمودار آزادسازی انرژی به سمت هم حرکت می‌کنند و در نهایت در هم ادغام می‌شوند.

شکل (۷) توزیع درجه حرارت به ازای زوایای مختلف میل لنگ را برای سه مدل مختلف آشفستگی نشان می‌دهد. دمای درون سیلندر تابع پارامترهای مختلفی می‌باشد. به عنوان مثال، افزایش راندمان حجمی منجر به افزایش دمای میانگین در SOI می‌شود. در خلال تراکم نیز انتقال حرارت از نوع جریان درون سیلندر اثر می‌پذیرد. در خلال بخش‌های اول تراکم دمای سیال کم‌تر از دمای سطح سیلندر است؛ لذا انتقال حرارت به سمتی است که دمای سیال افزایش یابد. این افزایش دما تا حدود ۳۳۵ درجه بعد از نقطه مرگ بالا ادامه می‌یابد، پس از آن و با ادامه‌ی افزایش دمای سیال درون سیلندر، نرخ افزایش دما کم شده و حتی در طول ۳۵۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا این نرخ منفی می‌شود. این به این معنی است که سیال تمایل به سردتر شدن دارد. علت آن این است که در این زاویه میل لنگ، دمای سیال بسیار بالاتر از دمای سطح سیلندر و پیستون بوده،

شکل (۶) آهنگ آزاد شدن انرژی در داخل سیلندر به ازای زوایای مختلف میل لنگ را برای سه مدل مختلف آشفستگی نشان می‌دهد. معمولاً در این نمودارها که در مراجع مربوط به موتور و احتراق در موتورهای دیزلی رسم شده، دو عدد بیشینه دیده می‌شود؛ اما چنان‌که در شکل (۶) دیده می‌شود، نتیجه این شبیه‌سازی یک بیشینه است. دلیل این تفاوت نیز زمان‌بندی پاشش است. در سال‌های اخیر که استانداردهای آلاینده‌ی، محدودیت اصلی طراحان موتور می‌باشد، آن‌ها را مجبور ساخته که برای برآورده نمودن الزامات این استانداردها، تغییراتی در موتور ایجاد کنند. یکی از این تغییرات به تأخیر انداختن زیاد شروع پاشش است. بیشینه‌ی اولی که در منحنی آزادسازی انرژی وجود دارد، حاصل احتراق پیش‌آمیخته و بیشینه‌ی دوم، حاصل احتراق نفوذی است؛ ولی هنگامی که پاشش دیر صورت می‌گیرد، مقدار احتراق پیش‌آمیخته به علت کاهش تأخیر در اشتعال، کاهش می‌یابد. از طرف دیگر، بیشینه‌ی اول نیز دیرتر رخ می‌دهد؛ به طوری که با نزدیک شدن نقطه‌ی پاشش به

به داخل محفظه احتراق تشکیل شده به دیواره‌های سیلندر و پیستون برخورد کرده و گردابه‌های مارپیچی در نزدیکی دیواره‌های سیلندر تشکیل می‌دهند که به تدریج آن‌ها از بین رفته و جریان دارای چرخش در محفظه حاکم می‌شود. پس از بسته‌شدن سوپاپ‌های هوا و نزدیک شدن پیستون به سرسیلندر در مرحله تراکم، نرخ افزایشی چرخش سیال بیشتر می‌شود و چرخش سیال در نزدیکی TDC به بیشترین مقدار خود می‌رسد. تمرکز یافتن جرم دارای مومنتوم در قطر کوچک‌تر محفظه احتراق یعنی کاسه پیستون علت اصلی این موضوع می‌باشد. به عبارت دیگر در نزدیکی های TDC گردابه‌های مخروطی که در مراحل قبل تولید شده بود، حالت مورب به خود گرفته و باعث به وجود آمدن چرخش در محفظه احتراق می‌شوند. در بقیه قسمت‌های این صفحه گردابه‌ها از قاعده معینی پیروی نمی‌کنند ولی جریان حاکم طوری است که باعث به وجود آمدن چرخش در محفظه احتراق می‌شود که در شکل نشان داده شده است. شکل‌های (۱۰) و (۱۱) و (۱۲)، بردارهای سرعت را در ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا با روش‌های Spalart-Allmaras،  $\kappa-\epsilon$  و RSM نشان می‌دهند. همان‌طور که در شکل‌ها مشخص است در هر سه روش، بردارهای سرعت در ناحیه مجاور دیواره‌های کاسه پیستون موازی دیوار (عمود بر صفحه) است. بنابراین جریان حاکم در کاسه پیستون چرخش سیال می‌باشد. با دقت بیشتر در بردارهای سرعت مشاهده می‌شود که این بردارها علاوه بر جمله مماسی (جریان چرخشی سیال) جمله شعاعی و محوری نیز دارند که این ترم‌ها باعث به وجود آمدن گردابه‌های سه بعدی در کاسه پیستون می‌شوند. علت به وجود آمدن جمله‌های شعاعی و محوری در بردارهای سرعت، جریان یافتن سیال از محفظه احتراق به داخل کاسه سیلندر می‌باشد. شکل‌های (۱۳) و (۱۴) و (۱۵)،

