

بررسی عددی و تجربی سه بعدی جریان سیال درون پمپ دنده خارجی

امیراسلامیان کوپایی^{۱*}، محمدصادق عبدالله پور^۲، مصطفی کشاورزبان^۳

۱- دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، amirfeak@gmail.com

۲- کارشناسی ارشد هوافضا پیشرانش - دانشگاه مالک اشتر، m.s.abd1991@gmail.com

۳- کارشناسی ارشد هوافضا پیشرانش - دانشگاه علم و صنعت، mokengine@yahoo.com

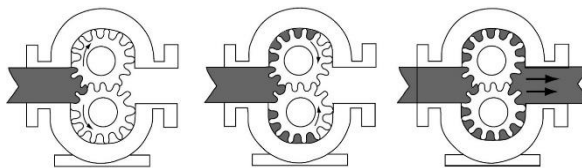
چکیده

پمپ دنده‌ای از نوع پمپ‌های جابجایی مثبت می‌باشد که با توجه به نحوه قرارگیری چرخنده‌ها و ورود سیال به بخش چرخنده^۱ به انواع مختلفی دسته بندی می‌شود. پمپ مورد بررسی در مطالعه ی حاضر از نوع دنده خارجی می‌باشد. در پمپ‌های دنده خارجی درگیری دنده‌ها در خارج از دایره ی دیدنوم می‌باشد. در مطالعه‌ی حاضر با شبیه سازی جریان سیال به همراه کاویتاسیون درون یک پمپ دنده خارجی با استفاده از نرم افزار PumpLinx، نوسانات فشار در ورودی و خروجی پمپ بدست آمده که نشانگر بیشتر بودن دامنه‌ی نوسان فشار در خروجی می‌باشد. در ادامه، محدوده‌ی مستعد ظهور پدیده‌ی کاویتاسیون نیز نشان داده شده است. مقایسه ی نتایج عددی حاصل نظیر پروفیل سرعت و فشار با نتایج تست آزمایشگاهی نشانگر همپوشانی خوب حل عددی با نتایج تست آزمایشگاهی می‌باشد.

واژه های کلیدی: پمپ دنده خارجی-دایره‌ی دیدنوم-کاویتاسیون-پروفیل سرعت

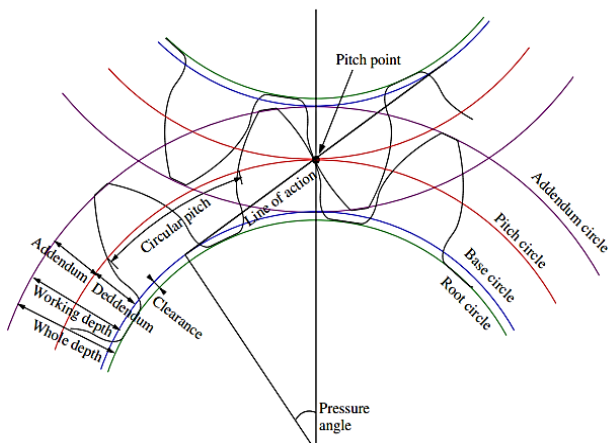
۱- مقدمه

در پمپ‌های چرخنده‌ای (دنده‌ای) خارجی، سیال با چرخنده‌ها درگیر می‌باشد. در این نوع پمپ‌ها در قسمت ورودی، به هنگام جدا شدن زوج دندانه‌های چرخنده‌ی درگیر خلاء پدید می‌آید و سیال از طریق دهانه ورودی پمپ به داخل کشیده می‌شود و فضای بین دندانه های آن را پر می‌کند. مجراهای ورودی و خروجی به خاطر وجود چرخنده‌های درگیر کاملاً از هم مجزا می‌باشند. بنابراین سیالی که بین فاصله دو دندانه متوالی هر چرخنده حبس می‌شود، همراه با آن گردش کرده و در نزدیکی محفظه کناری (تانویه) پمپ، از آن جدا شده و به سبب فشرده شدن سیال بین دو چرخنده، به خارج رانده می‌شود. در این نوع پمپ‌ها قسمت پمپ کننده از دو چرخنده‌ی محرک و متحرک تشکیل شده، که داخل شیار مخصوص بدنه که دارای لقی های حداقلی است، قرار دارد [1].



