



بررسی اثر فشار بر جریان چرخشی داخل سیلندر توسط دستگاه جریان مجهز به چرخش سنج به روش آزمایشگاهی و شبیه سازی عددی

یاسر عقاب نشین¹، صادق صدیقی^{2*}، محمد ضابطیان³، ابوالفضل محمدابراهیم⁴

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

4- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک، اراک

* تهران، صندوق پستی 19395-1999، sadegh.seddighi@kntu.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 30 آذر 1395

پذیرش: 22 بهمن 1395

ارائه در سایت: 25 اسفند 1395

کلید واژگان:

دستگاه آزمون جریان پایا

جریان های چرخشی

چرخش سنج

شبیه سازی عددی

چارچوب مرجع چندگانه

دستگاه آزمون جریان پایا ابزاری برای اندازه گیری سرعت جریان های چرخشی داخل سیلندر و ارزیابی عملکرد جریان در سرسیلندر (راهگاه های ورودی و خروجی)، منیفولد و کاربراتور در موتورهای احتراق داخلی است، همچنین این دستگاه برای بررسی کنترل کیفیت بخش های مختلف توربین گاز نیز استفاده می شود. در این پژوهش بررسی اثر فشار بر سرعت جریان چرخشی داخل سیلندر به وسیله دستگاه آزمون جریان پایا مجهز به چرخش سنج به دو روش آزمایشگاهی و شبیه سازی عددی مورد مطالعه قرار گرفته است. تکرارپذیری آزمایش ها و تحلیل عدم قطعیت برای اطمینان از صحت آزمایش های انجام شده است. شبیه سازی عددی به صورت سه بعدی و با استفاده از روش حجم محدود به کمک نرم افزار انسیس فلوئنت انجام شده و برای شبیه سازی جریان اطراف چرخش سنج از روش چارچوب مرجع چندگانه استفاده شده است. نتایج شبیه سازی تطابق خوبی را با نتایج تجربی نشان می دهد. با توجه به محدودیت های دستگاه در شرایط عملکردی با استفاده از این شبیه سازی می توان محدوده وسیع تری از شرایط عملکردی این دستگاه را پیش بینی کرد. رابطه همبستگی ایجاد شده بین سرعت دورانی داده شده به چرخش سنج و گشتاور اعمال شده روی آن از نوع خطی است. در این پژوهش همچنین نشان داده شد که سرعت جریان چرخشی داخل سیلندر با افزایش اختلاف فشار افزایش می یابد و رابطه همبستگی ایجاد شده بین سرعت جریان چرخشی و اختلاف فشار را می توان به وسیله یک تابع نمایی تقریب زد.

Investigation on the effect of pressure on in-cylinder swirl flow by the flow rig which is an equipped swirl meter with experimental and numerical simulation methods

Yaser Oghabneshin¹, Sadeh Seddighi^{1*}, Mohammad Zabetian², Abolfazle Mohammadebrahim³

1- Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.

2- Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran.

3- Department of Mechanical Engineering, Arak University of Technology, Arak, Iran.

* P.O.B. 19395-1999 Tehran, Iran, sadegh.seddighi@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 20 December 2016
Accepted 10 February 2017
Available Online 15 March 2017

Keywords:
Font 6.5

ABSTRACT

The steady flow test rig is a device for in-cylinder swirl and tumble flow velocity measurement, and the analysis of the flow performance of cylinder head (intake and exhaust ports), manifold and carburetor in internal combustion engines. The test rigs can also maintain quality control on parts for various gas turbine components. In this study we have investigated the effect of pressure on in-cylinder swirl flow velocity in the steady flow test rig which is an equipped swirl meter with experimental and numerical simulation methods. The repeatability of experiments and the uncertainty analysis are performed to ensure the quality of the measurements. Three dimensional numerical simulations are applied by using the finite volume method by the ANSYS Fluent software. The flow around the swirl meter is simulated by moving reference frame method. The simulation results show good agreement with experimental results and also, due to limitations of operating conditions of the rig this simulation approach can compensate the limitations of operating conditions of test rig. In this work it is shown that the correlation between given rotational speed to the swirl meter and torque applied on it, is a linear function of rotational speed. The study also showed that by increasing the pressure, in-cylinder swirl flow velocity increased and the created correlation between swirl flow velocity and pressure difference can be approximated by an exponential function.

1- مقدمه

است که خود اثرات قابل توجهی بر عملکرد موتور ایجاد می کند. شدت

جریان داخل سیلندر یک عامل مهم برای احتراق در موتورهای احتراق داخلی توربولانسی یک پارامتر کلیدی است که می تواند به بهبود عملکرد موتور و

Please cite this article using:

Y. Oghabneshin, S. Seddighi, M. Zabetian, A. Mohammadebrahim, Investigation on the effect of pressure on in-cylinder swirl flow by the flow rig which is an equipped swirl meter with experimental and numerical simulation methods, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 3, pp. 327-335, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

پیشرفت های چشمگیر دینامیک سیالات محاسباتی و توان محاسباتی رایانه ها ابزاری مناسبی برای مطالعه جریان داخل سیلندر است.

در سال های اخیر تلاش های زیادی برای مطالعه جریان چرخشی داخل سیلندر توسط محققین صورت گرفته است. در تحقیقاتی که توسط ژو (2001) [8] صورت گرفته، موارد فنی در مورد پارامترهای مختلف اندازه گیری در آزمون جریان پایا بحث شده و تعاریف مختلف جریان های چرخشی و ضریب جریان جمع آوری شده است. هایم و همکاران (2011) [9] در تحقیقات خود عملکرد چرخش سنج از نوع پره ای و گشتاورسنج را مورد بررسی قرار دادند و یک روش کالیبراسیون مستقیم برای چرخش سنج توسعه دادند. کومار و همکاران (2012) [10] با استفاده از آزمون جریان پایا به بررسی جریان طی مرحله مکش در یک موتور احتراق داخلی تک سیلندر پرداخته و نشان دادند که استفاده از نوار پیچ خورده در منیفولد و سوپاپ پوشانده شده سبب می شود که نسبت چرخش بالاتر ولی ضریب جریان کاهش یابد. محمدابراهیم و همکاران (2012) [11] به شبیه سازی جریان چرخشی داخل استوانه در آزمون جریان پایا پرداختند. در این پژوهش شبیه سازی در غیاب چرخش سنج صورت گرفته و برای محاسبه گشتاور جریان چرخشی از قانون ممنتم زاویه ای استفاده شده است. گشتاور شبیه سازی شده در این پژوهش هم خوانی مناسبی با آزمون تجربی انجام شده دارد. کلادیو و همکاران (2015) [12] به ارزیابی عددی شرایط دینامیکی موتور دیزل در آزمون جریان پایا پرداختند. در این شبیه سازی حضور چرخش سنج دستگاه به وسیله یک محیط متخلخل مدل سازی شده است. ضریب جریان و نسبت چرخش محاسبه شده در این شبیه سازی تطابق خوبی با نتایج تجربی دارد، همچنین روش های نوری هم توسط ربلت و همکاران (2016) برای مطالعه جریان چرخشی داخل سیلندر مورد استفاده قرار می گیرند [13]، ولی آزمون جریان به دلیل آسان، سریع و کم هزینه بودن کاربرد بیشتری دارد.

