

## تاثیر تغییر هندسه پروانه پمپ گریز از مرکز در پدیده کاویتاسیون

میر بیوک احقاقی\*

کیهان کوزه گر غیائی

محمد وجدی

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

## چکیده

کاربرد فراوان پمپ‌های گریز از مرکز در صنایع مختلف موجب شده است تا افزایش کارایی این پمپ‌ها مورد توجه قرار گیرد. پدیده کاویتاسیون یکی از مشکلات اساسی در عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز می‌باشد. تغییر هندسه‌ی ورودی پمپ‌های گریز از مرکز می‌تواند راه حلی برای کاهش وقوع کاویتاسیون در مکش پروانه گردد. بدین منظور، جریان در پروانه و حلزونی پمپ به صورت عددی با نرم افزار سی اف ایکس شبیه سازی شده است. روش عددی حجم محدود به همراه مدل آشفتگی کا-امگا-اس تی برای تحلیل عددی مورد استفاده قرار گرفته است. جریان در پروانه و حلزونی به ترتیب با دستگاه مختصات چرخان و ساکن تحلیل شده است و نتایج با رابط روتور ایستا به یکدیگر کوپل شده اند. موقعیت‌های مختلف ورودی به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. منحنی هد - دبی پمپ شبیه سازی شده با مدل واقعی پمپ ۶۵-۲۰۰ شرکت پمپیران مقایسه شده است. خطای عددی پایین، اطمینان از نتایج حاصل را افزایش داده است. نتایج نشان می‌دهد برخی هندسه‌های ورودی پروانه پمپ موجب بهبود عملکرد کاویتاسیونی پمپ با کاهش جزئی هد پمپ شده است.

**واژه‌های کلیدی:** پمپ گریز از مرکز، کاویتاسیون، تغییر هندسه، حل عددی.

## The Effect of Changes in Impeller geometry of Centrifugal Pump in Cavitation Phenomena

M. B. Eghaghi

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

K. Kuzegar Ghiyasi

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

M. Vajdi

Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

## Abstract

Many applications of centrifugal pumps in various industries have caused that the increasing of performance in these pumps are considered. Cavitation phenomenon is one of the essential problems in centrifugal pumps function. Changing the centrifugal pumps inlet geometry could be a good solution for reducing cavitation occurrence in impeller suction. For the investigation, the flow in impeller and volute of the pump has been simulated numerically by ANSYS-CFX commercial code. Finite volume method along with K- $\omega$ SST turbulence model has been utilized for numerical analysis. Rotating and stationary frames have been used respectively to analyze flow in impeller and volute, and the results have been coupled by frozen rotor. Different inlet positions have been investigated numerically. The H-Q curve of simulated pump has been compared with factual model of 65-200 pump of Pumpiran Company. Lower numerical error has increased certainty of obtained results. Results indicate that some of the inlet geometries of pump impeller have led to improvement of pump cavitation performance with a slight reduction in pump head.

**Keywords :** Centrifugal pump, Cavitation, Changing the geometry, Numerical solution.

تجهیزات مکانیکی همانند قلب در بدن صنعت وظیفه انتقال و جابه جایی سیالات را برعهده دارند [۲،۳].

پمپ‌ها در ابتدا برای انتقال آب مورد استفاده قرار می‌گرفتند و هدف اصلی از ساخت آنها بهره برداری از منابع آبی بوده است. آب به عنوان پر مصرف‌ترین مایع در صنایع امروزه نیز مورد استفاده قرار می‌گیرد و لذا اکثر پمپ‌ها برای کار با آب طراحی، ساخته و تست می‌شوند. با پیدایش صنایعی همچون نفت و پتروشیمی، پمپ‌ها برای جابه‌جایی سیالات نفتی نیز مورد استفاده قرار گرفتند. امروزه، سیستم‌های پمپاژ خواستار ۲۰ درصد انرژی الکتریکی جهان هستند و در حدود ۲۵ تا ۵۰ درصد در عملکردهای صنعتی مورد استفاده قرار می‌گیرند [۴]. سیستم‌های پمپاژ به طور گسترده در صنعت برای ذخیره انرژی، بهبود سیستم‌های سرد کننده و سرویس‌های روغن کاری، انتقال سیال برای عملکرد های خاص و برای بهبود نیروهای وارده در سیستم‌های هیدرولیکی مورد استفاده

## ۱- مقدمه

پمپ‌های گریز از مرکز به طور گسترده برای انتقال هیدرولیکی سیالات استفاده می‌شوند. اختراع اولین پمپ به روش علمی را به دانشمند معروف ارشمیدس (۲۱۲ تا ۲۷۸ قبل از میلاد) نسبت می‌دهند. نوع تکامل یافته این پمپ هنوز هم در صنعت تحت نام پمپ پیچی یا پمپ ارشمیدس کاربرد زیادی دارد. امروزه متداول ترین نوع پمپ در جهان و در کشور ما پمپی است که فیزیکی‌دان فرانسوی پاپن (۱۷۱۲-۱۶۴۷) به عنوان مخترع آن شناخته شده و به نام «پمپ سانتریفوژ» نامگذاری گردیده است. این مهندس فرانسوی سیال را به داخل پمپ هدایت نموده و سپس بر اساس نیروی گریز از مرکز و شتاب حاصله، افزایش فشار لازم را به وجود می‌آورد [۱]. امروزه پس از الکتروموتورها می‌توان پمپ‌ها را یکی از پر مصرف ترین تجهیزات ساخت دست بشر در نظر گرفت. این

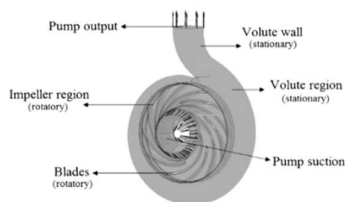
\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: eghaghi@tabrizu.ac.ir

کاهش اتلافات و در نتیجه کاهش احتمال کاویتاسیون است. البته باید توجه داشت که با تغییر موقعیت ورودی، نیاز به طراحی و ساخت پروانه جدید نمی‌باشد و صرفاً با تغییر جزئی مختصات ورودی، می‌توان کاویتاسیون را کنترل نمود.

## ۲- شبیه سازی سه بعدی و حل عددی

برای شبیه سازی عددی، مجموعه‌ی کامل پمپ و حلزونی پس از ترسیم، شبکه بندی و تحلیل می‌شود. هندسه پمپ‌ها توسط نرم افزار مش شبکه بندی شده است. در تولید شبکه‌ها از سلول‌های شش وجهی و هرمی یا گوه‌ای به‌طور بی‌سازمان استفاده گردیده است تا به بهترین نحو فضای محاسباتی، شبکه بندی شود. فضای محاسباتی به دو ناحیه مجزا شامل پروانه و حلزونی تقسیم شده است. ناحیه حلزونی، به همراه سیال داخل آن ساکن در نظر گرفته شده است. ناحیه پروانه که شامل پروانه و سیال داخل آن می‌باشد با سرعت زاویه‌ای ۱۴۵۰ دور در دقیقه در حال دوران است.

پمپ شبیه سازی شده و شرایط مرزی بکار رفته در شکل ۱ نشان داده شده‌اند. تحلیل عددی مجموعه پروانه و حلزونی در ۶ موقعیت ورودی مختلف بررسی شده است. برای اطمینان از دقت شبیه سازی پس از بررسی استقلال نتایج از شبکه، نمودار هد - دبی پمپ شبیه سازی شده با پمپ واقعی مقایسه شده است که نشانگر دقت بالای شبیه سازی می‌باشد.