شکل ۱- نحوه کارکرد پمپ دنده خارجی [1]

پروفیل چرخنده‌ها، تعداد دنده و ضخامت چرخنده بر دبی و فشار ایجاد شده توسط پمپ تاثیرگذار است. در شکل ۲، پارامترهای هندسی چرخنده نمایش داده شده است [2].



شکل ۲- پارامترهای هندسی چرخنده [3]

در ادامه نحوه ارتباط دبی و فشار ایجاد شده توسط پمپ چرخنده خارجی و پارامترهای چرخنده شرح داده شده است. در معادله (۱) اختلاف فشار ایجاد شده توسط یک چرخنده نمایش داده شده است [2].

$$\Delta p = R_b^2 b^2 \Pi \tan \beta / (2zR) \quad (1)$$

در معادله (۱) R_b شعاع دایره‌ی لقی یا مبنا (Clearance Circle)، b عرض چرخنده‌ها، β زاویه پیچش دایره گام، z تعداد دنده‌ها و R شعاع دایره گام می‌باشد. به علت ماهیت پمپ‌های دنده‌ای و به واسطه‌ی تولید سیال با فشار بالا در خروجی پمپ، سیال از قسمت فشار بالا (خروجی) سعی در برگشت به سمت ناحیه ی کم فشار (ورودی) را داشته که به این پدیده نشتی پمپ اطلاق می‌گردد. نشتی در پمپ‌های دنده خارجی عمدتاً به دو نوع نشتی جانبی (شعاعی) و محوری تقسیم بندی می‌شود که به ترتیب به نشتی های بین سر دنده تا حوزینگ و همچنین از کف و روی چرخنده اطلاق می‌گردد. اثر نشتی شعاعی در دوره‌های پایین نشتی غالب و در دور-های بالا نشتی محوری، نشتی غالب می‌باشد. به منظور جلوگیری از نشتی محوری از یاتاقان‌های شناور به ترتیبی استفاده می‌شود که با نیروی حاصل

در سال ۲۰۱۸ آنتونیواک و استریزک در مقاله‌ای به مطالعه‌ی شهودی پدیده‌ها و تغییرات جریان در پمپ دنده‌ای خارجی پرداختند. آنها مطالعه‌ی خود را به صورت تجربی انجام دادند. آنها در مطالعه‌ی خود بخش‌های خطرناکی که احتمال به وجود آمدن کاویتاسیون پمپ را دارند، مورد بررسی قرار داده‌اند [7].

۲- حل عددی جریان سیال

معادلات حاکم بر جریان سیال در پمپ‌های دنده‌ای، معادلات بقای جرم و اندازه حرکت می‌باشند که از روش حجم کنترل برای جداسازی معادلات استفاده می‌شود. معادلات حاکم به شرح ذیل می‌باشد: [8]

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \oint_S \rho(u - u_g) \cdot dS = 0 \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho u dV + \oint_S \rho u(u - u_g) \cdot dS \\ = \oint_S \tau \cdot dS \\ - \oint_S p \cdot dS \\ + \int_V F dV \end{aligned} \quad (3)$$

در معادلات بالا u_g سرعت شبکه، V حجم کنترل و S سطوح بسته‌ی آن حجم کنترل می‌باشد. ترم‌های راست معادله‌ی مومنتوم ۲ به ترتیب بیانگر نیروی برشی ویسکوز، نیروی فشاری و نیروی حجمی (بادی) می‌باشد. کاویتاسیون پدیده‌ای محتمل در جریان سیال درون پمپ دنده‌ای و همچنین فاکتور مهمی در طراحی پمپ می‌باشد. کسر جرمی بخار f_v از معادله‌ی زیر بدست خواهد آمد: [8]

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho f_v dV + \oint_S \rho f_v(u - u_g) \cdot dS \\ = \oint_S D_f \nabla f_v \cdot dS \\ + \int_V (R_e - R_c) dV \end{aligned} \quad (4)$$

ترم‌های منبع تبخیر و تراکم به صورت زیر بیان می‌شود:

$$R_e = C_e \frac{\sqrt{k}}{\sigma_l} \rho_l \rho_v \left[\frac{2(p_v - p)}{3 \rho_l} \right]^{0.5} (1 - f_v) \quad (5)$$

