

## بررسی عددی و تجربی اثر هندسه چرخ متحرک بر عملکرد پمپ گریز از مرکز هنگام پمپاژ روغن

محمد حسن شجاعی فرد	استاد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت
مجتبی طحانی	دانشجوی دکتری دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت
میریویک احقاقی	استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز
مهدی بگلری	کارشناس ارشد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت
هادی فلاح	کارشناس ارشد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت
بهزاد سلیمیان ریزی	دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت

### چکیده

عملکرد پمپ های گریز از مرکز هنگام پمپاژ سیالات لزج به شدت افت پیدا می کند. این افت می تواند با تعویض چرخ متحرک اصلی پمپ گریز از مرکز بهبود پیدا کند. جایگزینی چرخ متحرک پمپ نسبت به تعویض کل پمپ بسیار مقرون به صرفه می باشد. در مطالعه پیش رو تأثیرات زاویه خروجی پره و پهنای پاساژ چرخ متحرک بر روی عملکرد پمپ گریز از مرکز هنگام انتقال یک روغن خاص، به صورت تجربی و عددی بررسی شده است. به کمک یک دستگاه تست پارامترهای عملکردی یک پمپ گریز از مرکز هنگام پمپاژ یک روغن صنعتی به عنوان یک سیال لزج اندازه گیری شده است. جریان سه بعدی در پمپ گریز از مرکز مشتمل بر هندسه اصلی و تغییرات کاربردی در هندسه آن به صورت عددی شبیه سازی شده است. برای گسسته سازی معادلات حاکم بر جریان از روش حجم محدود و برای حل از الگوریتم دقت بالا استفاده شده است. مدل آشفتگی مورد استفاده در شبیه سازی عددی  $k-\omega$  SST می باشد. نتایج عددی حاصله با نتایج تجربی مقایسه شده و تطابق قابل قبولی را ارائه می کنند. در نهایت، چرخ متحرک بهبود یافته پیشنهاد شده و نمودارهای عملکردی پمپ برای چرخ متحرک های مختلف نشان داده شده است.

کلمات کلیدی: دینامیک سیالات محاسباتی، سیال لزج، زاویه خروجی پره، پهنای پاساژ، پمپ گریز از مرکز

## Numerical and Experimental Investigation of Impeller Geometry Effect on the Centrifugal Pump Performance during Oil Pumping

M.H. Shojaeefard	Professor, School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology
M. Tahani	Ph.D.Student, School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology
M.B. Ehghaghi	Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz
M. Beglari	M.Sc., School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology
H. Fallah	M.Sc., School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology
B. Salimian Rizi	M.Sc. Student, School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology

### Abstract

Centrifugal pump performance severely drops during pumping viscous fluids. This reduction can be improved by altering the original impeller. Replacing the impeller of a pump is more cost effective in comparison to replacement of the whole of the pump. In the present study the effects of the blade outlet angle and width of impeller passage on the centrifugal pump performance when handling special oil has been investigated experimentally and numerically. The performance parameters of a centrifugal pump have been measured on a test rig when handling industrial oil as a viscous fluid. The three-dimensional flow in a centrifugal pump including original impeller and applied changes in geometry has been numerically simulated. The finite volume method has been used for the discretization of the governing equations, and the High Resolution algorithm has been employed to solve the equations. Also, the " $k-\omega$  SST" has been adopted as the turbulence model in the simulation. Numerical results have been compared with experimental results, and there is good agreement between these results. Finally, the improved impeller has been performed, and the performance diagrams of the pump have been demonstrated for impellers.

**Keywords:** Computational fluid dynamics, Viscous fluid, Blade outlet angle, Passage width, Centrifugal pump

## ۱- مقدمه

یکی از کاربردهای مهم پمپ‌های گریز از مرکز، انتقال سیالاتی با لزج زیاد نسبت به آب در خطوط انتقال صنایع نفت و پتروشیمی می‌باشد. از آنجایی که این سیالات دارای لزجت بیشتری نسبت به آب می‌باشند، اتلافات هیدرولیکی در داخل پمپ افزایش می‌یابد. افزایش اتلافات منجر به کاهش بازده، کاهش ارتفاع پمپاژ و افزایش توان مصرفی پمپ خواهد شد. لذا می‌توان با اصلاح هندسه چرخ متحرک پمپ گریز از مرکز، به عنوان جزء اصلی آن، این اتلافات را به حداقل رساند و در مصرف انرژی صرفه جویی نمود.

بدلیل پیچیدگی زیاد جریان و هندسه در پمپ‌های گریز از مرکز، بررسی کامل الگوی جریان هنوز دارای ناشناخته‌های فراوان است. مطالعه تجربی نیز برای نمونه‌های مختلف هندسه چرخ متحرک و حلزونی پره‌زین و وقتگیر می‌باشد، از اینرو بررسی عددی جریان از روش‌های مناسبی است که امروزه به منظور بررسی الگوی جریان و محاسبه تلفات مورد استفاده قرار می‌گیرد، در ضمن با استفاده از پیش‌بینی روش‌های عددی می‌توان تعداد آزمایشات تجربی را کاهش داد.

تحقیقات صورت گرفته بر روی پمپ‌های گریز از مرکز و یا در حالت خاص پمپ‌های گریز از مرکز روغن حدوداً از سال ۱۹۲۶ تاکنون ادامه داشته است [۲۱]. پیشگامان این عرصه جهت یافتن عملکرد پمپ‌های روغن گریز از مرکز بر حسب تابعی از لزجت روغن گام‌های مهمی را برداشته‌اند که نتایج حاصل از این تحقیقات جهت طراحی و انتخاب این پمپ‌ها به کار می‌رفت. امروزه به علت تغییر چشمگیر مدل‌های هیدرولیکی پمپ و ساختمان آنها نمی‌توان با دقت زیادی از این نتایج به دست آمده استفاده کرد.

اخیراً نیز محققانی بررسی‌های تجربی را بر روی پمپ‌های روغن گریز از مرکز انجام داده‌اند و اطلاعات جدیدی را در راستای عملکرد پمپ روغن گریز از مرکز جهت طراحی و انتخاب ارائه نموده‌اند [۳-۵]. در سال ۲۰۰۰ [۴]، لی، اثر تغییرات ناگهانی ارتفاع پمپاژ را در پمپ‌های روغن گریز از مرکز مورد بررسی قرار داد. این بررسی صرفاً به صورت تجربی می‌باشد. طبق این تحقیق در خروجی چرخ متحرک کمی لغزش وجود دارد که به علت لزجت سیال می‌باشد، لذا لزجت سیال نه تنها ضریب لغزش را تحت تأثیر قرار می‌دهد، بلکه سبب کاهش جریان در چرخ متحرک و حلزونی می‌گردد. در سال ۲۰۰۲ [۵]، لی، تعداد بهینه پره‌ها را برای چرخ متحرک زمانی که سیالات با لزجت-های مختلف می‌شوند به دست آورد. در سال ۲۰۰۳ [۶]، گوگایو، تحقیق مشابهی را برای شبیه‌سازی عددی جریان در یک پمپ گریز از مرکز و برای سیال آب انجام داد. در سال ۲۰۰۳ [۷]،