لذا جهت انتقال حرارت معکوس می‌شود؛ یعنی انتقال حرارت از سیال به سطح سیلندر و پیستون انجام می‌شود. با شروع احتراق دمای سیال بلافاصله افزایش یافته و نرخ افزایش دما یک جهش ناگهانی خواهد داشت که انتظار می‌رود؛ به علاوه در حدود زاویه لنگ ۴۰۰ برای کلیه حالت‌ها نرخ افزایش دما به سمت صفر میل می‌کند و همان‌طور که در شکل مشخص است، مدل RSM پیک دمایی پایین‌تر و میانگین دمای کم‌تری در لحظه‌ی باز شدن سوپاپ دود نسبت به دو مدل دیگر دارد. شکل‌های (۸) و (۹) تأثیر مدل‌های آشفته‌گی را بر آلاینده‌ها نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل (۸) می‌توان دید، رفتار تمام مدل‌ها در مورد نرخ تولید NOx مشابه یکدیگر می‌باشد. به عبارت دیگر، در حدود زاویه‌ی ۳۶۵ درجه NOx شروع به تولید شدن نموده، سپس با یک رشد سریع به ماکزیمم خود رسیده و در نهایت در حوالی زاویه لنگ ۴۰۰ نرخ تولید NOx تقریباً به صفر میل می‌کند. مدل RSM میزان NOx کم‌تری را نسبت به مدل‌های دیگر ارائه می‌کند. برای فهم این که چرا این مدل چنین رفتاری را از خود نشان می‌دهد، کافی است به منحنی دما رجوع شود، این شکل نشان می‌دهد که پیک دما و دمای میانگین در مدل RSM نسبت به دو مدل دیگر کمتر است، لذا سطح تولید NOx پایین‌تر از دو مدل دیگر می‌باشد. همان‌طور که در شکل (۸) مشاهده می‌شود، آلاینده Soot در مدل RSM نسبت به دو مدل دیگر کم‌تر می‌باشد؛ تسخیر بهتر آشفته‌گی توسط مدل RSM، افزایش آمیختگی و کاهش آلاینده‌گی را نسبت به دو مدل دیگر به همراه خواهد داشت.

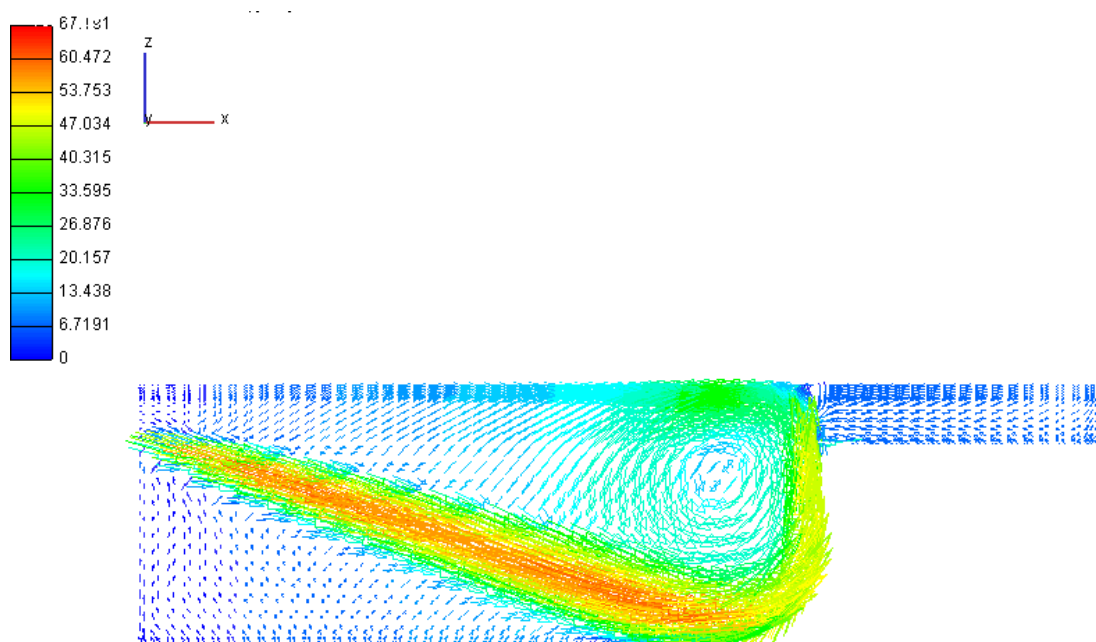
با گذشت زمان، گردابه‌های مارپیچی که در مراحل قبل (مکش و تراکم) به وجود آمده، یعنی در مرحله‌ی مکش جت‌های هوا که حالت مخروطی داشته و در اثر باز شدن سوپاپ‌های هوا و مکش سیال

نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود در ناحیه نزدیک به سرسیلندر و زیر سوپاپ‌ها انرژی جنبشی توربولانس بیشتر از وسط کاسه پیستون و نواحی دیگر می‌باشد. در قسمت وسط کاسه پیستون و ناحیه‌هایی که سرعت آشفتگی کمینه است هر سه مدل تقریباً مقدار یکسانی را نشان می‌دهند ولی در ناحیه‌هایی که سرعت آشفتگی بیشینه است، نتایج مدل‌ها متفاوت هستند. به عبارت دیگر مدل RSM مقادیر و نواحی بیشتری را در نزدیک سرسیلندر و زیر سوپاپ‌ها در مقایسه با مدل  $\kappa-\epsilon$  و Spalart-Allmaras نشان می‌دهند.

