



بررسی تجربی و عددی تأثیر پره‌های جداکننده دابل بر عملکرد پمپ گریز از مرکز

میربیوک احقاقی¹، محمد وجدی^{2*}، محمد نمازی‌زاده³، مریم حاجی‌پور⁴

- 1- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز
 2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل
 3- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهیدبهرشتی، تهران
 4- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز
 * اردبیل، صندوق پستی 179، vajdi@uma.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
 دریافت: 25 آبان 1395
 پذیرش: 09 بهمن 1395
 ارائه در سایت: 21 اسفند 1395
 کلید واژگان:

پمپ گریز از مرکز
 پره‌های جداکننده دابل
 افزایش هد
 کاویتاسیون

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 این رو بهبود عملکرد پمپ‌ها، مورد توجه بسیاری از محققین قرار گرفته‌است. در این مقاله هدف مطالعه تأثیر پره‌های جداکننده دابل بر عملکرد پمپ در کارکرد با آب به صورت تجربی و عددی می‌باشد. به منظور بررسی تجربی، سه نوع پروانه مختلف ساخته شده‌است. پمپ با این پروانه‌ها در سلول تست آزمایش شده و منحنی عملکردی آن استخراج گردیده‌است. همچنین با هدف بررسی جریان، پمپ به صورت عددی با نرم افزار سی‌اف‌ایکس شبیه‌سازی شده‌است. روش عددی حجم محدود به همراه مدل آشفتگی کا-امگا اس‌اس‌تی برای تحلیل عددی مورد استفاده قرار گرفته‌است. نتایج عددی و تجربی همخوانی قابل قبولی داشتند که حاکی از افزایش هد و تغییر ارتفاع مثبت مکشی خالص مورد نیاز به دلیل اضافه کردن پره‌های جداکننده دابل است. حداکثر افزایش هد مربوط به پروانه نوع سوم و برابر با 6.33٪ بدست آمده‌است. 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 پره‌های جداکننده دابل بر عملکرد پمپ بیشتر بوده و با انحراف از این نقطه، میزان این تأثیر کاهش می‌یابد.

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

Mir Boyouk Ehghaghi¹, Mohammad Vajdi^{2*}, Mohammad Namazizadeh³, Maryam Hajypour⁴

- 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- ω 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

ارتعاش، صدمات کاویتاسیون، فرسایش و خستگی است که تأثیر عمیقی بر طراحی و بهره‌برداری دارند [2].
 پمپ‌ها با افزایش فشار سیال، هد و دبی موردنظر خط لوله را تأمین می‌کنند. کارکرد پمپ بهتر است در نقطه بهترین راندمان صورت گیرد که

پمپ‌ها یکی از تجهیزات صنعتی هستند که انرژی مصرفی آن‌ها در حدود 20٪ از انرژی الکتریکی تولیدی دنیا می‌باشد [1]. 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. 196-204, 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.

یانگ و همکاران [13]، به صورت عددی و تجربی، تأثیر پره‌های جداکننده بر عملکرد کاویتاسیونی پمپ دومکشه را مورد بررسی قرار دادند. 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.

احقاقی و وجدی [3] در سال 2015 به صورت عددی و تجربی، پمپ گریز از مرکز با سرعت مخصوص متوسط را مورد بررسی قرار دادند 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 دویل در پمپ‌های با سرعت مخصوص بسیار پایین مورد بررسی قرار گرفته‌اند. در این تحقیق، از پره‌های جداکننده دویل به منظور افزایش هد پمپ گریز از مرکز با پره‌های سه بعدی و پروانه بسته استفاده شده‌است که تمایز مهم آن با کارهای قبلی انجام گرفته‌است. زاویه خروجی پره‌ها در این بررسی 27.5 درجه بوده و پمپ دارای سرعت مخصوص متوسط (w_s) و در حدود 0.5 می‌باشد. تغییرات صورت گرفته در این تحقیق، محدود به پروانه بوده و حلزونی بدون تغییر باقی مانده‌است. 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 شده‌است.

2- مشخصات پمپ مورد بررسی

معمولاً 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 شده‌است. 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. محرک پمپ نیز یک الکتروموتور سه فاز از محصولات شرکت موتوژن⁶ 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 شده‌است [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 بارگذاری 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.

