



بررسی عددی تأثیر پارامترهای هندسی چرخ بر عملکرد یک پمپ گریز از مرکز در کارکرد معکوس

داریوش محمدی پور¹، امیر فرهاد نجفی^{2*}، حامد عالمی آرانی³، علیرضا ریاسی²

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران

3- دکترای مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران

* تهران، صندوق پستی 11365-4563، afnajafi@ut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 06 اردیبهشت 1396

پذیرش: 17 تیر 1396

ارائه در سایت: 10 شهریور 1396

کلید واژگان:

پمپ در کارکرد معکوس

تغییرات هندسی چرخ

راندمان

دینامیک سیالات محاسباتی

چکیده

امروزه استفاده از پمپ بجای توربین در پتانسیل‌های آبی خیلی کوچک ($< 500 \text{ kW}$) به دلیل هزینه تمام شده کمتر، سهولت در نصب و راه-اندازی و تعمیر و نگهداری به طور موفقیت آمیزی رواج دارد. البته از آنجا که راندمان پمپ در عملکرد معکوس نسبت به توربین‌های رایج کمتر می‌باشد، لذا در ظرفیت‌های بالاتر چندان استفاده نمی‌شوند. در تحقیق حاضر تحلیل اثر پارامترهای هندسی چرخ یک پمپ گریز از مرکز نظیر؛ تعداد و هندسه لبه ورودی پره‌ها و پره‌های جداکننده در هنگام عملکرد معکوس (توربینی)، به منظور ارتقای کارایی آن مورد نظر می‌باشد. از اینرو، ابتدا اسکن هندسه یک پمپ موجود در نرم‌افزار "سی اف توربو" بازطراحی و سپس در نرم‌افزار "انسپس سی اف ایکس" شبیه‌سازی و منحنی‌های عملکرد حالت کارکرد توربینی آن استخراج گردید. نتایج عددی برای هندسه اولیه، تطابق قابل قبولی با نتایج آزمایشگاهی موجود داشت. پس از اطمینان از روش شبیه‌سازی عددی، تحلیل عددی با تغییر پارامترهای هندسی چرخ انجام پذیرفت. نتایج عددی نشان دادند که استفاده از تعداد هفت پره، انحنادار کردن لبه ورودی به همراه پخ سمت مکش و پره‌های جداکننده با طول 20% نسبت به طول کلی پره، به طور مستقل راندمان نقطه طراحی را به ترتیب 0.6%، 1.7% و 1% ارتقا می‌دهند. در ادامه با بررسی جامع تأثیر هر یک از پارامترهای هندسی، دو هندسه مناسب طراحی گردید. نتایج نشان دادند که طرح اول (تعداد شش پره، گرد کردن لبه ورودی به همراه پخ سمت مکش و پره‌های جداکننده با طول نسبی 20%) با افزایش راندمان به میزان 2% مناسب‌ترین هندسه برای شرایط کاری نقطه طراحی می‌باشد.

Numerical Analysis on the Effects of Impeller Geometry Parameters for a Centrifugal Pump in Reverse Operation

Dariush Mohammadipour, Amir Farhad Najafi*, Hamed Alemi Arani, Alireza Riasi

School of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

* P.O.B. 11365-4563, Tehran, Iran, afnajafi@ut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 26 April 2017

Accepted 08 July 2017

Available Online 01 September 2017

Keywords:

Pump as turbine

Impeller Geometry Variations

Efficiency

CFD

ABSTRACT

Recently, use of PAT (pump as turbine) in mini hydro power plants ($< 500 \text{ kW}$) has increased due to its lower cost, easy installation and maintenance feasibility. Since the overall efficiency of this machine is lower than conventional turbines, the use of these machines in large plants is not economically recommended. In this study, the effect of geometrical parameters of impeller on PAT performance is investigated. In the present research, the geometries of components of an available commercial pump were scanned and modeled. To make the study more feasible, Impeller was redesigned in CFturbo software. Commercial software of ANSYS CFX 15.0 was used to simulate the fluid flow within PAT. Numerical results are in good agreement with existing experimental data. Three main parameters, namely blade number variations, leading edge shapes and splitter blades were comprehensively investigated. Result shows that using 7 blades, rounding leading edge with suction side chamfer and 20% length splitter blades improves the efficiency. Finally, the most appropriate geometry with parameters of 6 blades, rounded trailing edge with suction side chamfer and 20% splitter blades is recommended for achieving the highest efficiency that can boost it up to 2%.

1- مقدمه

اجرای پروژه و موضوع نگهداری و تعمیرات آن عملاً به نحو مناسبی توسعه نیافته‌اند. از آنجا که بخش قابل توجهی از هزینه‌ی احداث یک نیروگاه آبی مربوط به طراحی و ساخت توربین آن می‌باشد، لذا زمینه‌ی گسترش و بهره‌برداری از این نیروگاه‌ها مستلزم ایجاد راهکارهایی جهت مقرون به صرفه نمودن اجرای چنین طرح‌هایی بوده است [1]. با این توضیح، در سال‌های

پتانسیل‌های آبی با ارتفاع کم معمولاً در نواحی بسیاری؛ مانند رودخانه‌ها، کوه‌ها و غیره در دسترس می‌باشند. با این وجود، نصب نیروگاه‌های آبی خیلی کوچک ($< 500 \text{ kW}$) برای استفاده از پتانسیل‌های فوق‌الذکر به دلایل مختلفی از جمله بالا بودن قیمت تمام شده به ازای هر کیلووات، زمان طولانی

Please cite this article using:

D. Mohammadipour, A. Farhad Najafi, H. Alemi Arani, A. Riasi, Numerical Analysis on the Effects of Impeller Geometry Parameters for a Centrifugal Pump in Reverse Operation, Modares Mechanical Engineering, Vol. 17, No. 9, pp. 13-24, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

گرادیان² و الگوریتم ژنتیک³ در این تحقیقات استفاده شده است. آنها گزارش نمودند که روش گرادیان با افزایش راندمان به میزان 3% مناسبتر از روش دیگر است. در تحقیق درخشان و نوربخش [3] نیز چهار پمپ با سرعت مخصوص کمتر از 60 در حالت عملکرد توربینی به صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفته بود که در آن با افزایش سرعت مخصوص، هد و دبی نقطه طراحی عملکرد معکوس نسبت به عملکرد مستقیم کاهش را نشان می‌داد، هرچند که نسبت توان‌ها رابطه مشخصی با سرعت مخصوص نداشتند. همچنین آنها رابطه‌ای برای پیش‌بینی مشخصات هیدرولیکی عملکرد معکوس پمپ بر اساس عملکرد متداول آن ارائه نمودند. بر اساس این رابطه بین دو پمپ با سرعت مخصوص یکسان، پمپ با راندمان بالاتر، با هد و دبی بیشتری در عملکرد معکوس کار می‌کند. همچنین بین دو پمپ با سرعت مخصوص یکسان، پمپ بزرگتر راندمان بالاتری در عملکرد معکوس دارد. فرناندز و همکارانش [13] عملکرد یک پمپ سانتریفوژ را در حالت معکوس به صورت عددی و تجربی مورد مطالعه و بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد مولفه‌ای از سرعت مماسی در تمام دبی‌ها وجود دارد. جهت این مولفه در دبی‌های کم با جهت چرخش چرخ یکسان است و در دبی‌های زیاد برعکس می‌باشد. باریو و همکارانش [14] تحلیل عددی پایا و گذرای جریان را درون یک پمپ سانتریفوژ در عملکرد مستقیم و معکوس انجام دادند. آنها گزارش نمودند که رفتار نیروی شعاعی در حالت پمپی و توربینی کاملاً متفاوت بوده، به گونه‌ای که در عملکرد پمپی یک نقطه کمینه نیروی شعاعی متناظر با نقطه طراحی وجود دارد. اما در عملکرد معکوس، نیروی شعاعی با افزایش دبی، افزایش می‌یابد. همچنین در حالت کارکرد معکوس پمپ، نرخ افزایش نیروی شعاعی در دبی‌های بالا، زیادتر می‌شود. پاسکوا و همکارانش [15] یک مطالعه عددی و تجربی را بر روی یک پمپ صنعتی سانتریفوژ در دو حالت پمپی و حالت توربینی برای نقاط طراحی و خارج از طراحی انجام دادند. آنها مشاهده کردند که در حالت معکوس بازده عملکردی سیستم 4.4% کمتر از حالت پمپی است. همچنین طبق مشاهدات ایشان، در حالت معکوس، پمپ در نقطه بیشینه بازده ارتفاع بالاتری داشته، اما این سطح فشار بالاتر منجر به ایجاد نیروی محوری بیشتر نمی‌شود (در حالت توربینی نیروی محوری کمتر از 1/3 حالت پمپی گزارش شد). گروس و همکارانش [16] یک پمپ را در حالت مستقیم و معکوس مورد مطالعه تجربی و عددی قرار دادند. بررسی ایشان نشان داد که در نواحی عملکردی پمپ در حالت مستقیم تحلیل حالت پایا کافی می‌باشد ولی برای کسب نتایج دقیق در نواحی عملکرد پمپ در حالت معکوس می‌بایست شبیه‌سازی گذرای جریان صورت بگیرد. سینچ و نستمن [17] نشان دادند که انحنا در لبه ورودی پره با کاهش جدایش جریان و کاهش تلفات هیدرولیکی، موجب افزایش راندمان به میزان (1 - 3%) می‌شود. اثر پره‌های جداکننده بر عملکرد معکوس پمپ نیز در تحقیق یانگ و همکارانش [18] مورد بررسی قرار گرفت. تحلیل نتایج صورت گرفته نشان از تأثیر مثبت پره‌های جداکننده بر مشخصات عملکردی داشت. مشخصه ارتفاع با وجود پره‌های جداکننده کاهش یافته و راندمان افزایش می‌یابد. جین و همکارانش [19] مطالعه جامعی را روی عملکرد توربینی پمپ در دبی پایین انجام دادند. آنها اثرات بهینه‌سازی هندسه چرخ و همچنین سرعت دورانی را بر راندمان پمپ در کارکرد معکوس بررسی نمودند. نتایج آنها نشان داد که با افزایش سرعت دورانی چرخ (900 - 1500 rpm) بازده تا حدود 10% کاهش

آخر و در بسیاری از کشورهای در حال توسعه، توجه به استفاده از پمپ‌های گریز از مرکز در کارکرد معکوس¹ جهت تولید توان برای ظرفیت‌های خیلی کوچک مورد توجه قرار گرفته است [2].