شکل ۱- پمپ شبیه سازی شده و شرایط مرزی

## ۳- معادلات حاکم و مدل سازی آشفتگی

برای تحلیل جریان در داخل پمپ گریز از مرکز، معادلات اساسی حرکت سیال می‌بایست حل گردند ولی به دلیل حرکت سیال در پاساژ پره و حرکت دورانی پروانه، جملات شتاب کوریولیس و شتاب گریز از مرکز به صورت جمله چشمه به معادله‌ی حرکت اضافه می‌شوند. همچنین جریان در توربوماشین‌ها به دلیل بالا بودن عدد رینولدز، آشفته است. بنابراین به منظور تحلیل جریان از مدل‌های آشفتگی استفاده می‌شود. متداول ترین روش در مدل‌سازی جریان‌های آشفته، روش متوسط گیری زمانی است [۱۴]. با استفاده از این روش، برای جریان‌های تراکم ناپذیر، شکل کلی معادلات حاکم را می‌توان به صورت روابط ۱ تا ۴ بیان نمود. معادله‌ی پایستگی جرم برای سیال غیر قابل تراکم به صورت رابطه‌ی (۱) ارائه شده است [۱۵].

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

معادله‌ی بقای مومنتم نیز به صورت معادله‌ی (۲) به کار برده می‌شود.

قرار می‌گیرند. یکی از مشکلات اساسی که باعث کاهش عمر پمپ‌ها می‌شود، وقوع پدیده کاویتاسیون است. هرگاه در حین جریان مایع در داخل پروانه پمپ، فشار مایع در نقطه‌ای، از فشار بخار مایع در دمای مربوطه کمتر شود حباب‌های بخار در فاز مایع به وجود می‌آیند که به همراه مایع به نقطه‌ای با فشار بالاتر حرکت می‌نمایند. حباب‌های بخار در این محل تقطیر شده و در نتیجه ذراتی از مایع از مسیر اصلی خود منحرف شده و با سرعت‌های فوق العاده زیاد به پره‌ها برخورد می‌نمایند. در چنین مکانی بسته به شدت برخورد، سطح پره‌ها خورده شده و متخلخل می‌گردند. در نتیجه بهبودی عملکرد و کاهش کاویتاسیون پمپ‌ها مهم به نظر می‌رسد [۵].

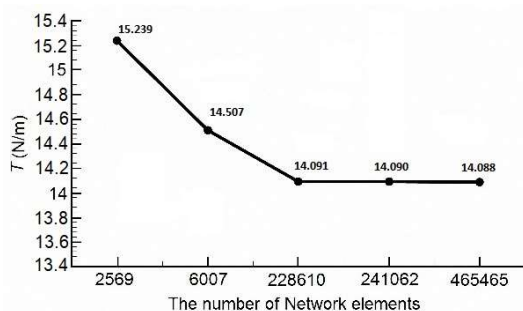
طراحی پمپ‌ها به وسیله توسعه دینامیک سیالات محاسباتی تسهیل شده است و جریان‌های داخلی پیچیده در داخل پروانه‌های پمپ‌ها قابل پیش‌بینی هستند. پارامترهای مختلفی روی عملکرد پمپ تأثیر می‌گذارند، که می‌توان به قطر پروانه، هندسه ورودی پروانه، سرعت دورانی پمپ، دبی پمپ، زاویه خروجی پره‌ها و تعداد آن‌ها اشاره کرد [۶،۷].

محققین زیادی به طراحی و تحلیل عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز با استفاده از روش‌های عددی پرداخته‌اند. در سال ۱۸۵۱ مخترع بریتانیایی به نام جان ایبولد آزمایشات وسیعی را برای تعیین شکل بهینه پروانه در پمپ‌های گریز از مرکز انجام داد و تلاش او منجر به کشف این حقیقت شد که راندمان پمپ‌ها و میزان وقوع پدیده کاویتاسیون بستگی به شکل انحنای پره‌ها دارد [۸]. یوکویاما تأثیر موقعیت ورودی پروانه پمپ را بر روی کارایی پمپ و عملکرد کاویتاسیونی پمپ گریز از مرکز در سال ۱۹۷۶ بررسی کرد و مقاله‌ای در این زمینه در مجله انجمن مهندسی ژاپن چاپ کرد [۹]. هافمن و استافل مطالعه عددی و آزمایشگاهی پمپ گریز از مرکز با پره‌های منحنی شکل را در سال ۲۰۰۱ انجام دادند [۱۰]. در سال ۲۰۰۸ باچارودیس و همکارانش تغییر زاویه خروجی پمپ گریز از مرکز را به صورت پارامتری بررسی کردند و رابطه‌ای برای یافتن بهترین زاویه خروجی پروانه پمپ با تغییر پارامترهای دیگر، یافتند [۱۱]. خیانیو لو و همکارانش در همان سال تأثیر هندسه ورودی پروانه بر بهبود عملکرد پمپ گریز از مرکز را بررسی کردند و با افزایش زاویه سیال ورودی پمپ شاهد بهبودی وضعیت کاویتاسیون در زاویه‌های بیشتر شدند [۱۲]. در سال ۲۰۱۵ پاتیل و همکارانش تأثیر تغییرات هندسی بر روی پروانه پمپ گریز از مرکز را بررسی کردند. در این مقاله به نتایج زیر دست یافتند. اصلاح پروانه تأثیر بر روی استحکام پروانه و پمپ می‌گذارد. تغییر زوایای ورودی و خروجی پره‌ها می‌تواند تأثیر مثبتی بر روی عملکرد پمپ بگذارد ولی باید مقدار مناسبی انتخاب شود زیرا مقادیر بزرگتر باعث ایجاد خلا و مقادیر کوچک موجب مسدود کردن راه سیال می‌شود. همچنین استفاده از دیفیوزر موجب بهبودی عملکرد می‌شود ولی از طرفی باعث افزایش وزن پمپ می‌گردد. استفاده از پره‌های جداکننده نیز در این مقاله بررسی شد که این پره‌ها موجب کاهش ارتعاش و نویز گردیدند [۱۳]. روش‌های مختلفی جهت جلوگیری از کاویتاسیون وجود دارد که می‌توان به تغییر در مدار سیستم، نصب ایندیوسر در مکش پمپ و تغییر هندسه مکش پروانه اشاره نمود. با توجه به تحقیقات پیشین، بررسی تأثیر موقعیت ورودی پره‌ها تاکنون مورد توجه قرار نگرفته است، لذا در این مقاله تأثیر هندسه ورودی پمپ گریز از مرکز بر کاویتاسیون بررسی می‌گردد. هدف از تغییر هندسه مکش، افزایش فشار مکش و

<sup>۱</sup>Coriolis

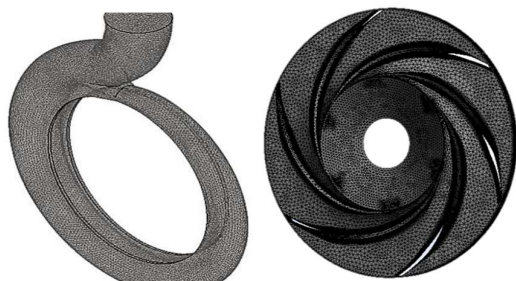
### ۵- استقلال نتایج از شبکه و شبکه‌ی ایجاد شده

برای استفاده از نرم افزار ابتدا باید شبکه بندی به گونه‌ای باشد که مشخصات بدست آمده از پمپ، مستقل از نوع و اندازه سلول‌های شبکه باشد. برای استقلال شبکه و بدست آوردن ساینز مناسب سلول‌ها، در دبی حجمی ۵۵ مترمکعب بر ثانیه (دبی نامی پمپ ۲۰۰-۶۵ شرکت پمپیران) و با ثابت نگه داشتن دیگر مشخصه‌های پمپ مورد نظر، گشتاور انتقالی پروانه پمپ بدست آمده است. همانطور که مشخص است، گشتاور پروانه پمپ نباید با تغییر اندازه شبکه‌ها تغییر کند. با کاهش اندازه سلول، گشتاور پروانه پمپ برای تعداد سلول‌های مختلف بررسی شده است که نتایج آن در شکل ۲ آورده شده است.