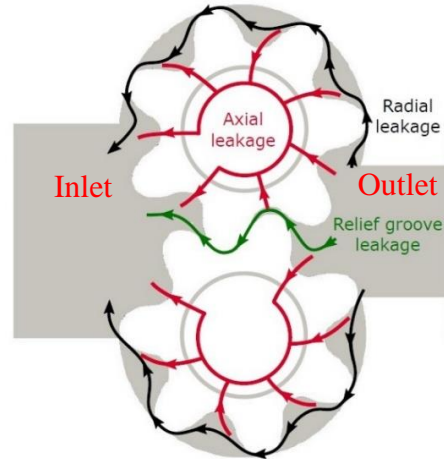
$$P < P_v$$

$$R_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{\sigma_l} \rho_l \rho_v \left[\frac{2(p - p_v)}{3 \rho_l} \right]^{0.5} f_v \quad (6)$$

$$P > P_v$$

کسر جرمی گاز تراکم‌ناپذیر f_g ، از معادله‌ی بقاء آن و بدون در نظر گرفتن منبع حجمی، مطابق معادله ۷ تبعیت می‌کند:

از فنر و فشار سیال در دورهای بالا فاصله‌ی محوری را کم و میزان نشتی را به حداقل می‌رسانند. [4] در شکل ۴ انواع نشتی‌ها نمایش داده شده است.



شکل ۳- نشتی پمپ دنده‌ای [4]

رفع لقی‌های شعاعی و سطحی به دو دلیل امکان پذیر نمی‌باشد. دلیل اول شرایط تولید چرخنده‌ها می‌باشد، زیرا در این صورت نیازمند دقت بیش از حد ساخت قطعات می‌باشد و مونتاژ چرخنده‌ها و پمپ بسیار مشکل می‌گردد. علت دیگر اگر کف یا سر چرخنده بسیار نزدیک به فلنچ آب بند بالا یا پایین چرخنده‌ها باشد، موجب سایش فلنچ‌ها، عدم آب بندی و در برخی موارد موجب شکستن شفت (محور) پمپ مخصوصاً در هنگام شرایط دمایی سرد می‌شود.

در سال ۲۰۱۲ دل کامپو و همکاران به حل عددی جریان پمپ‌های دنده خارجی به همراه کاویتاسیون پرداختند. آنها در پژوهش خود از کد تجاری حجم محدود و مدل توربولانسی $k - \epsilon$ بهره بردند. نتیجه‌ی کلی پژوهش آنها این موضوع بود که پرش در بخش برخورد چرخنده‌ها (منظور ایجاد فاصله بیش از حد بین چرخنده‌ها) در صورت عدم وجود کاویتاسیون علت اصلی ضربه‌ی قوچ آبی در بخش ورودی پمپ می‌باشد. همچنین آنها نتیجه گیری کردند که با افزایش دور پمپ حجم هوا داخل سیال افزایش می‌یابد اما در زمان کمتری کاویتاسیون از بین رفته و کاویتاسیون جدیدی به وجود می‌آید [3].

در سال ۲۰۱۵ غضنفریان و قنبری به بررسی دینامیک سیالات محاسباتی جریان آشفته پمپ دو دنده‌ای پرداختند. آنها در تحقیق خود از نرم افزار Open-FOAM و مدل توربولانسی $k - \epsilon$ استفاده نمودند و شبیه سازی خود را به صورت دو بعدی انجام دادند. آنها نتیجه گیری کردند که با کاهش ۹ میکرومتری گپ مابین چرخنده و پوسته، حدود ۳۰ درصد، دبی جرمی جریان افزایش می‌یابد [5].

در سال ۲۰۱۷ فروسینا و همکاران به مطالعه پمپ دنده‌ای فشار بالا به وسیله مدلسازی دینامیک سیالات محاسباتی پرداختند. آنها در پژوهش خود از نرم افزار PumpLinx بهره بردند. آنها در پژوهش خود جریان را به صورت سه بعدی شبیه سازی کردند. آنها در بررسی دینامیک سیالات محاسباتی جریان، به این نتیجه رسیدند که در فشار و سرعت دورانی بالاتر پمپ، جریان تمایل بیشتری به کاویتاسیون شدن دارد، آنها در شبیه سازی خود از تست-های تجربی نیز بهره بردند [6].