از آنجا که پمپ‌ها به صورت انبوه و در اندازه‌های مختلف تولید و قیمت‌های مناسب در دسترس می‌باشند، لذا استفاده از آنها در کارکرد معکوس می‌تواند جایگزین مناسبی برای توربین در نیروگاه‌های آبی خیلی-کوچک باشد [2]. بدیهی است که در اینصورت تهیه قطعات یدکی و تعمیر و نگهداری اجزای پمپ در مقایسه با توربین اساساً ساده‌تر خواهد بود. از منظر اقتصادی نیز بازگشت سرمایه برای ظرفیت‌های (500 kW <) بسیار کوتاه بوده که در مواقع لزوم نیز می‌توان مدار آن را معکوس و آب را از پایین دست به بالادست منتقل نمود [3].

از آنجا که طراحی و ساخت پمپ‌های گریز از مرکز بر اساس عملکرد معمول آنها صورت می‌پذیرد، لذا با توجه به تفاوت عملکرد پمپ در کارکرد عادی و معکوس، شناخت پارامترهای موثر و اعمال اصلاحاتی در هنگام طراحی پمپ برای استفاده توربینی از آن بمنظور افزایش کارایی آن می‌تواند مورد توجه قرار گیرد [4].

ایده استفاده از پمپ به عنوان توربین در اواسط قرن بیستم مطرح شد. زمانی که توما [5] در تلاش برای دستیابی به منحنی‌های کامل پمپ در آزمایشگاه بود، به صورت کاملاً تصادفی متوجه شد که پمپ‌ها می‌توانند با بازده مناسبی، به عنوان توربین کار کنند. نپ [6] منحنی‌های کارکرد پمپ به عنوان توربین را بر اساس بررسی‌های آزمایشگاهی ارائه داد. در سال‌های (1950 - 1960) در کشورهای توسعه یافته مفهوم استفاده از پمپ‌ها جهت استفاده انرژی برای پتانسیل‌های آبی بین (50 - 100 MW) مطرح شد. هدف از اجرای چنین طرحی استفاده از توان تولیدی جهت تزریق به شبکه در زمان اوج مصرف بود. در سال‌های بعد نیز نیاز به پمپ به‌جای توربین جهت بازیافت انرژی در عرصه مرتبط با صنایع شیمیایی و حتی در شبکه‌های آبرسانی مورد توجه قرار گرفت [7]. در ادامه، کارکرد توربینی پمپ‌ها به صورت بخش مهمی از تحقیقات سازندگان پمپ درآمد. استپانوف [8] کارکرد پمپ به عنوان توربین را مورد آزمایش قرار داده و روابطی برای پیش‌بینی شرایط عملکردی پمپ در حالت معکوس با استفاده از منحنی‌های حالت کارکرد مستقیم پیشنهاد نمود. آگوستینلی و شفر [9] پمپ‌های زیادی را در حالت کارکرد توربینی تست نمودند. آنها پی بردند که در این حالت عملکرد مکانیکی پمپ بسیار روان و آرام و بازده ماکزیمم آن همانند کارکرد مستقیم می‌باشد. در سال‌های اخیر، بررسی‌های عددی به دلیل پیشرفت صورت گرفته در صنعت رایانه افزایش یافته است. آملیو و همکاران [10] بازده پمپ در حالت کارکرد معکوس را با استفاده از یک کد عددی محاسبه نمودند. در این روش با بکارگیری مشخصات کلی شش پمپ موجود با سرعت‌های مخصوص متفاوت (65 - 9) و اجرای کد، اتلافات هیدرولیکی و راندمان در دبی‌های مختلف محاسبه شد. مقایسه نتایج عددی با داده‌های تجربی نشان از خطای حدود $\pm 10\%$ در نقطه کارکرد داشت. اما در شرایط کاری پایین‌تر از نقطه کار، این اختلاف تا مرز $\pm 25\%$ افزایش می‌یابد که یکی از دلایل عمده آن در نظر نگرفتن اتلافات کلی مدار در روش حل گزارش شده است. درخشان و همکاران [11, 12] به منظور افزایش بازده، هندسه پره‌های چرخ یک پمپ سانتریفوژ را با استفاده از روش‌های بهینه‌سازی تغییر دادند. لازم بذکر است که از روش‌های بهینه‌سازی

² Gradient Method³ Genetic Algorithm¹ PAT

از پمپ تجاری موجود بوسیله‌ی اندازه‌برداری توسط دوربین‌های سه‌بعدی و بهره‌گیری از نرم‌افزار کتیا⁴، تأمین گردید [21]. با استفاده از این مدل‌ها، میدان جریان سیال برای تولید شبکه قابل دستیابی خواهد بود. از آنجا که مدل سه‌بعدی تولید شده به دلیل داشتن سطوح ریز فراوان، کیفیت لازم را برای تولید شبکه محاسباتی نداشتند و همچنین با توجه به اینکه مدل مدنظر بر مبنای روش توده نقاط⁵ ایجاد شده بود، لذا امکان تغییر در پارامترهای مختلف وجود نداشت. از اینرو به منظور سهولت در تغییر پارامترهای هندسی، این هندسه در نرم‌افزار سی. اف. توربو باطراحی (شکل 1) و در نهایت هندسه جریان سیال گذرنده از اجزای مختلف جهت تولید شبکه استخراج گردیدند. (شکل 2).

3- شبیه‌سازی عددی

1-3- تولید شبکه

برای شبیه‌سازی عددی، مجموعه‌ی کامل پمپ و حلزونی پس از ترسیم، شبکه‌بندی می‌شوند (شکل 3). هندسه‌ی پمپ توسط نرم‌افزار انسیس مشینگ⁶ شبکه‌بندی شده است. در تولید شبکه‌ها از سلول‌های شش وجهی و هرمی یا گوه‌ای به طور بی-سازمان استفاده گردیده تا به بهترین نحو فضای محاسباتی شبکه‌بندی شود. در نزدیکی لبه حمله و فرار پره و زبانه پمپ که امکان جدایش سیال وجود دارد، شبکه به میزان کافی ریز شده است. به عنوان نمونه فضای شبکه بندی شده برای چرخ و حلزونی در شکل 3 قابل مشاهده است.

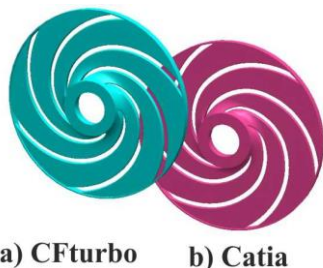


Fig. 1 Flow domain through impeller, a) CFturbo design b) Catia design

شکل 1 حجم سیال گذرنده از چرخ، (a) طراحی سی. اف. توربو (b) طراحی کتیا

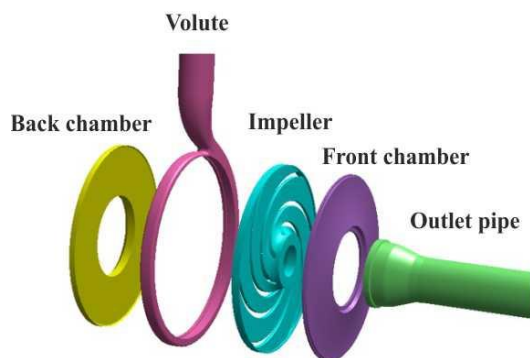


Fig. 2 3D models of flow domain including: outlet pipe, front chamber, impeller, volute, back chamber

شکل 2 نواحی مختلف حجم جریان سیال شامل: کانال خروجی، محفظه جلویی، چرخ، حلزونی و محفظه پشتی

می‌یابد. اثر کاهش قطر چرخ (200 – 225 – 250 mm) موجب افزایش راندمان و همچنین انحناء دادن به لبه ورودی پره چرخ در حالت معکوس، سبب افزایش (3 – 4%) بازده خواهد شد. درخشان و کسائیان [20] در یک بررسی عددی و تجربی یک پمپ محوری را در هر دو حالت مستقیم و معکوس بررسی نمودند. نتایج آنها نشان می‌دهد که هد و دبی نقطه طراحی در عملکرد معکوس به ترتیب 1.5 و 1.9 برابر کارکرد پمپی می‌باشد و راندمان مقدار کمتری دارد. آنها گزارش نمودند که در عملکرد معکوس بزرگی اندازه حرکت سیال خارج شده با افزایش سرعت مخصوص افزایش می‌یابد. بنابراین عدم در نظر گرفتن ناحیه دیفیوزر و وقوع پدیده کاویتاسیون، می‌تواند از عوامل مؤثر بر پایین‌تر بودن راندمان عملکرد معکوس باشد.

چنانچه بیان گردید، علیرغم پژوهش‌های متعدد آزمایشگاهی و عددی صورت گرفته در خصوص تأثیر پارامترهای مختلف هندسی بر عملکرد هیدرولیکی پمپ‌های گریز از مرکز در حالت کارکرد معکوس؛ تاکنون مطالعه تأثیر متقابل پارامترهای مزبور و ارائه یک هندسه مناسب که افزایش راندمان را در پی داشته باشد، صورت نگرفته است. در تحقیق حاضر پس از مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی جریان با نتایج تجربی موجود برای هندسه مبنا و اطمینان از صحت عملکرد تحلیل عددی؛ تأثیر پخی در لبه ورودی پره و همچنین اثر متقابل تعداد پره‌ها، هندسه لبه ورودی و تعبیه پره‌های جداکننده؛ بر یکدیگر برای یک پمپ گریز از مرکز در کارکرد معکوس بصورت عددی شبیه سازی و نتایج تحلیل شده‌اند. در شبیه‌سازی عددی از نرم افزار انسیس سی. اف. ایکس¹ برای حل معادلات استفاده شده است.

