



Experimental and Numerical Investigation of the Effects of Clearance Geometrical Dimensions on the Performance Characteristics of a Regenerative Pump

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Salimi A,¹
Riasi A.^{1*}

How to cite this article

Salimi A, Riasi A. Experimental and Numerical Investigation of the Effects of Clearance Geometrical Dimensions on the Performance Characteristics of a Regenerative Pump. Modares Mechanical Engineering, 2023;23(04):209-221.

¹ Mechanical Engineering Department, University of Tehran, Tehran, Iran

*Correspondence

Address: School of Mechanical Engineering, College of Engineering, University of Tehran, Tehran, 1417613131, Iran
ariasi@ut.ac.ir

Article History

Received: September 28, 2022
Accepted: January 10, 2023
ePublished: April 25, 2023

ABSTRACT

Regenerative pumps are pumps with a very low specific speed. The main characteristic of regenerative pumps is the ability to produce high heads at low flow rates. In this article, numerical and experimental methods have been used to analyze and improve the performance of regenerative pumps and also to investigate the effect of Clearance around the impeller. The SST model has been used to model turbulence. In order to validate, an experimental test circuit of regenerative pumps has been designed and built. The comparison of the numerical and experimental results have a good agreement, which indicates the high accuracy of the numerical simulation. Based on the results of the study, we conclude that increasing the geometric thickness of the leak leads to an increase in mixing the high-pressure fluid of the outlet nozzle with the low-pressure fluid of the inlet area, leading to a decrease in the generating head generated by the regenerative pump. The performance parameter of efficiency will also decrease significantly by increasing the geometric thickness of the Clearance to 0.4 mm compared to the original geometry with a Clearance of 0.26 mm. On the other hand, reducing the Clearance thickness to 0.2 mm will lead to the improvement of the functional parameters of the head and the efficiency of the reproducing pump. Also, the ideal geometry without Clearance has been introduced and calculated for the maximum and theoretical limit of head and efficiency parameters.

Keywords Impeller Clearance, Ansys CFX, Radial Impeller

CITATION LINKS

1- Researches on Peripheral Pumps. 2- Performance of the Periphery Pump. 3- A Theory of the Fluid -Dynamic Mechanism of the Regenerative Pumps. 4- Research on the Characteristics of Regenerative Pump: 2 nd Report, Theoretical Research on the Performance. 5- Researches on the Performance of the Regenerative Pump with Non-Radial Vanes: 2nd Report, Effects of the Pump Elements. 6- Theoretical and Experimental Analysis of Traditional and New Periphery Pumps. 7- A modified theory for the flow mechanism in a regenerative flow pump. 8- Improved momentum exchange theory for incompressible regenerative turbomachines. 9- Systematic design approach for radial blade regenerative turbomachines. 10- An improved theory for regenerative pump performance. 11- Design study of a novel regenerative pump using experimental and numerical techniques. 12- A one-dimensional numerical model for the momentum exchange in regenerative pumps. 13- Numerical study of the effect of angle and distance between hub and shroud at the output passage of impeller on one stage of ESP pump. 14- Numerical and Experimental Study of splitter blades effect on the centrifugal pump performance. 15- Design optimisation of a regenerative pump using numerical and experimental techniques. 16- Design study of a regenerative pump using one-dimensional and three-dimensional numerical techniques. 17- Optimized design of regenerative blowers for enhanced efficiency. 18- Experimental study on the effect of blade angle on regenerative pump performance. 19- A Systematical Study of the Influence of Blade Length, Blade Width, and Side Channel Height on the Performance of a Side Channel Pump. 20- A systematical study of the influence of blade number on the performance of a side channel pump. 21- Effect of suction side blade profile on the performance of a side channel pump. 22- Effect of blade shape on hydraulic performance and vortex structure of vortex pumps. 23- Efficiency improvement of regenerative pump using blade profile modification: Experimental study. 24- Energy loss evaluation in a side channel pump under different wrapping angles using entropy production method. 25- Flow pattern analysis and performance improvement of regenerative flow pump using blade geometry modification. 26- Turbulent Flows. 27- Turbulence Modeling for CFD.

مطالعه عددی و تجربی اثرات ابعاد هندسی لقی بر روی پارامترهای عملکردی پمپ بازتولیدکننده