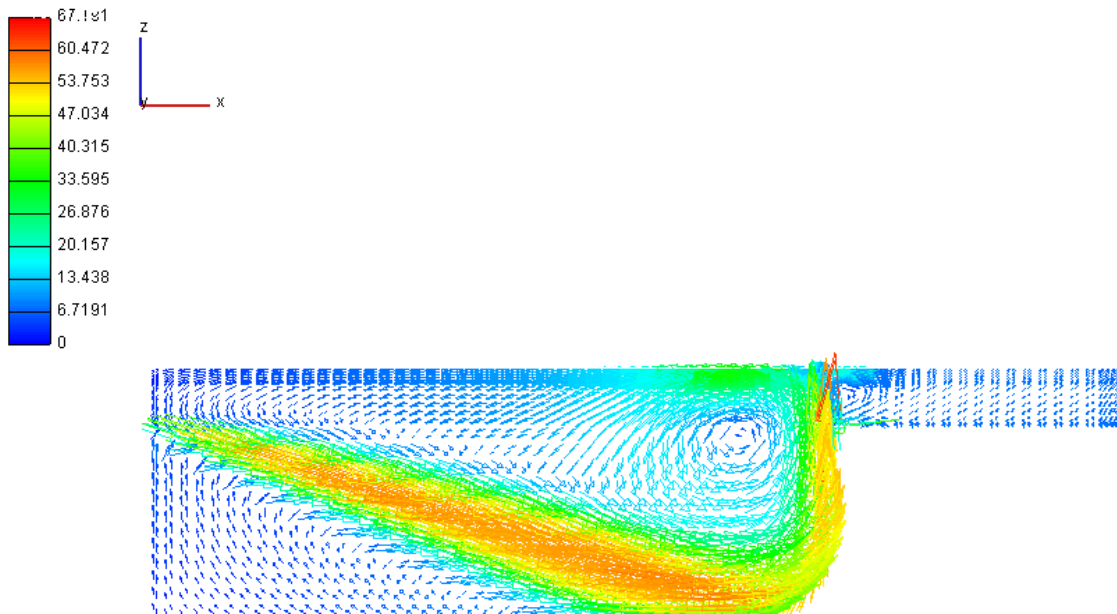
بردارهای سرعت را در ۵ درجه بعد از نقطه مرگ بالا با روش‌های Spalart-Allmaras،  $\kappa-\epsilon$  و RSM نشان می‌دهند همان‌طور که مشاهده می‌شود در جریان با مدل RSM توزیع بردارهای سرعت نسبت به دو مدل دیگر متفاوت می‌باشد در حالی که نتایج مدل‌های  $\kappa-\epsilon$  و Spalart-Allmaras تقریباً مشابه است.

شکل‌های (۱۶) و (۱۷) و (۱۸)، مقایسه کانتورهای سرعت جریان را برای سه مدل اشاره شده نشان می‌دهد، رفتار کانتورها برای هر سه مدل در مکان‌های مختلف تقریباً مشابه است. شکل‌های (۱۹)، (۲۰) و (۲۱) انرژی جنبشی توربولانس را برای هر سه مدل

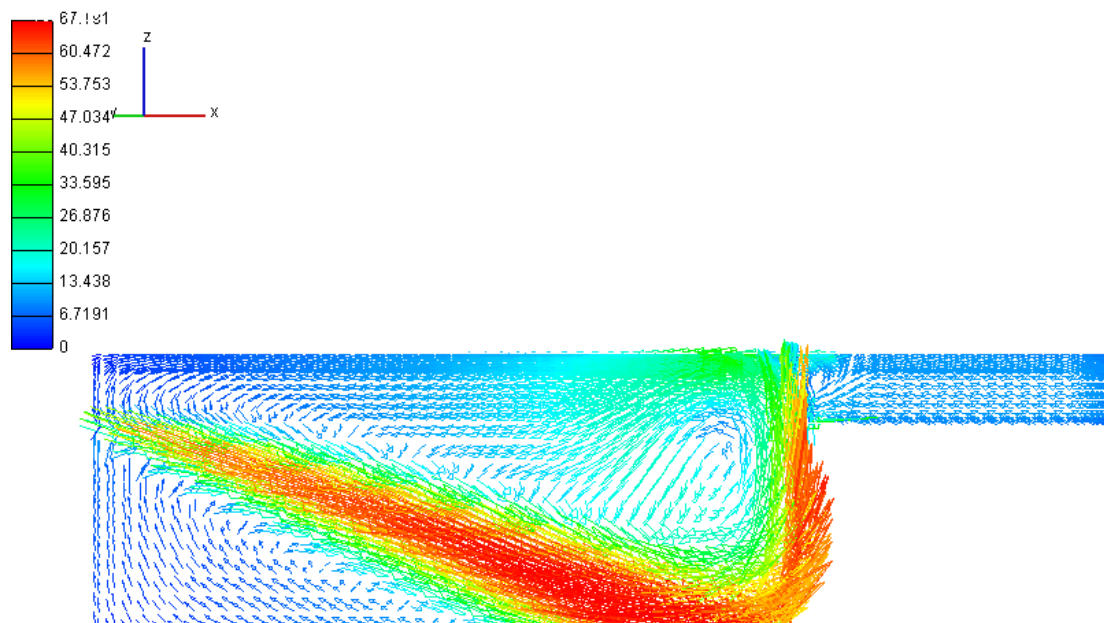
مقایسه بردارهای سرعت در ۳۵۵ و ۳۶۵ درجه میل‌لنگ