2- تولید هندسه پمپ

1-1- مشخصات پمپ موجود

یک پمپ صنعتی و یک مکشه که قبلاً در آزمایشگاه موسسه تحقیقاتی توربوماشین‌های آبی دانشگاه تهران در تحقیق دیگری استفاده شده بود [21]، بعنوان مدل مبنای مورد استفاده برای شبیه‌سازی، انتخاب گردید که جزئیات پارامترهای هندسی و مشخصه‌های عملکرد آن به طور خلاصه در جدول 1 ارائه شده است.

2-2- اسکن² سه بعدی پمپ و بازطراحی هندسه در نرم‌افزار سی. اف. توربو³

برای فراهم شدن امکان تحلیل عددی پمپ، لازم بود تا از مدل سه بعدی کامپیوتری چرخ و حلزونی استفاده شود که این مدل از نتایج قبلاً تهیه شده

جدول 1 مشخصات هندسی و طراحی پمپ

Table 1 Pump geometric and design characteristics

| پارامتر | مقدار |
|------------------------------|------------------|
| نسبت قطر درونی به قطر بیرونی | $D_1/D_2 = 0.25$ |
| نسبت عرض بیرونی پره | $b_2/b_1 = 0.28$ |
| به عرض درونی | 6 |
| تعداد پره | 19.7° |
| زاویه حمله پره | 20° |
| زاویه فرار پره | $\phi_D = 0.078$ |
| ضریب دبی طراحی | $\psi_D = 0.119$ |
| ضریب هد طراحی | |

¹ ANSYS CFX

² Scan

³ CFturbo

⁴ Catia

⁵ Cloud of points

⁶ Ansys meshing

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \quad (4)$$

برای به دست آوردن u_t ، دو معادله انتقال، یکی مربوط به انرژی جنبشی توربولانس، k ، و دیگری مربوط به فرکانس توربولانس، ω ، حل می‌شود. معادلات انتقال k و ω به ترتیب به شکل زیر نوشته می‌شوند [22].

$$\rho U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (5)$$

$$\rho U_i \frac{\partial \omega}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right) + P_\omega - \beta \rho \omega^2 \quad (6)$$

که در آن ثابت‌های β^* ، α ، β ، σ_k و σ_ω در جدول 2 آورده شده‌است.

در مطالعه حاضر از نرم‌افزار انسیس سی.اف.ایکس برای حل سه‌بعدی معادلات ناویر-استوکس⁵ استفاده شد. در این نرم‌افزار برای گسسته‌سازی ترم‌های مشتقات مکانی، از روش حجم محدود⁶ استفاده می‌شود. برای مدل-سازی جریان آشفتنه، مدل کی. امگا انتخاب شده است. یکی از مزیت‌های مدل کی. امگا، قابلیت رفتار خودکار نزدیک دیواره برای محاسبات در رینولدز پایین است [28].

گسسته‌سازی در راستای مکانی از روش مرتبه بالا⁷ در نظر گرفته شده و شرایط مرزی در ورود و خروج به ترتیب از دبی جرمی و متوسط فشار استاتیکی استفاده شده است. در این مقاله، آب 25°C به عنوان سیال عامل در نظر گرفته شده است. معیار همگرایی 10^{-5} قرار داده شد. به دلیل اینکه پمپ موجود به روش ریخته‌گری ساخته شده، زبری نسبی تمام دیواره‌ها (50 μm) لحاظ شده است. فصل مشترک مابین چرخ و حلزونی و همچنین کانال ورودی و چرخ، بوسیله انتخاب قابلیت فصل مشترک روتور ایستا به یکدیگر مرتبط شدند. در انتها نیز برای شبکه بین حلزونی و کانال خروجی، از قابلیت فصل مشترک عمومی⁸ استفاده شده است.

4- استقلال حل از شبکه و اعتبار سنجی نتایج عددی

به منظور اطمینان از دقت حل عددی، اثر تعداد سلول‌ها در میدان جریان و همچنین اثر اندازه‌ی آنها بر پارامتری از مسأله که وابسته به تنش برشی روی دیواره است، مورد بررسی قرار گرفت. نتایج آزمون استقلال حل از تعداد شبکه بر مقدار راندمان حاصل از تحلیلی عددی برای هندسه مینا، برای پنج شبکه در شکل 4 نشان داده شده است.

طبق شکل 4 با افزایش تعداد المان‌ها از یک میلیون و هشتصد هزار راندمان تغییر محسوسی نمی‌کند.

بازده داخلی⁹ در مقاله حاضر طبق رابطه (8) تعریف شده است که در آن نسبت توان خروجی به توان ورودی، معرف بازده می‌باشد. طبق رابطه (7) این بازده شامل تلفات هیدرولیکی¹⁰، تلفات ناشی داخلی¹¹ و تلفات دیسک¹² است.

جدول 2 مقادیر ثابت مدل توربولانس کی. امگا

| α | β | β^* | σ_ω | σ_k |
|----------|---------|-----------|-----------------|------------|
| 5/9 | 0.075 | 0.09 | 2 | 2 |

⁵ Navier Stokes Equation

⁶ Finite Volume

⁷ High Resolution

⁸ General Grid Interface

⁹ Internal Efficiency

¹⁰ Hydraulic Loss

¹¹ Leakage Loss

¹² Disk Friction Loss



Fig. 3 Computational mesh for impeller and volute

شکل 3 نمایی از شبکه چرخ و حلزونی

2-3- معادلات حاکم

برای تحلیل جریان در داخل پمپ گریز از مرکز، معادلات اساسی حرکت سیال می‌بایست حل شوند که به دلیل حرکت سیال در کانال بین پره‌ها و حرکت دورانی پروانه، جملات شتاب کوریولیس¹ و شتاب گریز از مرکز به صورت ترم چشمه به معادله حرکت اضافه می‌شوند. به این ترتیب معادلات پیوستگی و مومنوم برای سیال تراکم‌ناپذیر و با فرض حالت دائم به صورت رابطه (1) و (2) نوشته می‌شوند.

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

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (U_i U_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right] - 2\epsilon_{ijk} \Omega_k U_j - [\Omega_j \Omega_i - \Omega_j X_i \Omega_j] \quad (2)$$

که در آن Ω و X بیانگر بردار دوران در مختصات سیستم و بردار مکان می‌باشند [22]. برای حل معادلات می‌توان از دستگاه مختصات چرخان یا ثابت استفاده نمود. معادلات یک‌بار با دستگاه مختصات چرخان برای پروانه و بار دیگر در دستگاه مختصات ساکن برای حلزونی حل شده‌اند، سپس توسط قابلیت فصل مشترک روتور ایستا تبادل اطلاعات بین دو ناحیه صورت می‌پذیرد. برای استخراج نتایج و شبیه‌سازی جریان در کل پمپ، حل دو مرحله-ای فوق‌الذکر توسط فصل مشترک روتور ایستا² به یکدیگر کوپل گشته‌اند [23]. ترم $\overline{u_i u_j}$ در معادله (2) تانسور تنش رینولدز نامیده می‌شود. این تانسور تنش مجهول، توسط روش‌های مختلفی تقریب زده شده که به آنها اصطلاحاً مدل‌های آشفتگی³ گفته می‌شود [24]. در این بررسی به دلیل پیش‌بینی بهتر مشخصه‌های هیدرولیکی از مدل آشفتگی کی-امگا⁴ برای پیش‌بینی آشفتگی استفاده شده است. در پژوهش‌های مشابه، عالمی و همکارانش [22, 21], [26, 25] از همین مدل آشفتگی برای شبیه‌سازی جریان در عملکرد مستقیم پمپ استفاده نمودند. در این مدل آشفتگی دو معادله بقایی برای انرژی جنبشی آشفتنه و گردابه نوشته می‌شود و با حل این دو معادله مقدار ویسکوزیته آشفتگی محاسبه می‌شود. در این مدل از هیچ تابع دیواره‌ای استفاده نمی‌شود. بنابراین باید چگالی شبکه در کنار دیواره را بسیار بالا برد تا $1 \leq \gamma^+ \leq 27$ حاصل شود [27]. تانسور تنش‌های رینولدز از معادله (3) و ویسکوزیته دینامیکی سیال از رابطه (4) به دست می‌آید:

$$\overline{u_i u_j} = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

¹ Coriolis Acceleration

² Frozen Rotor Interface

³ Turbulence Modes

⁴ $k - \omega$

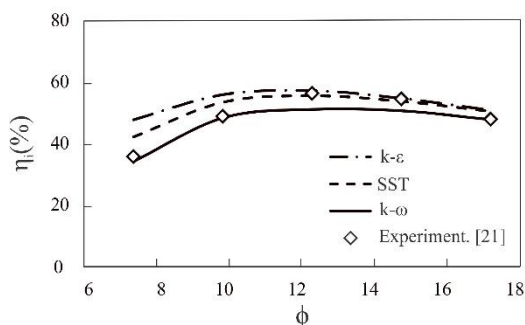


Fig. 5 ($\eta_i - \phi$) Characteristic curve of PAT

شکل 5 منحنی مشخصه (راندمان - دبی) برای پمپ در کارکرد معکوس

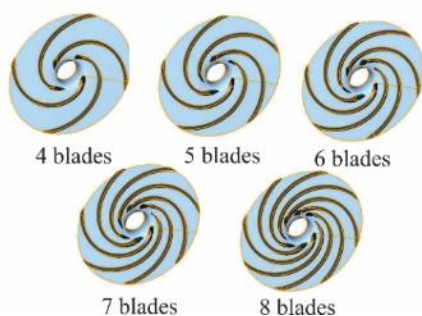


Fig. 6 Blade number.

