



بررسی تجربی و عددی تأثیر پرهای جداکننده دوبل بر عملکرد پمپ گریز از مرکز

میربیوک احراقی^۱، محمد وجدي^{۲*}، محمد نمازیزاده^۳، مریم حاجی‌پور^۴

- ۱- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز
 ۲- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل
 ۳- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهری بهشتی، تهران
 ۴- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز
 * اردبیل، صندوق پستی 179، vajdi@uma.ac.ir

چکیده

پمپ‌های گریز از مرکز در اکثر صنایع به عنوان قلب سیستم که وظیفه جابجایی سیالات مورد استفاده در آن صنعت را به عهده دارند، به وفور مورد استفاده قرار می‌گیرند و سهم قابل توجهی در میزان انرژی مصرفی دارند. از این‌رو بهمود عملکرد پمپ‌ها، مورد توجه بسیاری از محققین قرار گرفته است. در این مقاله هدف مطالعه تأثیر پرهای جداکننده دوبل بر عملکرد پمپ در کارکرد با آب به صورت تجربی و عددی می‌باشد. به منظور بررسی تجربی، سه نوع پروانه مختلف ساخته شده است. پمپ با این پروانه‌ها در سلول تست آزمایش شده و منحنی عملکردی آن استخراج گردیده است. همچنین با هدف بررسی جریان، پمپ به صورت عددی با نرم افزار سی‌اف‌ایکس شبیه‌سازی شده است. روش عددی حجم محدود به همراه مدل آشتفتگی کا-امگا اس‌اس‌تی برای تحلیل عددی مورد استفاده قرار گرفته است. نتایج عددی و تجربی همخوانی قابل قبولی داشته‌اند که حاکی از افزایش هد و تغییر ارتفاع مثبت مکشی خالص موردنیاز به دلیل اضافه کردن پرهای جداکننده دوبل است. حداکثر افزایش هد مربوط به پروانه نوع سوم و برابر با 6.33٪ بدست آمد است. از طرفی پروانه نوع سوم باعث کاهش احتمال وقوع پدیده کاویتاسیون می‌شود، بنابراین پروانه نوع سوم به عنوان بهترین طرح انتخاب می‌شود. همچنین مشاهده می‌شود که در اطراف نقطه طراحی پمپ، تأثیر پرهای جداکننده دوبل بر عملکرد پمپ بیشتر بوده و با انحراف از این نقطه، میزان این تأثیر کاهش می‌یابد.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل	1395 آبان 25
دریافت:	09 بهمن 1395
پذیرش:	21 اسفند 1395
ارائه در سایت:	کلید واژگان:
	پمپ گریز از مرکز
	پرهای جداکننده دوبل
	افزایش هد
	کاویتاسیون

Experimental and numerical study of double splitter blades effect on the centrifugal pump performance

Mir Boyouk Ehghaghi¹, Mohammad Vajdi^{2*}, Mohammad Namazizadeh³, Maryam Hajypour¹

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

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

3. Mechanical and Energy Systems Engineering Department, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

* P.O.B. 179, Ardabil, Iran, vajdi@uma.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 15 November 2016

Accepted 28 January 2017

Available Online 11 March 2017

Keywords:

Centrifugal Pump

Double Splitter Blades

Head Increase

Cavitation

ABSTRACT

Centrifugal pumps as the heart of the system which are used to move fluids are used widely in most of the industries and have considerable contribution in the amount of energy consumption, so improving of their performance has been given much attention by researchers. In this paper the aim this study is the effect of double splitter blades on pump's performance numerically and experimentally. Three types of impellers have been made for experimental investigation. Pump with these impellers is tested and the performance curve is extracted. Also, the flow pump has been simulated numerically by ANSYS-CFX commercial code. Numerical method of finite volume with $k-\omega$ SST turbulence model has been done using for numerical analysis. Numerical and experimental results have reasonable agreement that which is indicative of the increasing of head and change of $NPSH_R$ due to adding of double splitter blades. The maximum head increased was obtained related to third type of Impeller, about 6.33 percent. Furthermore, the third type is selected as the best impeller. Also, it is observed that around point of designing of pump the effect of double splitter blades on pump's performance is more significant and deviation from this point will decrease the effect of it.

1- مقدمه

پمپ‌ها یکی از تجهیزات صنعتی هستند که انرژی مصرفی آن‌ها در حدود ۰٪ از انرژی الکتریکی تولیدی دنیا می‌باشد [۱]. معمولاً تکنولوژی پمپ گریز از مرکز، شامل طیف گسترده‌ای از پدیده‌های جریانی از جمله هد، دبی،

Please cite this article using:

M. B. Ehghaghi, M. Vajdi, M. Namazizadeh, M. Hajypour, Experimental and numerical study of double splitter blades effect on the centrifugal pump performance, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 3, pp. 196-1204, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

از طرف دیگر کاربرد پرههای جداکننده در پمپ‌ها، فقط به منظور افزایش هد نبوده و پرههای جداکننده، بر پدیده کاویتاسیون نیز تأثیرگذار هستند. ژانگ و همکاران [12] در سال 2014، به بررسی عددی تأثیر پرههای جداکننده بر عملکرد کاویتاسیونی پمپ گریز از مرکز پرداختند.

يانگ و همکاران [13]، به صورت عددی و تجربی، تأثیر پرههای جداکننده بر عملکرد کاویتاسیونی پمپ دومکشه را مورد بررسی قراردادند. نتایج این تحقیق نشانگر این است که با نصب پرههای جداکننده، مقدار ارتفاع مکشی خالص مثبت مورد نیاز، کاهش می‌یابد؛ زیرا پرههای جداکننده باعث افزایش فشار نسبی و کاهش سرعت در سطوح مکشی در نزدیکی لبه پیشرو شده و همچنین کوچک شدن منطقه ایجاد بخار آب نسبت به پروانه بدون پره جداکننده را در پی دارند.

احقادی و وجودی [3] در سال 2015 به صورت عددی و تجربی، پمپ گریز از مرکز با سرعت مخصوص متوسط را مورد بررسی قراردادند و تأثیر مثبت پرههای جداکننده در پمپ‌های شعاعی بسته را نشان دادند.

با توجه به بررسی‌های صورت گرفته، پرههای جداکننده به عنوان روشی به منظور افزایش هد و کارایی پمپ و همچنین بهبود عملکرد کاویتاسیونی پمپ مورد استفاده قرار می‌گیرند. در تحقیقات قبلی صورت گرفته، کاربرد پرههای جداکننده دوبل بر پمپ‌های با سرعت مخصوص بسیار پایین مورد بررسی قرار گرفته‌اند. در این تحقیق، از پرههای جداکننده دوبل به منظور افزایش هد پمپ گریز از مرکز با پرههای سه بعدی و پروانه بسته استفاده شده است که تمایز مهم آن با کارهای قبلی انجام گرفته است. زاویه خروجی پره‌ها در این بررسی 27.5 درجه بوده و پمپ دارای سرعت مخصوص متوسط (ω) و در حدود 0.5 می‌باشد. تغییرات صورت گرفته در این تحقیق، محدود به پروانه بوده و حلزونی بدون تغییر باقی مانده است. این بررسی بر پایه تست تجربی پمپ و شبیه‌سازی عددی با روش حجم محدود صورت گرفته و به منظور شبیه‌سازی عددی از نرم افزار تجاری سی‌اف‌ایکس⁴ برای حل معادلات استفاده شده است.