در این پژوهش اندازه گیری سرعت جریان چرخشی ایجاد شده داخل سیلندر به وسیله دستگاه آزمون جریان پایای مجهز به چرخش سنج⁴ به دو روش آزمایشگاهی و شبیه سازی عددی مورد مطالعه قرار گرفته است. شبیه سازی عددی به صورت سه بعدی و به روش چارچوب مرجع چندگانه توسط نرم افزار آنسیس فلونت انجام شده است.

در ابتدا دستگاه آزمون جریان و فرآیند آزمایش شرح و سپس شبیه سازی عددی انجام شده بر دستگاه توضیح داده شده و در پایان نیز نتایج مربوط به آزمایش و شبیه سازی ارائه شده است.

2- دستگاه آزمون جریان و فرآیند آزمایش

آزمون جریان پایا وسیله ای برای اندازه گیری شدت جریان چرخشی داخل سیلندر و شماتیک آن در شکل 2 نشان داده است. این دستگاه شامل سیلندر، دمنده، دریچه تنظیم فشار، صفحه اریفیس، فیلتر تصفیه هوا، مخزن پایدارکننده فشار، چرخش سنج و رایانه است.

بر اساس شکل 2 جریان هوا به وسیله دمنده (7) به داخل سیلندر مورد بررسی (1) مکیده می شود. اندازه گیری سرعت جریان چرخشی ایجاد شده داخل سیلندر در یک اختلاف فشار ثابت بین ورودی سیلندر (فشار محیط) و انتهای سیلندر انجام می شود. این اختلاف فشار به وسیله دریچه (6) تنظیم می شود. مخزن (3) نقش پایدار کردن فشار هوای مکش شده را برعهده دارد. دبی جریان هوای عبوری از دستگاه نیز به وسیله صفحه اریفیس (5) و اختلاف فشار ایجاد شده پیش و پس از صفحه اریفیس تعیین می شود. این

کاهش تولید آلاینده منجر شود. شدت توربولانسی بالا منجر به انتشار سریع تر جبهه شعله و ناحیه سطح شعله واکنشی وسیع تری می شود. روش های متعددی برای افزایش شدت توربولانسی داخل سیلندر وجود دارد. ایجاد حرکت جریان چرخشی قابل توجه داخل سیلندر یکی از روش های مؤثر برای بالا بردن شدت توربولانسی و به تبع آن بهبود کیفیت احتراق است [2,1]. شکل 1 جریان های چرخشی حول محور سیلندر¹ الف و عمود بر محور سیلندر² ب را نشان می دهد که به عنوان جریان های شاخصی که درون سیلندر ایجاد می شوند.

برای مطالعه جریان های داخل سیلندر روش های متنوعی مانند شبیه سازی عددی و روش های آزمایشگاهی مورد استفاده قرار می گیرد. از جمله روش های آزمایشگاهی می توان به روش مشاهده و اندازه گیری به کمک لیزر اشاره کرد که شامل روش های نظیر روش سرعت سنجی تصویری ذرات، روش سرعت سنجی به کمک ردیابی ذرات، روش سرعت سنجی به کمک ملکول های نشانه گذاری شده، روش سایه نگاری و روش سرعت سنجی به کمک داپلر لیزری است. دستگاه آزمون جریان پایا² از دیگر روش های آزمایشگاهی است. روش مشاهده و اندازه گیری به کمک لیزر به تجهیزات گران قیمت (لیزر، دوربین های عکس برداری خاص و...) و اصلاحات روی پیستون و بدنه موتور نیازمند است [4-6]. دستگاه آزمون جریان پایا سریع ترین، آسان ترین و کم هزینه ترین روش در بین روش های آزمایشگاهی است [7].

انعطاف پذیری این دستگاه در انجام آزمون روی نمونه های مختلف مانند سرسیلندر (راهگاه های ورودی و خروجی)، منیفولد و کاربراتور است، همچنین توانایی انجام آزمون برای محدوده وسیعی از سرعت های ورودی سبب شده که این دستگاه پاسخگوی مجموعه های صنعتی بوده که نمونه های آن در ایران و خارج دیده می شود.

این دستگاه اندازه گیری دارای محدودیت هایی است. نخستین محدودیت این دستگاه محاسبه نسبت چرخش در یک خیز سوپاپ ثابت (بدون کارکرد سوپاپ) است، همچنین با وجود ساختار سه بعدی جریان داخل سیلندر ولی دارای یک متوسط از کل حرکت است [7]. روش های عددی نیز با توجه به

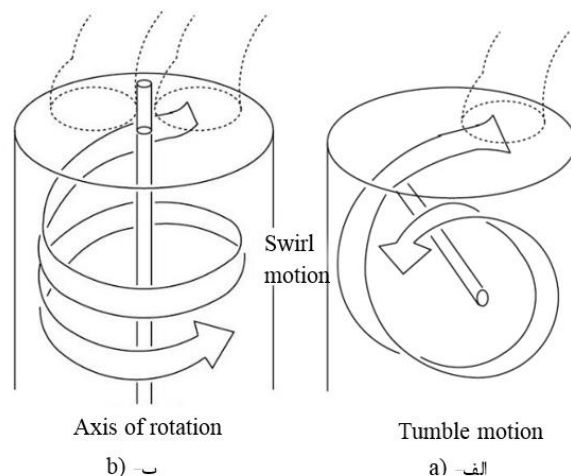


Fig. 1 a- Swirl flow about the cylinder axis, b- Tumble flow around an axis perpendicular to the cylinder axis [3]

شکل 1 الف- جریان چرخشی حول محور سیلندر، ب- جریان چرخشی حول یک محور عمود بر محور سیلندر [3]