شکل 6 تعداد پره

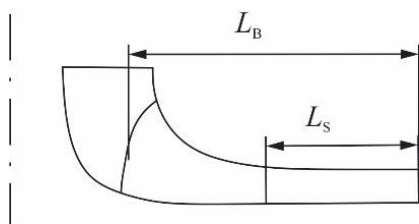


Fig. 7 Impeller meridional view, L_S : splitter blade, L_B : Blade length

شکل 7 نمای نصف النهاری پره، L_S طول پره جداکننده، L_B طول پره

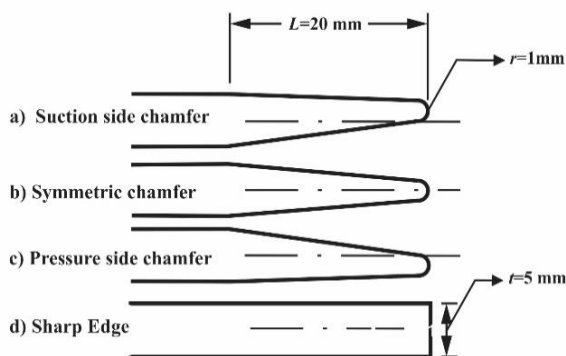


Fig. 8 Details of blade inlet rounding and chamfer

شکل 8 جزئیات گرد کردن لبه ورودی و پخ

در ادامه، نمودار منحنی‌های مشخصه هر یک از گروه‌های جدول 4 بدست آمده از تحلیل عددی به صورت مجزا ارائه شده‌اند. همچنین به منظور توصیف بهتر فیزیک جریان در چرخ و حلزونی، اشکال مرتبط با کانتورهای سرعت گروه‌های مختلف نیز ارائه گردیده است.

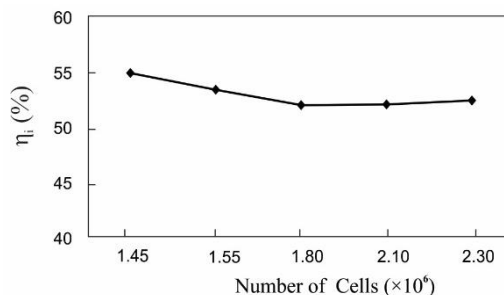


Fig. 4 Grid independency

شکل 4 استقلال حل از شبکه

تلفات مکانیکی و تلفات ژنراتور در این بررسی در نظر گرفته نشده است.

$$\eta_i = \eta_h \eta_D \eta_V \quad (7)$$

$$\eta_i = \frac{T\omega}{\dot{m}gH} \quad (8)$$

در رابطه (8)، T گشتاور وارد بر سطوح چرخ (شامل تیغه‌ها، هاب، شرو، دو دیواره نواحی اطراف چرخ و قسمتی از لوله مکش که با دیواره چشمه چرخ در تماس است) می‌باشد که از انتگرال‌گیری تنش برشی بر این سطوح محاسبه می‌گردد.

با توجه به خطای موجود در اندازه‌گیری توسط تجهیزات آزمایشگاهی آنالیز عدم قطعیت نتایج عددی و تجربی همواره مورد توجه است. آنالیز عدم قطعیت نتایج عددی برای پارامترهای مختلف در جدول 3 ارائه شده است [29].

همانگونه که در شکل 5 ملاحظه می‌شود، برای حالت کارکرد معکوس، تطابق خوبی بین داده‌های تجربی و نتایج عددی در محدوده دبی (60 - 140 %) وجود دارد. بیشینه خطای راندمان 5.2% که متناظر با دبی نامی ($Q^* = 100\%$) است. هر چند که بخش 2-3 به استفاده از مدل کی-امگا برای تقریب تنشهای آشفتگی اشاره گردید، اما برای هندسه مبنا در حالت کارکرد معکوس، تاثیر مدل‌های مختلف تلاطم بر مشخصه راندمان در شکل 5 نشان داده شده است. این امر دلالت بر دقت قابل قبول مدل آشفتگی انتخاب شده دارد.

با توجه به اینکه ماهیت جریان در نقاط دور از نقطه طراحی از حالت پایدار به حالت گذرا متمایل می‌شود، فرض حالت دائم، رفته رفته اعتبار خود را از دست می‌دهد. بنابراین حل معادلات در محدوده (60 - 140 %) دبی نامی صورت گرفته تا از دائمی بودن نسبی ماهیت رژیم جریان اطمینان حاصل شود.

5- ارائه نتایج

به غیر از هندسه مبنا، دوازده هندسه دیگر در 3 گروه برای مطالعه انتخاب، و طراحی گردیدند که این تغییرات با پارامترهایی نظیر تعداد پره، هندسه لبه ورودی و پره‌های جداکننده به ترتیب در گروه‌های 1، 2 و 3 در جدول 4 ارائه شده‌اند. شماتیک پارامترهای ذکر شده نیز، به ترتیب، در شکل‌های 6، 7 و 8 قابل مشاهده می‌باشد.

جدول 3 عدم قطعیت نتایج عددی و آزمایشگاهی

| پارامتر | عددی (%) | آزمایشگاهی (%) |
|------------|----------|----------------|
| راندمان | 0.3 | 2 |
| ارتفاع | 0.16 | 1 |
| توان خروجی | 0.07 | 0.5 |

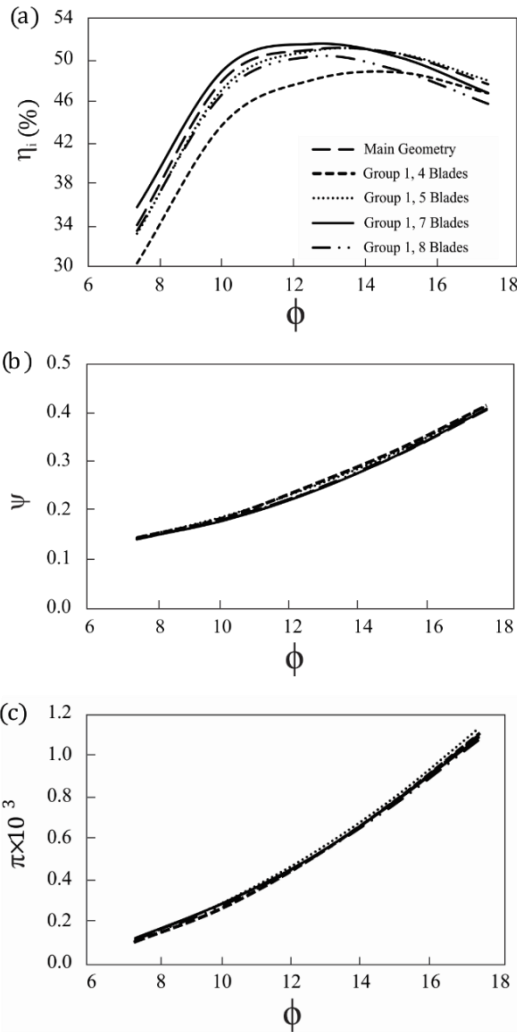


Fig.9 Effect of blade number on PAT performance curves

شکل 9 تأثیر پارامتر تعداد پره بر منحنی‌های مشخصه پمپ در کارکرد معکوس

می‌گیرد، اما به دلیل افزایش سطح تماس دیواره و سیال تلفات اصطکاکی افزایش می‌یابد. بنابراین در تعداد 8 پره نرخ افت راندمان بر رشد آن غلبه کرده و راندمان در سراسر محدوده دبی کاهش می‌یابد.

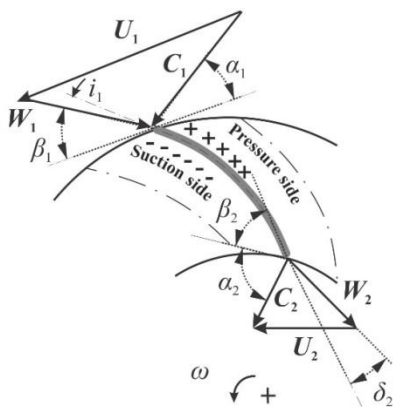


Fig. 10 Inlet and outlet velocity triangle, incidence and deviation angles [30].

شکل 10 مثلث‌های سرعت در ورود به و خروج از چرخ، زاویه شوک در ورود و زاویه لغزش در خروج [30].

جدول 4 متغیرهای طراحی بررسی شده

Table 4 Design variation under consideration

| شکل لبه ورودی | پره جداکننده (تعداد) | پره اصلی (تعداد) | |
|----------------------------|--|------------------|------------------|
| تیز، بدون پخ | 0 | 6 | هندسه اولیه |
| تیز، بدون پخ | 0 | 4 | |
| تیز، بدون پخ | 0 | 5 | گروه 1 |
| تیز، بدون پخ | 0 | 7 | |
| تیز، بدون پخ | 0 | 8 | |
| گرد، پخ سمت مکش (l/t = 4) | 0 | 6 | |
| گرد، پخ سمت فشار (l/t = 4) | 0 | 6 | گروه 2 |
| گرد، پخ متقارن (l/t = 4) | 0 | 6 | |
| گرد، بدون پخ | 6 (L _S /L _B = 10%) | 6 | |
| گرد، بدون پخ | 6 (L _S /L _B = 20%) | 6 | گروه 3 |
| گرد، بدون پخ | 6 (L _S /L _B = 30%) | 6 | |
| گرد، پخ سمت مکش (l/t = 4) | 6 (L _S /L _B = 20%) | 6 | هندسه پیشنهادی 1 |
| گرد، پخ سمت مکش (l/t = 4) | 7 (L _S /L _B = 20%) | 7 | هندسه پیشنهادی 2 |

1-5- گروه 1: بررسی تعداد پره

تعداد پره به عنوان یکی از مشخصه‌های مهم در طراحی چرخ‌های گریز از مرکز مطرح می‌باشد. در حالت تئوری برای پره ضخامتی در نظر گرفته نمی‌شود، از اینرو می‌توان تعداد پره‌ها را برای هدایت مناسب جریان سیال بینهایت فرض نمود. اما در واقعیت با توجه به وجود ضخامت برای پره و همچنین وجود تلفات انرژی سیال در تماس با سطح پره‌ها، نمی‌توان تعداد آنها را از حد معینی بیشتر در نظر گرفت. نتایج عددی مربوط به انتخاب تعداد پره در شکل 9 ارائه شده است. این نمودارها بیانگر منحنی‌های مشخصه راندمان، هد و توان در محدوده دبی 60-140% دبی طراحی می‌باشند. با توجه به شکل 9(a) مشخص می‌شود که نمودار بازده دارای یک نقطه بیشینه است.