2- مشخصات پمپ مورد بررسی

عموماً بررسی تغییرات هندسی بر عملکرد پمپ‌ها را، به کمک یک پمپ نمونه انجام می‌دهند. از این‌رو در این بررسی یکی از پمپ‌های شرکت پمپیران (EN 65-200)، به عنوان پمپ نمونه انتخاب شده است. قطر پروانه پمپ 209 میلیمتر، زاویه خروجی پره‌ها 27.5 درجه و رو به عقب⁵، تعداد پره‌ها نسبت به پروانه اصلی به 4 پره کاهش یافته و عرض پروانه در خروجی 17 میلیمتر می‌باشد. محرك پمپ نیز یک الکتروموتور سه فازی از محصولات شرکت موتوزن⁶ با سرعت دورانی 1450 دور بر دقیقه و توان 4 کیلووات است. قطر پروانه، زاویه خروجی پره‌ها، تعداد پرههای اصلی و عرض پروانه در هر سه مدل پروانه بدون تغییر مانده است. طول پرههای اصلی پمپ 180 میلیمتر بوده و پرههای جداکننده با طول بی‌بعد (نسبت طول پره جداکننده به طول پره اصلی پمپ) 33٪ و 66٪ افزوده شده‌اند.

2-1- مشخصات پروانه‌های مورد بررسی

پس از دمونتاژ پمپ، با تهیه مدل ریخته‌گری، سه نوع پروانه با مشخصات زیر ساخته شدند:

(الف) پروانه نوع اول: پروانه چهار پره ساده و بدون پره جداکننده است.

همیشه امکان‌پذیر نخواهد بود، زیرا منحنی هد-دبی پمپ توسط سازنده تعیین گردیده و ممکن است با هد و دبی موردنظر خط لوله متفاوت باشد. برای کاهش هد پمپ از مقدار نامی آن و تطبیق آن با منحنی سیستم اکثراً از روش تراش پروانه استفاده می‌شود. اما برای افزایش هد پمپ از مقدار نامی آن، می‌بایست روش‌هایی به کار برده شود تا گردابه‌های فضای بین پره‌ها کاهش یافته و در نتیجه هدتولیدی پمپ افزایش یابد. کاربرد پرههای جداکننده به عنوان روشی مناسب در این زمینه پیشنهاد شده است [3].

یکی از اولین بررسی‌ها در مورد پرههای جداکننده توسط میاموتو و همکاران [4] صورت پذیرفت که ایشان به بررسی تأثیر پرههای جداکننده بر عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز با پرههای شعاعی پرداختند. در این بررسی طول پره‌های جداکننده حدود 60٪ طول پرههای اصلی پمپ بود. با توجه به نتایج بدست آمده از این بررسی می‌توان اظهار نمود که بازگذاری نیروهای فشاری وارد بر دیواره در پروانه با پره جداکننده، کوچکتر می‌شود.

یوان [5]، تأثیر پرههای جداکننده را به منظور حل مشکلات هیدرولیکی پمپ‌های گریز از مرکز با سرعت مخصوص کم، مورد مطالعه قرار داد. در این تحقیق سه عامل طول، زاویه خروجی و موقعیت محیطی پرههای جداکننده که عملکرد پمپ با کاربرد پرههای جداکننده را تحت تأثیر قرار می‌دهند، بررسی شد.

شعاعی فرد و احقادی [6] تحقیقات وسیعی را بر روی هندسه پمپ گریز از مرکز به منظور بررسی تغییرات عملکرد آن هنگام انتقال سیالات لرج انجام دادند. این تحقیقات شامل بررسی زبری پروانه متحرک، تعداد پرههای پروانه، پهنای پاساژ⁷ و نوع چرخ متحرک از لحاظ بسته یا نیمه باز بودن آن می‌باشد. نتایج حاصل نشان دهنده کاهش تعداد پره برای افزایش راندمان در افزایش لرحت سیال است.

در سال 2006، گولجو و همکاران [7] تحقیقی تحت عنوان صرفه‌جویی انرژی در پمپ با استفاده از پرههای جداکننده انجام دادند.

در مورد کاربرد پرههای جداکننده دوبل، می‌توان به تحقیق لی [8] اشاره نمود. لی در سال 2006، به بررسی تحلیلی عملکرد پمپ گریز از مرکز روغن با پرههای جداکننده دوبل پرداخت. پمپ مورد بررسی در این تحقیق، سرعت مخصوص بسیار پایینی داشت که لی از یک روش تحلیلی برای شبیه‌سازی جریان‌های برگشتی در پمپ استفاده نمود و سپس با افزودن پرههای جداکننده دوبل، نشان داد که پرههای جداکننده دوبل با کنترل جریان‌های برگشتی، باعث افزایش هد تولیدی پمپ می‌شوند.

درخشنان و نوربخش [9] پمپ به عنوان توربین را ابتدا به صورت تحلیلی و با استفاده از روش نسبت مساحت، به این صورت که رفتار هیدرولیکی پمپ به عنوان توربین، با استفاده از رفتار هیدرولیکی پمپ اصلی پیش بینی شود، تحلیل نموده‌اند. سپس با روش‌های عددی و با استفاده از نرم افزار فاین توربو⁸ نظره‌ی کارکرد بهینه را ارائه داده‌اند.

هو و همکاران [10]، تأثیر پرههای جداکننده بر عملکرد توربین فرانسیس با هد خیلی بالا را مورد بررسی قراردادند. نتایج نشانگر افزایش بازده توربین با استفاده از پرههای جداکننده بود.

شیگمیتسو و همکاران [11]، به بررسی پمپ‌های گریز از مرکز کوچک⁹ پرداختند. این بررسی تحت عنوان شرایط جریان ناپایدار پمپ‌های گریز از مرکز کوچک با پرههای جداکننده انجام گرفت.

⁴ CFX

⁵ backward

⁶ www.motogen.com

¹ passage

² Fine Turbo

³ Mini Centrifugal Pump



Fig. 3 Test Setup of Centrifugal Pump

شکل 3 نمایی از پمپ نصب شده در سلول تست

این مراحل تا کاهش ۳٪ هد تکرار می‌گردد و فشار کل مکشی سیال (P_S) ثابت و با جایگذاری فشار اتمسفر (P_{atm}), فشار بخار سیال (P_V) و سرعت در رانش (V_2)، مقدار ارتفاع مثبت خالص مکشی موردنیاز ($NPSH_R$) از رابطه (1) محاسبه می‌شود:

$$NPSH_R = P_{atm} - P_S + \frac{V_2^2}{2g} - P_V \quad (1)$$

4- بررسی عدم قطعیت

بررسی عدم قطعیت در اندازه‌گیری همواره در مطالعات تجربی حائز اهمیت می‌باشد و در این بررسی نیز با توجه به خطاهای موجود در اندازه‌گیری‌ها برای داده‌های استخراجی از بررسی تجربی، آنالیز میزان عدم قطعیت صورت گرفته است. درصد عدم قطعیت در محاسبه هد ۱.۱۲٪ و در محاسبه بازده برابر ۰.۰۲٪ می‌باشد. همچنین با توجه به محاسبات صورت گرفته، عدم قطعیت در محاسبه ارتفاع مکش خالص مثبت، برابر با عدم قطعیت در محاسبه هد می‌باشد [14].

5- بررسی عددی

در این بررسی، برای شبیه‌سازی عددی جریان در داخل پمپ، از نرم افزار سی‌اف‌ایکس استفاده شده است. با استفاده از نقشه‌های فنی موجود، مختصات نقاط استخراج و توسط نرم‌افزار سی‌اف‌تورو^۲ نقشه نصف النهاری پمپ ترسیم گردید. سپس این فایل به نرم افزار بلیدجن^۳ منتقل شد و سایر مراحل رسم پروانه و اضافه کردن پره‌های جداکننده در این نرم افزار انجام گرفته است. همچنین توسط نرم‌افزار انسیس مش^۴ مجرای جریان سیال شبکه‌بندی شد. شبکه‌بندی به صورت سلول‌های شش وجهی و هرمی به طور بی‌سازمان انجام گرفت تا امکان تراکم گره‌ها و المان‌ها به طور محلی در موقعیت به خصوصی از هندسه وجود داشته باشد و سطوح با دقت بیشتری گسترش شوند. در شکل ۴ نمونه‌ای از فضای شبکه‌بندی شده برای پروانه نوع اول نشان داده شده است. برای اطمینان از دقت حل عددی، لازم است اثر اندازه المان‌ها بر پارامترهای مسئله، شبیه‌سازی با چندین شبکه با تعداد المان‌های مختلف، انجام گرفته‌است. استقلال نتایج از شبکه در جدول ۱ آورده شده است.