¹ Swirl flow

² Tumble flow

³ Steady flow test rig

⁴ Swirl meter

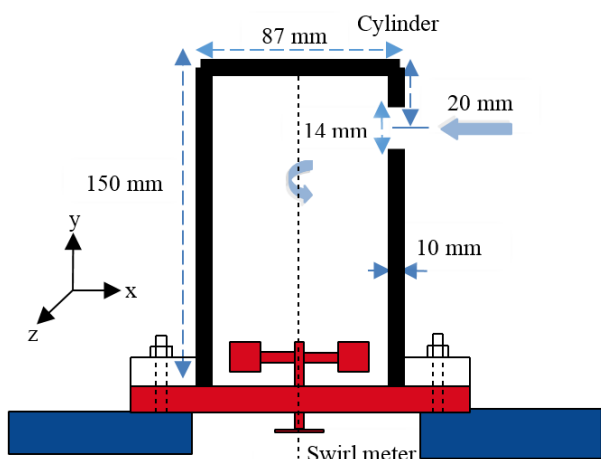


Fig. 4 Schematic of the cylinder and position of its on the swirl meter

شکل 4 شماتیک مربوط به سیلندر و نحوه قرار گرفتن آن بر چرخش سنج

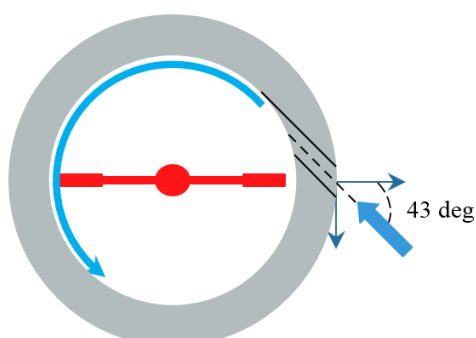


Fig. 5 Top view of the fluid flow to in-cylinder

شکل 5 نمایی بالا از ورود جریان سیال به داخل سیلندر

بررسی تأثیر فشار آزمون بر سرعت جریان چرخشی داخل سیلندر هدف از انجام آزمایش است. در روند انجام آزمایش ابتدا سیلندر مطابق شکل 3 بر چرخش سنج قرار می گیرد؛ سپس سیلندر به همراه چرخش سنج با پیچ بر دستگاه نصب می شود. با روشن کردن دستگاه و قرار دادن آن بر حالت مکش، جریان هوا به وسیله راهگاه ورودی به داخل سیلندر کشیده می شود. تنظیم اختلاف فشار بین ورودی و خروجی سیلندر به کمک حسگرهایی که در انتهای سیلندر نصب شده و رایانه متصل به دستگاه صورت می گیرد. سرعت جریان چرخشی ایجاد شده داخل سیلندر به کمک چرخش سنج اندازه گیری می شود. چرخش سنج از سنسور انکودر¹ برای اندازه گیری سرعت جریان چرخشی داخل سیلندر استفاده می کند. محدوده اندازه گیری سرعت دورانی چرخش سنج از 9999- تا 9999 دور بر دقیقه، همچنین دقت این دستگاه اندازه گیری 1 دور بر دقیقه است (شکل 6).

نتایج مربوط به سرعت دورانی با توجه به پاسخ زمانی 100 ثانیه ای سیستم پس از این پاسخ زمانی ثبت می شود، همچنین با توجه به این که محدوده فشار آزمون که در جدول نشان داده شده در هر آزمونی به دست نمی آید و این محدوده با توجه به مقاومت مسیر جریان تعیین می شود. ابتدا با انجام آزمایش اولیه ای محدوده فشار آزمون تعیین می شود که این محدوده برای سیلندر مورد بررسی بین 0-10 کیلو پاسکال است. در انجام این آزمایش سرعت جریان چرخشی ایجاد شده داخل سیلندر برای اختلاف فشارهای 0، 2.5، 5، 7.5 و 10 کیلو پاسکال مطابق با آزمون های استاندارد یاد شده در دستگاه اندازه گیری می شود تا به وسیله آن بتوان روند تغییرات سرعت

دستگاه مجهز به فیلتر (8) است تا در هنگام مکش از اجزای داخلی دستگاه در برابر محیط های آلوده محافظت کند. شدت جریان چرخشی داخل سیلندر به وسیله سرعت دورانی چرخش سنج (2) ارزیابی می شود و هر چه شدت چرخش بیشتر باشد چرخش سنج با سرعت بیشتری دوران می کند. این دستگاه مجهز به رایانه (4) است که از آن برای نمایش و کنترل دی، اختلاف فشار و سرعت چرخشی جریان استفاده می شود. برای انجام آزمایش از دستگاه با مدل SF-1020 استفاده شده که مشخصات فنی این دستگاه در جدول 1 نشان داده شده است [14]. فشار آزمون نشان دهنده اختلاف فشار بین ورودی و خروجی سیلندر و فشار جریان بیانگر اختلاف فشار بین دو سر اریفیس است.

مشخصات هندسی مربوط به چرخش سنج نیز در شکل 3 نشان داده شده است. البته ابعاد چرخش سنج می تواند متفاوت باشد که انتخاب این چرخش سنج با توجه به قطر سیلندر مورد بررسی صورت گرفته و ضخامت این پره 1 میلی متر است. شماتیک، ابعاد هندسی و نحوه قرارگیری سیلندر مورد بررسی بر چرخش سنج در شکل 4 نشان داده شده است.

درمسأله مورد بررسی نشان داده شده در شکل 5 برای این که جریان ورودی به صورت مماسی و کمترین مقاومت وارد شود، زاویه ورودی با توجه به ابعاد سیلندر و نازل ورودی، طبق محاسبات 43 درجه انتخاب می شود.

جدول 1 مشخصات و شرایط عملکردی دستگاه آزمایش

Table 1 Specifications and operating conditions of test rig

پارامتر مورد بررسی	محدوده یا مقدار	دقت
فشار آزمون	0-34.5 kPa	$\pm 0.5\%$
فشار جریان	0-6.9 kPa	$\pm 0.5\%$
وزن دستگاه	218 kg	—
ابعاد دستگاه	122□84□110 cm	—
ولتاژ مورد نیاز	240 VDC	—
جریان مورد نیاز	75 A	—

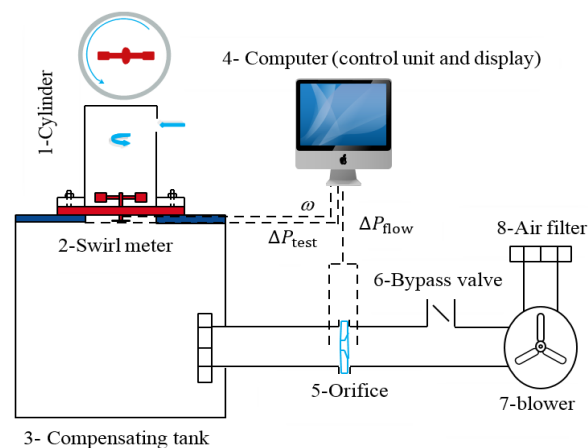


Fig. 2 Schematic of the steady flow test rig

شکل 2 شماتیک دستگاه آزمون جریان پایا

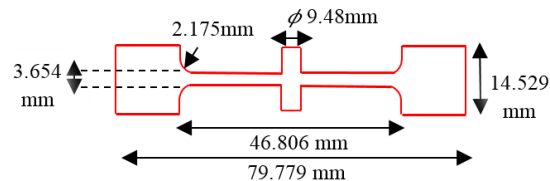


Fig. 3 Dimensions of the swirl meter vane

شکل 3 ابعاد پره چرخش سنج

¹ Encoder Sensor

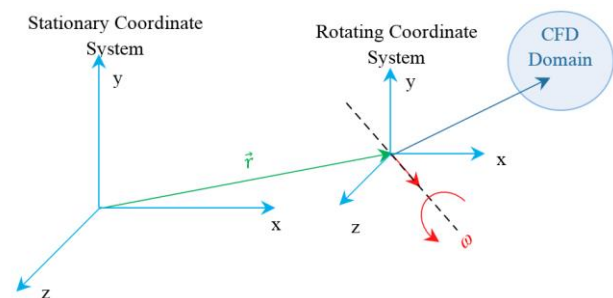


Fig. 7 Stationary and rotating coordinate system

شکل 7 دستگاه مختصات ساکن و چرخان

$$\rho \frac{\partial (\bar{u}_i)_R}{\partial t} + \rho (u_j)_R \frac{\partial (\bar{u}_i)_R}{\partial x_j} + 2\rho \varepsilon_{mni} \omega_m (\bar{u}_n)_R + \rho \varepsilon_{mqi} \varepsilon_{nkp} \omega_m \omega_n \tau_k = \bar{B}_i - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \frac{\partial (\bar{u}_i)_R}{\partial x_j} - \rho (\bar{u}_i)_R (\bar{u}_j)_R \right\} \quad (3)$$