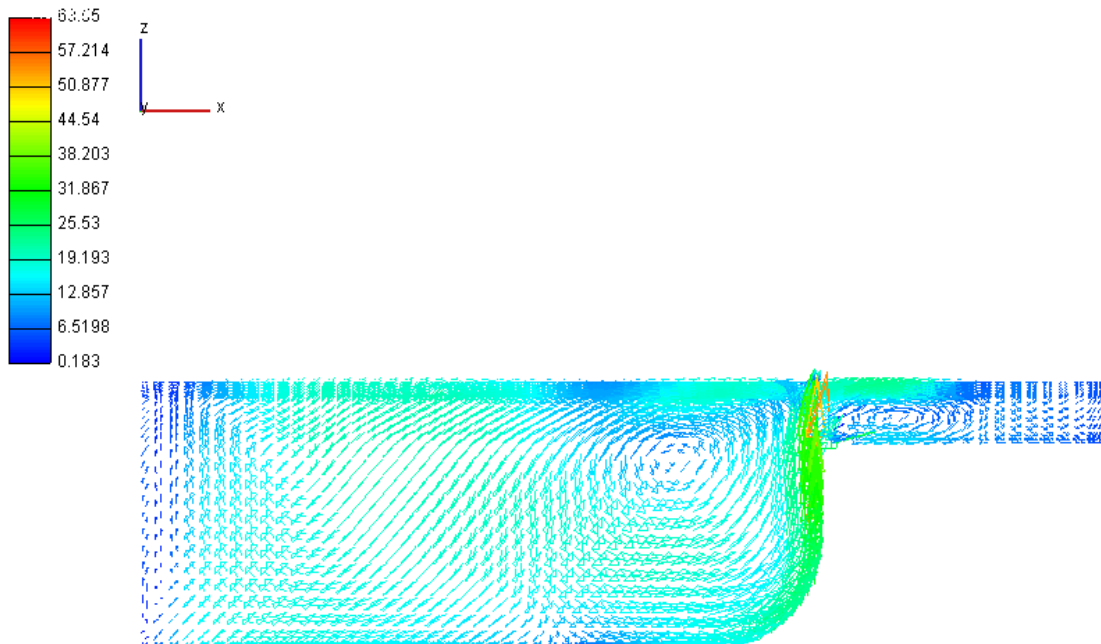
شکل ۱۰ بردارهای سرعت در ۵ درجه قبل از TDC (Spalart-Allmaras)



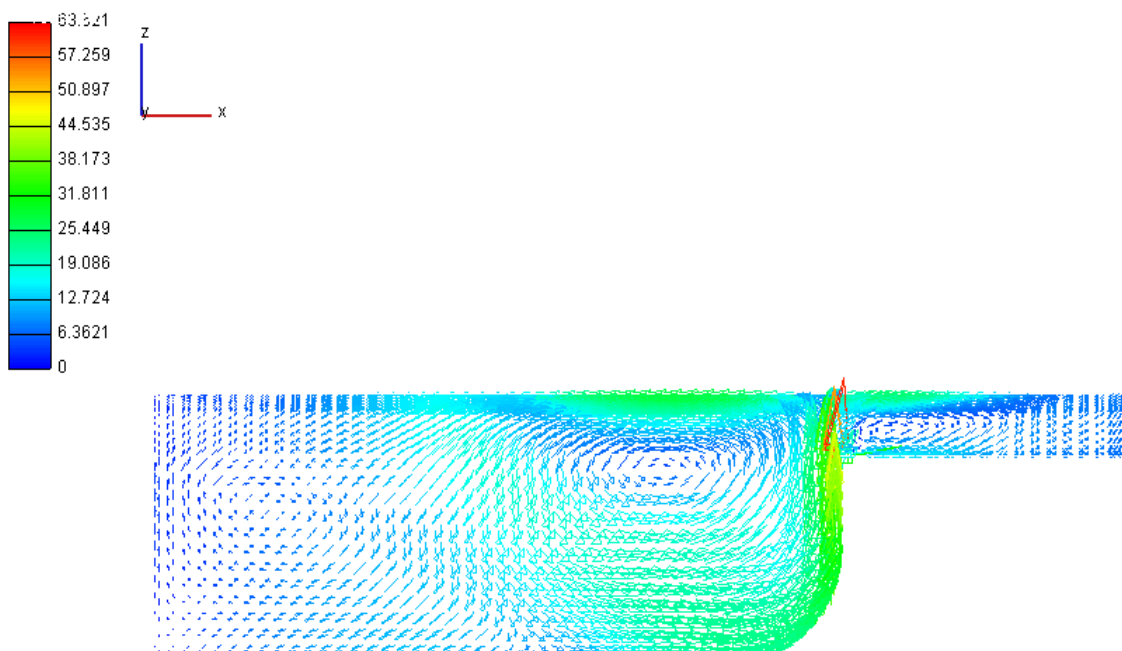
شکل ۱۱ بردارهای سرعت دره درجه قبل از TDC (K-epsilon)



شکل ۱۲ بردارهای سرعت دره درجه قبل از TDC (RSM)