شکل ۲- تعداد سلول‌ها همراه با محاسبه گشتاور پروانه

با توجه به شکل ۲ مشاهده می‌شود پس از تعداد سلول ۲۲۸۶۱۰ مقدار گشتاور تقریباً ثابت مانده و تغییر در حد بسیار ناچیز می‌باشد. پس با توجه به استقلال شبکه و راحتی کار، از تعداد سلول ۲۲۸۶۱۰ برای پروانه پمپ و با ثابت نگهداشتن اندازه سلول، از تعداد سلول ۲۲۳۷۲۰ برای شبکه بندی حلزونی پمپ استفاده می‌شود. شکل ۳ نمایی از شبکه بندی پروانه و حلزونی پمپ را نمایش می‌دهد.



شکل ۳- شبکه بندی پروانه و حلزونی پمپ

### ۶- اعتبارسنجی مدل شبیه سازی شده

برای مقایسه‌ی داده‌های تست پمپ اصلی با پمپ شبیه سازی شده توسط نرم افزار Ansys، نمودار مشخصه هد-دبی برای پمپ شبیه سازی شده با مقدار دبی‌های مختلف ترسیم شده است. مقایسه مقادیر تست آزمایشگاهی [۱۸] و عددی این پمپ در نمودار شکل ۴ و جدول ۲ به صورت کامل آورده شده است.

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

که جمله چشمه شامل شتاب گریز از مرکز و کوریولیس بوده و برابر است با:

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

تنش برشی اعمال شده نیز به کمک معادله (۴) محاسبه می‌گردد:

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

معادله‌های اساسی موجود با استفاده از روش حجم محدود گسسته‌سازی و سپس حل می‌شوند. برای حل معادلات می‌توان از دستگاه مختصات چرخان یا ثابت استفاده نمود. اگر دستگاه مختصات چرخان مورد استفاده قرار گیرد، جریان در پروانه پایا و در حلزونی ناپایا می‌شود اما چنانچه دستگاه مختصات ساکن به کار گرفته شود جریان در پروانه ناپایا و در حلزونی پایا خواهد بود. بنابراین معادله‌ها یکبار با دستگاه مختصات چرخان برای پروانه و بار دیگر در دستگاه مختصات ساکن برای حلزونی حل شده‌اند. برای استخراج نتایج کلی و شبیه سازی جریان در کل پمپ، حل دو مرحله‌ای فوق توسط رابط روتور ایستا<sup>۱</sup> به یکدیگر کوپل گشته‌اند [۱۶]. برای مدل سازی آشفتگی در داخل پمپ نیز از مدل کا-امگا اس‌اس‌تی استفاده شده است. این مدل به همراه تابع دیواره‌ی اتوماتیک، هم در نزدیکی دیواره و هم در نواحی دورتر نتایج مطلوب تری ارائه می‌دهد [۱۵]. به عبارتی در این مدل، نواحی نزدیک دیواره توسط مدل  $k - \omega$  و نواحی دور از دیواره بر مبنای مدل  $k - \epsilon$  شبیه سازی می‌گردند تا از مزایای هر دو روش استفاده شود [۱۷].

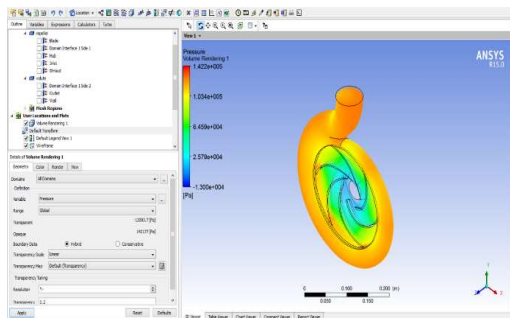
### ۴- شرایط مرزی

شرایط مرزی برای تحلیل این پمپ به صورتی در نظر گرفته شده است که سیال با فشار نسبی ۰/۱۵ بار وارد پروانه شود و با نرخ جرمی ۱۵/۱۵ کیلوگرم بر ثانیه از حلزونی پمپ خارج شود. بقیه اجزای پمپ به صورت دیوار با زبری ۰/۰۰۰۵ متر در نظر گرفته شده‌اند. شرایط مرزی تمامی اجزای پمپ در جدول ۱ نشان داده شده است.

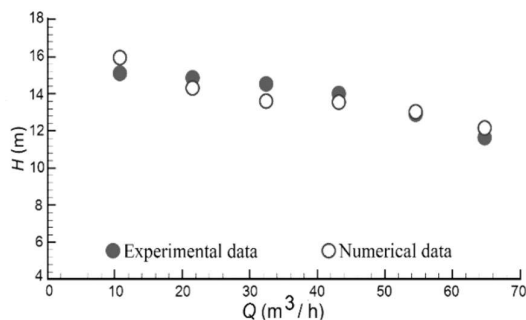
جدول ۱- شرایط مرزی

پمپ	اجزای پمپ	چارچوب	شرط مرزی	مقدار (واحد)
پروانه پمپ	چشمی ورودی	ساکن	فشار نسبی	۰/۱۵ (بار)
	توبی	چرخشی	دیوار زبر	۰/۰۰۰۵ (متر)
	پوشش	چرخشی	دیوار زبر	۰/۰۰۰۵ (متر)
	پرها	چرخشی	دیوار زبر	۰/۰۰۰۵ (متر)
	صفحه‌ی رابط	شار جریان ثابت	(توسط نرم افزار محاسبه می‌شود)	
حلزونی پمپ	خروجی حلزونی	ساکن	دبی ثابت	۱۵/۱۵ (کیلوگرم بر ثانیه)
	دیوار حلزونی	ساکن	دیوار زبر	۰/۰۰۰۵ (متر)
	صفحه‌ی رابط	شار جریان ثابت	(توسط نرم افزار محاسبه می‌شود)	

<sup>1</sup> Frozen Rotor



شکل ۵ - محیط نرم افزار برای هندسه سه بعدی پمپ مورد نظر

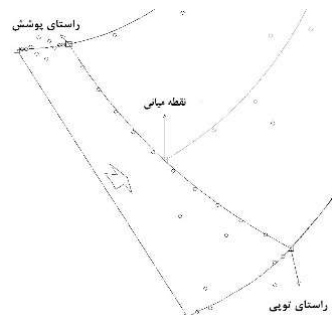


شکل ۴ - نمودار مقایسه مقادیر عددی و تجربی

## ۸- نتایج

### ۸-۱- مشخصات پمپ اصلی

در این مقاله، برای تحلیل عددی حالت پایای سه بعدی پمپ ۶ پره ای، از Ansys CFX 15 برای پمپ اتانرم ۲۰۰-۶۵ شرکت پمپیران استفاده شده است. قطر پروانه پمپ ۲۰۹ میلی‌متر، زاویه خروجی پره‌ها ۲۷/۵ درجه و عرض پروانه درخروجی ۱۷ میلی‌متر است. همچنین پمپ با سرعت ۱۴۵۰ دور در دقیقه کار می‌کند. در این مقاله تأثیر موقعیت ورودی پره‌ی پمپ گریز از مرکز بررسی شده است. برای بررسی عددی پمپ مورد نظر می‌بایست هندسه پمپ مورد نظر ترسیم گردد. برای این منظور از نقشه پمپ و داده‌های ارائه شده توسط شرکت پمپیران استفاده شده است. ابتدا مختصات ورودی پمپ اصلی (پمپ ۲۰۰-۶۵ شرکت پمپیران) آورده شده است و محاسبات مربوطه بر روی پمپ انجام گرفته است. شکل ۶ نمای مختصات ورودی پروانه پمپ اصلی را نمایش می‌دهد.