در رابطه (3)، ρ بیانگر چگالی سیال، $\bar{u}$ مؤلفه سرعت متوسط، $\bar{u}$ مؤلفه نوسانی سرعت، $\bar{P}$ بیانگر فشار متوسط، $\bar{B}$ مؤلفه نیروی حجمی، ε سمبل جایگشت¹، μ ویسکوزیته سیال، ω مؤلفه سرعت دورانی دستگاه چرخان و R نشان دهنده دستگاه مختصات چرخان است. اگر ناحیه ساکن باشد ($\omega=0$)، معادلات به فرم ساکن خود کاهش می یابد. با توجه به این که هدف از انجام شبیه سازی تعیین سرعت دورانی چرخش سنج است، ابتدا یک محدوده سرعت دورانی به چرخش سنج داده می شود و در پایان محاسبات بررسی خواهیم کرد که چه سرعت دورانی سبب گشتاور صفر خواهد شد. این سرعت دورانی همان سرعت جریان چرخشی ایجاد شده داخل سیلندر است. گشتاور محاسبه شده بر چرخش سنج براساس رابطه (4) محاسبه می شود.

$$\vec{T} = \int \vec{d} \times (\vec{dF}_p + \vec{dF}_v) = \sum_{i=1}^n (\vec{d} \times \vec{dF}_p + \vec{d} \times \vec{dF}_v) \quad (4)$$

در رابطه (4) گشتاور چرخش سنج، $\vec{dF}_p$ بردار نیروی فشار، $\vec{dF}_v$ بردار نیروی ویسکوز، $\vec{d}$ بازوی گشتاور و n تعداد سلول های محاسباتی روی بدنه چرخش سنج است. بردار نیروی فشار و بردار نیرو ویسکوز مطابق با رابطه (5،6) تعریف می شوند.

$$\vec{dF}_p = \bar{P} d\vec{A} \quad (5)$$

$$\vec{dF}_v = \tau_\omega d\vec{A} \quad (6)$$

τ_ω تنش برشی روی چرخش سنج است که طبق رابطه (7) تعریف می شود و $d\vec{A}$ مساحت سلول محاسباتی روی بدنه چرخش سنج است.

$$\tau_\omega = \mu \left\{ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right\} - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j \quad (7)$$

نوع تحلیل جریان پایا، سیال مورد نظر هوا و با توجه به این که محدوده ماخ جریان کمتر از 0.3 است؛ بنابراین جریان سیال تراکم ناپذیر است.

معادلات حاکم با استفاده از روش حجم محدود روی شبکه یک جا گسسته سازی شده اند. تنظیمات مربوط به حلگر در جدول 2 نشان داده شده است.

برای تحلیل آشفتگی جریان، با توجه به غیر ایزتروپ بودن جریان و این که جریان دارای خطوط جریان منحنی است، از مدل توربولانسی انتقال تنش های رینولدز² استفاده شده است [17].

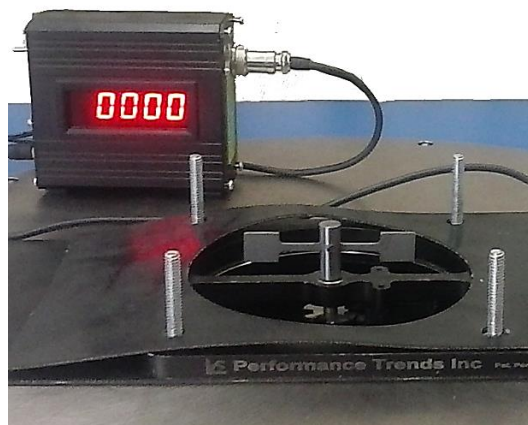


Fig. 6 Experimental swirl meter and its equipment for measurement of swirl flow velocity

شکل 6 چرخش سنج و تجهیزات آن برای اندازه گیری سرعت جریان چرخشی

جریان چرخشی داخل سیلندر را به ازای اختلاف فشارهای مختلف بررسی کرد. انجام آزمایش ها با تکرارپذیری و محاسبه عدم قطعیت صورت گرفته است. آزمایش ها در دمای محیط 32 درجه سانتی گراد و فشار محیط 88.4 کیلوپاسکال انجام شده است.

محاسبه عدم قطعیت (انحراف معیار داده ها) برای تعیین محدوده خطا با بیشترین احتمال وقوع انجام می شود [15]. برای حد قابل قبول زیر 15% عدم قطعیت نسبی محاسبه شده، آزمایش ها 4 بار تکرار شده اند. پس از انجام آزمایش ها و تکرارپذیری آن و حذف داده های غیر قابل قبول نتایج گزارش شده است.

3- شبیه سازی عددی

شبیه سازی عددی شامل شبیه سازی جریان داخل سیلندر به همراه حضور چرخش سنج و به روش حجم محدود توسط نرم افزار آنسیس فلوئنت انجام شده است. برای شبیه سازی جریان اطراف چرخش سنج از روش چارچوب مرجع چندگانه استفاده شده است. روش چارچوب مرجع چندگانه یک تقریب حالت پایا است که در آن سرعت های مختلف دورانی و انتقالی به نواحی سلولی منحصر به فرد می تواند اختصاص داده شود و جریان در هر ناحیه سلولی متحرک با استفاده از معادلات چارچوب مرجع چندگانه حل می شود. اگر ناحیه ساکن باشد ($\omega=0$) معادلات به صورت ساکن خود کاهش می یابد. در سطح مشترک بین نواحی سلول یک تبدیل چارچوب مرجع محلی انجام می شود تا اجازه دهد متغیرهای سیال که در یک ناحیه استفاده شده، شار، گرادیان و... را در مرز سلول مجاور محاسبه کند [16].