به منظور بررسی جزئیات جریان در داخل پروانه و حلقه‌نی به بررسی عددی پمپ پرداخته می‌شود. با استفاده از رابطه (2) هد پمپ به روش عددی محاسبه گردیده است، که در این رابطه مقادیر P_{t1} و P_{t2} به ترتیب فشار کل سیال در رانش و مکش پمپ می‌باشند.

²CFTurbo³BladeGen⁴Ansys Mesh

ب) پروانه نوع دوم: پروانه چهار پره با پره جداکننده دوبل که پره جداکننده کوتاه مقدم است.

ج) پروانه نوع سوم: پروانه چهار پره با پره جداکننده دوبل که پره جداکننده بلند مقدم است. در شکل ۱ طرح پمپ با سه نوع پروانه مورد بررسی، مشاهده می‌شود.

پره‌های جداکننده، دقیقاً تمامی مشخصات پره‌های اصلی پمپ را دارا هستند و تنها تفاوت آن‌ها با پره‌های اصلی پمپ، در طول پره است که طول بی بعد پره جداکننده کوتاه ۳۳٪ و طول بی بعد پره جداکننده بلند ۶۶٪ می‌باشد.

3- بررسی تجربی

تست پمپ، در سلول تست شرکت نوید سهند (سازنده‌ی انواع پمپ‌های گریز از مرکز) انجام گردیده است. طرح شماتیک سلول تست در شکل ۲ نمایش داده شده است.

برای اندازه‌گیری دبی، از دبی‌سنچ کرون^۵ با دقت ۰.۰۱ و برای اندازه‌گیری توان مصرفی، از وات‌متر موجود در سلول تست استفاده گردید. همچنین برای تعیین فشار در مکش و رانش پمپ، علاوه بر سنسورهای فشار موجود، گیج‌های کالیبره شده، در ورودی و خروجی پمپ نصب گردیده است. شیر برقی موجود در مدار، دبی را از بیشینه مقدار ممکن تا مقدار صفر تنظیم می‌نماید. مقدار هد، توان مصرفی، بازده و همچنین ارتفاع مثبت خالص مکشی مورد نیاز در دبی‌های مختلف استخراج شده و منحنی‌های عملکردی پمپ ترسیم می‌گردند. در شکل ۳، تصویر پمپ نصب شده در سلول تست نشان داده شده است.

به منظور محاسبه ارتفاع مثبت خالص مکشی مورد نیاز، با قرار دادن پمپ در دبی ثابت، بستن تدریجی شیر مکش و ایجاد اختناق انجام می‌گیرد.



Fig. 1 A View of the Modeled Impellers

شکل ۱ طرح پمپ با پروانه‌های مورد بررسی

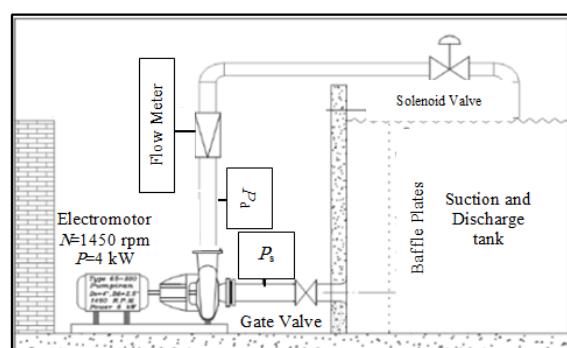


Fig. 2 The Schematic of Test Setup [3]

شکل ۲ طرح شماتیک سلول تست پمپ [3]

⁵Chrono

نهایت برای ارتباط دو تحلیل فوق و شیوه سازی کل جریان در پمپ، رابط روتور ایستا مورد استفاده قرار می‌گیرد [15]. جریان سیال در پمپ به صورت آشفته بوده و برای شبیه‌سازی جریان آشفته در داخل آن مدل آشفتگی کا-امگا اس-اس تی به کار بردۀ می‌شود. این مدل در نزدیکی دیواره‌ها همانند مدل کا-امگا عمل کرده و در نواحی دورتر نزدیک به مدل کا-پسیلوون می‌باشد و در نتیجه نتایج مطلوب‌تری در کل میدان جریان ارائه می‌دهد [3]. در نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس بردارهای سرعت در مختصات کارتزین محاسبه شده و در نقاط انتگرال گیری شارها تعیین می‌گردند. با توجه به اینکه نقاط انتگرال گیری برای سلول‌های مجاور مشترک هستند، شار ورودی یک سلول برابر شار خروجی سلول مجاور بوده و در نتیجه با ارضای معادلات بقا، روابط (8) تا (10) بدست می‌آیند [15]:

$$\rho V \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (8)$$

$$\rho V \left(\frac{u_i - u_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (u_j)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{s}_{u_i} V \quad (9)$$

$$\rho V \left(\frac{\varphi - \varphi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \varphi_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{s}_\varphi \quad (10)$$

که مقدار دبی برابر است با:

$$\dot{m}_{ip} = (\rho u_j \Delta n_j)_{ip}^0 \quad (11)$$

نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس از حلگر کوپل استفاده می‌نماید و در نتیجه متغیرهای فشار و سرعت (مؤلفه‌های سرعت) به طور همزمان از حل دستگاه معادلات تعیین می‌گردد [3].

7- شرایط مرزی

فضای محاسباتی به دو ناحیه مجزا شامل پروانه و حلقه‌نی تقسیم شده است. ناحیه حلقه‌نی ساکن در نظر گرفته شده، در حالی که ناحیه پروانه با سرعت زاویه‌ای 1450 دور در دقیقه در حال دوران است. شرط مرزی در خروجی پمپ که در ناحیه حلقه‌نی واقع بوده، به صورت دبی عبوری از پمپ تعیین گردیده است. مکش پمپ در ناحیه پروانه قرار داشته و به صورت فشار کل مکش معرفی شده است. کلیه دیواره‌های موجود در ناحیه حلقه‌نی و پروانه به صورت دیواره بدون لغزش معرفی شده‌اند، با این تفاوت که دیواره‌های ناحیه حلقه‌نی ساکن و دیواره‌های ناحیه پروانه در حال دوران با سرعتی برابر با سرعت پروانه هستند. در مدل‌سازی پمپ از اثر سیال بین دیواره و پروانه صرف نظر شده است. شرایط مرزی بکار رفته در شکل 5 نشان داده شده‌اند.