امین سلیمی^۱، علیرضا ریاسی^{*}

^۱دانشکده مهندسی مکانیک، دانشکدگان فنی، دانشگاه تهران

چکیده

پمپ‌های بازتولیدکننده، پمپ‌هایی با سرعت مخصوص بسیار پایین هستند. مشخصه اصلی پمپ‌های بازتولیدکننده توانایی تولید اختلاف فشارهای بالا در دبی‌های پایین است. در این مقاله از روش‌های عددی و آزمایشگاهی جهت تحلیل و بهبود عملکرد پمپ‌های بازتولیدکننده و همچنین بررسی اثر جریان لقی پیرامون پروانه استفاده شده است. از مدل اس اس تی (sst) برای مدل سازی آشفتنگی استفاده گردیده است. به منظور اعتبار سنجی یک مدارتست آزمایشگاهی پمپ‌های بازتولیدکننده طراحی و ساخته شده است. مقایسه نتایج عددی و آزمایشگاهی از تطابق خوبی برخوردار هستند که نشان دهنده صحت شبیه سازی عددی است. با توجه به نتایج می‌توان بیان کرد افزایش لقی منجر به افزایش اختلاط سیال پرفشار ناحیه خروجی و سیال کم فشار ناحیه ورودی گردیده و نهایتاً سبب کاهش مقدار اختلاف فشار (هد) تولیدی پمپ بازتولیدکننده می‌شود. پارامتر عملکردی بازده نیز با افزایش لقی به ۰/۴ میلیمتر کاهش چشمگیری نسبت به هندسه اصلی و اولیه با لقی ۰/۲۶ میلیمتر خواهد داشت. از طرفی کاهش لقی به ۰/۲ میلیمتر منجر به بهبود پارامترهای عملکردی اختلاف فشار (هد) و بازده پمپ بازتولیدکننده خواهد گردید. همچنین هندسه ایده آل بدون لقی که اساساً قابل ساخت نیست، جهت حد بیشینه و فرضی پارامترهای اختلاف فشار و بازده معرفی و محاسبه شده است.

کلیدواژه‌ها: لقی پروانه، انسیس سی اف ایکس (Ansys CFX)، پروانه شعاعی

تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۰۷/۰۶

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۱۰/۲۰

*نویسنده مسئول: ariasi@ut.ac.ir

۱- مقدمه

در شرایطی که اختلاف فشار بالا و دبی کم نیاز باشد پمپ‌های بازتولیدکننده دارای بازده بیشتری نسبت به دیگر پمپ‌ها هستند. این پمپ‌ها از هزینه ساخت و نصب کمتری نسبت به دیگر پمپ‌ها برخوردار می‌باشند. همچنین پایین بودن دور کاری آن‌ها باعث استهلاک کمتر در مجموعه شده و هزینه نگهداری را نیز هم تا حد زیادی کاهش خواهد داد. با وجود مزایای بسیاری که پمپ‌های بازتولیدکننده دارند، این پمپ‌ها به طور ذاتی و ساختاری دارای یک نقطه ضعف هستند و آن داشتن بازده هیدرولیکی پایین است. علت این پدیده الگوی پیچیده جریان سیال در این نوع از توربوماشین‌ها است. به دلیل سرعت مخصوص بسیار پایین این نوع پمپ‌ها در مکان‌هایی که پایداری بالایی احتیاج باشد نیز پمپ‌های بازتولیدکننده گزینه مناسب‌تری هستند. بطور مثال در مکانیزم سوخت‌رسانی اتومبیل، هواپیما و موشک‌ها که به سرعت دورانی بسیار کمی برای جلوگیری از ناپایداری نیاز است پمپ‌های

بازتولیدکننده بهترین انتخاب هستند. لازم به ذکر است که در سیستم‌های سوخت‌رسانی به دلیل خطرات ناشی از الکتریسیته ساکن و آتش‌سوزی باید از دبی جرمی کم و سرعت دورانی پایین استفاده شود. خاصیت دریافت سیال در مقدار مطلق مکش مثبت-های بسیار پایین باعث می‌شود که پدیده کاویتاسیون (Cavitation) تاثیر بسیار کمی بر عملکرد پمپ داشته باشد. این خاصیت باعث می‌شود تا در صنایع شیمیایی و داروسازی و صنایع غذایی به منظور مخلوط کردن گازهای مختلف در سیال و ایجاد فشار بالا استفاده شود. اما باید در نظر داشت با توجه به لقی (Clearance)، کم، پمپ برای استفاده از سیالاتی که حاوی درصد زیادی از ذرات جامد هستند مناسب نیست.