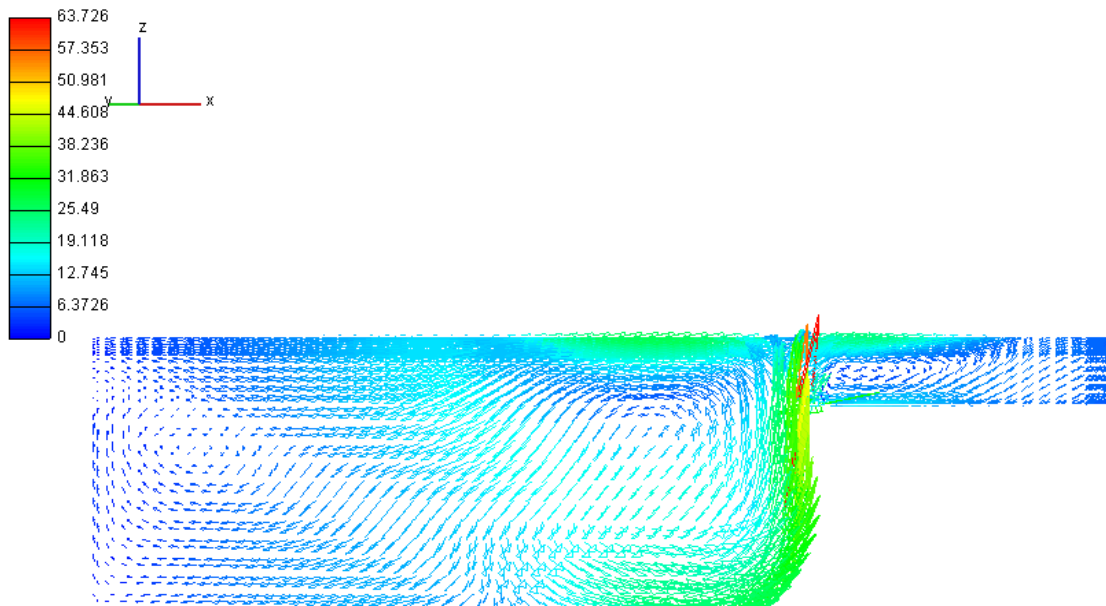


شکل ۱۳ بردارهای سرعت در ۵ درجه بعد از TDC (Spalart-Allmaras)

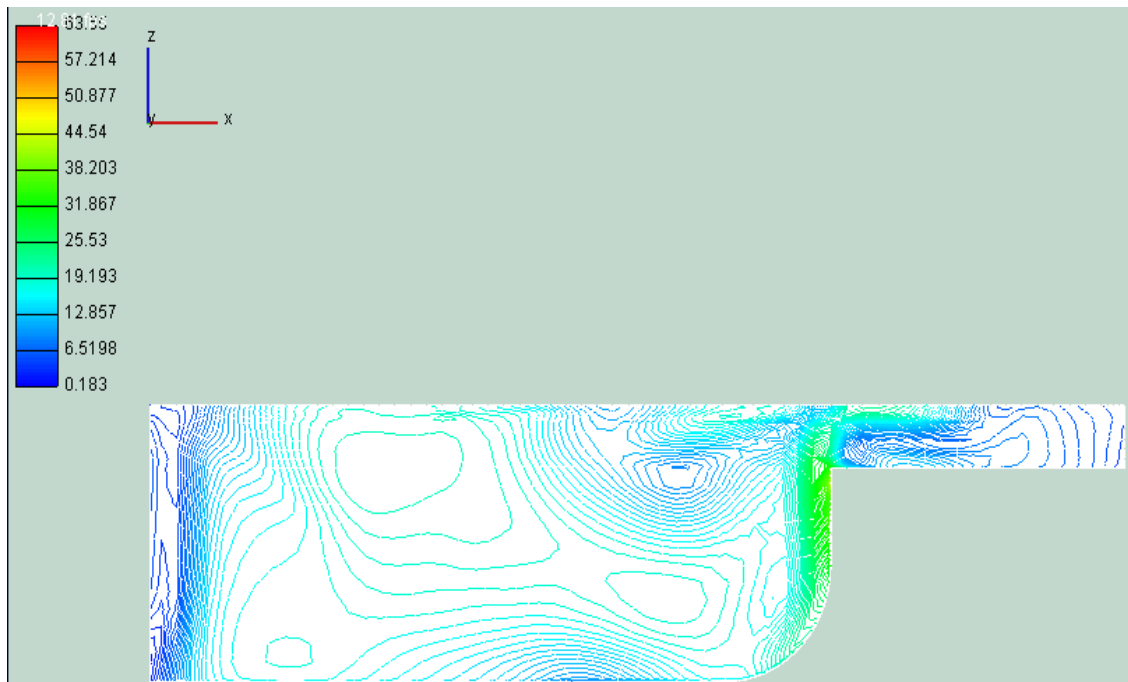


شکل ۱۴ بردارهای سرعت در ۵ درجه بعد از TDC (K-epsilon)