شکل ۶- مختصات هندسه ورودی پمپ اصلی

هد پمپ در این قسمت برای تمامی پمپ‌ها با استفاده از رابطه (۵) به روش عددی محاسبه گردیده است، که در این رابطه مقادیر  $P_{in}$  و  $P_{out}$  به ترتیب فشار کل سیال در رانش و مکش پمپ می‌باشند [۱۹].

$$H = \frac{P_{out} - P_{in}}{\gamma} \quad (۵)$$

برای بررسی مشخصات پمپ، بازده پمپ نیز باید محاسبه گردد. روش‌های مختلفی برای محاسبه بازده پمپ‌ها ارائه شده است، در این مقاله هنگام محاسبه بازده پمپ‌های مورد نظر، مقادیر اتلاف‌های موتور، اتلاف‌های یاتاقان‌ها، اتلاف‌های مکش و رانش و .. در نظر گرفته نشده است. بازده محاسبه شده در جداول فقط بازده پروانه پمپ می‌باشد که توسط رابطه (۶) قابل محاسبه است.

$$\eta = \frac{\gamma Q H}{T \Omega} \quad (۶)$$

جدول ۲- مقایسه مقادیر عددی و تجربی

هد پمپ (m)	دبی حجمی (m³/hr)	
	واقعی	عددی
۵/۲۷	۱۵/۰۸	۱۵/۹۲
۴/۰۳	۱۴/۸۸	۱۴/۲۸
۶/۴۶	۱۴/۵۵	۱۳/۶۱
۳/۲۱	۱۴	۱۳/۵۵
۱/۱۵	۱۲/۸۸	۱۳/۰۳
۴/۲۰	۱۱/۶۳	۱۲/۱۴

با توجه به مقایسه مقادیر عددی و آزمایشگاهی مشاهده می‌شود خطای موجود کم می‌باشد. با توجه به نمودار مقایسه، بیشترین خطای موجود ۵/۲۷ درصد می‌باشد و خطا در نقطه کاری پمپ در دبی ۵۴/۵۴ مترمکعب بر ساعت حدود ۱/۱۵ درصد می‌باشد که بسیار کم و قابل قبول به نظر می‌رسد. در نتیجه با دقت بالایی می‌توان از این شبیه سازی برای بررسی تأثیر تغییر هندسه مکش بر عملکرد پمپ استفاده نمود.

### ۷- تغییرات اعمال شده بر هندسه ورودی پروانه

برای بررسی تأثیر تغییر موقعیت ورودی پمپ گریز از مرکز، تغییرها در سه راستا اعمال می‌شود. تغییر موقعیت یکبار در راستای توپی، یکبار در راستای پوشش و در آخر در کل راستا، انجام می‌گیرد. برای نمایش مقدار تغییر در هر سه موقعیت، از مقادیر مختصات در سه نقطه پوشش، توپی و نقطه میانی استفاده شده است. ابتدا مختصات این سه نقطه بر روی پمپ اصلی مشخص شده است. پس از تغییرهای مختصات توپی<sup>۱</sup> و پوشش<sup>۲</sup> در قسمت ورودی، مقدار تغییر به هر سمت محاسبه شده است. مقادیر هد و بازده پمپ و همچنین مقدار کم‌ترین فشار روی پره برای ۶ پمپ مختلف، با مختصات‌های ورودی مختلف محاسبه شده است. نمای هندسه سه‌بعدی پمپ مورد بررسی در محیط نرم افزار آورده شده است. (شکل ۵).

<sup>1</sup> Hub  
<sup>2</sup> Shroud

جدول ۶- محاسبات انجام شده پمپ شماره ۲ و ۳

شماره پمپ	هد (m)	بازده	کمترین فشار (pa)	تغییر هد	تغییر بازده	تغییر فشار
۲	۱۲/۲۹	۰/۸۴	-۱۵۱۵۸/۸	-۰/۷۴	-۰/۰۶	+۱۶/۸
۳	۱۲/۲۷	۰/۸۴	-۱۴۴۴۹/۱	-۰/۷۶	-۰/۰۶	+۷۲۶/۵

۳-۸- تغییر در راستای توپی

تغییر در راستای توپی، به دو سمت اعمال شده است. تغییرات پمپ شماره ۴ به سمت مکش و تغییرات پمپ شماره ۵ به سمت خروجی اعمال گردیده است.

جدول ۷- مختصات هندسه ورودی پمپ شماره ۴ و ۵

شماره پمپ	مختصه هندسی	محور افقی (X,mm)	محور عمودی (Y,mm)	مقدار تغییر از پمپ اصلی (mm)
۴	پوشش	-۳۱/۷۴	۵۲/۶۳	۰
	میانی	-۲۰/۹۵	۳۸/۵۶	۰
	توپی	-۶/۹۶	۲۷/۶۹	۰/۳۳
۵	پوشش	-۳۱/۷۴	۵۲/۶۳	۰
	میانی	-۲۰/۹۸	۳۸/۷۲	۰/۱۶۳
	توپی	-۶/۱۸	۳۸/۷۱	۰/۹۵

محاسبات پمپ شماره ۴ و ۵ در جدول ۸ آورده شده است.

جدول ۸- محاسبات انجام شده پمپ شماره ۴ و ۵

شماره پمپ	هد (m)	بازده	کمترین فشار (pa)	تغییر هد	تغییر بازده	تغییر فشار
۴	۱۲/۲۸	۰/۸۴	-۱۴۱۳۸/۵	-۰/۷۵	-۰/۰۵	+۱۰۳۷/۱
۵	۱۲/۲۷	۰/۸۵	-۱۳۰۰۳/۷	-۰/۷۶	-۰/۰۵	+۲۱۷۱/۵

۴-۸- تغییر در راستای پوشش و توپی

تغییر در راستای پوشش و توپی به دو سمت، اعمال شده است. تغییرات پمپ شماره ۶ به سمت مکش و تغییرات پمپ شماره ۷ به سمت خروجی اعمال گردیده است. مختصات ورودی پمپ و مقدار تغییر مختصات در هر دو پمپ آورده شده است. (جدول ۹)

جدول ۹- مختصات هندسه ورودی پمپ شماره ۶ و ۷

شماره پمپ	مختصه هندسی	محور افقی (X,mm)	محور عمودی (Y,mm)	مقدار تغییر از پمپ اصلی (mm)
۶	پوشش	-۳۲/۹۳	۵۲/۴۳	۱/۲۱
	میانی	-۲۲/۰۷	۳۷/۹۳	۱/۲۸
	توپی	-۷/۵۳	۲۷/۰۳	۱/۲۰
۷	پوشش	-۳۰/۷۸	۵۲/۸۴	۰/۹۸
	میانی	-۲۲/۰۳	۳۸/۹۳	۰/۹۹
	توپی	-۶/۲۰	۲۸/۶۱	۰/۸۶

با اینکه مقادیر بدست آمده برای بازده پمپ نشانگر عملکرد دقیق پمپ نمی‌باشند ولی از این مقادیر می‌توان برای مقایسه پمپ‌ها با مختصات ورودی مختلف استفاده نمود.

مختصات و محاسبه‌های مربوط به پمپ اصلی دقیق سه نقطه ورودی پمپ اصلی در جدول ۳ و ۴ آورده شده است. مختصات نقاط در تمامی پمپ‌ها با موقعیت‌های ورودی مختلف نسبت به یک نقطه ثابت در نظر گرفته شده‌اند.