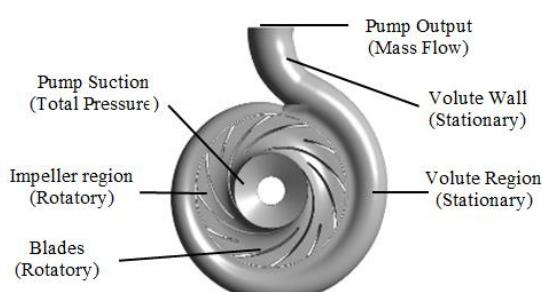


Fig. 5 Boundary Condition

شکل 5 شرایط مرزی

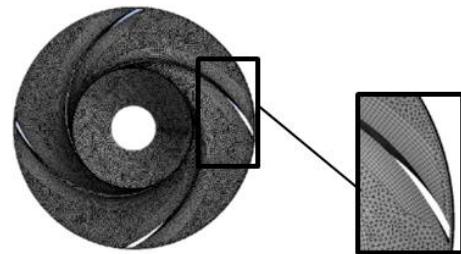


Fig. 4 The Mesh Configuration used for first Type Impeller

شکل 4 شبکه‌بندی مورد استفاده در پروانه نوع اول

$$H = \frac{P_{t2} - P_{t1}}{\gamma} \quad (2)$$

مقدار ارتفاع مکشی خالص مثبت موردنیاز با استفاده از نتایج حاصله از تحلیل جریان در پمپ از طریق رابطه (3) به روش عددی محاسبه گردیده است، که در این رابطه P_{t1} و P_{min} ، C_1 به ترتیب فشار کل در مکش، فشار کمینه در پاساژ پروانه و سرعت مطلق در ورودی پمپ می‌باشند.

$$NPSH_R = \frac{P_{t1} - P_{min}}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} \quad (3)$$

6- معادلات حاکم و گسترش‌سازی معادلات

برای محاسبه میدان جریان داخل پمپ، معادلات اساسی حرکت سیال تراکم‌ناپذیر، در مختصات کارتزین به کار رفته‌اند. معادله پیوستگی جرم، برای سیال غیرقابل تراکم در شرایط پایدار به صورت رابطه (4) نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \quad (4)$$

به دلیل حرکت دورانی سیال در پاساژ پره و همچنین حرکت دورانی پروانه، جملات شتاب کوریولیس و شتاب گریز از مرکز به صورت ترم چشمۀ به معادله حرکت اضافه می‌شوند. همچنین به خاطر متلاطم بودن جریان، از متوسط‌گیری زمانی برای متغیرها استفاده می‌شود. بنابرین معادله بقای مومنت به صورت رابطه (5) به کار می‌رود:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j) + s_{u_i} \quad (5)$$

که ترم چشمۀ s_{u_i} شامل شتاب کوریولیس و گریز از مرکز بوده و توسط رابطه (6) بدست می‌آید:

$$S_{u_i} = -\rho [2\vec{\Omega} \times \vec{u} + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r})] \quad (6)$$

تنش برشی اعمال شده نیز از رابطه (7) محاسبه می‌گردد:

$$\bar{\tau}_{ij} = -\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (7)$$

تحلیل کل پمپ به صورت چند دستگاه مختصاتی صورت گرفته است. جریان در پروانه با دستگاه مختصات چرخان شبیه‌سازی می‌گردد، درحالی که تحلیل جریان در حلقه‌نی با دستگاه مختصات ساکن انجام شده است. در

جدول 1 آزمون استقلال از شبکه

Table 1 Evaluation of the dependency of Mesh

تعداد المان‌های شبکه (نیوتن متر)	گستاور اعمالی بر پروانه
406006	12.3443
818490	12.2474
1747695	12.0850
2836930	12.0001
4459861	11.9684
5582686	11.9411
6529403	11.9400

8- نتایج

جداکننده است که این افزایش توان در اطراف نقطه طراحی بیشتر است. افزایش توان را می‌توان مربوط به دو عامل دانست؛ دلیل اول انتقال بهتر انرژی به سیال است که این عامل به شکل افزایش هد مشاهده می‌شود. در اطراف نقطه طراحی افزایش هد بیشتر بوده و افزایش توان مصرفی نیز در این نقطه بیشتر است اما در دبی‌های نزدیک صفر، تأثیر این عامل کمتر است. اما عامل دیگر، بیشتر شدن سطح تماس بین سیال و پروانه می‌باشد که با افزودن پرههای جداکننده به پروانه، سطح تماس سیال و پروانه بیشتر و در نتیجه تلفات بیشتر شده است. با توجه به اینکه تلفات هیدرولیکی با محدود سرعت مناسب است، این عامل یکی از دلایل افزایش توان مصرفی در دبی‌های زیاد است.

در شکل 6 نمودار بازده پمپ با پروانه‌های مختلف نیز قابل مشاهده است. بهترین نقطه کاری پمپ در پروانه‌های مورد آزمایش نسبت به پروانه اصلی این پمپ جایه‌جا و به دبی کمتر منتقل شده است. بازده پمپ با تعییر نوع پروانه تغییرات جزئی را تجربه می‌کند که از نظر مهندسی قابل صرف نظر است. کاهش جزئی در بازده پمپ با افزودن پرههای جداکننده را نیز می‌توان به افزایش تلفات هیدرولیکی پمپ به دلیل سطح تماس بیشتر بین پروانه و سیال دانست. از آنجایی که تلفات هیدرولیکی با محدود سرعت مناسب هستند، در دبی‌های کم به دلیل سرعت پایین جریان، کاهش بازده چندان محسوس نیست ولی در دبی‌های بالاتر و همچنین اطراف نقطه بهترین بازده، کاهش بازده محسوس‌تر مشاهده می‌شود.

در بررسی منحنی‌های $NPSH_R$ و تأثیر پرههای جداکننده برآن، به تست تجربی پرداخته شد. هر سه پروانه نوع اول، نوع دوم و نوع سوم روی پمپ نصب گردیده و تست انجام شد. به منظور بررسی میزان تغییرات $NPSH_R$ با بکارگیری پرههای جداکننده، این تغییرات در جدول 3 آورده شده است که در پروانه نوع دوم افزایش $NPSH_R$ و در پروانه نوع سوم کاهش $NPSH_R$ مشاهده شد و حداکثر کاهش آن، 10.25٪ برای پروانه نوع سوم بدست آمده است. این کاهش باعث کاهش احتمال کاویتاسیون در پروانه نوع سوم می‌شود.

در شکل 7 نمودار دبی- $NPSH_R$ پمپ با سه پروانه نشان داده شده است. کاهش $NPSH_R$ در پروانه نوع سوم پره جداکننده با طول 66٪ که در سمت مکش قرار دارد باعث کنترل گردابه‌ها و توزیع بهتر جریان می‌شود که افزایش فشارنسبی و کاهش سرعت در لبه پیشرو در سمت مکش پره را در دبی دارد. از آنجایی که لبه پیشرو همواره در ناحیه کم فشار قرار دارد عملکرد کاویتاسیونی با افزایش فشار مکش در لبه پیشرو بهبود می‌یابد. در پمپ‌های با پرههای جداکننده بار فشاری روی پره اصلی با پرههای جداکننده به اشتراک گذاشته می‌شود، بار فشاری کم به معنی فشار بالا در مکش و فشار پایین در ناحیه فشار است که منجر به بهبود عملکرد مکشی پمپ می‌شود [13].

مقدار هد پمپ با تحلیل عددی نیز محاسبه شده است. مشاهده می‌شود

جدول 3 تغییرات ارتفاع مثبت خالص مکشی پروانه‌های با پره جداکننده نسبت به پروانه اصلی

دبی	نوع سوم	نوع دوم	(m ³ /hr)
-9.42	+2.09	25	
-10.25	+3.07	40	
-9.46	+5.08	50	
-8.42	+4.45	60	

ابتدا به ارائه نتایج تست آزمایشگاهی پرداخته می‌شود. پروانه‌های نوع اول، نوع دوم و نوع سوم به ترتیب مونتاژ و در سلول تست آزمایش شدند. به منظور بررسی میزان افزایش هد به واسطه استفاده از پرههای جداکننده دوبل، درصد افزایش هد برای پروانه نوع دوم و سوم نسبت به پروانه نوع اول در جدول 2 آورده شده است که افزایش هد پمپ با افزودن پرههای جداکننده در اکثر دبی‌ها مشهود بوده و حداکثر افزایش هد برای پروانه نوع سوم به دست آمده است.