روند کلی راندمان توربینی پمپ همانند کارکرد متداول آن است با این تفاوت که در نقطه طراحی منحنی راندمان تخت‌تر است. با فاصله گرفتن از شرایط کاری ایده‌آل به دلیل افزایش شوک در ورود و انحراف سیال از پره در خروج (شکل 10 ملاحظه شود)، افت راندمان دیده می‌شود. (در بررسی حاضر زاویه شوک مثبت یا منفی به ترتیب، متناظر با ورود سیال با زاویه کمتر یا بیشتر از زاویه پره است.) نکته جالب توجه در این نمودار کاهش شدید راندمان در دبی‌های کم در مقایسه با دبی‌های بالا است. به عنوان مثال برای تعداد 6 پره و در دبی 140% راندمان به میزان 3.4% نسبت به نقطه طراحی کاهش می‌یابد در حالیکه در دبی 60% این مقدار به 17.2% افزایش می‌یابد. به‌طور کلی در شرایط طراحی افزایش تعداد پره (4-7) امکان هدایت بهتر سیال را فراهم کرده و تبادل انرژی بین سیال و چرخ با تلفات کمتری صورت می‌گیرد. در نتیجه شاهد افزایش راندمان داخلی هستیم. افزودن تعداد پره و متعاقب آن افزایش سطح تماس سیال با دیواره‌ها، میزان تلفات اصطکاک لایه‌مرزی را افزایش می‌دهد. بنابراین در دبی‌های زیاد راندمان کاهش می‌یابد با افزایش تعداد پره نسبت به تعداد پره بهینه (چرخ با تعداد 7 پره) تبادل انرژی بین سیال و چرخ بهتر از هر حالت دیگر صورت

کاهش دبی، مقدار شوک کاهش می‌یابد تا جایی که در دبی 60% و کمتر زاویه شوک مثبت مشاهده می‌شود. بنابراین در صورتیکه پخ در سمت کم فشار پره زده شود ورود جریان سیال با جدایش کمتری مواجه شده و از سطح گردابه‌های شکل یافته در سمت کم‌فشار پره کاسته می‌شود. در اینصورت راندمان افزایش می‌یابد. هنگامی که پخ به صورت متقارن و یا در سمت فشار

با انتخاب تعداد 4 پره (شکل 9a) الگوی جریان در کانال بین پرها می‌تواند به شدت دستخوش تغییر گردد. بدیهی است که در این حالت، جریان سیال کمتر از الگوی پروفیل پرها تبعیت کرده و با بالا رفتن احتمال جدایش جریان و گسترش گردابه‌ها، تلفات هیدرولیکی راندمان در سراسر محدوده دبی افزایش یابد. اما نکته قابل تأمل در این حالت، کاهش افت راندمان در دبی‌های بیشتر از نقطه طراحی نسبت به شرایط کمتر از آن می‌باشد. در واقع با گذر سریع سیال، احتمالاً بروز جدایش و ایجاد گردابه‌های محلی به واسطه اندازه‌ی حرکت بالای جریان سیال کاهش یافته است که این موضوع می‌تواند موجب کاهش تلفات نسبت به دبی‌های کمتر گردد. مطابق با شکل 9(b) در شرایط خارج از طراحی، هر پنج هندسه ارتفاع تقریباً یکسانی دارند اما در نقطه طراحی، به صورت کلی، افزودن تعداد پره ارتفاع را بهبود می‌بخشد.

نتایج مربوط به توان خروجی پمپ در کارکرد معکوس در شکل 9(c) مشاهده می‌شود. بر خلاف مشخصه ارتفاع، هندسه‌های مختلف در نقطه طراحی شرایط مشابهی دارند و تفاوت آنها در شرایط خارج از طراحی می‌باشد. در دبی بالاتر از دبی طراحی، افزودن تعداد پره توان خروجی را کاهش می‌دهد در حالیکه در دبی‌های کمتر افزودن آن توان را افزایش می‌دهد.

در شکل 11 بردارهای سرعت چرخ با تعداد پره مختلف نشان داده شده است. همانگونه که ملاحظه می‌شود، گردابه‌ها یکی در موقعیت ورودی سیال به چرخ و در سمت کم فشار پره و دیگری در خروج از چرخ، به وجود می‌آیند. با افزودن تعداد پره رفته رفته از سطح گردابه خروجی کاسته شده تا اینکه در تعداد 7 پره کاملاً از بین می‌رود. دلیل این امر می‌تواند به حداقل رسیدن انحراف سیال از پره (شکل شماتیک 10) باشد. در مورد گردابه ورودی نیز همانگونه که مشخص است افزودن تعداد پره از سطح این گردابه می‌کاهد. نکته قابل توجه دیگر تفاوت در الگوی گردابه‌های تشکیل شده در فواصل محیطی مختلف از زبانه است.

با گردش چرخ و قرارگیری پره در موقعیت بعد از زبانه حلزونی، گردابه‌های نسبتاً شدید در سمت فشار و مکش پره شکل می‌گیرد. در فواصل دورتر از زبانه از حجم سیال درون پوسته حلزونی کاسته شده، در نتیجه سیال با سرعت مطلق کمتری در معرض ورود به چرخ قرار می‌گیرد.

این امر سبب تغییر در مثلث سرعت ورودی می‌شود، بگونه‌ای که سیال با زاویه شوک کمتری وارد کانال بین پرها شود. بنابراین سیال به میزان کمتری در معرض جدایش قرار می‌گیرد.

5-2- گروه 2؛ اصلاح لبه ورودی پره

شکل 12 نتایج مربوط به تغییرات هندسی لبه ورودی چرخ (گروه 2، جدول 4) را نشان می‌باشد. بنظر می‌رسد که ایجاد انحنا در لبه ورودی پره، بر میزان جدایش جریان تأثیر گذار خواهد بود.

تغییر هندسه لبه پره باعث تغییر در مثلث سرعت شده و در صورتیکه تغییر زاویه نسبی جریان، مقدار زاویه شوک در ورود به چرخ را کاهش دهد، سیال با شرایط هیدرولیکی بهتری مواجه خواهد شد.

با توجه به قسمت (a) از شکل 12، راندمان عملکرد معکوس پمپ در حالتی که لبه پره در ورودی اصلاح می‌شود بهبود می‌یابد. روند افزایش راندمان وقتی که اصلاحات پره در سمت فشار و یا مکش پره باشد، متفاوت است. در شرایط عملکردی متناظر با نقطه طراحی و بالاتر، سیال با زاویه بیشتری نسبت به پره وارد چرخ می‌شود. در نتیجه زاویه شوک (تفاضل زاویه پره و سیال در ورودی $i = (\beta_2 - \beta_2') < 0$) دارای مقدار منفی است. با