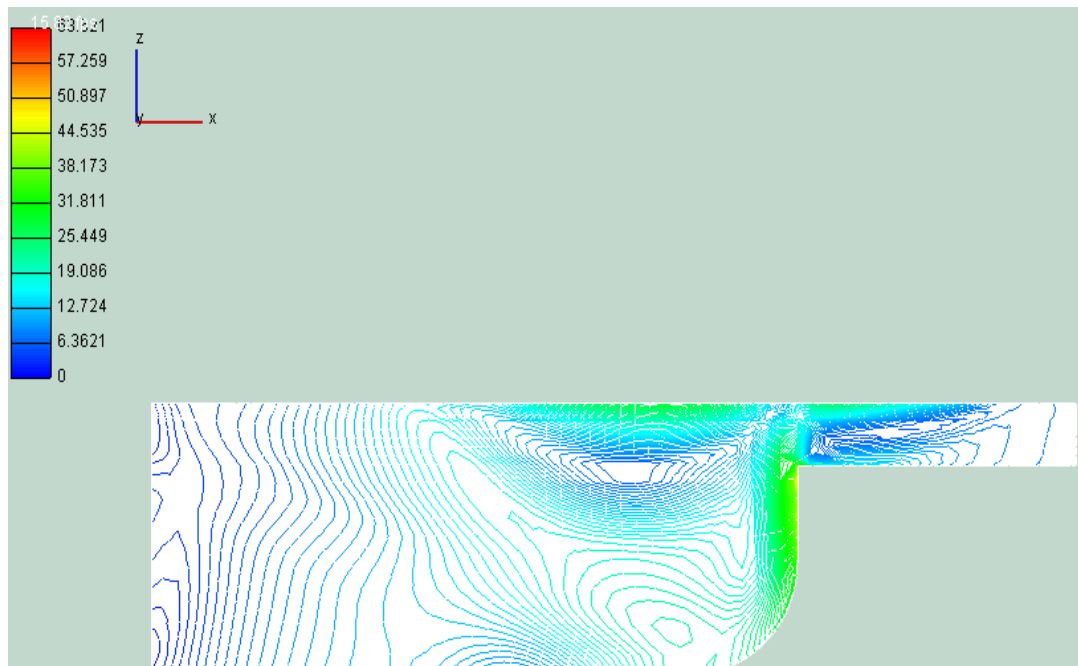




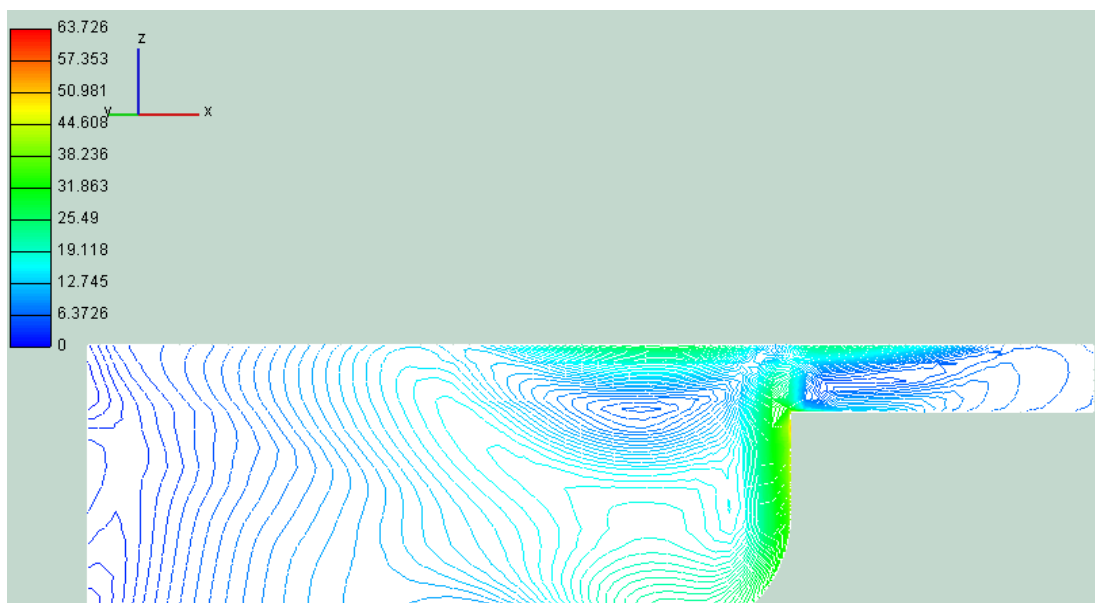
شکل ۱۵ بردارهای سرعت دره ۵ درجه بعد از TDC (RSM)



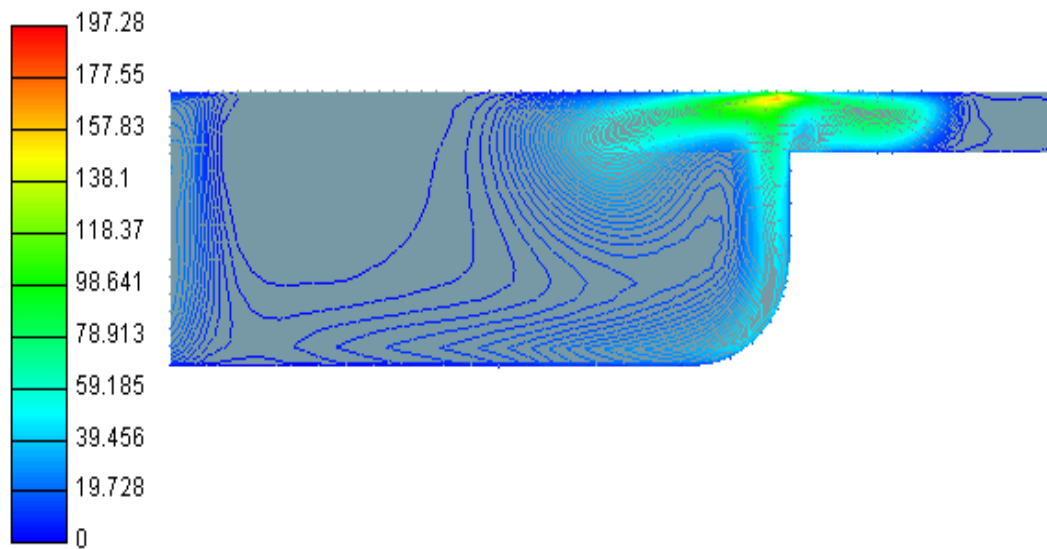
شکل ۱۶ کانتورهای سرعت جریان دره ۵ درجه بعد از TDC (Spalart-Allmaras)