داده‌ها نشانگر افزایش هد پمپ با افزودن پرههای جداکننده می‌باشند. این افزایش هد به مفهوم انتقال انرژی به سیال است. منحنی‌های عملکرد هیدرولیکی پمپ (هد، توان ورودی و بازده) در دبی‌های مختلف نسبت به دبی نامی (Q_N) در هرسه پروانه در شکل 6 نشان داده شده است. افزایش هد را می‌توان به دلیل هدایت بهتر جریان به علت تقسیم جریان و یکوتاختی آن در خروجی از پروانه دانست. با هدایت بهتر، جریان خروجی از پروانه مطابقت بیشتری با پروفیل پره خواهد داشت که منجر به کاهش لغزش و افزایش ضریب لغزش می‌گردد [16]. در اطراف نقطه طراحی دبی نشی پمپ و اتفاقات ناشی از عدم تطابق جریان با پروفیل پره در ورود کاهش می‌یابد [17] و به همین دلیل افزایش هد در اطراف این نقطه بیشتر است ولی با کاهش دبی و میل به سمت دبی‌های نزدیک به صفر نمودار هر سه پروانه به یکدیگر همگرا شده‌اند. در دبی‌های پایین مولفه‌ی سرعت دبی دهنده در خروجی پروانه کاهش می‌یابد که منجر به کاهش تأثیر پرههای جداکننده در هدایت جریان می‌گردد. در دبی‌های پایین‌تر، کاهش هد به دلیل افزایش مدت زمان حضور سیال در پروانه و تماس بیشتر سیال با پروانه (افزایش تلفات هیدرولیکی) امکان پذیر است [3].

همچنین نتایج حاکی از افزایش توان مصرفی با افزودن پرههای

جدول 2 میزان افزایش هد نسبت به پروانه اصلی

Table 2 Head variation for impeller with splitter blades to main impeller

دبی	میزان افزایش هد نسبت به پروانه نوع اول (/)	
نوع سوم	نوع دوم	(m ³ /hr)
2.10	-1.47	70
2.94	1.09	60
4.85	2.84	50
6.33	4.02	40
4.74	3.54	35
1.29	0.86	25

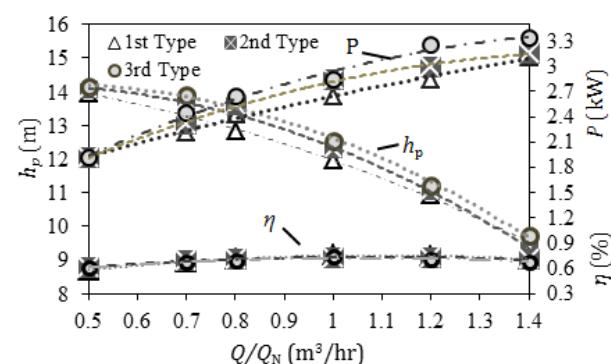


Fig. 6 منحنی‌های عملکرد هیدرولیکی پمپ (هد، توان ورودی و بازده) در دبی‌های

مختلف نسبت به دبی نامی در هرسه پروانه

Table 4 Centrifugal force on the impeller and force on the blades

جدول 4 نیروی شعاعی اعمالی روی پروانه و نیروی واردہ بر پردها

نیروی واردہ بر پردها (N)	نیروی شعاعی پروانه (N)	نوع پروانه
2654.73	1328.26	نوع اول
3920.21	1461.92	نوع دوم
3889.79	1473.54	نوع سوم

افزایش $NPSH_R$ در پروانه نوع دوم اشاره کرد که افزایش فشار کمینه این پروانه باعث افزایش در مقدار $NPSH_R$ آن نسبت به پروانه نوع اول شده است. در پروانه نوع سوم در دبی 50 مترمکعب در ساعت در مقایسه با پروانه نوع اول کاهش 0.2 متر در مقدار $NPSH_R$ مشاهده می‌گردد. این کاهش را می‌توان به دلیل کاهش فشار کمینه در پروانه نوع سوم دانست که منجر به کاهش احتمال وقوع کاویتاسیون در این پروانه می‌شود. شکل 9 نمودار دبی- $NPSH_R$ را نشان می‌دهد که افزایش دبی پمپاژ، منجر به افزایش $NPSH_R$ است که می‌شود، زیرا فشار استاتیکی بیشتری را در مجرای پردها ایجاد خواهد کرد که احتمال وقوع کاویتاسیون را بیشتر می‌کند. با کاهش مقدار $NPSH_R$ ارتفاع مکشی مجاز پمپ افزایش می‌یابد، در نتیجه پروانه نوع سوم از لحاظ عملکرد کاویتاسیونی و ارتفاع مکشی خالص بهتر است و منجر به افزایش ارتفاع مکش مجاز پمپ خواهد شد.

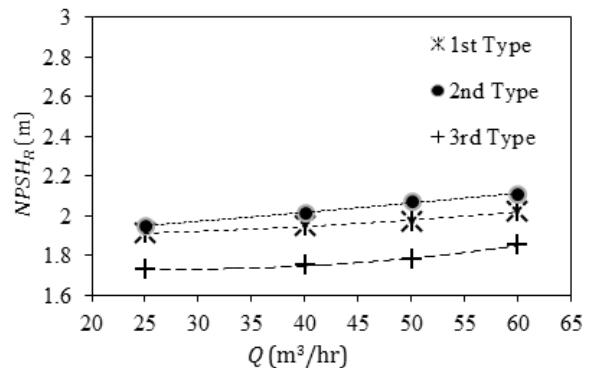
توزیع فشار استاتیکی برای دبی کاری در هر سه پروانه در شکل 10 نمایش داده شده که حاکی از افزایش فشار در حین عبور سیال از پمپ است. مشاهده می‌شود که اختلاف فشار ورودی و خروجی با پردهای جداگانه افزایش یافته است و درصد بیشتری از سرعت در خروجی از پروانه در محفظه حلقه‌نیز به فشار تبدیل شده است، که در نهایت به صورت افزایش هد تولیدی پمپ دیده می‌شود.

با دقت در کانتورهای فشار در پمپ (شکل 10) کمترین فشار در داخل پمپ، در پروانه نوع دوم مشاهده می‌گردد. لذا در پروانه نوع دوم احتمال وقوع کاویتاسیون بیشتر است اما در پروانه نوع سوم احتمال کاویتاسیون نسبت به پروانه نوع اول کمتر است زیرا پروانه نوع سوم با جلوگیری از انسداد جریان و کاهش گردابهای کاویتاسیونی، باعث کاهش کمترین فشار در پمپ می‌شود. کانتور فشار بر روی پردهای هر سه نوع پروانه در شکل 11 نشان داده شده است. با دقت در آن، منطقه کمترین فشار در داخل پمپ بر روی لبه جلویی پردهای اصلی مشخص است که منطبق بر آغاز کاویتاسیون در نواحی کم فشار در ناحیه ورودی سمت مکش پردها می‌باشد. نکته قابل توجه دیگر

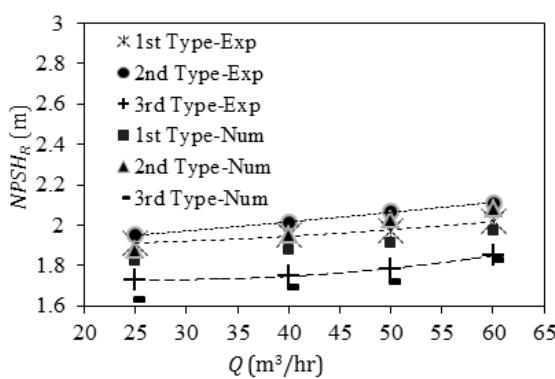
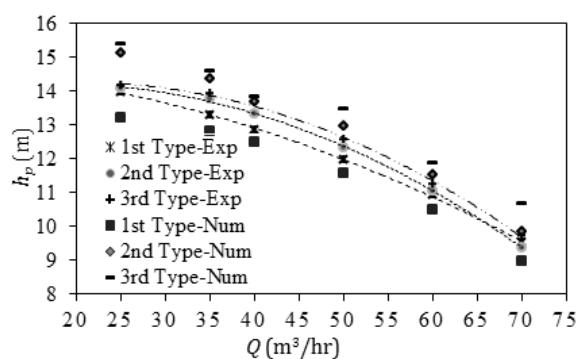
که توافق قابل قبولی بین نتایج عددی و تجربی به خصوص در نزدیکی نقطه طراحی وجود دارد اما با تغییر دبی نسبت به دبی طراحی میزان خطای روش عددی افزایش یافته است. دلیل این افزایش خطای روش عددی این است که میزان محدود نشست پمپ از زیر حد فاصل بین حلقه‌نیز و پروانه که محل عبور دبی نشست پمپ است، در بررسی عددی مدل نشده است. شکل 8 نمودار هد-دبی پمپ با روش عددی تجربی را نشان می‌دهد.