ویدوت زو و همکارانش، جریان سیال آب در چرخ گریز از مرکز را با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی بررسی کردند. در سال ۲۰۰۶ [۸]، کارگولی، اثرات وجود پره‌های جداشده در میدان جریان آب پمپ گریز از مرکز را بررسی کرد. در سال ۲۰۰۷ [۹]، چه آ، شبیه‌سازی عددی جریان آب در پمپ گریز از مرکز را در شرایط طراحی و شرایط خارج از طراحی انجام داد. در این تحقیق، وی از پمپ گریز از مرکز با شش پره استفاده کرد و معادلات سه بعدی ناویراستوکس را با مدل آشفتگی  $k - \epsilon$  استاندارد در نقطه کارکرد طرح و نقاط خارج از نقطه طرح به کار گرفت. در سال ۲۰۰۷ [۱۰ و ۱۱]، شجاعی فرد و همکاران، اثرات زاویه خروجی جریان از چرخ را هنگام انتقال روغن مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند که افزایش زاویه خروجی پره راهکاری جهت افزایش راندمان پمپ می‌باشد. در سال ۲۰۰۸ [۱۲]، کلیموسکی، محدوده زاویه خروجی پره چرخ پمپ را به دست آورد، که منجر به کاهش اتلافات هیدرولیکی در دیفیوزر شد. در سال ۲۰۰۹ [۱۳]، جان آناگ نوستوپولوس، روش عددی سریع برای آنالیز جریان و طراحی پره در چرخ گریز از مرکز را ارائه کرد. در این تحقیق روش عددی برای جریان دوبعدی و آشفته را در پروانه پمپ گریز از مرکز توسعه دادند.

همانطور که بیان شد، تحقیقات صورت گرفته تاکنون بیشتر برای پمپ گریز از مرکز هنگام پمپاژ آب می‌باشد. بدیهی است که هرگونه تغییر در خواص فیزیکی مایع مورد انتقال موجب تغییر در رفتار پمپ می‌گردد، لذا چگونگی تأثیر آنها در مشخصه‌های پمپ باید مورد توجه قرار گیرد.

با توجه به بررسی مطالعات صورت گرفته پارامترهای مؤثر بر عملکرد پمپ گریز از مرکز هنگام انتقال سیالاتی با لزجت زیاد مانند روغن‌های صنعتی، زاویه خروجی پره و پهنای پاساژ پره می‌باشد. لذا در این پژوهش به کمک تست تجربی و مدل‌سازی عددی به بررسی اثرات همزمان دو پارامتر هندسی زاویه خروجی و پهنای پاساژ بر روی عملکرد پمپ گریز از مرکز هنگام انتقال روغن پرداخته شده است. روشهای مختلف به کار گرفته شده ایده جایگزینی چرخ مناسب با لزجت را تأیید نموده و امکان به کارگیری یک پمپ برای پمپاژ چند سیال را به کمک چرخ‌های متحرک مختلف فراهم می‌سازد. که خود باعث کاهش هزینه‌های مربوط به انتقال سیالات با لزجت زیاد خواهد شد.

## ۲- مشخصات هندسه پمپ گریز از مرکز و سیال عامل

در این مطالعه به منظور بررسی عددی و تجربی میدان جریان پمپ گریز از مرکز، از هندسه پمپ ۲۰۰-۶۵ شرکت پمپیران که پمپی یک محوره با حلزونی بدون پره می‌باشد

جدول ۱- مشخصات هندسی پره ها و نامگذاری آنها

F	E	D	C	B	A	نماد(واحد)	مشخصه پره
۴۲	۳۴	۴۲	۳۴	۴۲	۳۴	$b_1$ (mm)	پهنای گذرگاه ورودی
۲۱	۱۷	۲۱	۱۷	۲۱	۱۷	$b_2$ (mm)	پهنای گذرگاه خروجی
۳۲,۵	۳۰	۲۷,۵	۳۲,۵	۳۰	۲۷,۵	$\beta_2$ (°)	زاویه خروجی پره
۶	۶	۶	۶	۶	۶	Z	تعداد پره ها
۳,۵	۳,۵	۳,۵	۳,۵	۳,۵	۳,۵	$e_1 = e_2$ (mm)	ضخامت متوسط پره

در این تحلیل تعریف هندسه کامل شامل سه بخش حلزونی و چرخ متحرک و لوله خروجی است که به منظور تحلیل کل پمپ به یکدیگر پیوند داده می شوند.

سیال مورد استفاده در شبیه سازی عددی و تست تجربی، روغنی با چگالی  $875 \text{ kg/m}^3$  و لزجت سینماتیکی  $43 \text{ mm}^2/\text{s}$  در دمای  $25^\circ \text{C}$  می باشد.

### ۳- تشریح روش عددی

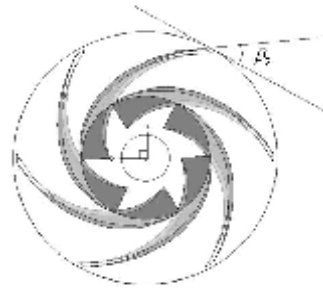
در این قسمت شبیه سازی عددی جریان سه بعدی در پمپ گریز از مرکز با شرایط کارکرد واقعی تشریح شده است. روند بررسی شامل بخش های تعریف هندسه و تولید شبکه (پیش پردازش)، گسسته سازی معادلات حاکم و تحلیل آنها(پردازش) و ارائه نتایج به صورت دیاگرام و سطوح همتراز (پس پردازش) می باشد.

#### ۳-۱- تولید شبکه

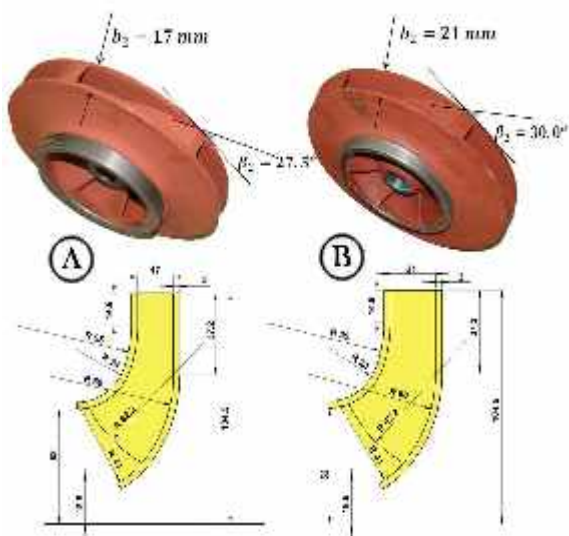
جهت تطابق هر چه بیشتر هندسه با قلمرو محاسباتی، در نزدیک دیواره ها شبکه بندی لایه مرزی از نوع سازمان یافته<sup>۱</sup> به کار گرفته شده است و در نواحی دور از دیواره از شبکه بندی بی سازمان استفاده شده است تا هندسه پیچیده را به صورت صحیح پوشش دهد. در تولید شبکه بندی بی سازمان های شش وجهی، هرمی و گوه ای در موقعیت های مناسب استفاده شده است که در شکل ۳ نشان داده شده است. همانگونه که در شکل ۳ مشاهده می شود میدان حل شامل حلزونی و چرخ متحرک و مجرای توسعه یافته به اندازه طول توسعه یافتگی در خروجی حلزونی است.