شجاعی فرد و احقاقی [6] تحقیقات وسیعی را بر روی هندسه پمپ گریز از مرکز به منظور بررسی تغییرات عملکرد آن هنگام انتقال سیالات لزج انجام دادند. این تحقیقات شامل بررسی زبری پروانه متحرک، تعداد پره‌های پروانه، پهنای پاساژ¹ 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 لزجت 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 دویل، می‌توان به تحقیق لی [8] اشاره نمود. لی در سال 2006، به بررسی تحلیلی عملکرد پمپ گریز از مرکز روغن با پره‌های جداکننده دویل 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 دویل، نشان داد که پره‌های جداکننده دویل با کنترل جریان‌های برگشتی، باعث افزایش هد تولیدی پمپ می‌شوند.

درخشان و نوربخش [9] پمپ به‌عنوان 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 توربو نقطه‌ای کارکرد بهینه را ارائه داده‌اند.

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

شیگمیتسو و همکاران [11]، به بررسی پمپ‌های گریز از مرکز کوچک² 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 نصب‌شده در سلول تست

این مراحل تا کاهش 3٪ هد تکرار می‌گردد و فشار کل مکشی سیال (P_S) ثبت و با جایگذاری فشار اتمسفر (P_{atm})، فشار بخار سیال (P_V) و سرعت در رانش (V_2)، مقدار ارتفاع مثبت خالص مکشی مورد نیاز ($NPSH_R$) 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 گرفته‌است. درصد عدم قطعیت در محاسبه هد 1.12٪ و در محاسبه بازده برابر 2.02٪ 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 شده‌است. با استفاده از نقشه‌های فنی موجود، مشخصات نقاط استخراج و توسط نرم‌افزار سی‌اف‌توربو² نقشه نصف النهاری پمپ ترسیم گردید. سپس این فایل به نرم افزار بلیدجن³ منتقل شد و سایر مراحل رسم پروانه و اضافه کردن پره‌های جداکننده در این نرم افزار انجام گرفته‌است. همچنین توسط نرم‌افزار انسیس مش⁴ 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 داشته‌باشد و سطوح با دقت بیشتری گسسته شوند. در شکل 4 نمونه‌ای از فضای شبکه‌بندی شده برای پروانه نوع اول نشان داده شده‌است. 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 1 آورده شده‌است.

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

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

ج) پروانه نوع سوم: پروانه چهار پره با پره جداکننده دویل که پره جداکننده بلند مقدم است. در شکل 1 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 33٪ و طول بی بعد پره جداکننده بلند 66٪ می‌باشد.

3- بررسی تجربی

تست پمپ، در سلول تست شرکت نوید سهند (سازنده‌ی انواع پمپ‌های گریز از مرکز) انجام گردیده‌است. طرح شماتیک سلول تست در شکل 2 نمایش داده شده‌است.

برای اندازه‌گیری دبی، از دبی‌سنج کرونه¹ با دقت 0.01 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 کالیبره‌شده، در ورودی و خروجی پمپ نصب گردیده‌است. 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 3، تصویر پمپ نصب‌شده در سلول تست نشان داده شده‌است.

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.



a) First Type b) Second Type c) Third Type

الف) نوع اول ب) نوع دوم ج) نوع سوم

Fig. 1 A View of the Modeled Impellers

شکل 1 طرح پمپ با پروانه‌های مورد بررسی

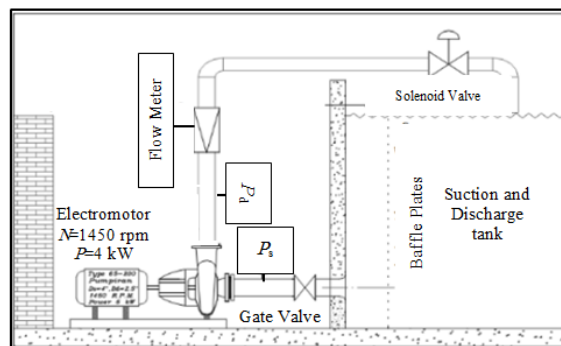


Fig. 2 The Schematic of Test Setup [3]