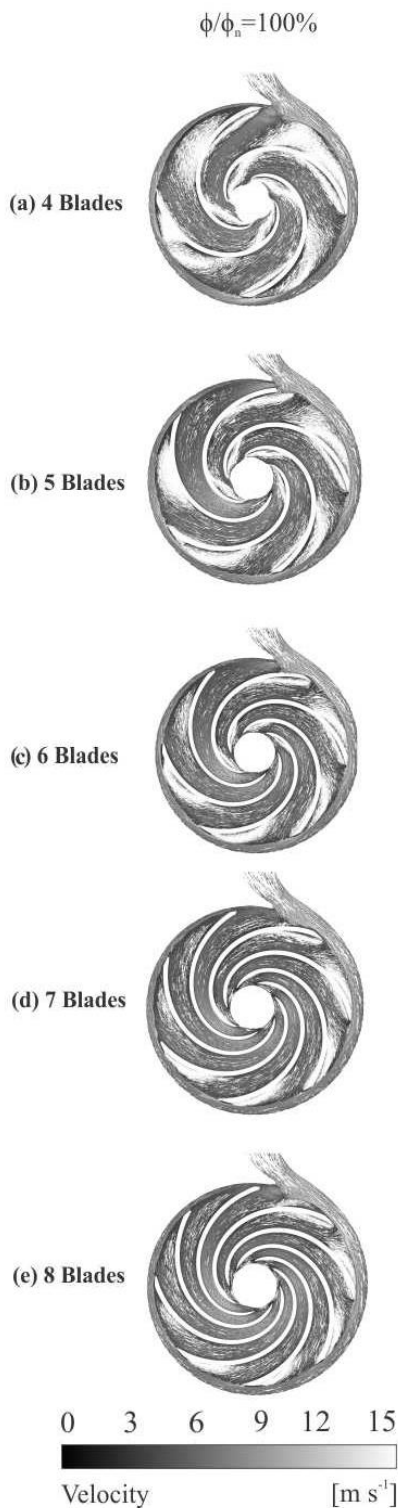


Fig.11 Effect of blade number on PAT velocity vectors

شکل 11 تأثیر پارامتر تعداد پره بر بردارهای سرعت پمپ در کارکرد معکوس

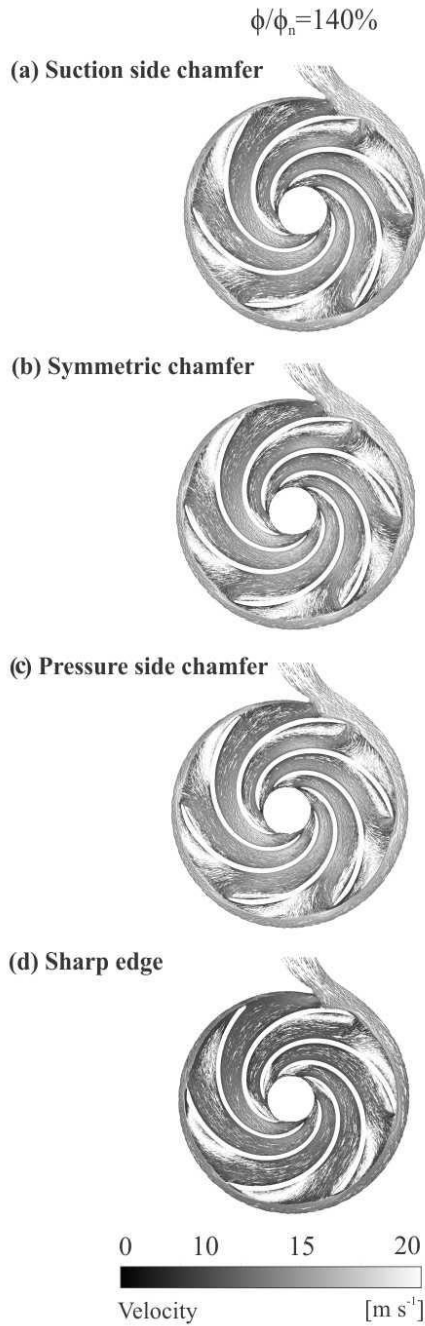


Fig.13 Comparison of velocity vectors for impeller with modified inlet edge

شکل 13 مقایسه بردار سرعت برای چرخ با لبه ورودی اصلاح شده

پره‌ها شده و در نتیجه در نزدیکی سمت فشار پره، ورود سیال با زاویه کمتری صورت می‌گیرد.

3-5- گروه 3؛ پره‌های جداکننده

در طراحی ابتدایی پمپ‌ها (تئوری اویلر)، معمولاً تعداد نامتناهی پره‌ها و ضخامت صفر برای آنها در نظر گرفته می‌شود، اما در عمل با توجه به محدودیت‌های موجود نظیر ضرورت وجود ضخامت برای پره، این فرض غیر ممکن می‌نماید. از اینرو با کاهش تعداد پره‌ها، جریان در فضای بین آنها به طور کامل از الگوی پروفیل پره‌ها پیروی نکرده که این رفتار منجر به کاهش مقدار ارتفاع به کمتر از مقدار پیش‌بینی تئوری اویلر می‌شود. برای کم اثر

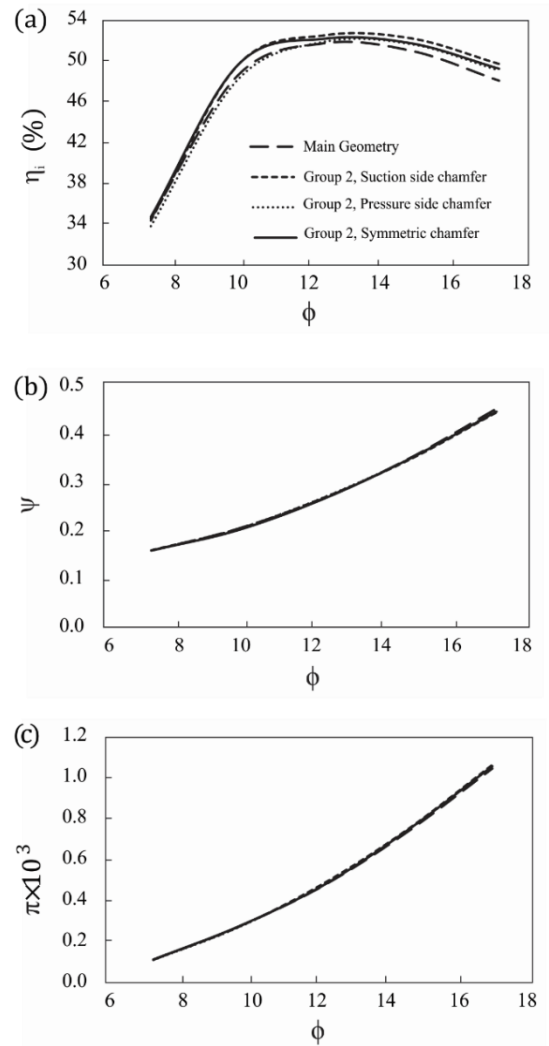


Fig.12 Effect of inlet rounding and chamfer on PAT performance curves

شکل 12 تأثیر انحنا و پخ ورودی چرخ بر منحنی‌های مشخصه پمپ در کارکرد معکوس

زده می‌شود در عمل زاویه ورودی سیال در سمت فشار پره به میزان زاویه پخ افزوده شده و سبب گسترش گردابه‌ها و بنابراین کاهش راندمان می‌شود. در دبی‌های کم با توجه به اینکه از مقدار شوک کاسته شده است؛ پخ متقارن، الگوی جریان ایده‌آل‌تری در ورود به چرخ ایجاد می‌کند. از اینرو در دبی‌های کم ($Q^* < 0.8$) راندمان برای پخ متقارن بیشتر می‌شود. همانگونه که از شکل 12(b) مشخص است اصلاحات صورت گرفته بر روی انحنای لبه ورودی پره مشخصه ارتفاع را در دبی ($Q^* > 1$) با کاهش مواجه می‌کند، اما تأثیر آن بر توان خروجی بر عکس ارتفاع می‌باشد. توزیع سرعت نسبی و بردارهای سرعت منطبق بر آن در صفحه پره‌ها (وسط هاب و شروود) برای چهار وضعیت ذکر شده در دبی ($Q^* = 1.4$) در شکل 13 نشان داده شده است. همانگونه که انتظار می‌رود با افزایش دبی، ناحیه گردابه‌ای که با سرعت نسبی صفر (ناحیه سفید) قابل شناسایی است، در نزدیکی سطح فشار، شروع به رشد کردن می‌نماید.

محل و میزان گردابه‌های اطراف هر پره با توجه به موقعیت قرارگیری پره نسبت به زبانه حلزونی، متفاوت است. وجود این ناحیه باعث شکل‌گیری یک گردایان فشار معکوس و تغییر مسیر ناگهانی ذرات سیال ورودی به کانال بین

بکار گرفته می‌شود، به دلیل افزایش سطح تماس سیال و دیواره، تلفات هیدرولیکی افزایش یافته و راندمان کاهش می‌یابد. این در حالی است که حتی پره جداکننده با طول بزرگ نیز، انتخابی بهتر از هندسه اولیه می‌باشد (شکل 14a). در نواحی عملکردی دور از نقطه طراحی و در دبی پایین ($Q^* < 0.8$)، با کاهش سرعت مطلق و در نتیجه کاهش زاویه ورودی جریان، زاویه شوک در ورود به چرخ افزایش یافته و در حضور این پره‌ها به تعداد گردابه‌ها افزوده می‌شود. بنابراین کاهش جزئی راندمان ملاحظه می‌شود. در شکل 15 مقایسه بردار سرعت در چرخ با پره‌های جداکننده و بدون آن، در دبی نامی نمایش داده شده است. در موقیعت‌های دورتر از زبانه حلزونی، رفته رفته از سطح گردابه‌ها در سمت مکش و فشار پره کاسته می‌شود، این در حالی است که با حضور پره‌های جداکننده از بین رفتن گردابه‌ها با نرخ بیشتری صورت می‌گیرد.

4-5- هندسه‌های پیشنهادی

در این بخش با توجه به تأثیر مشخصه‌های هندسی مختلف در قسمت‌های پیشین و با توجه به اولویت بالاتر افزایش راندمان در این پژوهش، سعی می‌گردد هندسه جدیدی پیشنهاد شده به گونه‌ای که راندمان افزایش یابد و تا حد امکان ارتفاع ثابت بماند.

با توجه به توضیحات فوق دو نوع چرخ طراحی گردید. این دو طرح با نام هندسه پیشنهادی 1 و 2 در جدول 4 ارائه شده است.

الف) طرح اول: تعداد 6 پره، گرد کردن لبه ورودی و پخ سمت مکش، پره جداکننده 20%

ب) طرح دوم: تعداد 7 پره، گرد کردن لبه ورودی و پخ سمت مکش، پره جداکننده 20%

نمای کلی دو طرح پیشنهادی در شکل 16 نمایش داده شده است.

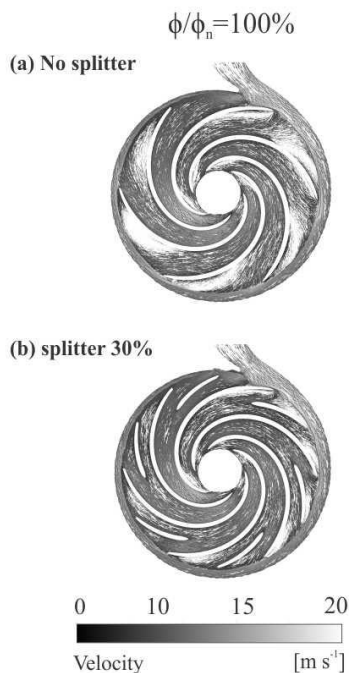


Fig.15 Comparison of velocity vector for impeller with and without splitter blades

شکل 15 مقایسه بردارهای سرعت برای چرخ با و بدون پره‌های جداکننده

کردن محدودیت تعداد پره‌ها، از پره‌های جداکننده به منظور افزایش هد و بهبود عملکرد پمپ‌های شعاعی نیمه‌باز یا پمپ‌های گریز از مرکز کوچک با پره‌های صاف و دوبعدی می‌توان استفاده نمود [23]. در این تحقیق روش مذکور برای ارتقای عملکرد کارکرد توربینی پمپ مورد استفاده، مورد توجه قرار گرفته است. در شکل 7، نمایی از پره‌های جداکننده در نظر گرفته شده برای هندسه مبنا با طول‌های 10، 20 و 30 درصد از طول کلی پره نمایش داده شده بود.