استفاده شده است. در شکل های ۱ و ۲ هندسه چرخ متحرک، زاویه خروجی پره پمپ گریز از مرکز مذکور و صفحه نصف النهاری در دو پهنای پاساژ مختلف نشان داده شده است. تغییرات اعمالی در پره روی زاویه خروجی  $\beta_2$  و پهنای گذرگاه خروجی  $b_2$  می باشد. همانطوری که در شکل ۲ مشخص است در صفحه نصف النهاری می توان پهنای گذرگاه چرخ متحرک را تغییر داد، که تغییرات اعمال شده در هندسه اصلی با زاویه خروجی  $27.5^\circ$  درجه و پهنای گذرگاه  $17$  میلی متر در جدول ۱ ارائه شده است. برای تغییر پهنای گذرگاه فاصله صفحه عقبی و جلویی را در صفحه نصف النهاری را افزایش می دهیم. لازم به ذکر است که تغییرات در زاویه خروجی پره بدون اعمال تغییرات در زاویه ورودی آن می باشد.

شش چرخ متحرک ذکر شده در جدول ۱ برای مطالعه عددی استفاده شده اند اما با توجه به نتایج حل عددی تنها پره های نوع A, B و C ساخته شده و مورد تست تجربی قرار گرفته اند که نتایج آنها با نتایج حل عددی مقایسه شده اند.



شکل ۱- نمای چرخ متحرک مدل سازی شده



شکل ۲- صفحه نصف النهاری در دو پهنای گذرگاه مختلف

<sup>1</sup>. Structured Mesh

### ۳-۳- چارچوب مرجع چرخان

تحلیل جریان در پمپ گریز از مرکز به علت حرکت چرخشی منجر به بررسی دو نوع جریان غیر دائم و دائم می‌شود. اگر حلزونی دارای پره‌های ساکن (دیفیوزر) باشد، به علت حرکت تناوبی پره‌ها و تقابل بین پره‌های چرخ متحرک و پره‌های دیفیوزر جریان نسبت به چارچوب مرجع خارجی ساکن، از نوع غیردائم می‌باشد. ولی زمانیکه دیفیوزر، پره‌های ساکن نداشته باشد می‌توان با تعریف یک مرجع چرخان، جریان را به صورت دائم بررسی کرد.

هنگامی که معادلات حرکت ناویر-استوکس در یک چارچوب مرجع چرخان حل می‌شوند، شتاب سیال توسط یک عبارت اضافی در معادلات اندازه حرکت ظاهر می‌شود که در رابطه (۳) نشان داده شد [۱۵].

### ۳-۴- مدل آشفتگی

در این مطالعه جهت بررسی عددی جریان داخل پمپ گریز از مرکز از مدل آشفتگی دو معادله ای استفاده شده است. جهت تشریح و نحوه انتخاب مدل آشفتگی ابتدا دو مدل رایج و پرکاربرد معرفی و سپس با مقایسه آنها مدل SST ارائه می‌شود.

#### ۳-۴-۱- مدل آشفتگی $k - \epsilon$

مدل آشفتگی  $k - \epsilon$  مدل رایج در اکثر کارهای عددی می‌باشد که یک مدل دو معادله‌ای است که یک معادله برای انرژی جنبشی و یک معادله برای نرخ اتلاف انرژی می‌باشد. معادلات حاکم بر این مدل به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j k) = P_k - \rho \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j \epsilon) = c_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P_k - c_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \quad (6)$$

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (7)$$

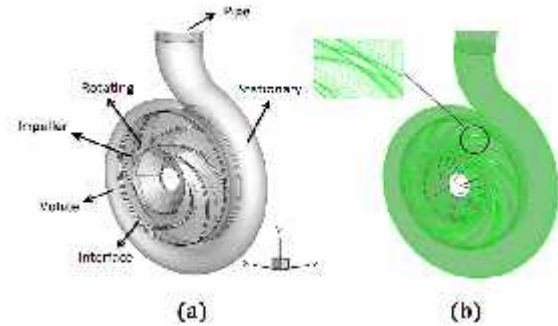
$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \quad (8)$$

#### ۳-۴-۲- مدل آشفتگی $k-\omega$

کاربرد این مدل در تحلیل جریان‌های آشفته بسیار معمول بوده و معادلات حاکم به شرح زیر است:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j k) = P_k - C_\mu \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j \omega) = \frac{\gamma}{\mu_t} P_k - \beta' \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (10)$$



شکل ۳- نمای کلی پمپ گریز از مرکز مدل و شبکه مورد استفاده برای تحلیل جریان

### ۳-۲- معادلات حاکم

در متوسط گیری جریانهای تراکم ناپذیر حالت دائمی، معادلات بقا را می‌توان بر اساس مقادیر متوسط رینولدزی یا متوسط گیری زمانی حل کرد که متداول ترین روش در مدلسازی جریانهای آشفته روش متوسط گیری زمانی است. با استفاده از این روش، برای جریانهای تراکم ناپذیر، شکل کلی معادلات حاکم را می‌توان به صورت روابط (۱) تا (۴) بیان نمود. در این معادلات اثر عبارتهای ناشی از دوران جریان شامل نیروهای کریولیس<sup>۱</sup> و گریز از مرکز را نیز می‌توان به کمک اضافه نمودن عبارت چشمه به معادلات ممنتوم، مدلسازی کرد [۱۴]. چون سیال پمپ شده تراکم ناپذیر است و جریان حالت دائمی دارد، لذا معادله پیوستگی به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

همچنین معادله بقای مومنتوم به همراه تعریف جمله چشمه و تنش برشی متوسط به صورت رابطه (۲) در می‌آید:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j) + S_{u_i} \quad (2)$$

که در آن جمله چشمه شامل عبارت های ناشی از نیروهای گریز از مرکز و کریولیس به صورت معادله ی (۳) می‌باشد و تنش برشی متوسط از رابطه (۴) حاصل می‌گردد:

$$S_{u_i} = -\rho [2\bar{\Omega} \times \bar{U} + \bar{\Omega} \times (\bar{\Omega} \times \bar{r})] \quad (3)$$

$$\bar{\tau}_{ij} = -\mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

به منظور استفاده از تراکم شبکه در نزدیکی دیواره های صلب، تابع قانون دیواره به معادلات مدل آشفتگی اعمال می‌شود. این تابع به گونه‌ای انتخاب می‌شود که تمامی نقاط شبکه بیرون از زیر لایه لزج قرار گیرند.