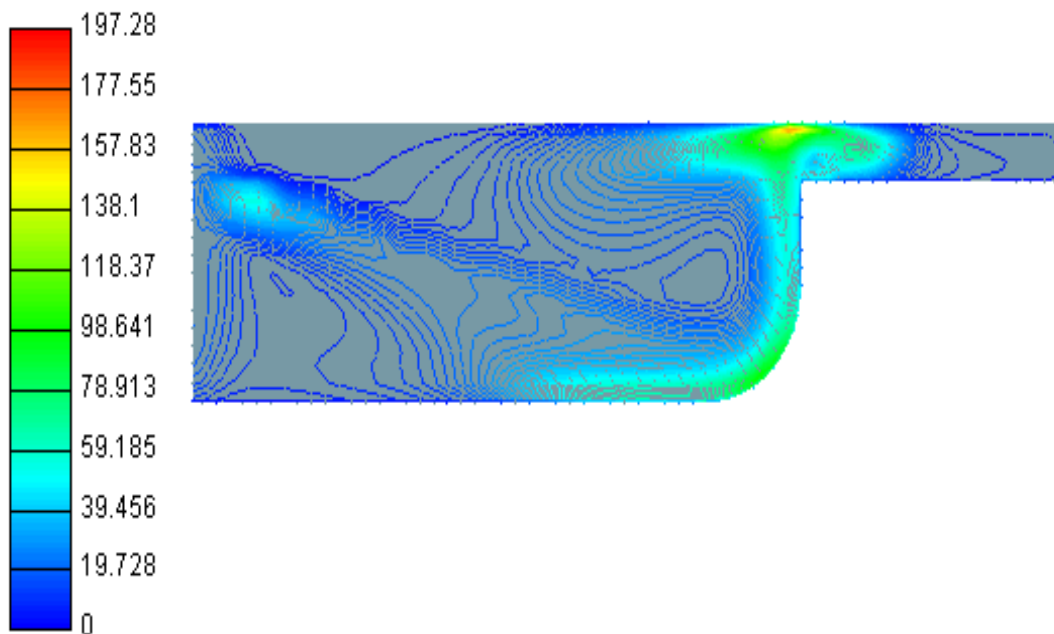
شکل ۱۷ کانتورهای سرعت جریان در ۵ درجه بعد از TDC (K-epsilon)



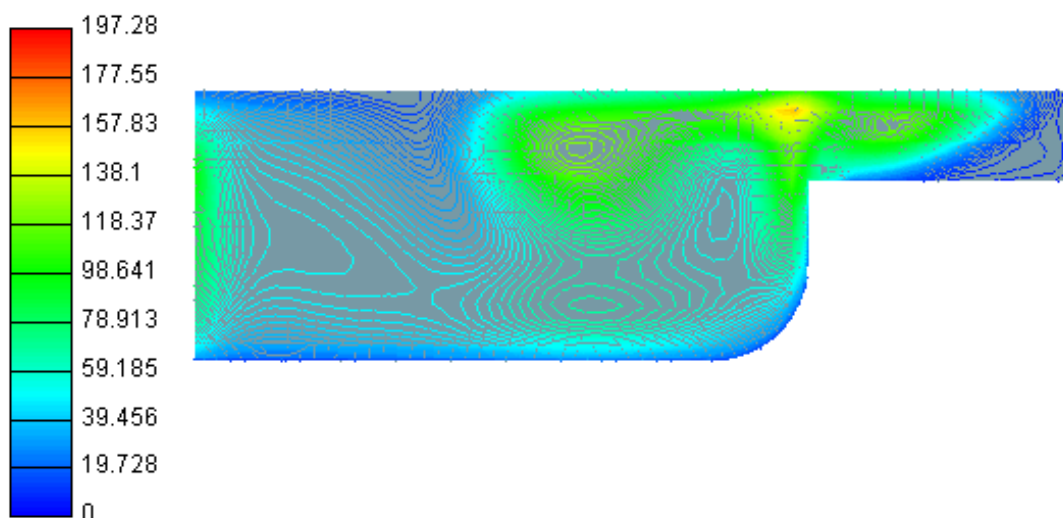
شکل ۱۸ کانتورهای سرعت جریان در ۵ درجه بعد از TDC (RSM)



شکل ۱۹ کانتورهای انرژی جنبشی توربولانس دره درجه بعد از TDC (Spalart-Allmaras)



شکل ۲۰ کانتورهای انرژی جنبشی توربولانس دره درجه بعد از TDC (K-epsilon)



شکل ۲۱ کانتورهای انرژی جنبشی توربولانس در ۵ درجه بعد از TDC (RSM)

۲. در هر سه مدل، سرعت آشفتگی در ناحیه‌ی نزدیک به سرسیلندر و زیر سوپاپ‌ها بیشتر از نواحی دیگر می‌باشد. در قسمت وسط کاسه پیستون و ناحیه‌هایی که سرعت آشفتگی کمینه است، هر سه مدل تقریباً مقدار یکسانی را نشان می‌دهند؛ ولی در ناحیه‌هایی که سرعت آشفتگی بیشینه است، مدل RSM مقادیر و نواحی بیشتری را در مقایسه با مدل  $\kappa-\epsilon$  و Spalart-Allmaras نشان می‌دهد.