جدول ۳- مختصات هندسه ورودی پمپ اصلی (پمپ شماره ۱)

مختصه هندسی	محور افقی (x,mm)	محور عمودی (y,mm)
پوشش	-۳۱/۷۴	۵۲/۶۳
نقطه میانی	-۲۰/۹۵	۳۸/۵۶
توپی	-۶/۷۵	۲۷/۹۵

جدول ۴- محاسبات انجام شده در پمپ اصلی

هد (m)	بازده	کمترین فشار (pa)	تغییر هد	تغییر بازده	تغییر فشار
۱۳/۰۳	۰/۹۰	-۱۵۱۷۵/۶	۰	۰	۰

۲-۸- تغییر در راستای پوشش

تغییر در راستای پوشش به دو سمت، اعمال شده است. تغییرات ورودی پمپ شماره ۲ به سمت چپ (سمت مکش) نسبت به پمپ اصلی و تغییرات ورودی پمپ شماره ۳ به سمت راست (سمت خروجی) اعمال گردیده است. مختصات ورودی پمپ و مقدار تغییر مختصات در هر دو پمپ آورده شده است. (جدول ۵)

جدول ۵- مختصات هندسه ورودی پمپ شماره ۲ و ۳

شماره پمپ	مختصه هندسی	محور افقی (X,mm)	محور عمودی (Y,mm)	مقدار تغییر از پمپ اصلی (mm)
۲	پوشش	-۳۲/۱۵	۵۲/۵۶	۰/۴۱۶
	میانی	-۲۰/۹۵	۳۸/۵۶	۰
	توپی	-۶/۷۵	۲۷/۹۵	۰
۳	پوشش	-۳۲/۳۲	۵۲/۷۱	۰/۴۲۷
	میانی	-۲۰/۹۵	۳۸/۵۶	۰
	توپی	-۶/۷۵	۲۷/۹۵	۰

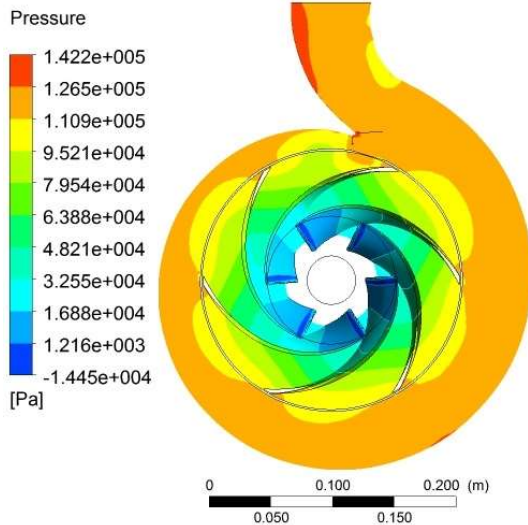
محاسبه‌های مربوط به پمپ شماره ۲ و ۳ در جدول ۶ آورده شده است. ضمناً یادآوری می‌شود برای محاسبه هد و بازده پمپ و کم‌ترین فشار روی پره پس از اعمال تغییر مختصات ورودی، هیچ یک از مشخصه‌های دیگر پمپ نظیر تعداد پره، زاویه ورودی سیال و ... تغییر نکرده است و به همان شکل و مقدار که برای پمپ اصلی استفاده شده بود، وارد مسئله شده است.

محاسبه‌های پمپ شماره ۶ و ۷ در جدول ۱۰ آورده شده است.

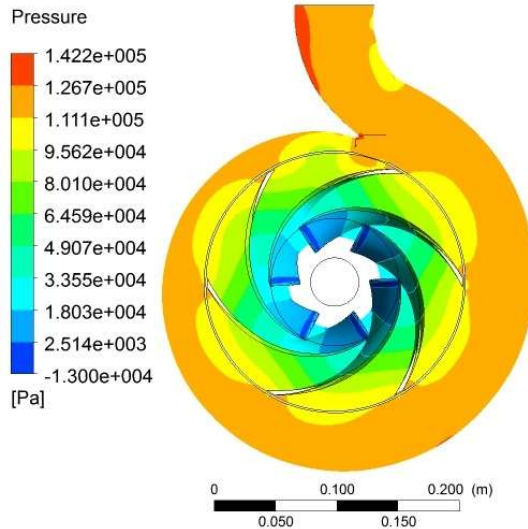
تایید تغییر هندسه پروانه پمپ گردان از طرف ...

جدول ۱۰- محاسبات انجام شده پمپ شماره ۶ و ۷

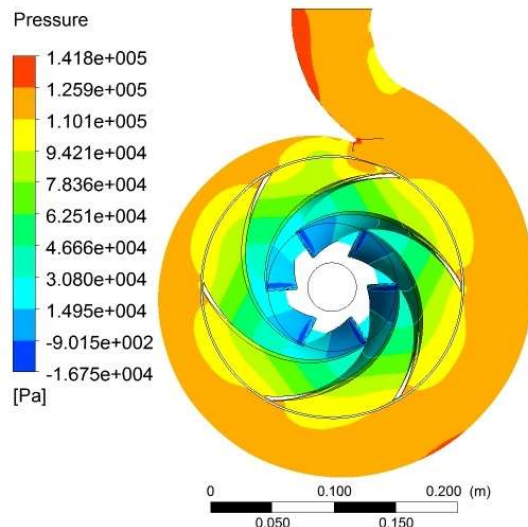
شماره پمپ	هد (m)	بازده	کمترین فشار (pa)	تغییر هد	تغییر بازده	تغییر فشار
۶	۱۲/۵۷	۰/۸۶	-۱۴۷۹۷	-۰/۷۵	-۰/۰۴	+۳۷۸/۶
۷	۱۲/۲۳	۰/۸۵	-۱۶۷۵۴/۲	-۰/۸	-۰/۰۵	-۱۵۷۸/۶



شکل ۸- توزیع فشار در پمپ ۳



شکل ۹- توزیع فشار در پمپ ۵



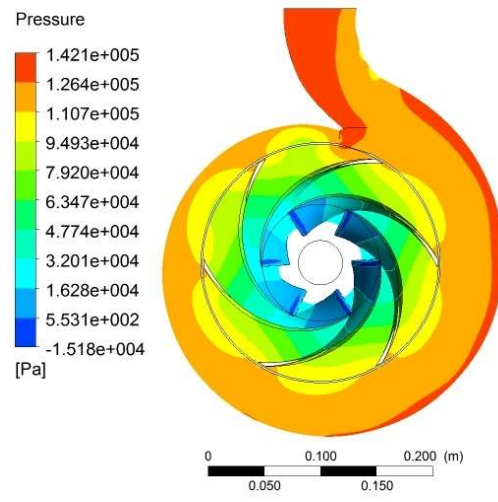
شکل ۱۰- توزیع فشار در پمپ ۷

### ۵-۸- کانتورهای فشار

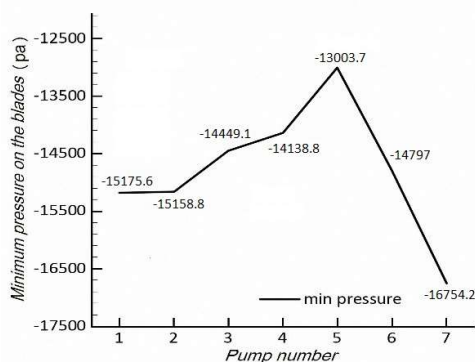
توزیع فشارها بر روی پره‌ها در موقعیت‌های مختلف ورودی، به وسیله نرم افزار Ansys بدست آمده‌اند. همانطور که مشخص است، کاویتاسیون در مناطق کم فشار ایجاد می‌شود، هر چه فشار کمینه ورودی پروانه افزایش یابد، احتمال کاویتاسیون در پمپ کاهش می‌یابد. در شکل‌های ۷ تا ۱۰ نحوه توزیع فشار در پمپ های فرد به عنوان نمونه آورده شده است.

با توجه به جدول‌های محاسبات مشاهده می‌شود در پمپ‌های شماره ۳،۲ و ۶ فشار کمینه به صورت جزئی افزایش یافته است، که نشانگر بهبود وضعیت کاویتاسیون می‌باشد. در پمپ شماره ۷، تغییر مختصه ورودی پمپ باعث کاهش فشار کمینه نسبت به پمپ اصلی گردیده است که احتمال وقوع کاویتاسیون را افزایش داده است. می‌توان از این موضوع نتیجه گرفت تمامی تغییرهای مختصات ورودی پمپ های گریز از مرکز موجب بهبود وضعیت کاویتاسیون نمی‌شوند.