همان طور که در شکل 7 نشان داده شده یک دستگاه مختصات را در نظر آورید که در حال چرخیدن با سرعت ثابت ω است. رابطه بین سرعت در دستگاه مختصات ساکن و چرخان به صورت رابطه (1) است.

$$\vec{u} = \vec{u}_R + \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (1)$$

در رابطه (1)، $\vec{u}$ سرعت در دستگاه ساکن، $\vec{u}_R$ سرعت در دستگاه چرخان، $\vec{\omega}$ سرعت دورانی دستگاه چرخان است که به صورت پایا می چرخد و $\vec{r}$ بردار موقعیت دستگاه چرخان نسبت به دستگاه ساکن است. با در نظر گرفتن دستگاه مختصاتی که به صورت پایا می چرخد، معادلات پیوستگی و مومنتم در دستگاه مختصات متحرک به صورت روابط (3،2) نوشته می شود.

$$\frac{\partial (\bar{u}_i)_R}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

¹ Permutation symbol² Reynolds Stress Transport Model (RSTM)

جدول 2 تنظیمات مربوط به حلگر

Table 2 Solver setting	
تنظیمات	تنظیمات اعمالی
نوع حلگر	مبتنی بر فشار
روش گسسته سازی گرادیان	مبتنی بر کمینه مربعات
روش گسسته سازی ترم جابه جایی در معادلات مومنتم	بالادست مرتبه دوم
کوپلینگ بین سرعت و فشار	سیمپل
روش گسسته سازی فشار	بالادست مرتبه دوم
روش گسسته سازی ترم آشفتگی	بالادست مرتبه دوم

3-1- بررسی همگرایی

شکل 8 روند همگرایی معادله پیوستگی و مومنتم برای رسیدن به معیار همگرایی 10^{-6} را نشان می دهد، همان طور که در شکل نشان داده شده یک روند نزولی برای رسیدن به این معیار همگرایی وجود دارد. نمودار گشتاور برای اطمینان از همگراشدن نتایج بر چرخش سنج به ازای تعداد تکرار مطابق شکل 9 رسم می شود. براساس شکل 9 مقدار گشتاور بر چرخش سنج به مقدار عددی ثابتی رسیده؛ بنابراین معیار همگرایی 10^{-6} معیار مناسبی برای همگرایی نتایج است.

3-2- استقلال از شبکه

در این بخش به بررسی قابلیت استقلال از شبکه پرداخته می شود. استقلال نتایج حل از شبکه ویژگی جدایی ناپذیر هر روش عددی است. در این بخش شبکه بندی های مناسب و بهینه برای شبیه سازی های اصلی انتخاب می گردد. استقلال از شبکه سهم مهمی در صحت نتایج و همچنین صرفه جویی در وقت و هزینه محاسباتی ایفا می کند. در این قسمت چهار شبکه بندی 200,000، 450,000، 850,000 و 1,000,000 مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج مربوط به سرعت جریان چرخشی شبیه سازی شده در اختلاف فشار آزمون 5 کیلو پاسکال، برای چهار شبکه مورد بررسی در جدول 3 نشان داده شده است. درصد اختلاف نسبی سرعت جریان چرخشی شبیه سازی شده برای

شبکه های مختلف است که طبق رابطه (8) محاسبه می شود. در رابطه (8)، i شماره شبکه مورد بررسی است. براساس نتایج، ریز کردن شبکه تأثیری بر نتایج ندارد؛ بنابراین شبکه با تعداد 850,000 سلول برای ادامه روند شبیه سازی به صورت رابطه (8) انتخاب می شود.

$$\zeta = \frac{\omega_i - \omega_{i+1}}{\omega_{i+1}} \times 100 \quad (8)$$

استقلال از شبکه برای سرعت در مقطع خروجی در راستای x برای چهار شبکه نامبرده شده نیز مورد بررسی قرار گرفته است. شکل 10 نمودار تغییرات سرعت در مقطع خروجی سیلندر در راستای x برای چهار شبکه نامبرده شده را نشان می دهد.

درصد اختلاف نسبی بین پروفیل های سرعت برای شبکه های مختلف است که براساس رابطه (9) محاسبه می شود. در رابطه (9)، i شماره شبکه مورد بررسی است. براساس شکل 11، اختلاف نسبی بین پروفیل سرعت برای دو شبکه 850,000 و 1,000,000 دارای کمترین اختلاف نسبی است؛ بنابراین شبکه با تعداد 850,000 سلول برای ادامه روند شبیه سازی انتخاب می شود.

$$\xi = \frac{\bar{u}_i - \bar{u}_{i+1}}{\bar{u}_{i+1}} \times 100 \quad (9)$$

4- ارائه نتایج آزمایشگاهی

در این قسمت به ارائه نتایج آزمایش انجام شده خواهیم پرداخت. عدم قطعیت میانگین δ محاسبه شده برای هر آزمایش، برای تعیین محدوده خطا با بیشترین احتمال وقوع به کار می رود. عدم قطعیت میانگین δ مطابق با رابطه (10) تعریف می شود که در آن L بیانگر تعداد تکرار آزمایش، δ_i بیانگر عدم قطعیت است و به صورت رابطه (11) تعریف می شود. در رابطه (11) ω_i نشان دهنده سرعت دورانی اندازه گیری شده و ω_m نشان دهنده متوسط سرعت دورانی اندازه گیری شده است [15].

$$\bar{\delta} = \frac{\sum_{i=1}^L \delta_i}{L} \quad (10)$$

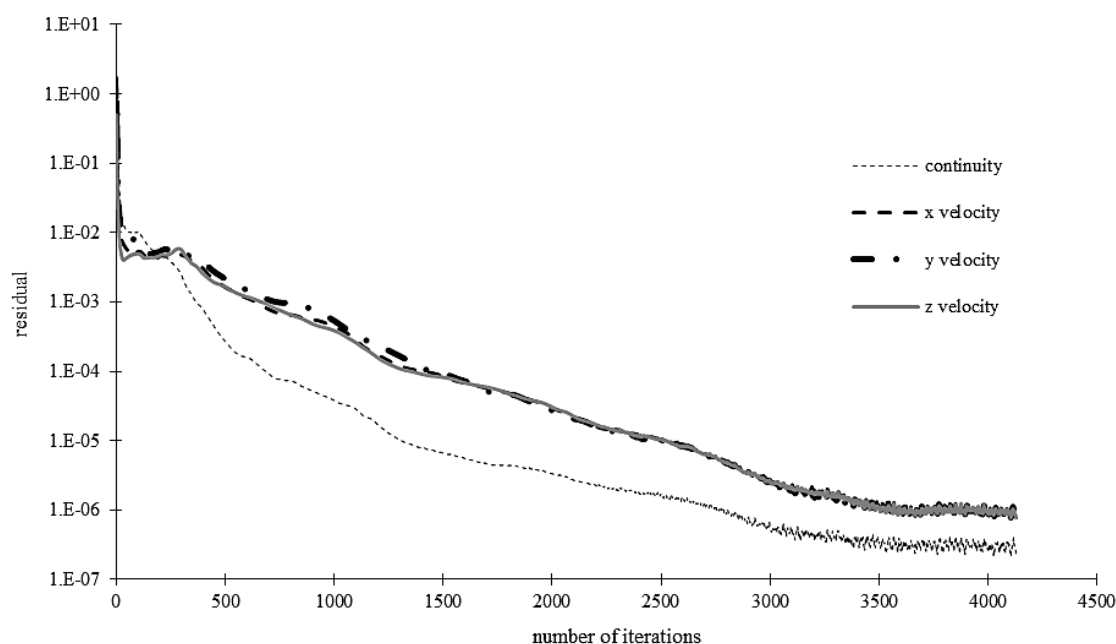


Fig. 8 The convergence trend of the continuity and momentum equations

شکل 8 روند همگرایی معادله های پیوستگی و مومنتم

$\bar{\delta}$ بیانگر متوسط عدم قطعیت میانگین است.

$$\alpha = \frac{|\bar{\delta} - \bar{\delta}|}{\bar{\delta}} \times 100 \quad (12)$$