اختلاف فشارهای استاتیک در نقاط متقابل نسبت به مرکز پروانه باعث وارد شدن نیرویی موسوم به نیروی شعاعی به محور پروانه می‌شود. نیروی شعاعی حاصل از سیال بر روی پروانه که اهمیت زیادی در انتخاب یاتاقان‌های شفت و محفظه حلقه‌نیز یاتاقان پمپ دارد، در جدول 4 برای پروانه‌های مختلف به کمک نتایج عددی نشان داده شده است. همان طور که دیده می‌شود در پروانه نوع دوم و سوم بار وارد بیشتر بوده و پردهای پروانه نوع اول نیروی کمتری تحمل می‌کنند. توزیع غیر یکنواخت فشار، اغلب به علت تشکیل گردابها و جریان‌های برگشتی در دماغه‌ی حلقه‌نیز است [17]. جای تعجب است که پمپ با پردهای جداگانه نیروی شعاعی بیشتری دارد و این ناشی از تعامل بیشتر بین زبانه حلقه‌نیز و جریان در پردهای جداگانه است [16,3]. همچنین لازم به یادآوری است که در محاسبات، نیروی شعاعی پروانه به صورت انتگرال فشار و تنفس بر بشی بر روی سطح خروجی پروانه و نیروی وارد بر پرده به صورت انتگرال فشار و تنفس بر بشی بر روی سطح پرده تعریف شده است.

به منظور اطمینان از صحت نتایج روش عددی، مقدار $NPSH_R$ پمپ با پروانه‌های مختلف با روش عددی تجربی مقایسه شده است. نتایج حاکی از توافق قابل قبول بین نتایج عددی و تجربی است. با مقایسه سه نمودار می‌توان به

**Fig. 7** نمودار ارتفاع مثبت خالص مکشی موردنیاز- دبی برای پروانه‌های مختلف

شکل 7 نمودار ارتفاع مثبت خالص مکشی موردنیاز- دبی برای پروانه‌های مختلف

**Fig. 9** Compare $NPSH_R$ results of numerical analysis with experimental dataشکل 9 مقایسه $NPSH_R$ عددی و تجربی**Fig. 8** Compare head results of numerical analysis with experimental data

شکل 8 مقایسه هد عددی و تجربی

جريان در پاساز پرهها در دبی کمتر (35 مترمکعب) و دبی بیشتر (70 مترمکعب در ساعت) از دبی نقطه طراحی، در شکل 13 نمایش داده شده است. خطوط جریان در دبی کمتر نشان دهنده کاهش مؤلفه دبی دهنده سرعت می باشد که جریان برگشتی به دلیل گرادیان فشار معکوس به وجود آمده است. در پروانه نوع دوم نسبت به پروانه نوع سوم گردا بها بزرگتر و قوی تر هستند و احتمال کاویتاسیون را در سمت مکش پروانه اصلی افزایش می دهند. در صورتی که با بزرگ شدن مؤلفه دبی دهنده سرعت، در دبی بیشتر (70 متر مکعب در ساعت) گردابهایی در پاساز پروانه ها وجود نخواهد داشت.

پدیده جت دنباله و تقسیم نامساوی در لبه پرههای جداکننده در شکل 14 برای پروانه های نوع دوم و سوم در دبی حجمی 70 مترمکعب در ساعت نشان داده است. پرههای جداکننده جریان بین پره های اصلی را به سه بخش تقسیم می کنند، اما این تقسیم بندی برابر نبوده و دبی جریان دقیقاً به سه قسمت تقسیم نمی گردد. در پروانه نوع سوم پره جداکننده با طول بی بعد 66٪ باعث از بین بردن گردابه و توزیع یکنواخت بردارهای سرعت شده است، در نتیجه باعث خروج بهتر سیال از پروانه و کاهش بیشتر پدیده جت دنباله

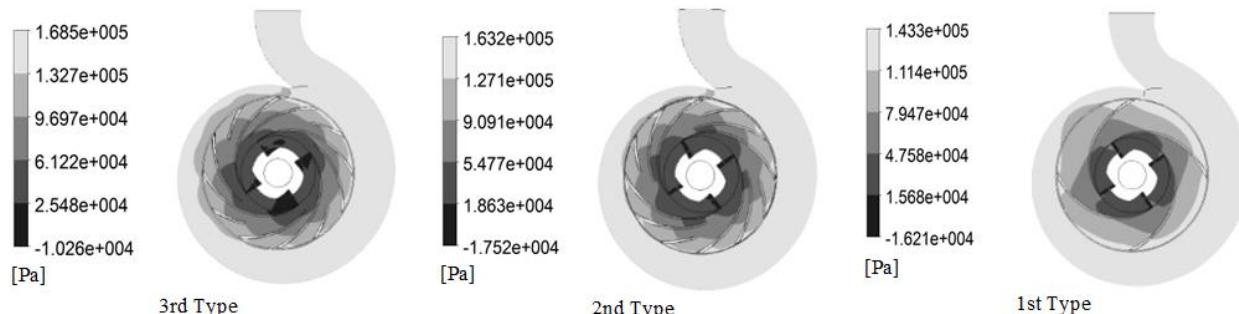


Fig. 10 Pressure contour for pump in best efficiency point with different impeller

در مورد توزیع فشار روی پرهها، کوچکتر شدن ناحیه مربوط به فشار حداقلی در حضور پرههای جداکننده می باشد. پرههای جداکننده به طور غیر مستقیم با کاهش جریان برگشتی و ناپایداری جریان، باعث کاهش منطقه وقوع کاویتاسیون و بهبود ناحیه بدون کاویتاسیون و در نتیجه بهبود عملکرد کاویتاسیونی پروانه می شوند [18,12].

برای نمایش تأثیر پرههای جداکننده در کنترل گردابهای پروانه بین پرهها، بردارهای سرعت جریان در دبی کاری و فضای بین پرهها در شکل 12 نشان داده شده است و نواحی پر فشار پره که سرعت در آن کم و احتمال جدایش جریان در آن وجود دارد، مشخص شده است. با دقت در آنها می توان کنترل و کاهش جریان برگشتی را مشاهده نمود؛ زمانی که پرههای جداکننده بین پرههای اصلی قرار می گیرند جریان برگشتی از سمت پرفشار پره اصلی به سمت مکش پره جداکننده حرکت می کند و جریان برگشتی به جای انتقال به سمت لبه پیشوای، در امتداد سطح مکشی پره جداکننده حرکت می نماید که منجر به تضعیف جریان برگشتی در فضای بین سمت فشار پره اصلی و سمت مکش پره جداکننده می شود [19].