<sup>۱</sup>. Coriolis

کرد. اما نوع برخورد با معادلات به صورت حجم محدود است [۱۵]. همانگونه که در معادلات زیر ارائه می‌شود، روش حجم محدود با انتگرال گیری از معادلات بر روی یک حجم کنترل انتخابی به کمک تئوری گوسی پیاده سازی می‌شود. در این روش فضای محاسباتی به المانهای کوچک تقسیم شده و سطوح حجم کنترل بر روی صفحه میانی هر یک از المانها تعریف می‌شود. در این حالت برای هر یک از المانهای شبکه، یک حجم کنترل شکل می‌گیرد، که مرزهای آن در مختصات دو بعدی، با هشت خط در فضای سه بعدی، به کمک ۲۴ صفحه چهار ضلعی تعریف می‌گردد. سپس معادلات انتگرال گیری شده به صورت مجزا به هر یک از این حجمهای کنترل اعمال می‌شود، و انتگرال گیری سطحی در نقاط انتگرال گیری<sup>۳</sup> به حالت گسسته تبدیل می‌شود. در مختصات سه بعدی المان شار شامل دوازده صفحه انتگرال گیری است که در هر کدام یک نقطه انتگرال گیری وجود دارد. شارهای سطوح بصورت مجزا در نقاط انتگرال گیری ارائه می‌شود، که در انتها شکل گسسته شده معادلات به شکل زیر ارائه می‌گردد.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dv + \int_S \rho u_j n_j = 0 \quad (16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho u_i dv + \int_S \rho u_i u_j n_j = - \int_S P d\eta + \int_S \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) n_j + \int_V S_{ij} dv \quad (17)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dv + \int_S \rho u_j \phi n_j = \int_S \Gamma \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) n_j + \int_S \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) n_j + \int_V S_{\phi} dv \quad (18)$$

در این حل عددی تمامی مؤلفه‌های برداری سرعت برای سطوح در مختصات دکارتی محاسبه می‌شود و تمامی شارهای جریان در نقاط انتگرال گیری بدست می‌آیند. نقاط انتگرال گیری برای هر یک از حجمها در اشتراک با حجمهای مجاور قرار داشته و شار خروجی هر یک از حجمهای کنترل با مقدار شار وارده به حجم مجاور برابر است. از این طریق قوانین بقاء به شرح ذیل برای معادلات کاملاً ارضا می‌شود که از نقاط قوت این روش عددی است.

$$\rho V \left( \frac{\rho - \rho^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (19)$$

$$\rho V \left( \frac{u_i - u_i^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (u_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left( \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{S}_{ij} V \quad (20)$$

$$\rho V \left( \frac{\phi - \phi^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \phi_{ip} = \sum_{ip} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{S}_{\phi} V \quad (21)$$

$$\mu_t = \rho c_{\mu} \frac{\kappa^2}{\omega} \quad (11)$$

$$P_k = \mu_t \phi \quad (12)$$

### ۳-۴-۳- مدل آشفتگی SST

مدل آشفتگی SST دارای مزایای هر دو مدل آشفتگی  $k - \omega$  و  $k - \epsilon$  می‌باشد. این مدل ابتدا جمله تولید انرژی در معادله انتقالی انرژی جنبشی را اصلاح می‌کند. در مدل SST معادله‌ی (۱۲) با عبارت زیر جایگزین می‌شود:

$$P_k = \min(\mu_t \phi, C_{lmt} \epsilon) \quad (13)$$

در حالت عادی مقدار  $C_{lmt}$  برابر  $10^{15}$  در نظر گرفته می‌شود. در واقع معادله (۱۳) همان معادله (۱۲) است که مدل SST مقدار مناسب را با توجه به ناحیه مورد نظر انتخاب می‌کند. علاوه بر این در مدل SST جمله جدیدی برای اتلافات در معادله ظاهر می‌شود که به صورت معادله (۱۴) است.

$$\frac{(1 - F_1) 2 \rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \left[ \frac{\partial k}{\partial x} \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial k}{\partial y} \frac{\partial \omega}{\partial y} + \frac{\partial k}{\partial z} \frac{\partial \omega}{\partial z} \right] \quad (14)$$

در معادله (۱۴)،  $F_1$  تابع اختلاط در نزدیکی سطح دیواره است که در نواحی دور از دیواره صفر می‌باشد. مقدار تابع اختلاط توسط منتر [۱۵] آورده شده است.

به کمک مقدار  $F_1$  مدل SST به طور اتوماتیک از مدل  $k - \omega$  در نواحی نزدیک دیواره و از مدل  $k - \epsilon$  در نواحی دور از دیواره استفاده می‌کند.

کلید ضرایب موجود در مدل SST بر حسب تابعی از  $F_1$  محاسبه می‌شوند که

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (15)$$

$\phi$  ضریب اصلی مدل SST است و  $\phi_1$  از مدل  $k - \omega$  و  $\phi_2$  از مدل  $k - \epsilon$  محاسبه می‌شوند.

با توجه به توضیحات فوق و مطالعات انجام شده روی دو مدل  $k - \epsilon$  و  $k - \omega$  نتیجه گیری می‌شود که جریان در نزدیکی دیواره را با مدل SST،  $k - \omega$  می‌توان با دقت بالا بررسی کرد و نتایج حاصله دقت بهتری از مدل‌های سازنده آن دارند.

### ۳-۵- گسسته سازی معادلات و روش حل

در حل عددی توسعه یافته از روش حجم محدود<sup>۱</sup> برای گسسته‌سازی معادلات استفاده شده است، اما تحلیل هندسه بر پایه روش المان محدود<sup>۲</sup> بنا شده است. به گونه‌ای که در این حل، از روش المان محدود در برخورد با هندسه استفاده می‌شود، لذا می‌توان از انعطاف پذیری هندسی روش المان محدود استفاده

۱. Finite volume

۲. Finite element

۳. Integration point

### ۳-۷- تحلیل عدم وابستگی نتایج به شبکه‌بندی

تعداد شبکه بهینه برای کاهش زمان حجم محاسبات و دقت کافی در نتایج مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین فشار خروجی برای شرایط ورودی در بهترین نقطه عملکرد به عنوان پارامتر ارزیابی تأثیر اندازه شبکه بر روی حل استفاده شده است. در نهایت کمترین تعداد شبکه مستقل که به ازای آن فشار خروجی با تغییر قابل چشم پوشی به دست می‌آید، محاسبه شده است. جدول ۲ تعداد شبکه‌های مستقل را برای پمپ گریز از مرکز برای پمپاژ سیالات لزج در زاویه خروجی ۲۷/۵ درجه و پهناى گذرگاه ۱۷ میلیمتر نشان می‌دهد.

جدول ۲- تعداد المان‌های مستقل

تعداد المان‌ها	فشار خروجی (Pa)
۱۸۴۲۴۸۲	۱۸۰۱۶۹
۲۱۷۳۶۰۴	۱۷۸۸۸۸
۳۲۷۷۲۲۶	۱۷۸۲۶۱

همانطور که مشاهده می‌شود با توجه به جدول فوق در تعداد المان ۳۲۷۷۲۲۶ تغییرات زیادی در فشار خروجی حاصل نمی‌شود. تعداد المان‌ها شامل مجموع المان‌ها در چرخ متحرک، حلزونی و لوله خروجی می‌باشد.

### ۴- تشریح روش تجربی

برای به دست آوردن عملکرد پمپ گریز از مرکز از مدار تستی مطابق شکل ۴ استفاده شده است. این مدار به گونه‌ای طراحی شده است که روغن توسط پمپ از مخزن مکش، مکیده شده و به مخزن رانش پمپاژ شود. در داخل مخزن مکش برای اینکه جریان با کمترین اغتشاش وارد پمپ شود از موج گیرهایی استفاده شده است. در لوله رانش پمپ، یک عدد شیر پروانه‌ای برای تنظیم دبی پمپ قرار داده شده است. برای اندازه‌گیری دبی شیر خروجی مخزن تخلیه بسته شده و زمان لازم برای افزایش ارتفاع خاصی از مخزن تخلیه اندازه گرفته می‌شود، به این ترتیب دبی پمپ محاسبه می‌شود. با تنظیم شیر رانش برای دبی‌های مختلف و اندازه‌گیری دبی و فشارهای مکش و رانش و نیز توان ورودی به پمپ می‌توان منحنی‌های عملکرد آن را به دست آورد.