5- ارائه نتایج آزمایشگاهی

در این قسمت به ارائه نتایج آزمایش انجام شده خواهیم پرداخت. عدم قطعیت میانگین $\bar{\delta}$ محاسبه شده برای هر آزمایش، برای تعیین محدوده خطا با بیشترین احتمال وقوع به کار می رود. عدم قطعیت میانگین $\bar{\delta}$ مطابق با رابطه (10) تعریف می شود که در آن L بیانگر تعداد تکرار آزمایش، δ بیانگر عدم قطعیت است و به صورت رابطه (11) تعریف می شود. در رابطه (11) ω_i نشان دهنده سرعت دورانی اندازه گیری شده و ω_m نشان دهنده متوسط سرعت دورانی اندازه گیری شده است [15].

$$\bar{\delta} = \frac{\sum_{i=1}^L \delta_i}{L} \quad (10)$$

$$\delta = \left\{ \frac{1}{m} \sum_{i=1}^k (\omega_i - \omega_m)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

درصد عدم قطعیت نسبی α نیز مطابق رابطه (12) تعریف می شوند که در آن $\bar{\delta}$ بیانگر متوسط عدم قطعیت میانگین است.

$$\alpha = \frac{|\bar{\delta} - \bar{\delta}|}{\bar{\delta}} \times 100 \quad (12)$$

جدول 4 عدم قطعیت میانگین و درصد عدم قطعیت نسبی محاسبه شده به ازای اختلاف فشارهای مختلف برای سرعت جریان چرخشی اندازه گیری شده را نشان می دهد. برای حد قابل قبول زیر 15% عدم قطعیت نسبی محاسبه شده، آزمایش ها 4 بار تکرار شده اند. پس از انجام آزمایش ها و تکرارپذیری آن و حذف داده های غیر قابل قبول نتایج گزارش شده است.

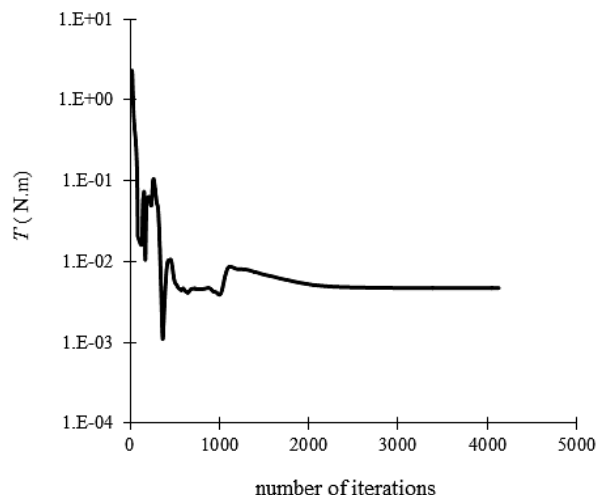


Fig. 9 The convergence trend of the applied torque on the swirl meter
شکل 9 روند همگرایی گشتاور اعمال شده بر چرخش سنج

جدول 3 سرعت جریان چرخشی شبیه سازی شده و درصد اختلاف نسبی آن به ازای شبکه های مختلف

Table 3 The swirl flow velocity simulated and its relative different (%) for different grids

شبکه مورد بررسی	تعداد سلول	سرعت جریان چرخشی (rad/s)	ζ
شبکه 1	200,000	344.42	5.02 %
شبکه 2	450,000	362.61	2.44 %
شبکه 3	850,000	371.69	2.22 %
شبکه 4	1,000,000	380.14	—

$$\delta = \left\{ \frac{1}{m} \sum_{i=1}^k (\omega_i - \omega_m)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

درصد عدم قطعیت نسبی α نیز مطابق رابطه (12) تعریف می شوند که در آن

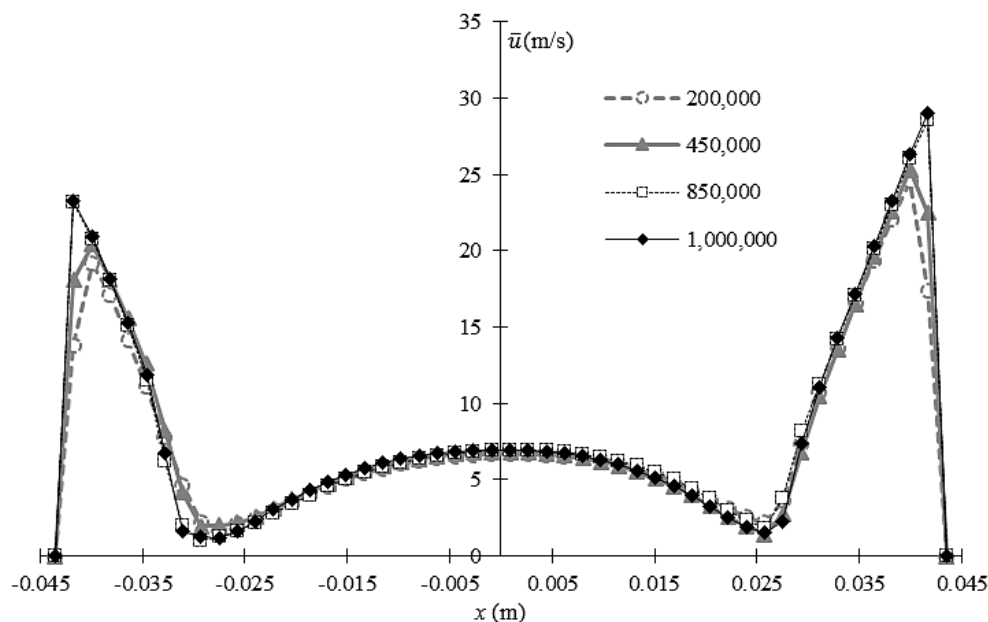


Fig. 10 The velocity changes at the outlet section of the cylinder for different grids in x direction