به منظور بررسی کارکرد پمپ در نقاط خارج از نقطه طراحی، خطوط

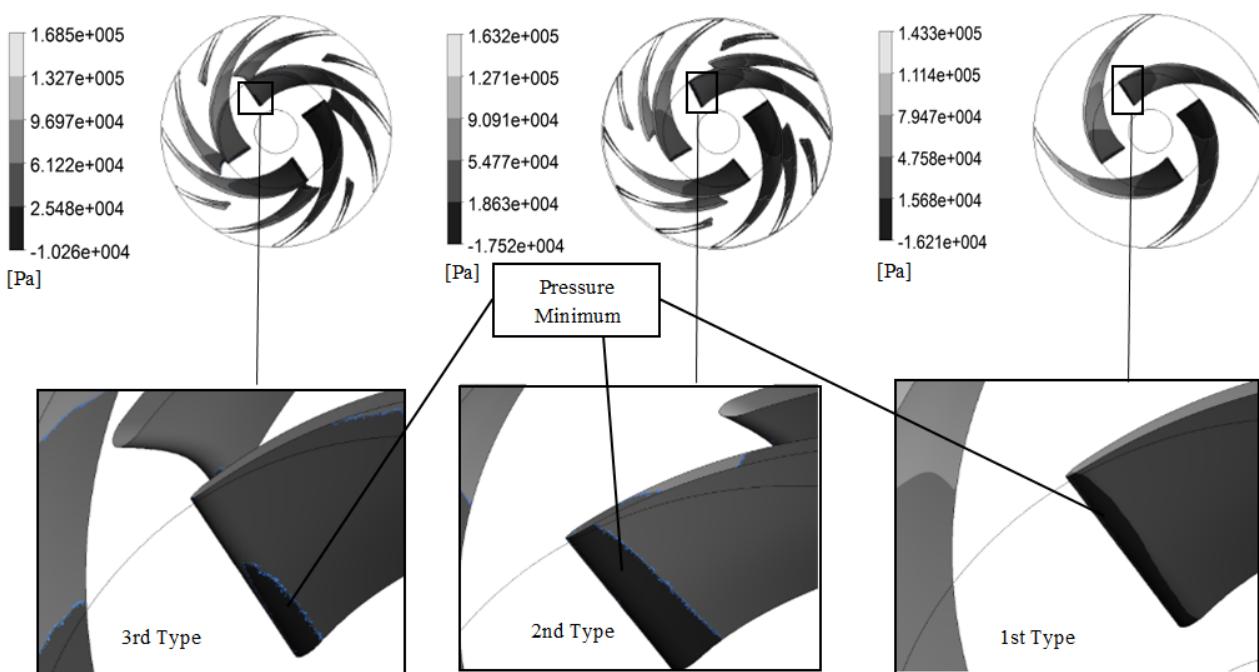


Fig. 11 Pressure distribution on the blades and pressure minimum at the leading edge of the blade

شکل 11 توزیع فشار بر روی پرهها و کمترین فشار در لبه جلویی پره

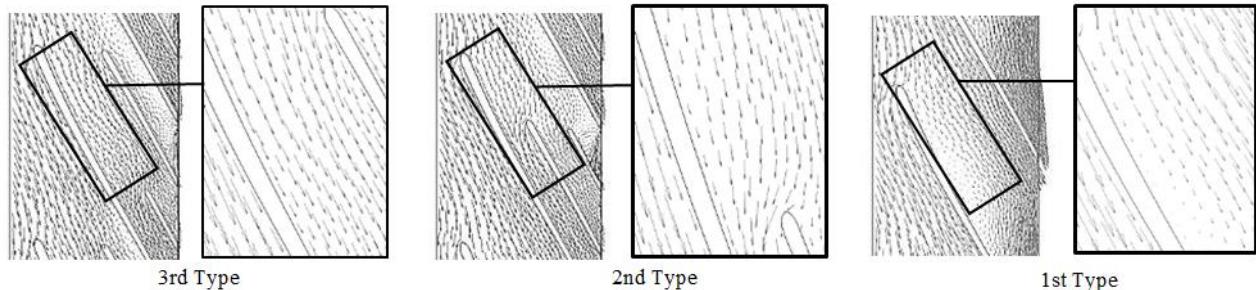


Fig. 12 Velocity vector in blade to blade view for best efficiency point with different impeller

شکل 12 بردارهای سرعت در فضای بین پره‌ها برای پمپ آب در دبی طراحی برای پروانه‌های مختلف

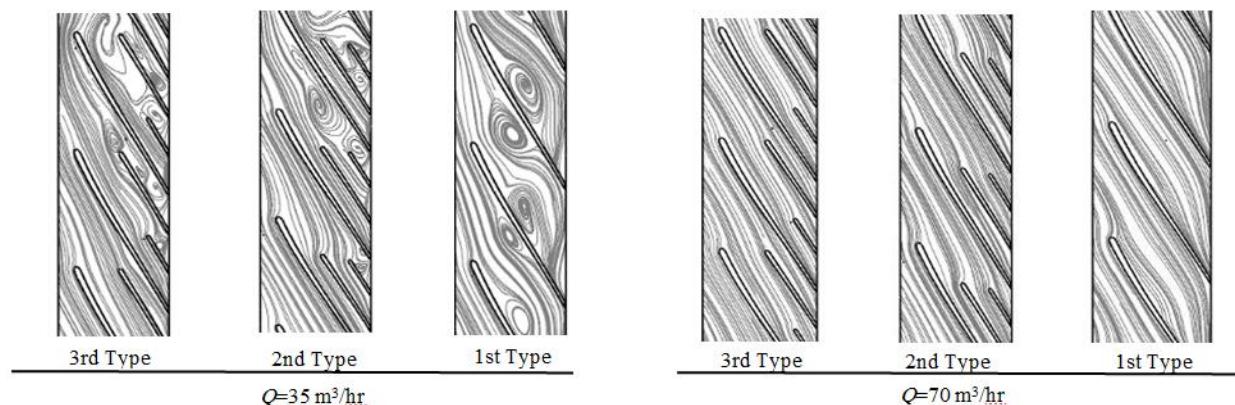


Fig. 13 Streamline in blades passage for out of design point with different impeller

شکل 13 خطوط جریان در پاساز پره‌ها در نقاط خارج از طراحی برای پروانه‌های مختلف

می‌شود.

۹- نتیجه گیری

- افزودن پره جداکننده باعث کاهش نواحی با احتمال جدایش و گردابه‌ها به خصوص در پروانه سوم به دلیل طول بلند پره جداکننده در مکش پره اصلی و طول کوتاه پره جداکننده در فشار پره اصلی دانست.
- پره‌های جداکننده باعث کاهش جزئی در راندمان در نقطه کاری پمپ می‌شود که ناشی از افزایش سطح تماس سیال با پروانه است، پروانه نوع سوم نتیجه مطلوب‌تری نسبت به پروانه نوع دوم نشان می‌دهد.
- افزودن پره‌های جداکننده باعث افزایش توان مصرفی می‌شود، که ناشی از انتقال بهتر انرژی به سیال و بیشتر شدن سطح تماس بین سیال و پروانه است.
- پره‌های جداکننده با طول بی بعد 66٪ در پروانه نوع سوم باعث از بین بردن گردابه و توزیع یکنواخت بردارهای سرعت در خروجی پروانه درنتیجه تضعیف پدیده جت دنباله شده است.
- پروانه نوع سوم باعث کاهش 10.25٪ ارتفاع مثبت مکشی خالص موردنیاز نسبت به پروانه نوع اول می‌شود. وضعیت قرارگیری پره‌های جداکننده در آن باعث جلوگیری از انسداد جریان، کاهش گردابه‌های کاویتاسیونی، کاهش در فشار کمینه، بهبود ناچه کاویتاسیونی و افزایش ارتفاع مکش مجاز پمپ می‌شود.
- با وجود پره‌های جداکننده دوبل تغییر جزئی در بازده و افزایش مناسب در هد پمپ اتفاق می‌افتد و با انتخاب نوع مناسب پره جداکننده در می‌توان عملکرد کاویتاسیونی مناسبی در پمپ گریز از مرکز مشاهده نمود. بنابراین با جمع‌بندی نتایج حاصله می‌توان پروانه نوع سوم را به عنوان طرح ارجح انتخاب نمود؛ زیرا نسبت به دو نوع پروانه دیگر، هم هد بالاتری تأمین

در این پژوهش، تأثیر پره‌های جداکننده دوبل بر عملکرد پمپ گریز از مرکز با سه نوع پروانه مختلف به صورت عددی و تجربی بررسی شده است. نتایج حاکی از تطابق قابل قبول بین داده‌های عددی و تجربی، به خصوص در اطراف نقطه کاری پمپ است.