شکل 2 طرح شماتیک سلول تست پمپ [3]

² CFTurbo

³ BladeGen

⁴ Ansys Mesh

¹ Chrono

نهایت برای ارتباط دو تحلیل فوق و شبیه 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 اس‌اس‌تی به کار برده می‌شود. این مدل در نزدیکی دیواره‌ها همانند مدل کا-امگا عمل کرده و در نواحی دورتر نزدیک به مدل کا-اسپیلون 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 انتگرال‌گیری شارها تعیین می‌گردند. با توجه به اینکه نقاط انتگرال‌گیری 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]:

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

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

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

که مقدار دبی برابر است با:

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

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

7- شرایط مرزی

فضای محاسباتی به دو ناحیه مجزا شامل پروانه و حلزونی تقسیم شده است. ناحیه حلزونی 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 حلزونی 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 حلزونی و پروانه به صورت دیواره بدون لغزش معرفی شده‌اند، با این تفاوت که دیواره‌های ناحیه حلزونی 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.

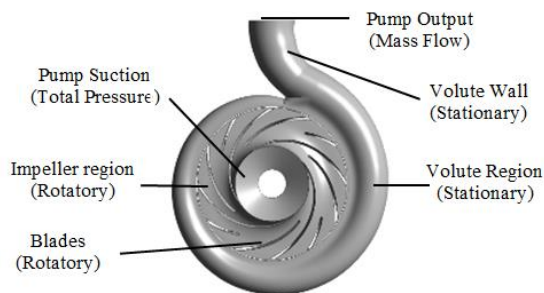


Fig. 5 Boundary Condition

شکل 5 شرایط مرزی

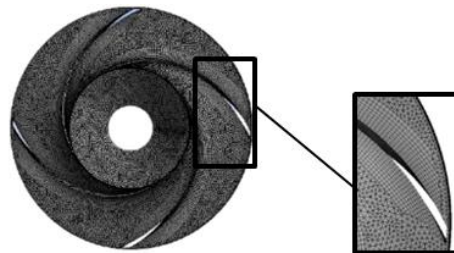


Fig. 4 The Mesh Configuration used for first Type Impeller

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 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 گسسته‌سازی 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:

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

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

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u_i u_j}) = \frac{-\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{\tau_{ij}} - \rho \overline{u'_i u'_j}) + S_{u_i} \quad (5)$$

که ترم چشمه 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:

$$\overline{\tau_{ij}} = -\mu \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \quad (7)$$

تحلیل کل پمپ به صورت چند دستگاه مختصاتی صورت گرفته‌است. جریان در پروانه با دستگاه مختصات چرخان شبیه‌سازی می‌گردد، درحالی که تحلیل جریان در حلزونی 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	گشتاور اعمالی بر پروانه (نیوتن متر)
406006	12.3443
818490	12.2474
1747695	12.0850
2836930	12.0001
4459861	11.9684
5582686	11.9411
6529403	11.9400

8- نتایج

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 دویل، 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 برابر 6.33٪ 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 هر سه پروانه در شکل 6 نشان داده شده است. افزایش هد را می‌توان به دلیل هدایت بهتر جریان به علت تقسیم جریان و یکنواختی 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 اتلافات 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 برای پروانه‌های با پره جداکننده نسبت به پروانه اصلی

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

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

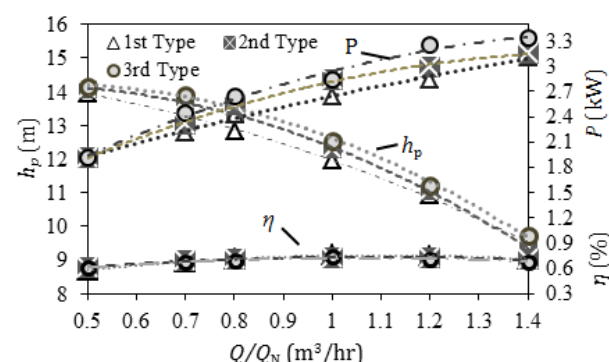


Fig. 6 Hydraulic performance curves (head, power input and efficiency) at different Q/Q_N of the three impellers

شکل 6 منحنی‌های عملکرد هیدرولیکی پمپ (هد، توان ورودی و بازده) در دبی‌های مختلف نسبت به دبی نامی در هر سه پروانه

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 مجذور سرعت متناسب 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 جابه‌جا و به دبی کمتر منتقل شده است. بازده پمپ با تغییر 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 مجذور سرعت متناسب 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 محسوس‌تری مشاهده می‌شود.