جدول ۱- دبی محاسبه شده با شبکه بندی مربوطه

مقدار	واحد	شماره شبکه
۲۰۸,۶	PPH	شبکه ۱
۱۹۳,۵	PPH	شبکه ۲
۲۰۶,۲	PPH	شبکه ۳
۲۰۶,۹	PPH	شبکه ۴

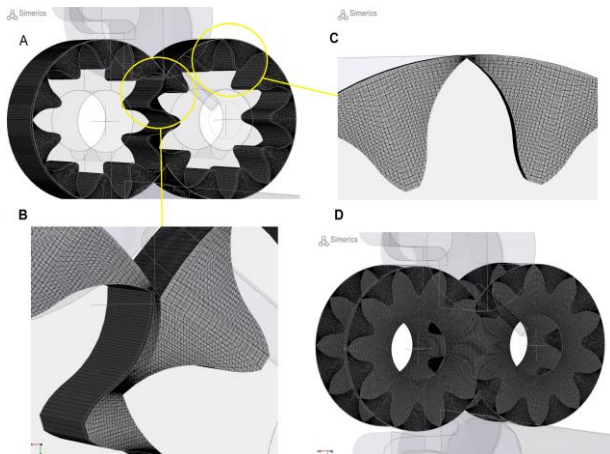
جدول ۲- اطلاعات شبکه نهایی چرخنده

مقدار	اطلاعات شبکه
۳۵۰	No. of Gap Cells in Tangential Dir
۵۰	No. of Gap Cells in Radial Dir
۴۰۰	Cells in Rotational Direction(Drive Gear)
۱۰	Cells in Radial Direction
۱۵	Cells in Axial Direction

بمنظور شبکه بندی کانال ورودی و خروجی نیز از شبکه با اطلاعات جدول ۳ استفاده شده است.

جدول ۳- اطلاعات شبکه نهایی کانالهای ورودی و خروجی

مقدار	اطلاعات شبکه
۰,۰۰۵	Maximum Cell Size
۰,۰۰۰۱	Minimum Cell Size
۰,۰۰۱	Cell Size on Surfaces



شکل ۵- شبکه بندی ایجاد شده در فضای چرخنده

شکل ۵ قسمت‌های A تا C به ترتیب مش فضای داخلی چرخنده به همراه دو قسمت را با وضوح بالاتری را نشان داده و قسمت D نشانگر فضای ایجاد شده در کف و روی چرخنده و تحت عنوان قسمت نشستی محوری را نشان می دهد.

سیال کاربردی سوخت کالیبره با استاندارد MIL-C-7024, Type 2 می باشد که خواص آن در جدول ۴ آورده شده است:

جدول ۴- خواص سوخت کالیبره و شرایط کاری

مقدار	واحد	خاصیت
0.0006795	Pa.s	Dynamic Viscosity
755	Kg/m ³	Density

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho f_g dV + \oint_S \rho f_g (u - u_g) \cdot dS = \oint_S D_g \nabla f_g \cdot dS \quad (7)$$

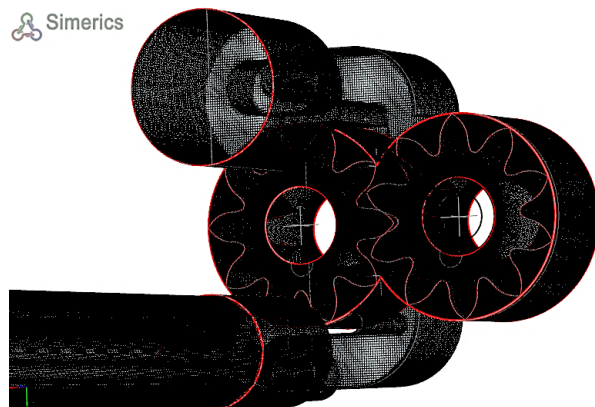
در معادله‌ی بالا دانسیته‌ی مخلوط ρ به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{f_v}{\rho_v} + \frac{f_g}{\rho_g} + \frac{(1 - f_v - f_g)}{\rho_l} \quad (8)$$

مجموعه معادلات فوق یک سیستم جریان چند فاز همگن را تشریح میکند. این معادلات با دیدگاه حجم محدود گسسته سازی شده و با الگوریتم حل با مینای فشار حل می شود.

۳- شبکه بندی و ایجاد مدل

به جهت حصول حجم سیال درون پمپ از عملگر بولین در نرم افزار Solid Works استفاده کرده و سه حجم سیال پیرامون چرخنده ها، ورودی و خروجی را بدست آورده و آنها را به فرمت STL در نرم افزار PumpLinx وارد می کنیم. شبکه ی ایجاد شده در نرم افزار PumpLinx به صورت شکل ۴ می باشد.