که در آن دبی جرمی از رابطه زیر حاصل می‌گردد:

$$\dot{m}_{ip} = (\rho u_j \Delta n_j)_o^o \quad (22)$$

جملات نفوذ<sup>۱</sup> به کمک توابع وزنی روش المان محدود محاسبه می‌شود و در معادلات ممنتوم انتگرال سطح عبارتهای گرادین فشار، در نقاط انتگرال‌گیری مشخص می‌شود. عبارتهای جابجایی با روش SUDS<sup>۲</sup> مورد تحلیل قرار گرفته اند که در این روش جملات جابجایی<sup>۳</sup> با جهت جریان همراستا می‌شوند. در این مطالعه الگوریتم High Resolution توانایی بالای خود را در حل معادلات دیفرانسیل کوپل با مراتب مختلف از خود نشان داده است. به گونه‌ای که برای معادلات پیوستگی و جابجایی مومنوم از مرتبه دوم و برای معادلات مرتبط با مدل آشفتگی از مرتبه اول طرح اختلاف بالادست استفاده شده است. ضمناً، مدل آشفتگی به کار گرفته شده قابلیت تغییر قوانین را برحسب فاصله و اثر لزجت از خود نشان داده و در نتیجه برای مورد مذکور جوابهای بسیار مناسبی را به دست می‌دهد. همچنین در این حل عددی از حلگر کوپل شده استفاده شده است به طوری که معادلات هیدرودینامیکی (u,v,w,p) را در یک سیستم حل می‌شوند.

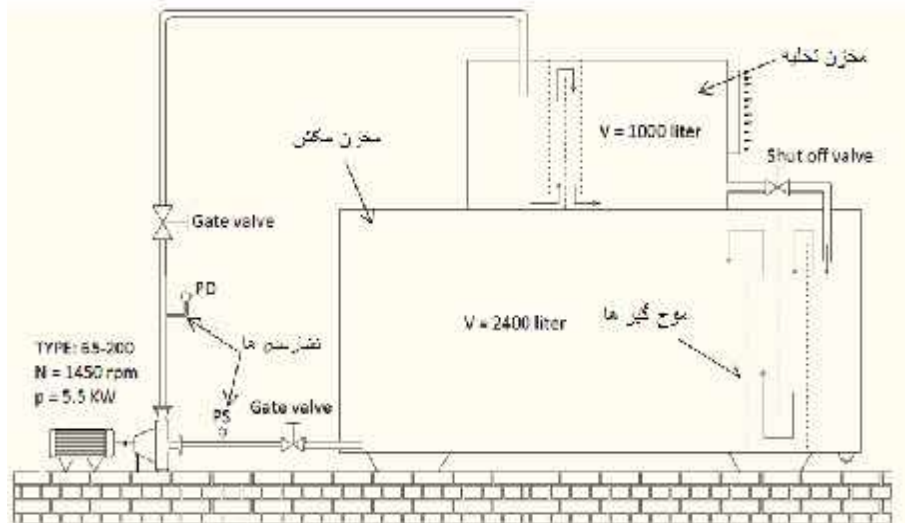
### ۳-۶- شرایط مرزی

در مرز ورودی به پمپ (ورود به چرخ متحرک) فشاراستاتیکی مخزن مشخص می‌شود. با توجه به اینکه جریان ورودی به پمپ از مخزن مکش با حجم بالا صورت می‌گیرد که جریان آن قبلاً توسط سپرهای آرام شده است، شدت آشفتگی به طور متوسط ۵٪ در نظر گرفته می‌شود که با توجه به سیستم موجود و مشاهده جریان در ورودی پمپ به صورت کاملاً تجربی انتخاب شده است. در صفحه خروجی لوله متصل به حلزونی دبی جرمی یا سرعت خروجی تعریف می‌شود. همچنین پره چرخ متحرک و بخش دوار در مختصات دوار و حلزونی و لوله متصل به آن در مختصات ثابت مدل می‌شوند. با توجه به اینکه در این تحلیل کل پمپ مدل می‌گردد، در مرزهای جامد که شامل بدنه، پره چرخ متحرک و حلزونی می‌باشد شرط عدم لغزش با زبری نسبی 100 μm اعمال می‌گردد که این مقدار زبری در تنش‌های رینولدز و عبارتهای تنش برشی در معادلات حاصل می‌شود. در ناحیه برخورد بین بخش‌های ثابت و دوار سرعت مماسی متوسط بین این دو بخش با حل همزمان این دو ناحیه تعیین می‌شود.

<sup>1</sup>. Diffusion terms

<sup>2</sup>. Skew upwind differencing schemes

<sup>3</sup>. Advection terms



شکل ۴- طرحواره مدار تست عملکرد پمپ

#### ۴-۱- محاسبات مربوط به اندازه گیری دبی حجمی جریان

برای اندازه گیری دبی شیر خروجی مخزن تخلیه بسته شده و افزایش ارتفاع مخزن و زمان لازم برای افزایش ارتفاع اندازه گیری می شود. دبی با توجه به رابطه زیر محاسبه می شود.

$$Q = \frac{A \cdot \Delta h}{t} \quad (23)$$

که در آن  $A$  سطح مقطع،  $h$  ارتفاع مخزن و  $t$  زمان پر شدن مخزن می باشد.

#### ۴-۲- محاسبات مربوط به اندازه گیری هد پمپ

ارتفاع پمپاژ پمپ طبق رابطه برنولی بین فشارسنج های مکش و رانش و به صورت زیر محاسبه می شود. قابل ذکر است که قطر لوله مکش و رانش باهم برابر است و رابطه برنولی ساده شده نشان داده شده است.

$$H = \left( \frac{P_d - P_s}{\gamma} \right) + Z_2 - Z_1 + H_l \quad (24)$$

در این رابطه  $Z$  ارتفاع سیال در ورودی و خروجی و  $p$  فشار اندازه گیری شده در سمت مکش و رانش پمپ است.  $H_l$  افت ارتفاع پمپاژ در لوله خروجی است و از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$H_l = f \frac{L_2 V_2^2}{d_2 2g} \quad (25)$$

$V$  سرعت جریان بوده و از تقسیم دبی پمپ بر سطح مقطع لوله قابل محاسبه بوده و ضریب اصطکاک با توجه به عدد رینولدز و

زبری نسبی لوله محاسبه می شود. ضمناً، از افت ارتفاع پمپاژ در لوله ورودی به پمپ به دلیل کوتاه بودن مسیر از آن صرف نظر شده است.