در بررسی منحنی‌های $NPSH_R$ و تأثیر پره‌های جداکننده بر آن، 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 فشارنشی و کاهش سرعت در لبه پیشرو در سمت مکش پره را در پی 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

Table 3 $NPSH_R$ Variation for impeller with splitter blades to main impeller

دبی (m^3/hr)	تغییر $NPSH_R$ نسبت به پروانه اصلی (%)	
	نوع دوم	نوع سوم
25	+2.09	-9.42
40	+3.07	-10.25
50	+5.08	-9.46
60	+4.45	-8.42

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

نوع پروانه	نیروی شعاعی پروانه (N)	نیروی وارد بر پره ها (N)
نوع اول	1328.26	2654.73
نوع دوم	1461.92	3920.21
نوع سوم	1473.54	3889.79

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 $NPSH_R$ می‌شود، زیرا فشار استاتیکی بیشتری را در مجرای پره‌ها 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.

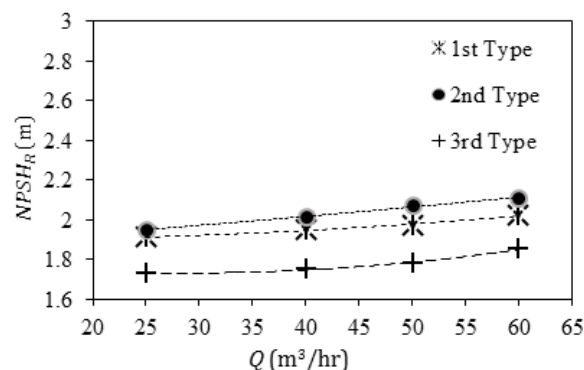
توزیع فشار استاتیکی برای دبی کاری در هر سه پروانه در شکل 10 نمایش داده شده که حاکی از افزایش فشار در حین عبور سیال از پمپ است. مشاهده می‌شود که اختلاف فشار ورودی و خروجی با پره‌های جداکننده افزایش یافته است و درصد بیشتری از سرعت در خروجی از پروانه در محفظه حلزونی به فشار تبدیل شده است، که در نهایت به 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 گردابه‌های کاویتاسیونی، باعث کاهش کمترین فشار در پمپ می‌شود. کانتور فشار بر روی پره‌های 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 پره‌های اصلی مشخص است که منطبق بر آغاز کاویتاسیون در نواحی کم فشار در ناحیه ورودی سمت مکش پره‌ها می‌باشد. نکته قابل توجه دیگر

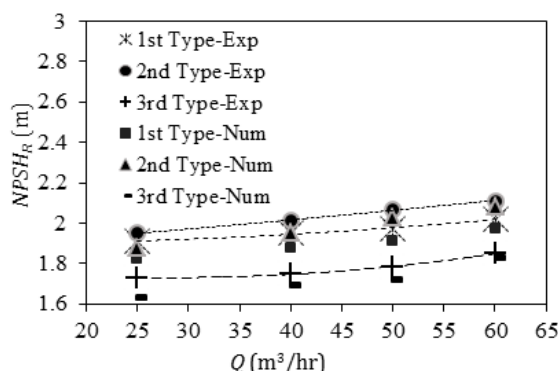
که توافق قابل قبولی بین نتایج عددی و تجربی به خصوص در نزدیکی نقطه طراحی وجود دارد اما با تغییر دبی نسبت به دبی طراحی میزان خطای روش عددی افزایش یافته است. دلیل این افزایش خطا را می‌توان مربوط به دبی نشستی پمپ دانست زیرا حد فاصل بین حلزونی و پروانه که محل عبور دبی نشستی پمپ است، در بررسی عددی مدل نشده 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 نیروی 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 حلزونی 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 پره‌های پروانه نوع اول نیروی کمتری تحمل می‌کنند. توزیع غیر یکنواخت فشار، اغلب به علت تشکیل گرداب‌ها و جریان‌های برگشتی در دماغه حلزونی است [17]. جای تعجب است که پمپ با پره‌های جداکننده نیروی شعاعی بیشتری دارد و این ناشی از تعامل بیشتر بین زبانه حلزونی و جریان در پره جداکننده است [16,3]. همچنین لازم به یادآوری است که در محاسبات، نیروی شعاعی پروانه به صورت انتگرال فشار و تنش برشی بر روی سطح خروجی پروانه و نیروی وارد بر پره به صورت انتگرال فشار و تنش برشی بر روی سطح پره تعریف شده است.