شکل ۴- شبکه بندی ایجاد شده روی دامنه ی محاسباتی

برای شبکه بندی فضای داخلی چرخنده از ماژول rotor Template mesher استفاده شده است که به صورت مش دینامیک می باشد و برای شبکه بندی فضای ورودی و خروجی از ابزار General mesher استفاده شده که نهایتاً ورودی و خروجی در سطوح مشترک با فضای چرخنده و با استفاده از ابزار MGI کاملاً به فضای چرخنده متصل شده است. حل به صورت گذرا می باشد و تابعی از تعداد دور های مدنظر چرخنده می باشد. به منظور شبیه سازی نشستی جانبی در هر دو سمت کف و روی چرخنده فاصله ی ۷,۵ میکرون و در سه لایه شبکه بندی شده است. نشستی شعاعی نیز مطابق با هندسه ی وارد شده در نرم افزار ۳۰ میکرون می باشد. نمای با تمرکز بیشتر روی مش چرخنده به صورت شکل ۵ نشان داده شده است. بمنظور بررسی استقلال از شبکه، در ۴ مرحله شبکه را ریز تر کرده که نتایج حاصل و اطلاعات شبکه چرخنده به ترتیب به صورت جداول ۱ و ۲ می باشد.

۵- نتایج

کلیه ی نتایج، حاصل از حل سه بعدی گذرا در شرایط کاری و مرزی اشاره شده در جدول ۵ می باشد. توزیع فشار درون پمپ مطابق شکل ۷ می باشد.

جدول ۵- سایر شرایط مرزی و کاری مورد مطالعه در بخش نتایج

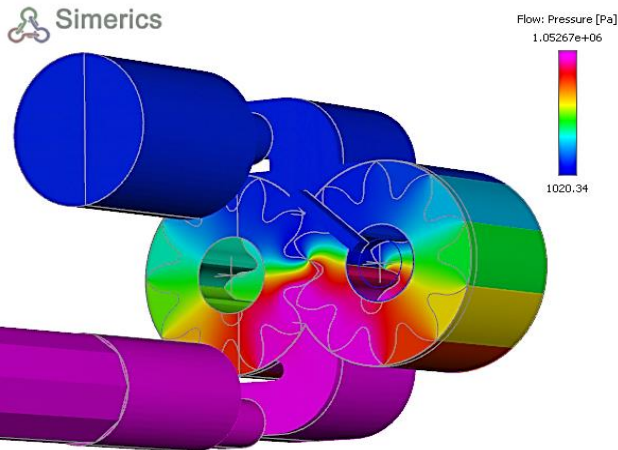
Outlet pressure(psi)	Speed(rpm)
144	5000

1.2e+09	pa	Liquid Bulk Modulus(B0)
12000	pa	Saturation Pressure
9e-05	-	Gas Mass Fraction
103421.4	pa	Starting Pressure
298.15	K	Operating Temperature
101325	pa	Liquid Reference Pressure

در مطالعه ی حاضر سرعت مورد بررسی در پمپ 5000rpm بوده و شرایط مرزی به صورت فشار ورودی و خروجی به ترتیب ۱۰۳۴۲۱ و ۹۹۲۸۴۵ پاسکال می باشد.