#### ۴-۳- محاسبات مربوط به اندازه گیری بازده

توان ورودی به پمپ از طریق اندازه گیری توان الکتریکی ورودی به الکتروموتور اندازه گرفته می شود. به این ترتیب که توان ورودی الکترومتر توسط یک عدد وات متر اندازه گیری شده و در بازده الکتروموتور که برای الکتروموتور موجود در این آزمایش برابر  $0.83$  است، ضرب می شود، به این ترتیب توان مصرفی پمپ به دست می آید.

$$P_{in, pump} = P_{out, elec} = \eta_{elec} \times P_{in, elec} \quad (26)$$

با به دست آوردن توان ورودی به پمپ می توان بازده را طبق رابطه زیر به دست آورد

$$\eta = \frac{P_{out, pump}}{P_{in, pump}} = \frac{\gamma Q H}{P_{in, pump}} \quad (27)$$

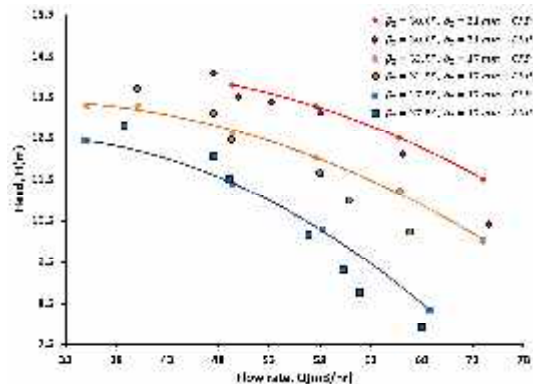
در رابطه فوق  $H$  ارتفاع پمپاژ،  $Q$  دبی حجمی،  $P$  می توان مصرفی و  $\gamma$  وزن مخصوص سیال است. با استفاده از ابزارهای اندازه گیری موجود و روابط فوق برای دبی، ارتفاع پمپاژ، بازده و توان مصرفی بیشترین درصد عدم قطعیت به ترتیب برابر با  $1.01\%$ ،  $2.4\%$ ،  $3.2\%$  و  $1.15\%$  محاسبه شده است که نشان دهنده دقت مناسب روش تجربی می باشد.

#### ۵- بررسی نتایج

##### ۵-۱- منحنی ارتفاع پمپاژ - دبی حاصل از حل عددی

جدول ۳- مقایسه نتایج عددی و تجربی

درصد خطا (%)	ارتفاع پمپاژ تجربی m	ارتفاع پمپاژ عددی m	دبی حجمی m <sup>3</sup> /hr	پهنای گذرگاه زاویه خروجی			
				mm	deg ree		
۷,۳۷	۱۳,۴۲	۱۲,۴۳	۳۴,۹۱	۱۷	۲۷,۵		
						۴,۴۶	۱۱,۹۱
						۱,۲۶	۱۰,۴۰
						۳,۰۱	۸,۰۸
۴,۴۵	۱۳,۹۱	۱۳,۲۹	۳۵,۰۴	۱۷	۳۲,۵		
						۰,۶۰	۱۳,۲۰
						۳,۴۵	۱۲,۱۵
						۱,۲۲	۱۱,۴۴
۰,۳۶	۱۳,۸۴	۱۳,۷۹	۴۹,۳۷	۲۱	۳۰		
						۲,۰۲	۱۳,۰۰
						۳,۹۱	۱۲,۰۱
						۵,۸۹	۱۰,۸۵
درصد خطای متوسط (%)					۳,۱۶		



شکل ۶- مقایسه منحنی ارتفاع پمپاژ -دبی عددی و تجربی

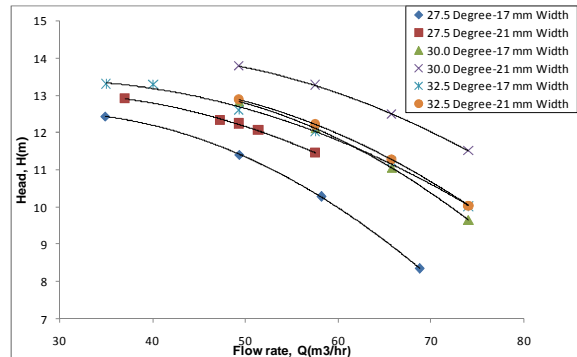
۳-۵- سطوح همتراز فشار استاتیک

سطوح همتراز فشار استاتیک یکی از مهمترین ابزارها جهت بررسی بررسی صحت نتایج عددی با نتایج حاصل از تست می-باشد. از طرفی وقتی که پمپ گریز از مرکز سیال با لزجت بالا را پمپ میکند، به علت افزایش افت‌های هیدرولیکی و اصطکاک پوسته‌ای، ارتفاع پمپاژ در مقایسه با آب کاهش می‌یابد. لذا سطوح همتراز فشار استاتیک نیز باید بیانگر این مطلب باشند. شکل ۷ سطوح همتراز فشار استاتیک سیال روغن در شرایط کاری بهترین بازده را برای هندسه های مختلف چرخ متحرک نشان میدهد. همانطور که مشاهده می‌شود چرخ متحرک با زاویه ۳۰ درجه و پهنای گذرگاه ۲۱ میلی‌متر دارای بیشترین فشار خروجی می‌باشد.

برای به دست آوردن منحنی ارتفاع پمپاژ - دبی پمپ‌های گریز از مرکز در حالت جریان دائمی و آشفته و سیال تراکم‌ناپذیر در شرایط کاری مختلف یعنی بارکم (PL)، نقطه بهترین بازده (BEP) و بار بالا (OL) مقادیر فشار کل در ورودی و خروجی هندسه شبیه سازی شده به دست آمده و با استفاده از رابطه (۲۸) مقدار ارتفاع پمپاژ محاسبه می‌شود:

$$H = \frac{P_{t2} - P_{t1}}{\rho g} \quad (28)$$

منحنی ارتفاع پمپاژ -دبی حاصل از حل عددی برای پمپاژ سیالات لزج در شکل ۵ نشان داده شده است. نتایج عددی نشان می‌دهد که پمپ گریز از مرکز با زاویه خروجی پره ۳۰ درجه و پهنای پاساژ ۲۱ میلی‌متر چرخ متحرک دارای بیشترین هد در پمپاژ روغن می‌باشد. لذا پمپ مورد نظر ساخته شده و نتایج آن مورد مقایسه قرار گرفته است.