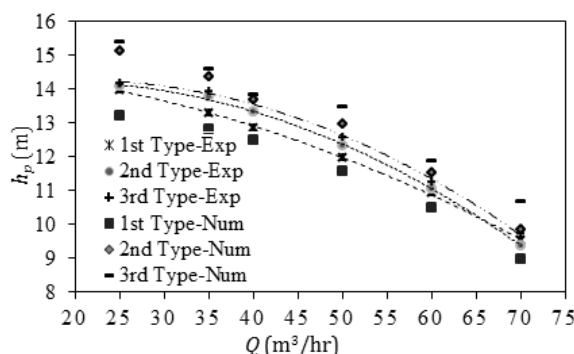
به منظور اطمینان از صحت نتایج روش عددی، مقدار $NPSH_R$ پمپ با پروانه‌های مختلف با روش عددی تجربی مقایسه شده‌اند. نتایج حاکی از توافق قابل قبول بین نتایج عددی و تجربی است. با مقایسه سه نمودار می‌توان به


Fig. 7 $NPSH_R$ -capacity chart with different impeller

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


Fig. 9 Compare $NPSH_R$ results of numerical analysis with experimental data

شکل 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

جریان در پاساژ 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 نشان‌دهنده کاهش مؤلفه‌ی دبی دهنده سرعت می‌باشند که جریان برگشتی به دلیل گرادیان فشار معکوس به وجود آمده است. در پروانه نوع دوم نسبت به پروانه نوع سوم گردابه‌ها بزرگتر و قوی‌تر هستند و احتمال کاویتاسیون را در سمت مکش پروانه اصلی افزایش می‌دهند. در صورتی که با بزرگ شدن مؤلفه‌ی دبی دهنده سرعت، در دبی بیشتر (70 متر مکعب در ساعت) گردابه‌هایی در پاساژپروانه‌ها وجود نخواهد داشت.

پدیده جت دنباله و تقسیم نامساوی در لبه‌ی پره‌های جداکننده در شکل 14 برای پروانه‌های نوع دوم و سوم در دبی حجمی 70 مترمکعب در ساعت نشان داده شده است. پره‌های جداکننده جریان بین پره‌های اصلی را به سه بخش تقسیم می‌کنند، اما این تقسیم بندی برابر نبوده و دبی جریان دقیقاً به سه قسمت تقسیم نمی‌گردد. در پروانه نوع سوم پره جداکننده با طول بی‌بعد 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

در مورد توزیع فشار روی پره‌ها، کوچکتر شدن ناحیه‌ی مربوط به فشار حداقلی در حضور پره‌های جداکننده می‌باشد. 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 می‌شوند [18,12].

برای نمایش تأثیر پره‌های جداکننده در کنترل گردابه‌ها در فضای 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 می‌توان کنترل و کاهش جریان برگشتی را مشاهده نمود؛ زمانی که پره‌های جداکننده بین پره‌های اصلی قرا می‌گیرند جریان برگشتی از سمت پرفشار پره اصلی به سمت مکش پره جداکننده حرکت می‌کند و جریان برگشتی به جای انتقال به سمت لبه پیشرو، در امتداد سطح مکشی پره جداکننده حرکت می‌نماید که منجر به تضعیف جریان برگشتی در فضای بین سمت فشار پره اصلی و سمت مکش پره جداکننده می‌شود [19].