همانگونه که در نتایج شکل 14 ملاحظه می‌شود، بیشترین تأثیر استفاده از پره‌های جداکننده در محدوده دبی ($Q^* = 0.8 - 1.2$) است، طوریکه با هدایت بهتر سیال در ورود به کانال بین پره‌ها، از میزان جدایش جریان در سمت مکش و فشار پره کاسته می‌شود. بنابراین بکارگیری پره‌های جداکننده با جلوگیری از اتلاف انرژی سیال در گردابه‌ها، سبب افزایش راندمان می‌شود. نکته قابل توجه دیگر مقایسه عملکرد پره‌های جداکننده با یکدیگر می‌باشد. هنگامی که پره با طول بزرگتر (پره راهنما با طول 30% طول پره اصلی)

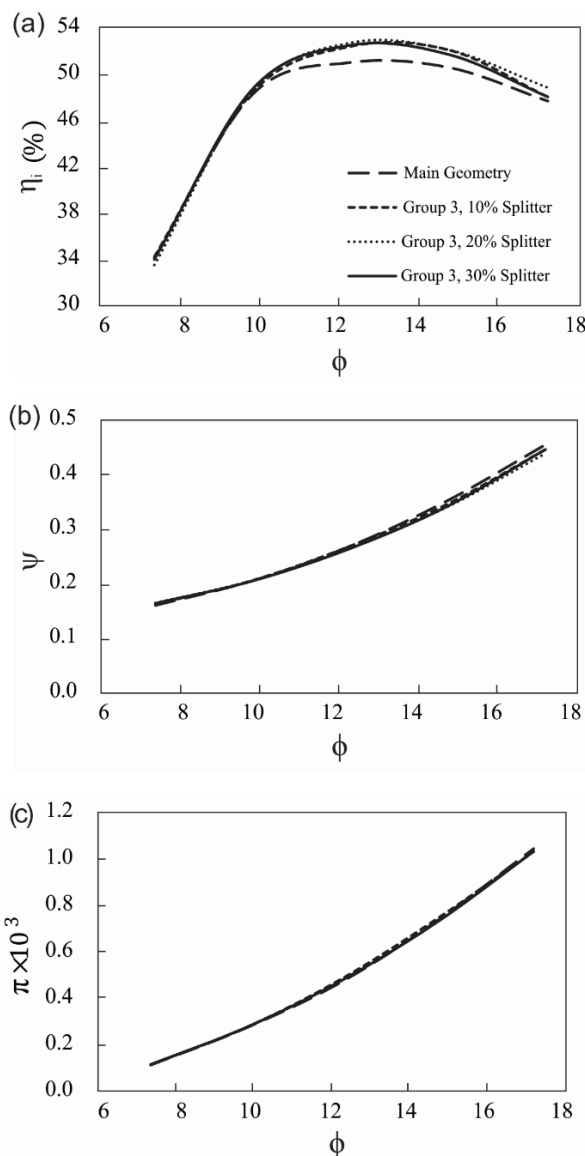


Fig.14 Effect of splitter blades on PAT performance curves

شکل 14 تأثیر پره‌های جداکننده بر منحنی‌های مشخصه پمپ در کارکرد معکوس

همخوانی را با طرح پیشنهادی اول دارد. تفاوت در بین این دو طرح تنها پخ سمت مکش پره است. در نقطه طراحی، تفاوت راندمان این دو هندسه به میزان 0.3% است. در مورد طرح پیشنهادی دوم نیز هر چند که نسبت به هندسه اصلی برتری دارد اما در مقایسه با طرح اول 1.1% راندمان بیشتری دارد. در جدول 5 مشخصات نقطه طراحی این طرح‌ها با یکدیگر مقایسه شده است.

6- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر، بررسی جامعی از تأثیر مشخصه‌های هندسی مختلف چرخ، روی کارکرد معکوس پمپ و به خصوص راندمان انجام شده است. با استفاده از نتایج، هندسه مناسبی برای چرخ طراحی گردیده به گونه‌ای که راندمان در نقاط نزدیک طراحی افزایش یابد و در عین حال ارتفاع پمپ حتی الامکان کاهش نیابد. در این بررسی از روش عددی برای به دست آوردن منحنی‌های عملکردی شامل ارتفاع، توان و بازده استفاده شده است.

تحلیل جریان با استفاده از نرم‌افزار سی. اف. ایکس صورت پذیرفت که در آن معادلات ناور-استوکس با متوسط‌گیری رینولدز و با استفاده از مدل توربولانس کی. امگا حل گردیدند. جهت حصول اطمینان از صحت عملکرد روش عددی، ابتدا نتایج حاصل از شبیه‌سازی با داده‌های تجربی موجود مقایسه شده که تطابق میان آنها رضایت‌بخش بود. در ادامه، چندین چرخ با مشخصات هندسی مختلف مورد تحلیل قرار گرفتند. در این طرح‌ها پارامترهای تغییر هندسه لبه ورودی، تعداد پره و پره‌های جداکننده در نظر گرفته شد و تأثیر هر یک از پارامترهای مذکور بر ارتفاع، بازده و توان خروجی بررسی گردید. لازم به ذکر است که نتایج حاصل برای یک پمپ با سرعت مخصوص پایین می‌باشد و ممکن است برای سرعت مخصوص‌های بالاتر نتیجه تغییر کند. نتایج کلی این پژوهش به صورت زیر است:

- انحنا دار کردن لبه ورودی و پخ سمت مکش راندمان نقطه طراحی را به میزان 1.7% نسبت به هندسه اولیه افزایش می‌دهد. در عمل هنگامی که پخ در سمت مکش پره می‌باشد، از میزان جدایش جریان کاسته می‌شود.
- استفاده از تعداد 7 پره بدلیل هدایت بهتر سیال و تبادل انرژی بیشتر، راندمان به میزان 0.6% نسبت به هندسه مبنا بهبود می‌یابد.
- مطالعاتی که بر روی پره‌های جداکننده صورت گرفت نشان داد پره با طول 20% و 10% هر دو به یک میزان بر بهبود راندمان تأثیر دارند. در دبی طراحی و در حضور پره راهنما راندمان به میزان کمتر از 1% نسبت به هندسه اولیه افزایش می‌یابد.

جدول 5 مشخصات عملکردی هندسه‌های مختلف در نقطه طراحی بر اساس نتایج شبیه‌سازی عددی

Table 5 Performance results of different design variation on BEP based on simulation results

| Case # | ضریب دبی | ضریب ارتفاع | ضریب توان ($\times 10^3$) | بازده (%) |
|------------------|----------|-------------|-----------------------------|-----------|
| هندسه اولیه | 12.28 | 0.268 | 0.471 | 51.0 |
| تعداد 7 پره | 12.28 | 0.266 | 0.473 | 51.6 |
| پخ سمت مکش | 12.28 | 0.264 | 0.480 | 52.7 |
| پره جداکننده 20% | 12.28 | 0.270 | 0.482 | 51.9 |
| هندسه پیشنهادی 1 | 12.28 | 0.266 | 0.486 | 53.0 |
| هندسه پیشنهادی 2 | 12.28 | 0.261 | 0.466 | 51.9 |



Fig.16 Recommended geometries

شکل 16 هندسه‌های پیشنهادی

منحنی‌های مشخصه دو طرح پیشنهادی با برترین هندسه هر گروه در شکل 17 مورد مقایسه قرار گرفته است. بر خلاف انتظار طرح اول نسبت به طرح دوم راندمان بیشتری دارد (شکل 17a). همچنین طرح پیشنهادی اول ارتفاع (شکل 17b) و توان خروجی (شکل 17c) بیشتری نسبت به طرح دوم دارد. از میان هندسه‌های قبلی طراحی پخ سمت فشار از گروه دوم (تعداد 6 پره، پره‌های جداکننده با طول 20% و انحنای ساده در لبه ورودی) بیشترین

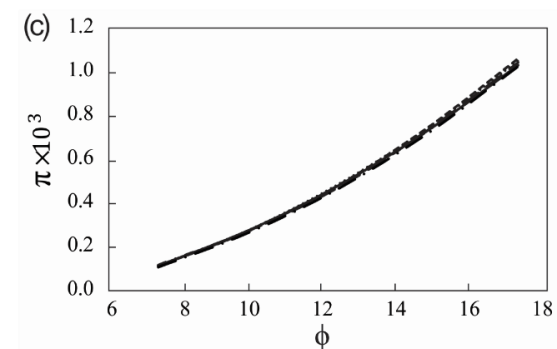
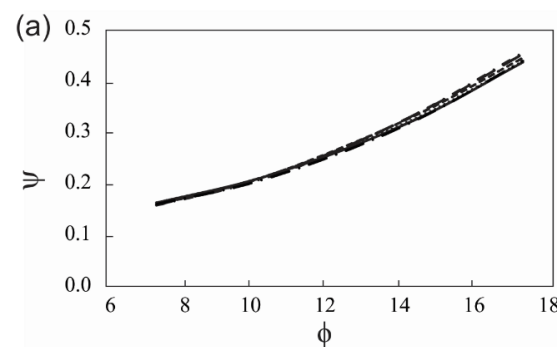
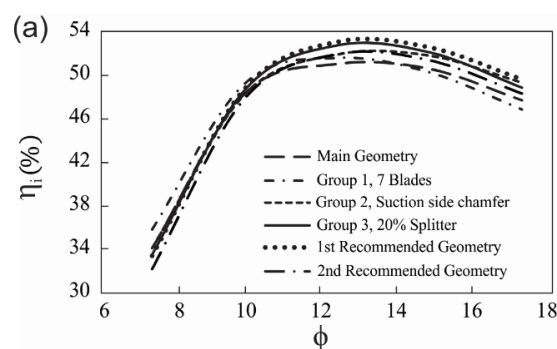


Fig.17 Comparison of performance curves of recommended geometries for PAT

شکل 17 مقایسه منحنی‌های مشخصه طرح‌های پیشنهادی برای پمپ در کارکرد معکوس

نویسندگان کمال تشکر و سپاسگزاری خود را از همکاری موسسه تحقیقاتی توربوماشین‌های آبی دانشگاه تهران ابراز می‌دارند.