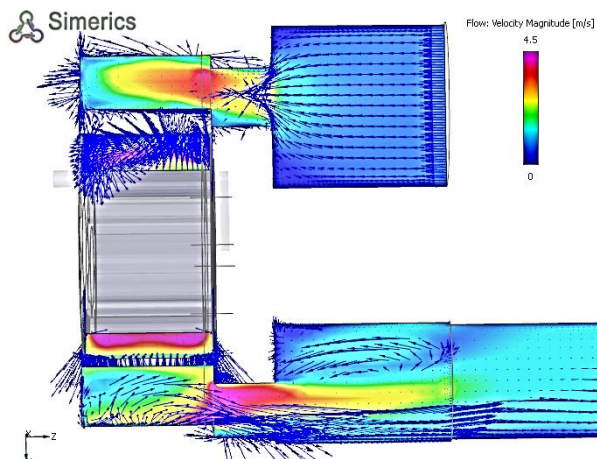
۴- اعتبار سنجی و مقایسه با تست تجربی

روش تست تجربی بدین صورت است که یک اوریفیس محدود کننده ی جریان در مسیر خروجی پمپ قرارداده شده است که با افزایش دور، فشار و دبی خروجی پمپ با یکدیگر افزایش می یابد لذا در حل عددی مطابق با خروجی ثبت شده از تست تجربی مقادیر فشار خروجی و دور را در نرم افزار وارد کرده و از پارامتر دبی سوخت به جهت اعتبار سنجی استفاده می نماییم. شکل ۶ نتایج تست عددی و تجربی را به صورت توأمان در دور های مختلف نشان می دهد. در ادامه ی تست تجربی بعد از اوریفیس محدود کننده یک شیر به همراه حسگر فشار قبل از آن، در بعد از اوریفیس قرار داده شده که در دو نقطه در دور های ۷۳۰۰ و ۹۱۰۰ با بستن شیر یک فشار ۸۸psi قبل از شیر ایجاد می کنیم که دلیل شکست نمودار شکل ۶ در انتها به این علت می باشد. لازم بذکر است اعتبار سنجی در ۴ نقطه صورت پذیرفته که در دوره های ۳۱۰۰، ۵۰۰۰ و ۶۴۰۰ بدون اعمال فشار توسط شیر بوده و در دور ۹۱۰۰ با اعمال فشار ۸۸psi توسط شیر می باشد.

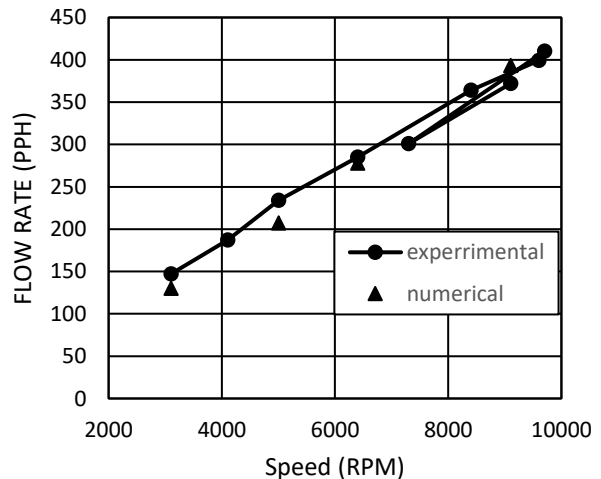


شکل ۷- توزیع فشار درون پمپ مورد مطالعه

به منظور نمایش جریان در کانال ورودی و خروجی پمپ مقطع ایجاد شده در شکل ۸، پروفیل دامنه ی اندازه ی سرعت به همراه بردار نشان داده شده است.