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

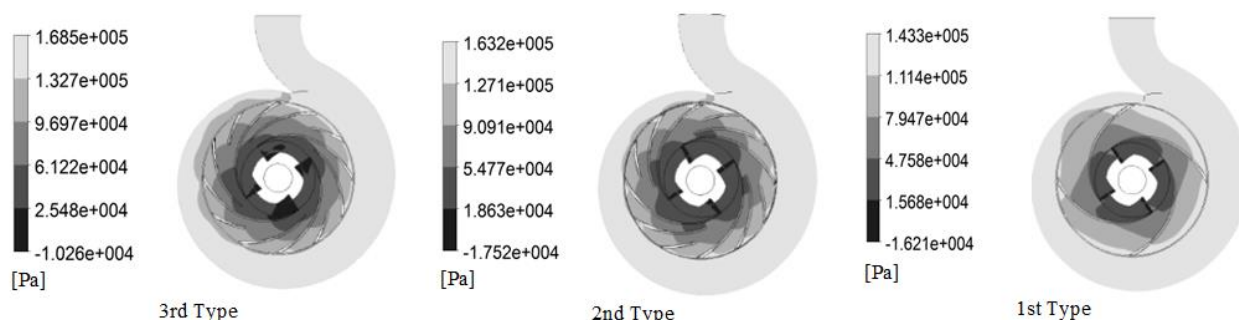


Fig. 10 Pressure contour for pump in best efficiency point with different impeller

شکل 10 کانتور فشار برای پمپ با پروانه‌های مختلف در نقطه بهترین بازده

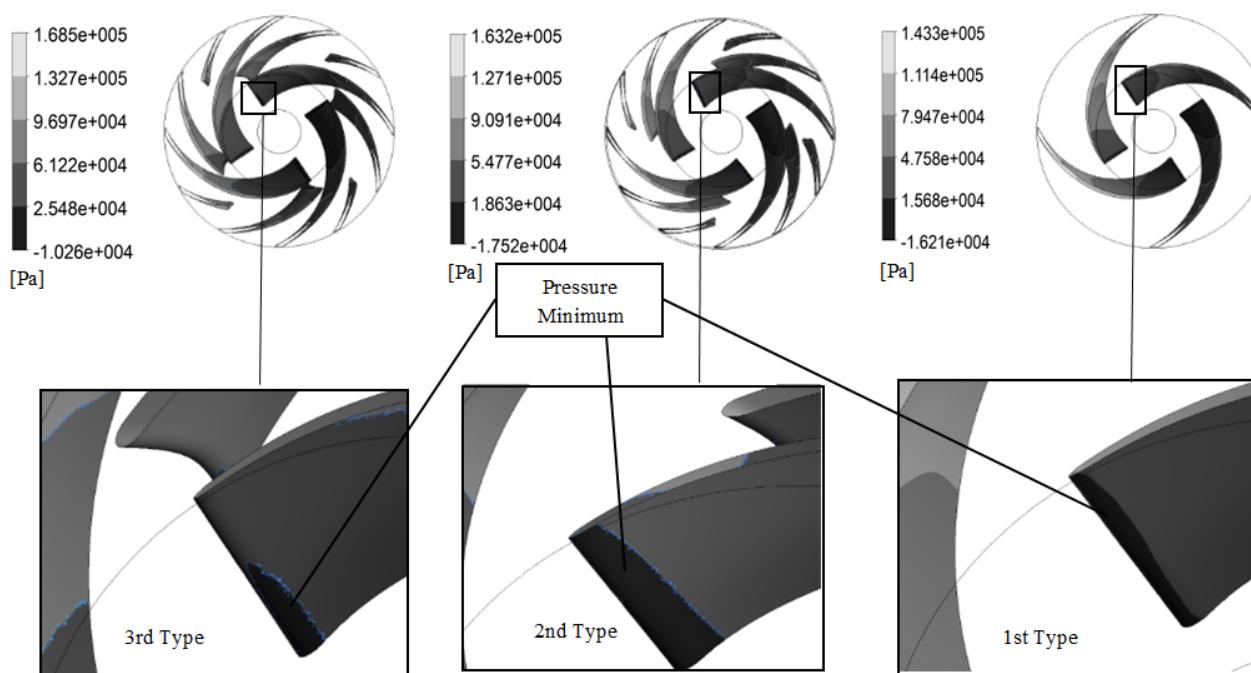


Fig. 11 Pressure distribution on the blades and pressure minimum at the leading edge of the blade