شکل ۵- منحنی ارتفاع پمپاژ -دبی پمپ گریز از مرکز در هندسه های متفاوت

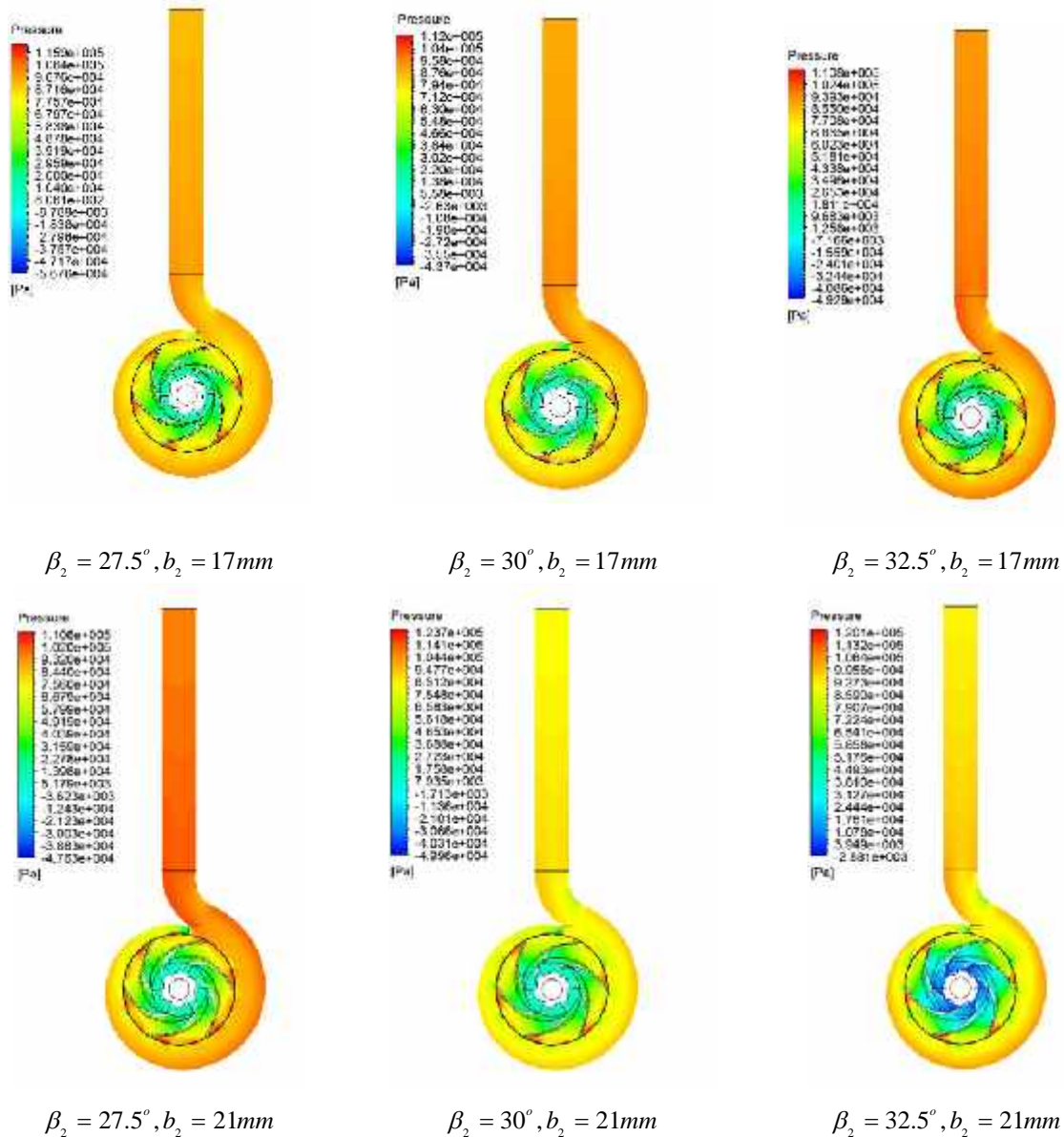
۲-۵- مقایسه نتایج عددی و تجربی

به علت محدودیت‌های آزمایشگاهی نتایج تجربی صرفاً برای روغن در سه نوع چرخ متحرک با زاویه خروجی پره ۲۷,۵ درجه در پهنای گذرگاه ۱۷ میلی‌متر، زاویه خروجی پره ۳۲,۵ درجه در پهنای گذرگاه ۱۷ میلی‌متر و زاویه خروجی ۳۰ درجه در پهنای پاساژ ۲۱ میلی‌متر مورد انجام گرفته است. با وجود همین تعداد آزمایش می‌توان صحت شبیه‌سازی عددی را برای زوایای دیگر با سیالات مختلف انجام داد و نتایج حاصل را بدون انجام آزمایش پذیرفت.

جدول ۳ و شکل ۶ مقایسه نتایج عددی و تجربی منحنی ارتفاع

پمپاژ - دبی و میزان خطای محاسبه شده را هنگام پمپاژ روغن برای پمپ گریز از مرکز ارائه می‌دهند. طبق این جدول، نتایج عددی و تجربی مطابقت مطلوبی را دارا می‌باشند.



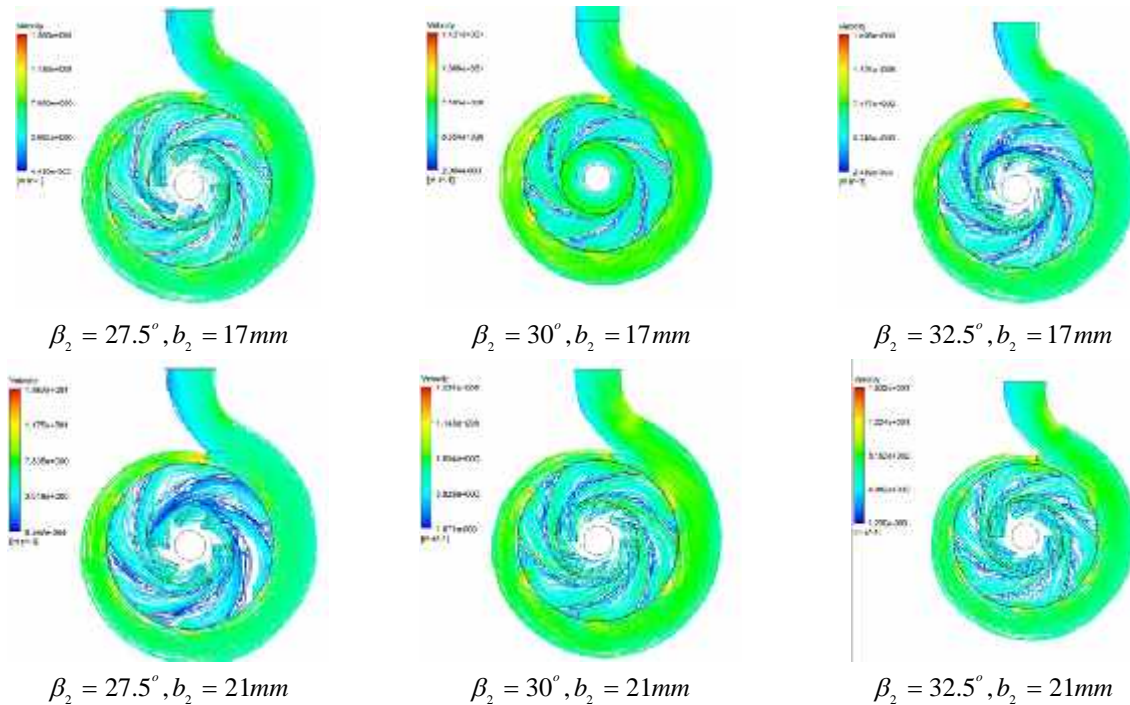


شکل ۷- سطوح همتراز فشار استاتیک برای هندسه های مختلف در نقطه بهترین بازده

#### ۵-۴- بررسی جریان در چرخ متحرک

برای شرایط کاری بهترین بازده را نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود در زاویه خروجی ۳۰ درجه با پهنای گذرگاه ۲۱ میلی‌متر جریان یکنواخت و گردابه‌های کمتری وجود دارد.