### نتیجه گیری

به طور خلاصه، نتایج ذیل را می‌توان از مطالعات انجام شده در تحقیق حاضر استخراج نمود:  
 ۱. مدل آشفتگی RSM به دلیل پیش‌بینی بهتر جریان در مقایسه با مدل‌های  $\kappa-\epsilon$  و Spalart-Allmaras، در نمودار  $P-\theta$  مخصوصاً در نزدیکی پیک فشار نتایج نزدیکتری را به جریان واقعی داخل موتور ارائه می‌نماید؛ هر چند مدل  $\kappa-\epsilon$  نیز در مقایسه با مدل Spalart-Allmaras نتایج بهتری را ارائه می‌کند.

### مراجع

1. Kang, K. Y. and Reitz, R. D., " Intake Flow Structure and Swirl Generation in a Four-Valve Diesel Engine", *Spring Technical Conference*, ASME, ICE-vol. 32-2, Paper no. 99-ICE-182, (1999).
2. Yun, J. E. " New Evaluation Indices for Bulk Motion of In-Cylinder Flow Trough Intake Port System In Cylinder Head" .*Proc IMechE, Part D, J. Automobile Eng*, 216, pp.513-521 (2002).
3. Desantes, J. M. and Pastor, J. V., "Doudou A. Study of the Flow Produced by Direct Injection Diesel Engine Intake Ports", *Proc IMechE, Part D*, 215, pp. 285-98, (2001).

4. Arcoumanis, C., Whitelaw, J. H., Hentschel, W. and Schindler, K. P., "Flow and Combustion In a Transparent 1.9 In Direct Injection Diesel Engine", IMechE D, 208, pp.191-205 (1994).
  5. Hirt, C. W., Amsden, A. A., and Cook, J. L., "An arbitrary Lagrangian-Eulerian Computing Method for All Flow Speed", *J. Comput. Phys.*, Vol 14, No 13, (1977).
  6. Gosman, A. D., Tsui, Y. Y. and Watkins, A. P., "Calculation of Three Dimensional Air Motion in Model Engines", SAE 840229, (1984).
  7. Kono, S., Terashita, T. and Kudo, H., "Study of the swirl effects on spray formations in DI engines by 3D numerical calculations. SAE 910264, (1991).
  8. Zur Loye AO, Siebers DL, Mckinley TL, Ng HK, Primus RJ. Cycle-resolved LDV measurements in a motored Diesel engine and comparison with k-e model predictions. SAE 890618, (1989).
  9. Brandstatter W., Johns RJ, Wigley G. The effect of inlet port geometry on in-cylinder flow structure, SAE 850499, (1985).
  10. Arcoumanis C., Begleris P., Gosman AD, Whitelaw JH., Measurement and calculations of the flow in a research Diesel engine. SAE 861563, (1986).
  11. Chen A, Veshagh A, Wallace S. Intake flow predictions of a transparent DI Diesel engine. SAE 981020, (1998).
  12. Wook Choi et al, In cylinder flow field Analysis of a single cylinder direct Enjection diesel engine using PVI and CFD, SAE2003-01-(1846).
۱۳. خالقی؛ ح، نبی فر؛ م، "تحلیل عددی جریان داخل سیلندر در موتورهای احتراق داخلی با استفاده از مدل توربولانسی تنش‌های رینولدز." نشریه‌ی بین‌المللی علوم مهندسی، شماره‌ی ۱، جلد ۱۸، صفحه‌ی ۹۲-۸۱، دانشگاه علم و صنعت ایران، ویژه‌نامه‌ی مهندسی مکانیک، بهار (۱۳۸۶).
14. Help of CFD AVL FIRE Software, Part: "Equation".
  15. Wilcox D. C., Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries, Inc., La Canada, California, (1998).
  16. Rodi, W., Turbulence Models and their Applications in Hydraulics, book publication of the int. Association for Hydraulic Research Netherlands, (1980).
  17. Dukowicz, J. K., Quasi-Steady Droplet Change in the Presence of Convection, Informal Report Los Almos Scientific Laboratory LA7997-MS.
  18. Patterson, MA., Reitz, R.D., Modeling the Effect of Fuel Spray Characteristic on Diesel Engine Combustion and Emission, SAE Paper NO. 980131, (1998).
  19. Naber, J. D., Reitz, R.D., Modeling Engine Spray/Wall Impingement, SAE Paper NO. 880107, 1988.
  20. Halstead, M., Kirsch, L., Quinin, C., The Auto ignition of Hydrocarbon Fueled at High Temperatures and Pressures-Fitting of a Mathematical Model, Combustion Flame, Vol. 30, pp 45-60, (1977).
  21. Kong, S., Han, Z., Reitz, R., The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation, SAE Paper NO. 950278, (1995).

22. AVL Fire, V8.3. Help. Part: General Species Transport Model Equation, Page 11.
  23. Magnussen, B. F., Hjertager, B. H., On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion, Sixteenth International Symposium on Combustion Pittsburgh: The Combustion Institute, (1977).
  24. Nagle, J., Strickland-Constable, R. F., Oxidation of Carbon between 1000-2000 C, *Proceedings of the Fifth Conference on Carbon*, New York: Pergamon, (1962).
۲۵. سازمان بهینه‌سازی مصرف سوخت کشور، "طرح تبدیل موتورهای OM314 و OM355 به دوگانه‌سوز گازوییل و گاز طبیعی"، گزارش سازمان بهینه‌سازی مصرف سوخت، (۱۳۸۰).