شکل 10 تغییرات سرعت در مقطع خروجی سیلندر در راستای x به ازای شبکه های مختلف

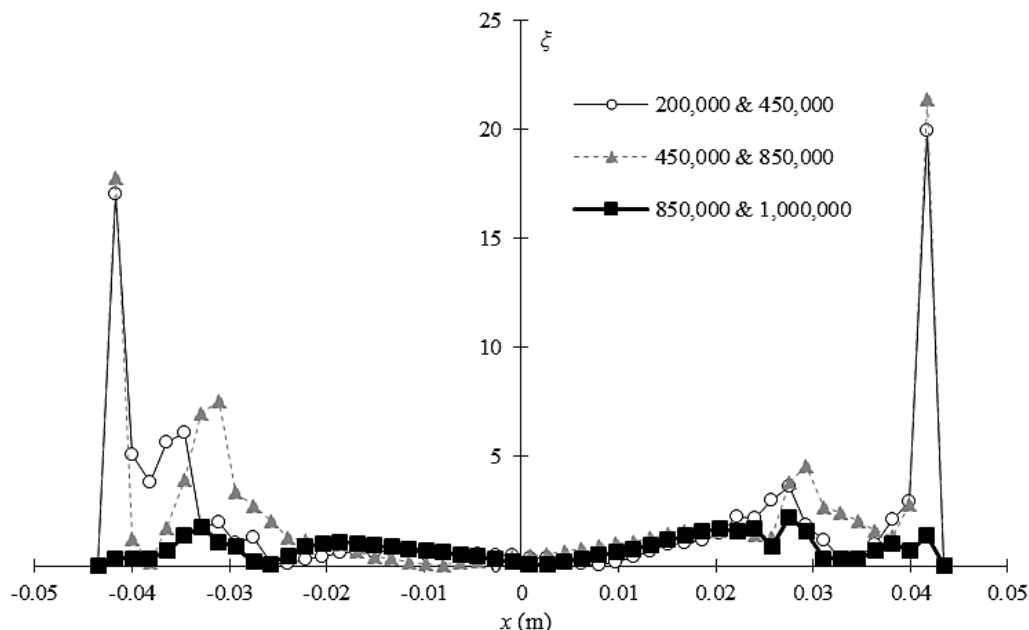


Fig. 11 The calculated relative difference (%) between velocity profiles for different grids

شکل 11 درصد اختلاف نسبی محاسبه شده بین پروفیل های سرعت برای شبکه های مختلف

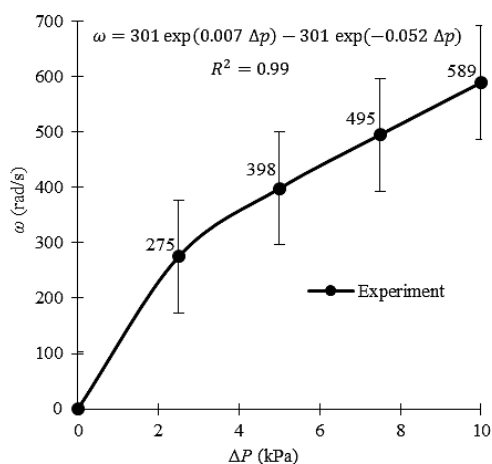


Fig. 12 Curve fitting for measured rotational speed

شکل 12 برازش منحنی برای سرعت دورانی اندازه گیری شده

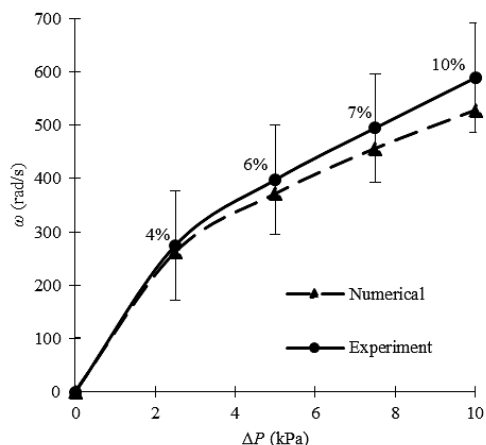


Fig. 13 The curves of measured and simulated swirl flow velocity

شکل 13 منحنی سرعت جریان چرخشی اندازه گیری شده و شبیه سازی شده

جدول 4 آنالیز عدم قطعیت و درصد عدم قطعیت نسبی سرعت جریان چرخشی

اندازه گیری شده در فشار مختلف

Table 4 The uncertainty and relative uncertainty (%) analysis of the swirl flow velocity in different pressure

اختلاف فشار (kPa)	δ (rad/s)	α
2.5	1.07	2.57%
5	0.94	10.22%
7.5	0.97	6.97%
10	1.20	14.63%

شکل 12 نمودار سرعت جریان چرخشی اندازه گیری شده داخل سیلندر را به ازای اختلاف فشارهای 0، 2.5، 5، 7.5 و 10 کیلو پاسکال نشان می دهد. براساس شکل 12 سرعت چرخشی با افزایش اختلاف فشار افزایش می یابد. حال برای داده های اندازه گیری شده برازش منحنی به گونه ای صورت می گیرد که بتوان یک رابطه همبستگی برای سرعت چرخشی اندازه گیری شده و اختلاف فشار ارائه داد. برازش به روش حداقل مربعات انجام می شود و برای این کار از نرم افزار متلب استفاده شده است. مطابق شکل 12 بهترین برازش منحنی برای داده های اندازه گیری شده به وسیله تابع نمایی، برای محدوده اختلاف فشار 0-10 کیلو پاسکال و محدوده سرعت جریان چرخشی 0-589 رادیان بر ثانیه صورت می گیرد.

6- اعتبارسنجی حل شبیه سازی انجام شده

در این قسمت به بررسی صحت نتایج شبیه سازی انجام شده برای تعیین سرعت چرخشی داخل سیلندر به ازای اختلاف فشارهای مختلف پرداخته می شود. شکل 13 منحنی مربوط به سرعت جریان چرخشی شبیه سازی و اندازه گیری شده را به ازای اختلاف فشارهای مختلف نشان می دهد. β درصد اختلاف نسبی سرعت چرخشی شبیه سازی و اندازه گیری شده است که به صورت رابطه (13) محاسبه شده است. در رابطه (13)، $\omega_{\text{Simulation}}$ سرعت چرخشی شبیه سازی شده و $\omega_{\text{Experiment}}$ سرعت چرخشی اندازه گیری شده

جدول 5 درصد اختلاف نسبی بین نتایج شبیه سازی و آزمایشگاهی سرعت جریان چرخشی

Table 5 The relative difference (%) between the simulation and experiment results of the swirl flow velocity

اختلاف فشار (kPa)	β
2.5	4%
5	6%
7.5	7%
10	10%

جدول 6 رابطه همبستگی بین گشتاور اعمال شده بر چرخش سنج و سرعت دورانی داده شده به آن

Table 6 The correlation between torque applied on the swirl meter and given rotational speed to its

اختلاف فشار (kPa)	رابطه همبستگی بین گشتاور (N.m) و سرعت دورانی چرخش سنج (rad/s)
2.5	$T = -5.49 \times 10^{-6} \omega + 1.44 \times 10^{-3}$
5	$T = -7.84 \times 10^{-6} \omega + 2.92 \times 10^{-3}$
7.5	$T = -9.59 \times 10^{-6} \omega + 4.38 \times 10^{-3}$
10	$T = -1.10 \times 10^{-5} \omega + 5.80 \times 10^{-3}$

است. مقادیر β به ازای اختلاف فشارهای مختلف در جدول 5 محاسبه و همان طور که در نشان داده شده است نتایج شبیه سازی تطابق خوبی (دست بالا 10% اختلاف) را با نتایج آزمایشگاهی دارد.

$$\beta = \frac{\omega_{\text{Simulation}} - \omega_{\text{Experiment}}}{\omega_{\text{Experiment}}} \times 100 \quad (13)$$

با توجه محدودیت های دستگاه در ایجاد اختلاف فشارهای بالا، مزیت شبیه سازی انجام شده این است که با استفاده آن می توان محدوده وسیع تری از شرایط عملکردی (اختلاف فشاری های بالاتر از 10 کیلو پاسکال) این دستگاه را پیش بینی کرد.