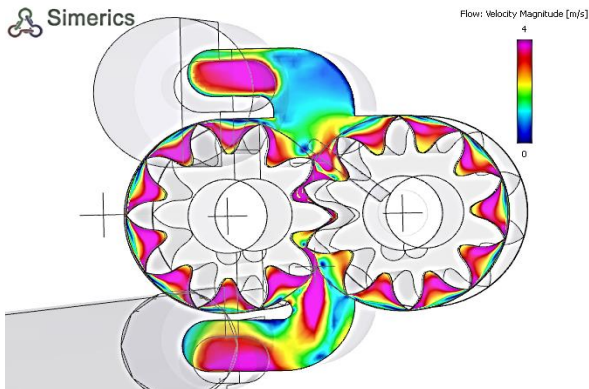


شکل ۸- توزیع سرعت در سطح مقطع طولی درون پمپ مورد مطالعه

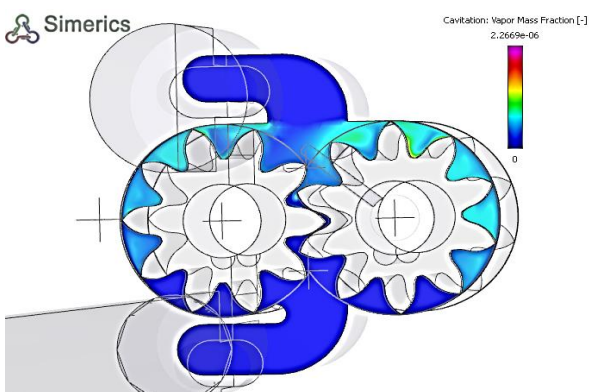


شکل ۶- اعتبار سنجی حل عددی درمقایسه با نتایج تست تجربی

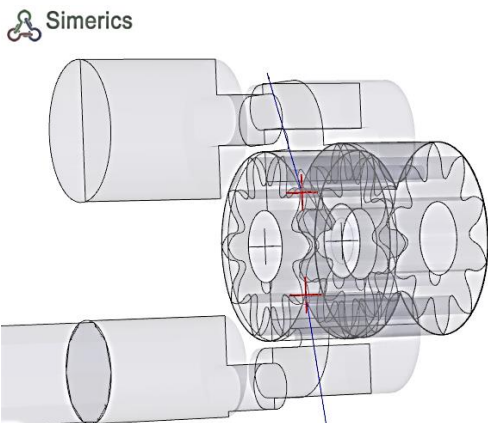
نتایج حاکی از آن است که میزان اختلاف نتایج عددی در دور ۳۱۰۰ حدود ۱۱ درصد کمتر از نتایج تجربی می باشد و در دور ۶۴۰۰ به حدود ۲ درصد کمتر از نتایج تجربی رسیده و پس از آن با افزایش دور به ۹۱۰۰ مقدار دبی محاسبه شده در حل عددی از حل تجربی به میزان ۵ درصد پیشی می گیرد که حاکی از دقت بیشتر حل عددی در دور متوسط می باشد.



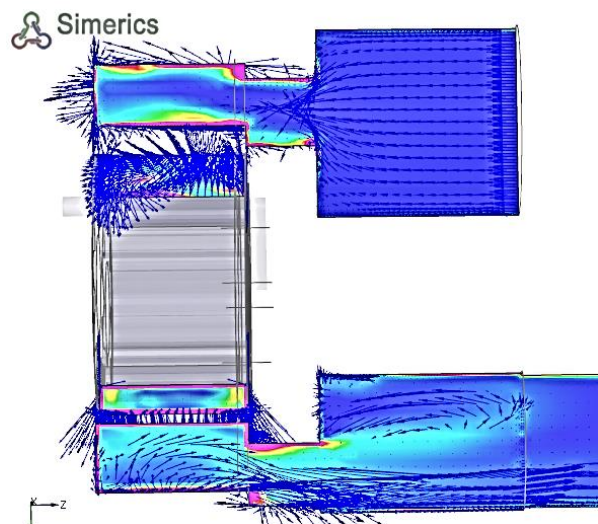
شکل ۱۱- توزیع دامنه ی سرعت در سطح مقطع داخلی چرخنده ها ی پمپ



شکل ۱۲- توزیع کسر جرمی بخار در سطح مقطع داخلی چرخنده ها ی پمپ
بمنظور بررسی نوسانات فشار در ناحیه ی ورودی و خروجی پمپ دو
نقطه به صورت نشان داده شده در شکل ۱۳ می باشد.



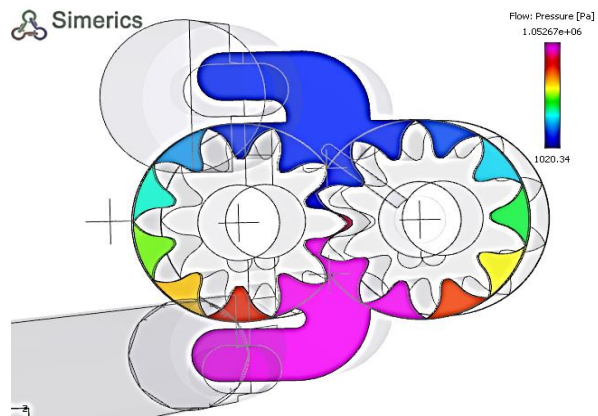
شکل ۱۳- موقعیت نقاط در نظر گرفته شده در ناحیه ی ورودی و خروجی بمنظور
ثبت نوسانات فشار



شکل ۹- توزیع گرابه در سطح مقطع طولی درون پمپ مورد مطالعه

همانطور که از شکل ۸ برمی آید، دامنه ی سرعت بین ۰ تا ۴٫۵ متر بر ثانیه می باشد که سرعت بیشینه در مرکز ناحیه ی خروجی و سردنده ها رخ می دهد. در شکل ۹ توزیع دامنه ی گرابه در مقطع مورد بحث نشان داده شده است. بمنظور نشان دادن جریان سیال در فضای چرخنده ها، یک مقطع ایجاد که پروفیل فشار، سرعت و کسر جرمی بخار به ترتیب در شکل های ۱۰-۱۲ نشان داده شده است.