9- مراجع

- [1] S. A. Nourbakhsh, S. Derakhshan, E. Javidpour, A. Riasi, Centrifugal & axial pumps used as turbines in small hydropower stations, *International Congress on Small Hydropower*, Lausanne, Switzerland, 16-19 June, 2010.
- [2] S. A. Nourbakhsh, G. Jahangiri, Inexpensive small hydropower stations for small areas of developing countries, *Conference on Advanced in Planning Design and Management of Irrigation Systems as Related to Sustainable Land use*, Louvain, Belgium, September 14-17, 1992.
- [3] S. Derakhshan, S. A. Nourbakhsh, Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds, *Journal of Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 32, No. 3, pp. 800-807, 2008.
- [4] S. Derakhshan, B. Mohammadi, S. A. Nourbakhsh, Efficiency improvement of centrifugal reverse pumps, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 131, No. 2, pp. 1-9, 2009.
- [5] D. Thoma, C. P. Kittredge, Centrifugal pumps operated under abnormal conditions, *Journal of Power Sources*, Vol. 73, No. 1, pp. 881-884, 1931.
- [6] R. T. Knapp, Complete characteristics of centrifugal pumps and their use in the prediction of transient behavior, *Journal of Transactions of the ASME*, Vol. 84, No. 2, pp. 683-689, 1937.
- [7] S. V. Jain, R. N. Patel, Investigations on pump running in turbine mode: A review of the state of the art, *Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 30, pp. 841-868, 2014.
- [8] A. Stepanoff, *Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design and Application*, First Edition, pp. 127-138, New York: John Wiley & Sons, 1957.
- [9] A. Agostinelli, L. Shafer, Using pumps as small turbines, *Journal of International Water Power and Dam Construction*, Vol. 33, No. 11, pp. 31-38, 1981.
- [10] M. Amelio, M. Università, S. S. Barbarelli, M. Università, A one-dimensional numerical model for calculating the efficiency of pumps as turbines for implementation in micro-hydro power plants, *Proceedings of the 7th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, Manchester, England, July 19-22, 2004.
- [11] S. Derakhshan, B. Mohammadi, S. A. Nourbakhsh, Incomplete sensitivities for 3D radial turbomachinery blade optimization, *Journal of Computers & Fluids*, Vol. 37, No. 10, pp. 1354-1363, 2008.
- [12] S. Derakhshan, B. Mohammadi, S. A. Nourbakhsh, The comparison of incomplete sensitivities and Genetic algorithms applications in 3D radial turbomachinery blade optimization, *Journal of Computers & Fluids*, Vol. 39, No. 10, pp. 2022-2029, 2010.
- [13] J. Fernández, R. Barrio, E. Blanco, J. Parrondo, A. Marcos, Experimental and numerical investigation of a centrifugal pump working as a turbine, *Proceeding of ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting Conference*, Vail, Colorado, USA, August 2-6, 2009.
- [14] R. Barrio, J. Fernández, J. Parrondo, E. Blanco, Performance prediction of a centrifugal pump working in direct and reverse mode using computational fluid dynamics, *International Conference on Renewable Energies and Power Quality*, Granada, Spain, March 23-25, 2010.
- [15] J. C. Páscoa, F. J. Silva, J. S. Pinheiro, D. J. Martins, Accuracy details in realistic CFD modeling of an industrial centrifugal pump in direct and reverse modes, *Journal of Thermal Science*, Vol. 19, No. 6, pp. 491-499, 2010.
- [16] L. Gros, A. Couzinet, D. Pierrat, L. Landry, Complete pump characteristics and 4-quadrant representation investigated by experimental and numerical approaches, *Proceeding Conference of ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering*, Hamamatsu, Japan, July 24-29, 2011.
- [17] P. Singh, F. Nestmann, Internal hydraulic analysis of impeller rounding in centrifugal pumps as turbines, *Journal of Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 35, No. 1, pp. 121-134, 2011.
- [18] S. S. Yang, K. Fan-yu, F. Jian-hui, X. Ling, Numerical research on effects of splitter blades to the influence of pump as turbine, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 2012, pp. 2-11, 2012.
- [19] S. V. Jain, A. Swarnkar, K. H. Motwani, R. N. Patel, Effects of impeller diameter and rotational speed on performance of pump running in turbine mode, *Journal of Energy Conversion and Management*, Vol. 89, pp. 808-824, 2014.
- [20] S. Derakhshan, N. Kasaeian, Optimization, Numerical, and experimental study of a propeller pump as turbine, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 136, No. 1, pp. 1-7, 2014.
- [21] H. Alemi, *Volute Geometry Modification of Centrifugal Pump in Direct and Reverse Modes Using Numerical and Experimental Methods to Reduce Radial Force*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, 2014. (in Persian)
- [22] H. Alemi, S. A. Nourbakhsh, M. Raisee, A. F. Najafi, Effects of volute curvature on performance of a low specific-speed centrifugal pump at design and off-design conditions, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 137, No. 4, pp. 1-10, 2016.

در انتها دو هندسه مختلف بر مبنای ارزیابی عملکرد طرح‌های پیشین انتخاب و طراحی گردید. نتایج نشان داد که موثرترین هندسه برای بهبود شرایط بارزه و ثابت نگه داشتن ارتفاع استفاده از طرح پیشنهادی اول است. این طرح با افزایش راندمان به میزان 2% مناسب‌ترین هندسه برای شرایط کاری نقطه طراحی می‌باشد.

7- فهرست علائم

| | |
|-------|-----------------------------------|
| C | سرعت مطلق (ms^{-1}) |
| D | قطر چرخ (mm) |
| g | شتاب گرانش (ms^{-2}) |
| H | هد (m) |
| i | زاویه شوک (درجه) |
| L | طول پره در صفحه نصف‌النهاری (mm) |
| l | طول پخ (mm) |
| P | توان خروجی (W) |
| Q | دبی (m^3h^{-1}) |
| r | شعاع گرد کردن (mm) |
| T | گشتاور (Nm) |
| t | ضخامت پره (mm) |
| U | سرعت پره (ms^{-1}) |
| W | سرعت نسبی (ms^{-1}) |
| y^+ | تابع دیواره (u_*y/v) |

علائم یونانی

| | |
|----------|--|
| β | زاویه نسبی پره (درجه) |
| β' | زاویه نسبی سیال (درجه) |
| α | زاویه مطلق سیال (درجه) |
| δ | زاویه انحراف (درجه) |
| η_i | راندمان داخلی |
| η_v | راندمان حجمی |
| η_D | راندمان دیسک |
| η_h | راندمان هیدرولیکی |
| ρ | چگالی سیال (kgm^{-3}) |
| ϕ | ضریب دبی ($Q/\omega D^3$) |
| ϕ_D | ضریب دبی نقطه طراحی ($Q/\omega D^2 b_2$) |
| ψ | ضریب ارتفاع ($gH/\omega^2 D^2$) |
| ψ_D | ضریب ارتفاع نقطه طراحی ($gH_D/\omega^2 D^2$) |
| π | ضریب توان ($P/\rho\omega^3 D^5$) |
| ω | سرعت زاویه ای چرخ (110 rads^{-1}) |

بالانویس

* مقدار بدون بعد شده توسط پارامترهای نقطه طراحی

زیرنویس

| | |
|---|---------------|
| 1 | ورود به پره |
| 2 | خروج از پره |
| B | پره اصلی |
| S | پره جدا کننده |

8- تقدیر و تشکر

- Computational Fluid Mechanics*, Vol. 9, No. 1, pp. 1–11, 2015.
- [27] S. Salim, S. Cheah, Wall Y^+ Strategy for Dealing with Wall-bounded Turbulent Flows, *Proceedings of the International Multi Conference of Engineers and Computer Scientists*, Kowloon, Hong Kong, March 18-20, 2009.
- [28] Ansys FLUENT User's Guide, Version 15, 2014.
- [29] *Standard for verification and validation in computational fluid dynamics and heat transfer*, ASME V&V 20, pp. 13-15, New York: American Society of Mechanical Engineers, 2009.
- [30] J. F. Gülich, *Centrifugal pumps*, Second Edition, Fig.12.1, Berlin: Springer, 2008.
- [23] M. B. Ehghaghi, M. Vajdi, Numerical and experimental study of splitter blades effect on the centrifugal pump performance, *Modarres Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 3, pp. 398–410, 2015. (in Persian فارسی)
- [24] B. Wester, V. U. Celik, *Introductory Turbulence Modeling*, Lectures Notes of Western Virginia University, pp. 29-41, 1999.
- [25] H. Alemi, S. A. Nourbakhsh, M. Raisee, A. F. Najafi, Effect of the volute tongue profile on the performance of a low specific speed centrifugal pump, *Journal of Power and Energy*, Vol. 229, No. 2, pp. 210–220, 2015.
- [26] H. Alemi, S. A. Nourbakhsh, M. Raisee, A. F. Najafi, Mechanics Development of new multi volute casing geometries for radial force reduction in centrifugal pumps, *Journal of Engineering Applications of*