7- بررسی رابطه همبستگی بین گشتاور اعمال شده بر چرخش سنج و سرعت دورانی داده شده به آن

بهترین برازش منحنی بین گشتاور اعمال شده بر چرخش سنج و سرعت دورانی داده شده به آن از نوع خطی است. جدول 6 رابطه همبستگی ایجاد شده بین گشتاور اعمال شده بر چرخش سنج و سرعت دورانی داده شده به آن را به ازای اختلاف فشارهای مختلف آزمایش نشان می دهد.

8- نتیجه گیری

در این پژوهش بررسی اثر فشار بر سرعت جریان چرخشی داخل سیلندر به کمک آزمون جریان پایای مجهز به چرخش سنج به دو روش آزمایشگاهی و شبیه سازی عددی مورد مطالعه قرار گرفت. در این پژوهش نشان داده شد که رابطه همبستگی ایجاد شده بین گشتاور اعمال شده بر چرخش سنج و سرعت دورانی داده شده به آن به صورت خطی است. سرعت جریان چرخشی ایجاد شده داخل سیلندر با افزایش اختلاف فشار، افزایش می یابد و رابطه همبستگی ایجاد شده بین سرعت جریان چرخشی و اختلاف فشار از نوع نمایی است. شبیه سازی عددی انجام شده تطابق خوبی با نتایج تجربی دارد و با توجه محدودیت های دستگاه در ایجاد اختلاف فشارهای بالا، با استفاده از این شبیه سازی می توان محدوده وسیع تری از شرایط عملکردی این دستگاه را پیش بینی کرد.

9- فهرست علائم

$\bar{B}$	مؤلفه نیروی حجمی (N)
d	بازوی گشتاور (m)
dA	مساحت سلول محاسباتی روی بدنه سنج چرخش سنج (m^2)
dF_p	بردار نیروی فشاری (N)
dF_v	بردار نیروی ویسکوز (N)
g	شتاب جاذبه زمین (ms^{-2})
L	تعداد تکرار آزمایش
$\bar{P}$	فشار متوسط جریان سیال (Pa)
r	بردار موقعیت دستگاه چرخان نسبت به ساکن (m)
T	گشتاور جریان روی چرخش سنج حول محور y (N.m)
$\bar{u}$	مؤلفه سرعت متوسط جریان سیال (ms^{-1})
$\bar{u}$	مؤلفه سرعت نوسانی جریان سیال (ms^{-1})

علائم یونانی

α	درصد عدم قطعیت نسبی
β	درصد اختلاف نسبی سرعت دورانی شبیه سازی شده و اندازه گیری شده
ΔP_{test}	اختلاف فشار بین ورودی و خروجی سیلندر (kPa)
ΔP_{flow}	اختلاف فشار پیش و پس صفحه اریفیس (kPa)
δ	عدم قطعیت (rad/s)
$\bar{\delta}$	عدم قطعیت میانگین در L تعداد تکرار آزمایش
$\bar{\delta}$	(rad/s)
$\bar{\delta}$	متوسط عدم قطعیت میانگین در آزمایش های بررسی شده
$\bar{\delta}$	(rad/s)
ϵ	سمبل جایگشت
ζ	درصد اختلاف نسبی سرعت جریان چرخشی شبیه سازی شده برای شبکه های مختلف
μ	لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)
ξ	درصد اختلاف نسبی بین پروفیل های سرعت برای شبکه های مختلف
ρ	چگالی (kgm^{-3})
τ_{ω}	تنش برشی روی چرخش سنج (Pa)
ϕ	قطر مربوط به استوانه پره چرخش سنج (mm)
ω	مؤلفه سرعت دورانی دستگاه چرخان (rad/s)

زیر نویس ها

R دستگاه مختصات متحرک چرخان

10- تقدیر

گروه نویسندگان مراتب تشکر و قدردانی خود را از شرکت مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) ابراز می دارد.

11- مراجع

- [1] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, 1st Edition, pp. 326-365, New York: McGraw-Hill, 1988.
- [2] J. B. Heywood, Fluid motion within the cylinder of internal combustion engines- The 1986 Freeman Scholar Lecture, *Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, Vol. 109, No. 1, pp. 3-35, 1987.
- [3] R. Holkar, N. Yogesh, S. M. Pise, Y. Godase, V. S. Jagadale, Numerical Simulation of Steady Flow through Engine Intake

- [11] A. Mohammadebrahim, B. Shafiei, H. S. Kazemzadeh, Numerical simulation of in-cylinder tumble flow field measurements and comparsion to experimental results, *Engine Research*, Vol. 26, No. 26, pp. 11-19, 2012.
- [12] F. Claudio, C. Cristian, C. Giulio, B. G. Marco, F. Stefania, B. Federico, V. Alessandro, S. Stefano, Numerical Evaluation of the Applicability of Steady Test Bench Swirl Ratios to Diesel Engine Dynamic Conditions, *Proceedings of The 69th Conference of The Italian Thermal Engineering Association*, Bologna, Italy, pp. 732-741, 2015.
- [13] J. Rabault, J. A. Vernet, B. Lindgren, P. H. Alfredsson, A study using PIV of the intake flow in a diesel engine cylinder, *Heat and Fluid Flow*, Vol. 62, No. 1, pp. 56-67, 2016.
- [14] Instruction manual, Flowbench SF-1020, SuperFlow Dynos & Flowbenches Company, Coloroda Springs, USA, 2010.
- [15] J. Holman, *Experimental methods for engineers*, 8th Eddition, pp. 62-77, New York: McGraw-Hill, 2012.
- [16] F. Inc. FLUENT 6.3 User's Guide, Accessed on 14 may2016; <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/pdf/ug/flug.pdf>.
- [17] M. Sanieenezhad, *An introduction to turbulent flows and turbulence modeling*, pp. 581-610, Tehran: Daneshnegar, 2015. (in Persion فارسی).
- System Using CFD, *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, Vol. 12, No. 1, pp. 30-45, 2015.
- [4] B. Khalighi, Study of the intake tumble motion by flow visualization and particle tracking velocimetry, *Experiments in Fluids*, Vol. 10, No. 4, pp. 230-236, 1991.
- [5] B. Stier, M. M. Koochesfahani, Whole field MTV measurements in a steady flow rig model of an IC engine, SAE Paper No. 980481, 1998.
- [6] M. Kim, S. Lee, W. Kim, Tumble flow measurements using three different methods and its effects on fuel economy and emissions, SAE Paper No. 2006-01-3345, 2006.
- [7] O. Shet, K. Desai, A. Baheti, S. Takalkar, Study of tumble measurement on a steady state flow rig, *Recent Research in Civil and Mechanical Engineering*, Vol. 2, No. 1, pp. 167-172, 2015.
- [8] H. Xu, Some critical technical issues on the steady flow testing of cylinder heads, SAE Paper No. 2001-01-1308, 2001.
- [9] D. Heim, J. Ghandhi, Investigation of swirl meter performance, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 225, No. 8, pp. 1067-1077, 2011.
- [10] C. R. Kumar, G. Nagarajan, Investigation of flow during intake stroke of a single cylinder internal combustion engine, *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 7, No. 2, pp. 180-186, 2012.