با توجه به محاسبات انجام گرفته هنگام تغییر مختصه تویی پمپ، فشار کمینه در پمپ‌های شماره ۴ و ۵ با شیب نسبتاً زیادی افزایش یافته اند که می‌توان گفت این تغییرها، هدف پژوهش حاضر را ارضاء کرده‌اند. در میان تغییرهای انجام شده بر مختصات ورودی پمپ در میان پمپ‌های آورده شده، می‌توان بیشترین بهبود را در پمپ شماره ۵ مشاهده نمود. البته باید در نظر گرفت تاثیر تغییر مختصات ورودی پمپ در این مقاله بر روی مختصات ورودی تعداد محدودی از پمپ‌ها در نظر گرفته شده است و نشانگر بهترین نتیجه نمی‌باشند ولی مختصات ورودی پمپ شماره ۵ می‌تواند جایگزین خوبی برای مختصات ورودی پمپ اصلی کارخانه پمپیران باشد.



شکل ۷- توزیع فشار در پمپ ۱



شکل ۱۳- مقایسه کم‌ترین فشار روی پره با موقعیت‌های ورودی مختلف

با توجه به نمودار شکل ۱۳ وضعیت کاویتاسیون در پمپ‌های شماره ۲ تا ۶ بهبود یافته است. دلیل این امر واضح است، احتمال وقوع کاویتاسیون در مکان‌های فشار پایین وجود دارد و با افزایش فشار کمینه روی پره، این احتمال کاهش می‌یابد. نمودار شکل ۱۳ نشان می‌دهد بیشترین افزایش فشار کمینه در پمپ شماره ۵ صورت گرفته است. با توجه به مقایسه می‌توان نتیجه گرفت تغییرهای ورودی در راستای تویی موجب بهبود وضعیت کاویتاسیون شده است. هر چه مختصات تویی به سمت راست تغییر داده شده بهبودی بیشتری حاصل گردیده است.

#### ۸-۹- رابطه کمترین فشار و کاویتاسیون

فشار کمینه روی پروانه پمپ در شکل‌های توزیع فشار مشخص است. این نقاط روی سطح کم فشار و کمی دورتر از لبه‌ی حمله، قرار دارد. با توجه به رابطه ۷ (شرط عدم کاویتاسیون) هر چه مقدار فشار کمینه افزایش یابد، احتمال کاویتاسیون کاهش می‌یابد [۲۰].

$$P_{min} > P_v \quad (7)$$

یکی دیگر از پارامترهای پمپ که در عدم وقوع کاویتاسیون پمپ‌ها موثر است مقدار حداقل ارتفاع مکش خالص مثبت می‌باشد، هرچه میزان این پارامتر کاهش یابد، احتمال وقوع کاویتاسیون در مدار پمپاژ کاهش می‌یابد. رابطه این پارامتر و فشار کمینه پروانه آورده شده است، مشاهده می‌شود افزایش فشار کمینه پمپ موجب بهبودی وضعیت کاویتاسیون پمپ می‌گردد.

$$NPSHr = \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1 - P_{min}}{\rho g} \quad (8)$$

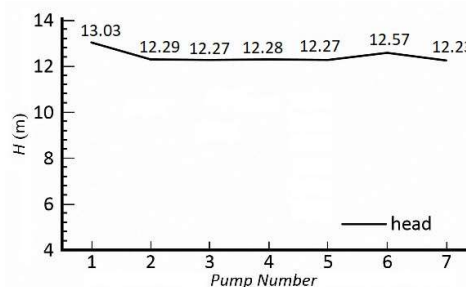
#### ۸-۱۰- بررسی توزیع فشار در پمپ بهینه شده

با توجه به شکل‌های توزیع فشار در قسمت ۸-۵، مشاهده می‌شود در پمپ‌های بهینه شده متوسط فشار نسبت به پمپ اصلی افزایش یافته است. نحوه توزیع فشار داخل پمپ به گونه‌ای است که فشار سیال از ورودی تا خروجی، در حال افزایش است. در شکل ۱۴ توزیع فشار در پمپ بهینه شده، آورده شده است. همانگونه که مشاهده می‌شود افزایش

<sup>1</sup>NPSHr

#### ۸-۶- مقایسه هد پمپ‌ها در موقعیت‌های مختلف ورودی

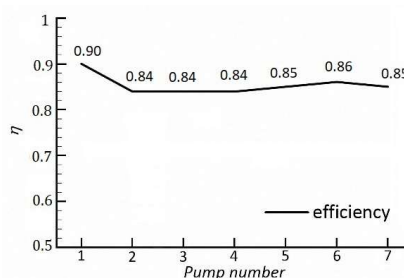
هد پمپ‌های گریز از مرکز با سرعت ۱۴۵۰ دور در دقیقه، با موقعیت‌های ورودی متفاوت در شکل ۱۱ مقایسه شده است. ترتیب پمپ‌ها با توجه به شماره گذاری قسمت قبل صورت گرفته است. همانطور که از نمودار مقایسه مشاهده می‌شود، هد پمپ‌ها در موقعیت‌های ورودی مختلف نسبت به پمپ اصلی به مقدار بسیار کم کاهش یافته است که می‌توان به صورت تقریبی، هد پمپ را با اعمال تغییرهای مورد نظر در سه راستای پوشش، تویی و نقطه‌ی میانی تقریباً ثابت در نظر گرفت.



شکل ۱۱- مقایسه هد پمپ‌ها با موقعیت‌های ورودی مختلف

#### ۸-۷- مقایسه بازده پمپ‌ها با موقعیت‌های ورودی مختلف

مقایسه بازده پمپ‌های گریز از مرکز، بدون در نظر گرفتن اتلافات موتور، اتلافات مکانیکی، اتلافات ناشی خارجی و... در نظر گرفته شده، که به نحوه محاسبه آن در رابطه (۶) اشاره شده است. با توجه به شرایط یکسان برای تمامی پمپ‌ها، بازده‌های محاسبه شده می‌توانند به عنوان معیاری مناسب برای مقایسه عملکرد پمپ‌ها با موقعیت‌های ورودی مختلف استفاده شوند. مقایسه بازده پمپ‌ها، در نمودار شکل ۱۲ نشان داده شده است.

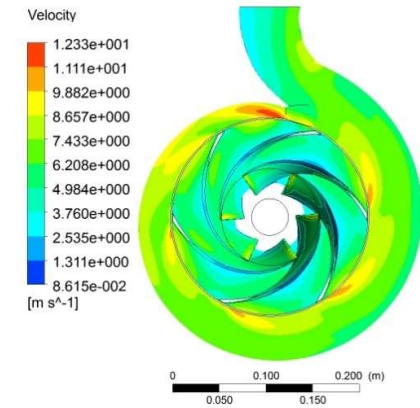


شکل ۱۲- مقایسه بازده پمپ‌ها با شرایط ورودی مختلف

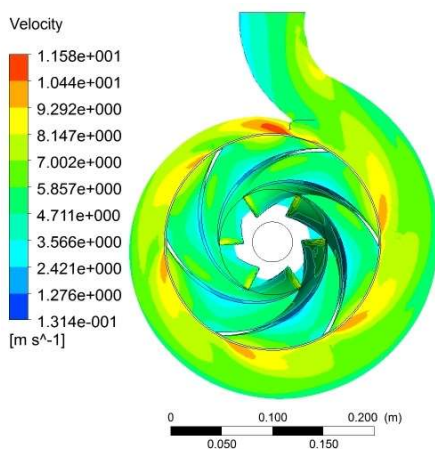
با توجه به شکل ۱۲ مشاهده می‌کنیم تغییرات بازده نیز با توجه به تغییر موقعیت ورودی، ناچیز بوده است.

#### ۸-۸- مقایسه کمترین فشار روی پره پمپ

احتمال وقوع کاویتاسیون و تشکیل بخار در فشارهای کم وجود دارد. هر چه کمترین فشار داخل پروانه افزایش یابد، احتمال وقوع کاویتاسیون و آثار مخرب آن کاهش می‌یابد. در این قسمت مقایسه کمترین فشار روی پره برای پمپ‌های مورد نظر، آورده شده است. پمپ‌هایی که کمترین فشار آن‌ها نسبت به پمپ شماره ۱ (پمپ اصلی) افزایش یافته است، بهبود یافته اند.