- هد پمپ با افزودن پره‌های جداکننده افزایش یافته که این افزایش در پروانه نوع سوم برابر با ۶.33٪ و در اطراف نقطه کاری پمپ بیشتر است. افزایش هد را می‌توان به دلیل هدایت بهتر جریان به علت تقسیم جریان و یکنواختی آن در خروجی از پروانه دانست.

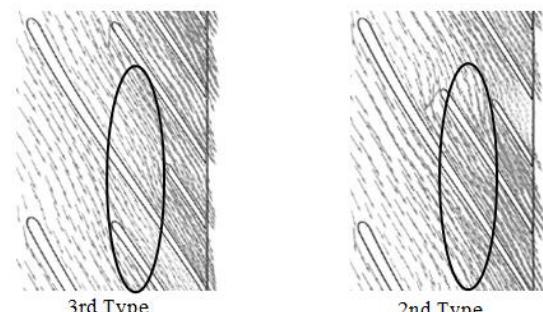


Fig. 14 Velocity vector at the leading edge of the blade for $Q=70 \text{ m}^3/\text{hr}$ and The flow unequal division

شکل 14 بردارهای سرعت در لبه پره‌های جداکننده برای دبی 70 مترمکعب در ساعت و تقسیم نامساوی جریان توسط پره‌های جداکننده

متوسط زمانی	-
بازه زمانی قبل	0
زیرنویس‌ها	
وروودی	1
خروجی	2
شاخص کاذب	i, j
نقطه انگرال گیری	ip

می‌کند و هم از لحاظ کاویتاسیونی دارای عملکرد بهتری است.

10- فهرست علائم

عرض خروجی پروانه (mm)	b_2
سرعت مطلق وروودی پمپ ($m s^{-1}$)	C_1
قطر خروجی پروانه (mm)	D_2
قطر لوله رانش (mm)	d_2
شتاب جاذبه ($m s^{-2}$)	g
هد پمپ (m)	H, h_p
سرعت دورانی پمپ (rpm)	N
ارتفاع مثبت خالص مکشی موردنیاز (m)	$NPSH_R$
بردار نرمال سطح	n
دی جرمی ($kg s^{-1}$)	\dot{m}
توان مصرفی (kW)	P
فشار اتمسفر (kPa)	P_{atm}
فشار رانش (kPa)	P_d
فشار کمینه در پاساژ پروانه (kPa)	P_{min}
فشار مکش (kPa)	P_s
فشار کل (kPa)	P_t
فشار بخار سیال (kPa)	P_v
دی پمپ ($m^3 s^{-1}$)	Q
دی نامی پمپ ($m^3 s^{-1}$)	Q_N
بردار موقعیت	r
مساحت (m^2)	s
ضریب لغزش	$S.F$
زمان (s)	t
مؤلفه‌ی بردار سرعت ($m s^{-1}$)	u
حجم (m^3)	V
سرعت در رانش ($m s^{-1}$)	V_2
ارتفاع (m)	z
دستگاه مختصات	x
توان الکتریکی مصرفی (kW)	P_{elec}
علایم یونانی	
زاویه خروجی پره (degree)	β_2
وزن مخصوص (Nm^3)	γ
بازده	η
لرجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)	μ
عدد بی	π
چگالی (kgm^{-3})	ρ
تش برشی (Pa)	τ
ضریب جریان	φ
سرعت مخصوص پمپ ($m s^{-1}$)	ω_s
سرعت زاویه‌ای (rpm)	Ω
بالانویس‌ها	
نرخ زمانی	.

11- تقدیر و تشکر

در این بخش، نویسنده‌گان کمال تشکر و سپاسگزاری خود را از مدیریت و مهندسان شرکت نوید سهند ابزار می‌دارند؛ چراکه بدون راهنمایی‌ها، کمک‌ها و حمایت‌های بی‌دربیغ ایشان انجام پژوهش حاضر ممیز نبود.

12- مراجع

- M. A. Dehghani, A. F. Najafi, S. A. Nourbakhsh, H. Shokohmand, Numerical investigation of fluid flow between the impeller and the casing on disk friction for centrifugal pump, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 4, pp. 163-174, 2016. (in Persian)
- F. Gülich, *Centrifugal Pumps*, Second Edition, pp. 39-43, Berlin: Springer, 2008.
- M. B. Eghaghi, M. Vajdi, Numerical and Experimental Study of splitter blades effect on the centrifugal pump performance, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 3, pp. 398-410, 2015. (in Persian)
- H. Miyamoto, Y. Nakashima, H. Ohba, Effects of splitter blades on the flows and characteristics in centrifugal impellers, *JSME International Journal*, Vol. 35, No. 2, pp. 238-246, 1992.
- S. Q. Yuan, Advances in hydraulic design of centrifugal pumps, *Proceedings of The 1997 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*, Vancouver, Canada, June 22-26, 1997.
- M. H. Shojaee Fard, M. B. Eghaghi, Experimental and Numerical Study of a Centrifugal Pump in a Performance of Viscous Flow, *International Journal of Engineering Science*, Vol. 13, No. 3, pp. 35-52, 2002.
- M. Gölcü, Y. Pancar, Y. Sekmen, Energy saving in a deep well pump with splitter blade, *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, No. 5, pp. 638-651, 2006.
- W. G. Li, Analysis of flow in extreme low specific speed centrifugal pump impellers with multi-split-blade, *International Journal of Turbo and Jet Engines*, Vol. 23, No. 2, pp. 73-86, 2006.
- S. Derakhshan, A. Nourbakhsh, Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 32, No. 8, pp. 1620-1627, 2008.
- Y. Hou, R. Li, J. Zhang, Research on the length ratio of splitter blades for ultra-high head francis runners, *Procedia Engineering*, Vol. 31, pp. 92-96, 2012.
- T. Shigemitsu, J. Fukutomi1, K. Kaji, T. Wada, Unsteady internal flow conditions of mini-centrifugal pump with splitter blades, *Journal of Thermal Science*, Vol. 22, No. 1, pp. 86-91, 2013.
- Y. L. Zhang, S. Q. Yuan, J. F. Zhang, Y. N. Feng, J. X. Lu, Numerical investigation of the effects of splitter blades on the cavitation performance of a centrifugal pump, In *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Vol. 22, No. 5, Paper No. 052003,pp. 1-9, 2014.
- W. Yang, R. Xiao, F. Wang, Y. Wu, Influence of Splitter Blade on the Cavitation Performance of a Double Suction Centrifugal Pump, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 2014, No. 6, Paper No. 963197, pp. 1-9, 2014.
- T. G. Beckwith, R. D. Marangoni, J. H. Lienhard, *Mechanical measurements*, 6th Edition, Vol. 768, pp. 214-216, New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2007.
- M. Shojaeifard, M. Tahani, M. B. Eghaghi, M. Fallahian, M. Beglari, Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid, *Computers & Fluids*, Vol. 60, pp. 61-70, 2012.
- G. Kergourlay, M. Younsi, F. Bakir, R. Rey, Influence of splitter blades on the flow field of a centrifugal pump: test-analysis comparison, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 2007, Paper No. 85024, pp. 1-13, 2007.
- S. A. Nourbakhsh, *Turbomachinery*, 3rd Edition, pp. 134, 240-241, University of Tehran Press, 2008. (in Persian)
- Q. Thai, C. Lee, The cavitation behavior with short length blades in centrifugal pump, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 24, No. 10, pp. 2007-2016, 2010.
- M. Vajdi, *Investigation of a splitter bladed centrifugal pump performance in handling oil*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, 2015. (in Persian)