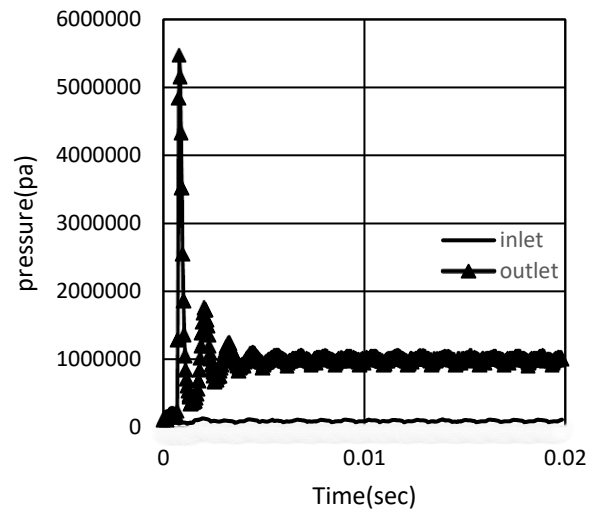
مطابق شکل ۱۲، کسر جرمی بخار در ناحیه ی ورودی ایجاد و با انتقال به ناحیه ی خروجی به مرور از بین می رود که نشانگر پدیده ی کاویتاسیون می باشد.



شکل ۱۰- توزیع فشار در سطح مقطع داخلی چرخنده ها ی پمپ

۷-مراجع

- [1] Xiong, X. Y., "Optimal Design and Basic Theory of the Synchronization Gear Pump," An Hui University of Science and Technology (2009).
- [2] Wen Wang, Yan-Mei Yin, Shang-Hong He and Guang-Ming Liu, "Study on Flow Characteristic of Gear Pumps by Gear Tooth Shapes," Journal of Applied Science and Engineering, Vol. 20, No. 3, pp. 367-372 (2017)
- [3] David del Campo Sud, "Analysis of the Suction Chamber of External Gear Pumps and their Influence on Cavitation and Volumetric Efficiency," Ph.D. dissertation, Universitat Politècnica de Catalunya (UPC), 2012.
- [4] Javier Mart'inez Rubio, "Multidimensional simulations of external gear pumps," Ph.D. dissertation, Energy Department of Politecnico di Milano, (2017).
- [5] Jafar Ghazanfarian, D. Ghanbari, "Computational Fluid Dynamics Investigation of Turbulent Flow Inside a Rotary Double External Gear Pump," Journal of Fluids Engineering, Vol. 137 (2015).
- [6] Emma Frosina, Adolfo Senatore and Manuel Rigosi, "Study of a High-Pressure External Gear Pump with a Computational Fluid Dynamic Modeling Approach," Journal of Energies, (2015).
- [7] P. Antoniuk, J. Stryczek, "Visualization study of the flow processes and phenomena in the external gear pump," Archives of civil and mechanical engineering, (2018).
- [8] Qi, F., Dhar, S., Nichani, V., Srinivasan, C. et al., "A CFD study of an Electronic Hydraulic Power Steering Helical External Gear Pump: Model Development, Validation and Application," SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 9(1):2016, doi:10.4271/2016-01-1376.



شکل ۱۴- نوسانات فشار در خروجی و ورودی پمپ طی چرخش

همانطور که در شکل ۱۴ نشان داده شده است. نتایج حاکی از این است که دامنه ی نوسانات فشار در ورودی حدود 80 kPa و در خروجی 480 kPa می باشد.

۶-نتیجه گیری

در مطالعه ی حاضر حل عددی معادلات جریان به روش حجم محدود در نرم افزار PumpLinX صورت پذیرفته است. مقایسه ی نتایج با تست تجربی حاکی از اعتبار خوب حل عددی می باشد. در این مطالعه معادلات جرم، مومنتوم و کاویتاسیون مورد تحلیل قرار گرفته که در ادامه و بمنظور ادامه ی کار نسبت به این مطالعه می توان اثرات هندسه چرخنده نظیر عرض دندان و همچنین هندسه ی ورودی و خروجی را بر نوسانات فشار و بروز پدیده ی کاویتاسیون مورد ارزیابی قرار داد.