بهبود عملکرد را می‌توان در جدایش جریان در گذرگاه چرخ متحرک جستجو کرد. شکل ۸ خطوط جریان سه بعدی را در شبیه‌سازی‌های عددی انجام شده در هندسه های مختلف



شکل ۸- خطوط جریان برای هندسه های مختلف در نقطه بهترین بازده

۶- نتیجه گیری

با توجه به مقایسه عملکرد پمپ گریز از مرکز برای پره های مختلف هنگام انتقال روغن نتایج زیر به دست می آید:

- ✓ روشهای عددی و تجربی به کار گرفته شده ایده جایگزینی چرخ مناسب با لزجت را تأیید نموده و امکان به کارگیری یک پمپ برای پمپاژ چند سیال را به کمک چرخ های متحرک مختلف فراهم می سازد. این امر باعث کاهش هزینه های مربوط به انتقال سیالات با لزجت زیاد می شود.
- ✓ روش عددی با نتایج تجربی مطابقت خوبی نشان داده و ایده نوین به کار گرفته شده در پمپاژ روغن موجب بهبود عملکرد پمپ در نوع B به شرح زیر شده است:

کاهش توان مصرفی پمپ به میزان ۸٫۶٪

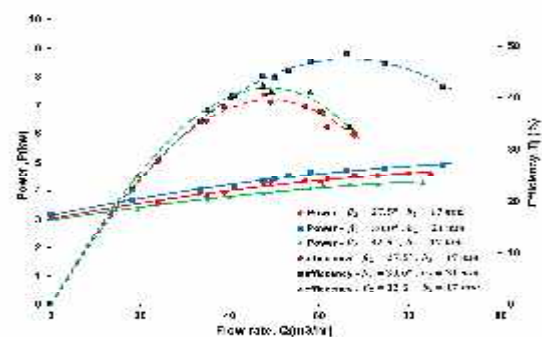
افزایش بازده پمپ به میزان ۸٫۱٪

افزایش ارتفاع پمپاژ تولیدی به میزان ۱۲٫۷٪

- ✓ ملاحظه می شود که با افزایش زاویه خروجی پره به ۳۲٫۵ درجه، بازده در تمام دبی های کاری پمپ گریز از مرکز نسبت به پره اصلی افزایش می یابد، ولی با افزایش زاویه خروجی پره به ۳۰ درجه و افزایش پهنای پاساژ به ۲۱mm، بازده در بار کم کاهش یافته و در دبی بازده بهینه و بار زیاد بیشترین بازده را نسبت به پره های دیگر خواهد داشت. بهبود عملکرد

۵-۵- منحنی های توان مصرفی و راندمان بر حسب دبی

در شکل ۹ منحنی های توان مصرفی و بازده پمپ گریز از مرکز بر حسب دبی حجمی هنگام انتقال روغن نشان داده شده است. این نتایج نشان می دهد که هرچند توان مصرفی پمپ با زاویه خروجی ۳۰ درجه و پهنای گذرگاه ۲۱ میلیمتر افزایش یافته است اما به دلیل افزایش همزمان ارتفاع پمپاژ آن، بازده پمپ در این حالت به خصوص در نواحی بهترین بازده و بار زیاد بیشتر از سایر چرخ ها می باشد. دلیل این اتفاق کاهش اتلافات اصطکاکی و مقاومت هیدرولیکی سیال با افزایش زاویه خروجی و پهنای گذرگاه به طور همزمان می باشد.



شکل ۹- منحنی های توان مصرفی و بازده بر حسب دبی مصرفی برای چرخ های مختلف هنگام پمپاژ روغن

- [11] Shojaeefard, M. H., Ehghaghi, M. B. & Boyaghchi, F. A. Year. "Studies on the influence of various blade outlet angles in a centrifugal pump when handling viscous". American Journal of Applied Sciences 4 (9), pp. 718-724, 2007 .
- [12] V. Grapsas V., Stamatelos F., Anagnostopoulos J. and Papantonis D., "Numerical study and optimal blade design of a centrifugal pump by evolutionary algorithms", 12 Intl. Conference on Knowledge-Based and Intelligent Information & Engineering Systems, KES2008, Zagreb, Croatia, September 3-5, 2008.
- [13] Klimovskii, K. K. "Improving the efficiency of a centrifugal pump", Thermal Engineering (English translation of Teploenergetika), Vol.55, pp. 253-254, 2008.
- [14] Anagnostopoulos, J. S., "A fast numerical method for flow analysis and blade design in centrifugal pump impellers". Computers & Fluids, 38, 284-289, 2009.
- [15] Asuaje, M., Bakir, F., Kouidri, S., Kenyery, F., and Rey, R., "Numerical modelization of the flow in centrifugal pump: volute influence in velocity and pressure fields", International Journal of Rotating Machinery, Vol. 3, pp. 244-255, 2005.
- [16] Menter, F. R., "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications". AIAA journal, 32, 1598-1605, 1994.

پمپ به علت کاهش مقاومت هیدرولیکی به وسیله افزایش پهنای گذرگاه و کاهش اثرات گردابه‌های خروجی با تغییر زاویه خروجی پره رخ داده است و منجر به ایجاد ارتفاع پمپاژ و راندمان بالاتر شده است. ✓  
نقطه بهترین نقطه بازده (BEP) به نقطه ای با دبی حجمی، ارتفاع پمپاژ و راندمان بالاتر جابجا شده است به عبارت دیگر با تغییرات صورت گرفته عملکرد بهتر در دبی حجمی بالاتری رخ می‌دهد که خود از لحاظ مهندسی و اقتصادی ارزشمند است.

#### مراجع

- [1] Dauherty, R. L., "A Further Investigation of Performance of Centrifugal Pump When Pumping Oils", Bulletin 130, Gould Pumps, Inc., 1926.
- [2] Ippen, A. T. "The Influence of Viscosity on Centrifugal Pump Performance", Trans. ASME, pp.823, 1946.
- [3] Li, W. G. and Deng D. L., "Reynolds Number of Centrifugal Oil Pumps and Its Effects on the Performance", Pump Technology, No. 3, pp. 10-13, 1999.
- [4] Li, W. G., "The Sudden- Rising Head Effect in Centrifugal Oil Pumps", World Pumps, October 2000.
- [5] Li, W. G. "Influence of the number of impeller blades on the performance of centrifugal oil pumps". World Pumps, 32-35, 2002.
- [6] Gugau, M., "Transient Impeller-Volute Interaction in a Centrifugal Pump", Technich Universitat Darmstadt, FG Turbomaschine und Fluidantriebstechnik, Petersenstrasse 30, 64287 Darmstadt, 2003.
- [7] Zhou, W., Zhao, Z., Lee, T. S. & Winoto, S. H. "Investigation of Flow Through Centrifugal Pump Impellers Using Computational Fluid Dynamics". The International Journal of Rotating Machinery, 9, 49-61, 2003.
- [8] Kergourlay, G., Younsi, M., Bakir, F. & Rey, R. 2007. Influence of splitter blades on the flow field of a centrifugal pump: Test-analysis comparison. International Journal of Rotating Machinery, 2007.
- [9] Cheah, K. W., Lee, T. S., Winoto, S. H. & Zhao, Z. M., "Numerical flow simulation in a centrifugal pump at design and off-design conditions". International Journal of Rotating Machinery, 2007.
- [10] Shojaeefard M. H., Boyaghchi F. A., Ehghaghi M. B., "Experimental Study and Three-Dimensional Numerical Flow Simulation in a Centrifugal Pump when Handling Viscous Fluids". IUST International Journal of Engineering Science, 17, No.3-4, 53-60, 2006.