شکل ۱۶- توزیع سرعت در پمپ شماره ۱

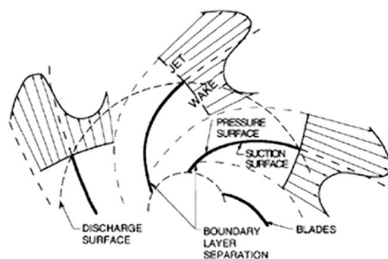


شکل ۱۷- توزیع سرعت در پمپ شماره ۵

### ۱۲-۸- پدیده جت و دنباله در خروجی پمپ

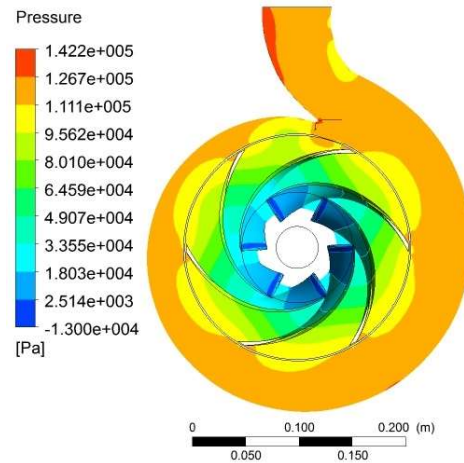
#### بهبوده شده

پروفیل واقعی سرعت بین دو پره، با آنچه از تئوری یک بعدی بدست می‌آید کاملاً متضاد است. یعنی سرعت در سطح کم‌فشار پره از سرعت در سطح پرفشار آن کمتر است. علت این امر، جدایی لایه مرزی روی سطح کم‌فشار پره است. در دبی‌های کم، لایه مرزی روی سطح کم‌فشار، تحت اثر گرادیان فشار معکوس شدیدتری قرار گرفته و از سطح کم‌فشار پرها جدا می‌شود. بدین ترتیب دو ناحیه پر سرعت و مرده در جریان بین دو پره به وجود می‌آید. این پدیده را جت و دنباله نامیده اند (شکل ۱۸). [۲۰]



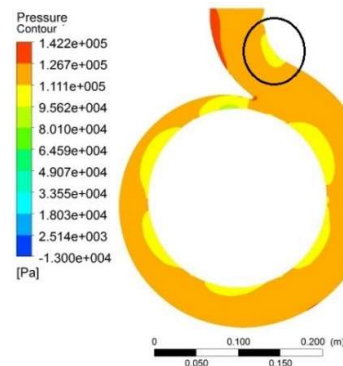
شکل ۱۸- پدیده جت و دنباله در خروج پره ها [۲۰]

فشار عمده در پروانه پمپ ایجاد شده است و با توجه به شکل می‌توان مناطق کم فشار و پرفشار را از یکدیگر مورد تمیز قرار داد. مناطق پرفشار نسبت به مناطق کم فشار با رنگ روشن‌تری به نمایش در آمده‌اند.



شکل ۱۴- توزیع فشار در پمپ بهینه شده

تغییر جهت انحنا در خروجی پمپ باعث به وجود آمدن ناحیه کم فشار شده است، اگر چه این تغییر جهت، موجب اتلافات انرژی شده است ولی به دلیل فشار بالا احتمال کاویتاسیون در این ناحیه وجود ندارد. همچنین مشاهده می‌شود توزیع فشار در حلزونی پمپ تقریباً به صورت یکنواخت می‌باشد ( شکل ۱۵).



شکل ۱۵- توزیع فشار در حلزونی پمپ و ناحیه کم فشار در خروجی پمپ

### ۱۱-۸- بررسی توزیع سرعت در پمپ بهینه شده

با توجه به شکل‌های توزیع سرعت در این قسمت مشاهده می‌شود متوسط سرعت در قسمت ورودی پره، در پمپ بهینه کاهش یافته است، که از روی نمودارهای توزیع فشار بر روی پرها همین انتظار می‌رفت (شکل ۱۶ و ۱۷). همانطور که مشاهده می‌شود توزیع سرعت به گونه‌ای است که از ورود تا خروج سیال از پروانه‌ی پمپ، در حال افزایش است ولی توزیع سرعت داخل حلزونی تقریباً به صورت یکنواخت می‌باشد.



## ۹- نتیجه گیری

هدف از این پژوهش، کاهش احتمال کاویتاسیون در پمپ است. برای بهبود وضعیت کاویتاسیون در پمپ‌ها روش‌های گوناگونی وجود دارد که در اینجا تغییر مختصات ورودی پمپ مورد بررسی قرار گرفته است. برای شبیه سازی پمپ گریز از مرکز ۲۰۰-۶۵ شرکت پمپیران و بررسی عددی پمپ از نرم افزار انسیس استفاده شده است، با توجه به مقایسه نمودار هد - دبی با نمونه واقعی پمپ شرکت پمپیران، نتایج این مقاله به نتایج واقعی نزدیک است.

تغییر مختصات ورودی پروانه پمپ در سه راستای توپی، پوشش و کل مختصات ورودی صورت گرفته است. با توجه به جدول ۶ مشاهده می‌شود که فشار کمینه ورودی پمپ در پمپ‌های شماره ۲ و ۳ مقدار کمی افزایش یافته است و هد و بازده پمپ به مقدار جزئی کاهش یافته است. در قسمت بعد تغییر مختصه ورودی در راستای توپی پمپ صورت گرفته است. با توجه به جدول ۸ تغییر مختصه در راستای توپی، تاثیر چشمگیری در افزایش فشار کمینه دارد. با توجه به جدول ۱۰ تغییر در کل موقعیت ورودی نتیجه مطلوبی بر روی نتایج ندارد. از روی نمودارهای شکل‌های ۱۱ و ۱۲ در مختصات مختلف ورودی می‌توان به این نتیجه رسید که تغییرهای جزئی در مختصات ورودی، موجب کاهش جزئی هد و بازده گردیده است ولی با توجه به کانتورهای فشار و شکل ۱۳ می‌توان نتیجه گرفت کمینه فشار در تعدادی از پمپ‌ها با مختصات ورودی متفاوت، افزایش یافته است. افزایش فشار کمینه در پمپ باعث کاهش احتمال کاویتاسیون می‌گردد. با توجه به اهمیت پدیده کاویتاسیون و تاثیر این پدیده مخرب بر روی پمپ می‌توان در مقابل افزایش فشار کمینه پمپ، از کاهش جزئی هد و بازده پمپ چشم پوشی نمود.

بیشترین بهبود وضعیت کاویتاسیون در پمپ شماره ۵ صورت گرفته است. در این پمپ با مختصات ورودی داده شده در جدول ۷، فشار کمینه ۲۱۷۱/۵ پاسکال افزایش یافته است. توزیع فشار در پمپ بهینه در شکل ۱۴ نشان داده شده است که میزان افزایش فشار در پروانه و حلزونی پمپ در آن مشخص است. همچنین مشاهده می‌شود افزایش عمده فشار در پروانه پمپ صورت گرفته است.

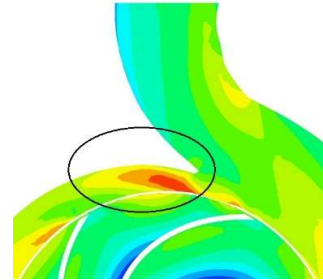
تغییر جهت انحنا در خروجی پمپ با توجه به شکل ۱۵، باعث به وجود آمدن ناحیه کم فشار شده است، ولی با توجه به فشار بالا احتمال کاویتاسیون در این ناحیه وجود ندارد. همچنین با بررسی نحوه توزیع سرعت و خطوط جریان، افزایش سرعت در قسمت زبانه پمپ، موجب کاهش فشار در این ناحیه شده است که با دقت در طراحی بر فاصله بین پروانه و حلزونی می‌توان از وقوع پدیده کاویتاسیون جلوگیری نمود (شکل ۱۹).