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

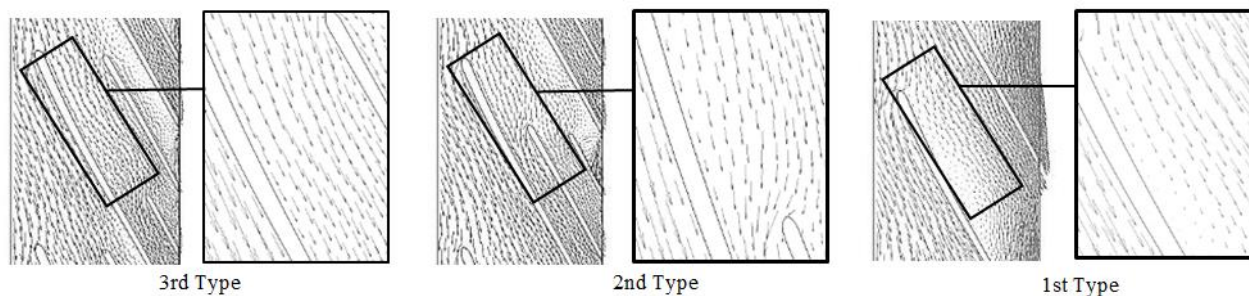


Fig. 12 Velocity vector in blade to blade view for best efficiency point with different impeller

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

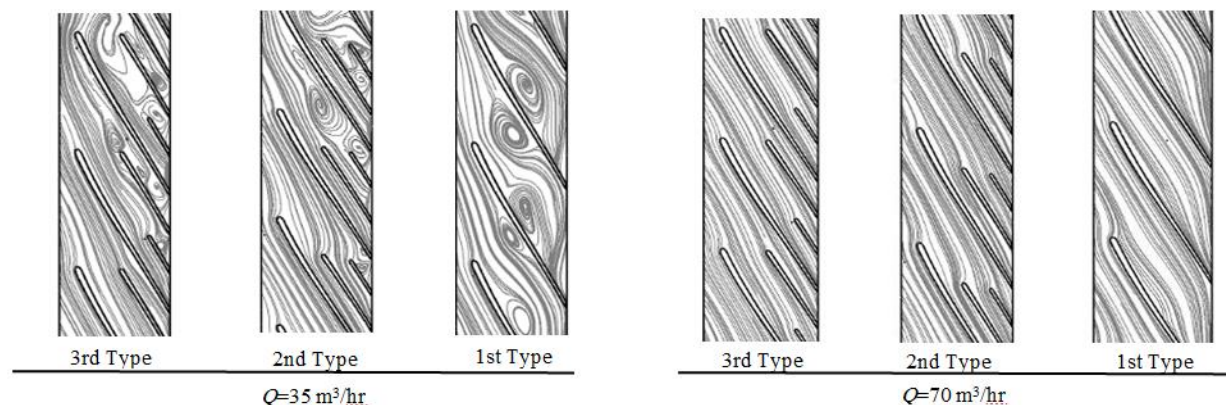


Fig. 13 Streamline in blades passage for out of design point with different impeller

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

می‌شود.

9- نتیجه گیری

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

- هد پمپ با افزودن پره‌های جداکننده افزایش یافته که این افزایش در پروانه نوع سوم برابر با 6.33٪ 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.

- 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 بی‌بعد 66٪ در پروانه نوع سوم باعث از بین بردن گردابه و توزیع یکنواخت بردارهای سرعت در خروجی پروانه در نتیجه تضعیف پدیده جت دنباله شده است.
 - پروانه نوع سوم باعث کاهش 10.25٪ ارتفاع مثبت مکشی خالص مورد نیاز 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 ناحیه کاویتاسیونی و افزایش ارتفاع مکش مجاز پمپ می‌شود.
- با وجود پره‌های جداکننده دابل تغییر جزئی در بازده و افزایش مناسب در هد پمپ اتفاق می‌افتد و با انتخاب نوع مناسب پره جداکننده دابل 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

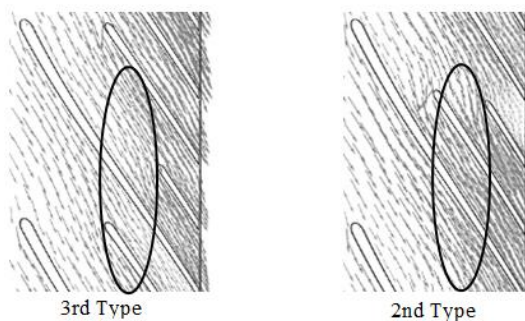


Fig. 14 Velocity vector at the leading edge of the blade for $Q=70 \text{ m}^3/\text{hr}$ and The flow unequal division

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

می‌کند و هم از لحاظ کاویتاسیونی دارای عملکرد بهتری است.

– متوسط زمانی

0 بازه زمانی قبل

زیر نویس‌ها

1	ورودی
2	خروجی
i, j	شاخص کاذب
ip	نقطه انتگرال گیری

11- تقدیر و تشکر

در این بخش، نویسندگان کمال تشکر و سپاسگزاری خود را از مدیریت و مهندسین شرکت نوید سهند ابراز می‌دارند؛ چراکه بدون راهنمایی‌ها، کمک‌ها و حمایت‌های بی‌دریغ ایشان انجام پژوهش حاضر میسر نبود.

12- مراجع

- [1] M. A. Dehghani, A. F. Najafi, S. A. Nourbakhsh, H. Shokooohmand, 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 فارسی)
- [2] F. Güllich, *Centrifugal Pumps*, Second Edition, pp. 39-43, Berlin: Springer, 2008.
- [3] M. B. Ehghaghi, 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 فارسی)
- [4] 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.
- [5] 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.
- [6] M. H. Shojaei Fard, M. B. Ehghaghi, 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.
- [7] 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.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] 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.
- [11] T. Shigemitsu, J. Fukutomi, 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.
- [12] 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.
- [13] 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.
- [14] T. G. Beckwith, R. D. Marangoni, J. H. Lienhard, *Mechanical measurements*, 6th Edition, Vol. 768, pp. 214-216, New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2007.
- [15] M. Shojaeefard, M. Tahani, M. B. Ehghaghi, 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.
- [16] 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.
- [17] S. A. Nourbakhsh, *Turbomachinery*, 3rd Edition, pp. 134, 240-241, University of Tehran Press, 2008. (in Persian فارسی)
- [18] 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.
- [19] 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 فارسی)

10- فهرست علائم

b_2	عرض خروجی پروانه (mm)
C_1	سرعت مطلق ورودی پمپ ($m s^{-1}$)
D_2	قطر خروجی پروانه (mm)
d_2	قطر لوله رانش (mm)
g	شتاب جاذبه ($m s^{-2}$)
H, h_p	هد پمپ (m)
N	سرعت دورانی پمپ (rpm)
$NPSH_R$	ارتفاع مثبت خالص مکشی مورد نیاز (m)
n	بردار نرمال سطح
$\dot{m}$	دبی جرمی ($kg s^{-1}$)
P	توان مصرفی (kW)
P_{atm}	فشار اتمسفر (kPa)
P_d	فشار رانش (kPa)
P_{min}	فشار کمینه در پاساژ پروانه (kPa)
P_s	فشار مکش (kPa)
P_t	فشار کل (kPa)
P_v	فشار بخار سیال (kPa)
Q	دبی پمپ ($m^3 s^{-1}$)
Q_N	دبی نامی پمپ ($m^3 s^{-1}$)
r	بردار موقعیت
s	مساحت (m^2)
$S.F$	ضریب لغزش
t	زمان (s)
u	مؤلفه‌ی بردار سرعت ($m s^{-1}$)
V	حجم (m^3)
V_2	سرعت در رانش ($m s^{-1}$)
z	ارتفاع (m)
x	دستگاه مختصات
P_{elec}	توان الکتریکی مصرفی (kW)

علائم یونانی

β_2	زاویه خروجی پره (degree)
γ	وزن مخصوص (Nm^{-3})
η	بازده
μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
π	عدد پی
ρ	چگالی (kgm^{-3})
τ	تنش برشی (Pa)
φ	ضریب جریان
ω_s	سرعت مخصوص پمپ
Ω	سرعت زاویه‌ای (rpm)

بالا نویس‌ها

. نرخ زمانی