مختصات ورودی پروانه، یکی از پارامترهای اساسی پمپ می‌باشد. در این مقاله مختصات ورودی پمپ ۲۰۰-۶۵ پمپیران بررسی گردیده است و با تغییر هندسه ورودی پروانه، تاثیر مختصات ورودی تعداد محدودی از هندسه‌های پمپ، مشخص گردیده است. با توجه به نتایج بدست آمده وضعیت کاویتاسیون در بعضی هندسه‌های ورودی بهبود یافته اند.

## ۱۰- تقدیر و تشکر

نویسندگان این مقاله بر خود لازم می‌دانند از دفتر فنی و مهندسی شرکت پمپ سازی نوید سهند بابت در اختیار قرار دادن کاتالوگ‌های

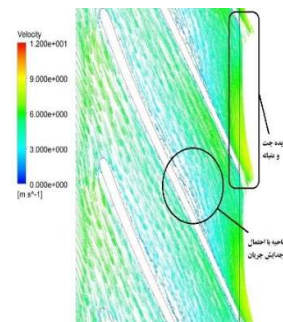
همچنین در قسمت زبانه‌ی حلزونی که ناحیه عبور جریان کوچک شده است سرعت سیال بیشتر است که در شکل ۱۹ کاملاً مشخص شده است. در طراحی حلزونی فاصله بین پروانه و حلزونی پمپ، برای جلوگیری از پدیده کاویتاسیون در این ناحیه، یکی از عوامل تاثیر گذار می‌باشد.



شکل ۱۹- پدیده جت و دنباله و افزایش سرعت سیال در قسمت زبانه حلزونی

## ۱۳-۸- بردارهای سرعت و خطوط جریان بین پره‌های پمپ بهینه

برای پروانه‌ای با تعداد پره‌های محدود، توزیع سرعت در صفحه پره‌ها، حتی برای سیال ایده آل نمی‌تواند یک بعدی باشد. گشتاور وارده از چرخ به سیال، از طریق پره‌ها منتقل می‌شود. در طرفین هر پره اختلاف فشاری متناسب با گشتاور مزبور ایجاد می‌شود. با کاهش تعداد پره‌ها، بار هر پره افزایش یافته، اختلاف فشار طرفین آن زیاد می‌شود. سطح پر فشار را سمت فشار<sup>۱</sup> و سطح کم فشار را سمت مکش<sup>۲</sup> می‌گویند. بنابراین در کانال بین دو پره نیز یک گرادیان فشار در امتداد محیطی از سطح پر فشار یک پره به طرف سطح کم فشار پره‌ی مجاور وجود دارد. این نیز به نوبه خود طبق قانون برنولی به معنای وجود گرادیان سرعت در امتداد محیطی است [۲۰]. این گرادیان سرعت باعث ایجاد گردابه‌ها و افزایش احتمال جدایش جریان بین پره‌ها می‌شود. در شکل ۲۰ بردارهای سرعت بین پره‌ها نشان داده شده است. در این شکل محل ایجاد پدیده جت و دنباله و همچنین ناحیه احتمال جدایش جریان مشخص شده است.



شکل ۲۰- بردارهای سرعت بین پره‌ها

<sup>1</sup> Pressure side

<sup>2</sup> Suction side

پمپ‌ها و سایر کمک‌ها در راستای پژوهش حاضر، کمال تشکر و قدردانی را نمایند.

### ۱۱- فهرست علائم

$H$	هد پمپ (m)
$\dot{m}$	دبی جرمی ( $\text{kg s}^{-1}$ )
$n$	بردار نرمال سطح
$P$	فشار (kPa)
$Q$	دبی پمپ ( $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ )
$T$	گشتاور انتقالی پروانه (N.m)
$t$	زمان (s)
$u$	مؤلفه‌ی بردار سرعت ( $\text{m s}^{-1}$ )
$v$	سرعت ( $\text{m s}^{-1}$ )

### علائم یونانی

$\gamma$	وزن مخصوص ( $\text{Nm}^{-3}$ )
$\tau$	تنش برشی (Pa)
$\varphi$	ضریب جریان
$\mu$	لزجت دینامیکی ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$ )
$\rho$	چگالی ( $\text{kgm}^{-3}$ )
$\Omega$	سرعت دورانی ( $\text{rad s}^{-1}$ )

### بالانویس‌ها

.	نرخ زمانی
-	متوسط زمانی
$o$	بازه‌ی زمانی قبل

### زیرنویس‌ها

$i, j$	بردار های یکه مختصات دکارتی
$in$	ورودی
$out$	خروجی

### ۱۲- مراجع

- [1] Van Esch B. P. M., *Simulation of three-dimensional unsteady flow in hydraulic pumps*. University of Twente, ch.1, pp. 9-10, 1997.
- [۲] طحانی م.، بررسی تجربی و عددی اثر تغییرات هندسه پره بر عملکرد پمپ سانتریفوژ. رساله دکتری، دانشگاه علم و صنعت ایران، ۱۳۹۱.
- [3] Karassik I. J., Messina J. P., Cooper P., Heald C. C., *Pump handbook*, Vol. 3, New York, McGraw-Hill, 2001.
- [۴] کوزه‌گرغیائی ک. احقاقی ب.، محاسبه عملکرد ایندیوسر پمپ با شبیه سازی سه بعدی جریان. *اولین کنفرانس ملی توسعه پایدار در سیستم‌های مهندسی انرژی، آب و محیط زیست*، تهران، ایران، ۱۳۹۴.
- [5] U.S. Department Of Energy (DOE)., *Energy Efficiency and Renewable Energy, Improving Pumping System*

- Performance –A Sourcebook for Industry, 2nd ed, May, 2006.
- [6] Gülich J. F., *Centrifugal pumps*, Springer, 2008.
- [7] Karassik I. J., McGuire T., *Centrifugal pumps*, Technical Standards Services, 1998.
- [۸] شایسته ر.، *تاریخچه ابداع و تکامل پمپها، مشاورین تجهیزات دوار چرخ* پارسی، ۱۳۸۹.
- [9] Yokoyama S., Effect of the position of impeller inlet and lean on the cavitation performance of centrifugal pump, *Fluid Engineering journal*, Vol. 12, No. 10, pp 601-612, 1976.
- [10] Hofmann M., Stoffel B., Experimental and Numerical studies on a centrifugal pump with 2D-curved blades in cavitating condition, 2001.
- [11] Bacharoudis E. C., Filios A. E., Mentzos M. D. and Margaris D.P., Parametric Study of a Centrifugal Pump Impeller by Varying the Outlet Blade Angle, *The Open Mechanical Engineering Journal*, Vol. 2, No. 2, pp 75-83, 2008.
- [12] Luo X., Zhang Y., Peng J., Xu H., Yu W., Impeller inlet geometry effect on performance improvement for centrifugal pumps, *Springer, Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol 22, No 10, pp 1971-1976, 2008.
- [13] Pranit M. Patil., Shrikant B. Gawas., Priyanka P. Pawaskar., Dr. R. G. Todkar., Effect of geometrical changes of impeller on centrifugal pump performance, *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, Vol 2, No 2, pp 220-224, 2015.
- [14] Shojaeefard M. H., Tahani M., Ehghaghi M. B., Fallahian M. A., and Beglari M., Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid, *Computers & Fluids journal*, Vol 60, pp 61-70, 2012.
- [15] Ehghaghi M. B., Vajdi M., Numerical and Experimental Study of splitter blades effect on the centrifugal pump performance, *Modares Mechanical Engineering journal*, Vol. 15, No. 3, pp 398-410, 2014.
- [16] Elder R., Turlidakis A., Yates M., *Advances of CFD in fluid machinery design*, John Wiley & Sons, 2003.
- [17] Menter F. R., Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA journal*, Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605, 1994.
- [۱۸] کاتالوگ‌های صنعتی شرکت پمپیران، ایران، تبریز.
- [19] Minggao T., Prediction research on energy characteristics for centrifugal pumps, Zhenjiang: Jiangsu University, 2008.
- [20] Nourbakhsh S., *Turbomachinery*, University of Tehran Press, 2005.