سنو [1] یک مدل توربولانس اختلاطی بر اساس نیروی اصطکاک توربولانس به عنوان مکانیزم پمپ ارائه کرد. این مدل بر روی پره‌های شعاعی بوده است. سپس ایورسون [2] یک مدل بر مبنای خاصیت ویسکوزیته برای عملکرد پمپ بر اساس تنش برشی اعمال شده بر سیال ارائه کرد، سپس منحنی عملکرد پمپ بر حسب تابعی از دبی و زبری سطح و سطح مقطع را بیان کرد. در ادامه ویلسون و همکاران [3] تحلیل ریاضی جدیدی به منظور محاسبه عملکرد پمپ با در نظر گرفتن چرخشی بودن الگوی جریان و فنی بودن شکل جریان حول محیط بیان کرد. این تئوری بر مبنای افزایش مومنتم زاویه ای در پروانه پمپ بیان شده است همچنین نرخ تغییرات مومنتم زاویه ای به دلیل گشتاور اعمال شده بر پروانه‌ها است. شیموساکا و همکاران [4] طی آزمایشات تجربی تحقیقاتی بر روی تغییرات تعداد پره و روزه‌ها و سطح مقطع مجرا و تاثیر آنها بر عملکرد پمپ بازتولیدکننده انجام داده‌اند. در نهایت پارامترهایی معرفی کردند که حد روزه و سطح مقطع مجرا را معرفی نمودند. در ادامه یامازاکی و همکاران [5] توانستند یک سری روابط و مقادیر تجربی برای بدست آوردن ضرایب بازده گشتاور و اختلاف فشار بر حسب توابعی از عدد رینولدز، زاویه پره، سطح مقطع مجرا و ضریب دبی بدست آورند. بادامی [6] تحقیقات و پژوهش‌هایی انجام داده است که منجر به روش طراحی شده است. این روش با استفاده از تئوری انتقال مومنتم و بر اساس مقاله ویلسون [3] می‌باشد و مقایسه‌هایی بین نتایج تئوری و تجربی انجام داده است. همچنین تاثیر تعداد پره، زاویه پره، سطح مقطع مجرا بر عملکرد پمپ بازتولیدکننده را بیان کرده است. کمتر مقالاتی مدل‌ها و روش‌های طراحی را با در نظر گرفتن ناحیه در حال توسعه بیان کرده است. توسط سانگ و همکاران [7] مدل‌هایی با در نظر گرفتن ناحیه در حال توسعه بیان شده است و با نتایج تجربی و عددی قیاس شده است. در ادامه یوو [8] تئوری انتقال مومنتم را بهبود بخشیده و با استفاده از تئوری انتقال مومنتم بهبودیافته پژوهش‌هایی را بر روی پمپ‌های بازتولیدکننده در مقیاس کوچک انجام داده است که در زمینه پمپ قلب کاربرد دارد.

مکنده بازتولیدکننده پرداخته‌اند. آنها دو پارامتر زاویه پره و شکل پایه (Hub) پره را مورد بررسی قرار داده‌اند. نتایج آنها نشان می‌دهد که تاثیر پایه بسیار بیشتر از زاویه پره است. پایه هرچه بیشتر منجر به چرخش جریان شود بازده را بهبود می‌بخشد همچنین زاویه پره رو به جلو (Forward blade) با مقدار ۸ تا ۱۳ درجه منجر به حالت بهینه می‌شود. در رابطه با پمپ‌های بازتولیدکننده چوبی [18] طی مطالعات تجربی به تاثیر زوایای پره و شکل پره پرداخته‌است. در زوایای مختلف ۰، ±۱۵، ±۳۰ و ±۴۵ انجام شده است. ابتدا با استفاده از روش‌های موجود طراحی اولیه‌ای برای پمپ صورت گرفته است و در زوایای گفته شده و اشکال مختلف آزمایشات تجربی صورت گرفته است. نتایج بیان کرد که زاویه پره تاثیر زیادی بر راندمان پمپ دارد در همین جهت در حالت ۳۰ درجه حالت بهینه رخ می‌دهد.

توسط فلدر [19] پژوهش‌هایی بر روی تاثیر طول، عرض و ارتفاع پره انجام شده است. در این مطالعه تمرکز اصلی بر روی تاثیر هندسه‌های مختلف پره بر عملکرد پمپ قرار گرفته است. این پژوهش طی آزمایشات تجربی و عددی انجام گرفته است. در ادامه مطالعات خود طی پژوهشی تاثیر پارامتر تعداد پره بر عملکرد پمپ را بدست آورده است [20]. به دنبال مطالعات پیرامون بهبود عملکرد توسط ژانگ و همکاران [21] پژوهشی بر اساس آزمایشات تجربی و عددی صورت گرفته است. در این مطالعه تاثیر ناحیه مکش پره بر عملکرد پمپ مورد بررسی قرار گرفته است و مشاهده شده است در زاویه ۳۰ درجه از پره تاثیر گردابه‌های ناحیه مکش بر عملکرد کمتر است و راندمان بهتری بدست می‌آید. در پژوهش‌های گذشته تاثیر نقاط گوشه‌ای پره زیاد مورد بررسی قرار نگرفته است. توسط ژو [22] مدل‌های دو بعدی و سه بعدی برای تاثیر ساختار جریان‌های چرخشی (Vortex structure) ناشی از چرخش پره و نقاط گوشه پره بوسیله دینامیک سیالات محاسباتی مورد بررسی قرار گرفته‌اند. توسط نژاد [23] مطالعاتی درباره تاثیر هندسه پره پروانه پمپ بر عملکرد پمپ بصورت آزمایشات تجربی مورد بررسی قرار گرفته است. پارامتر مورد بررسی زاویه پره قرار دارد. همچنین پره برای حالات رو به جلو، رو به عقب (Backward) و شعاعی مورد بررسی قرار گرفته شده است. در ادامه ژانگ و همکاران [24] با استفاده از روش تولید نرخ آنتروپی مطالعه ای در رابطه با عملکرد پمپ انجام داده است. مطابق نتایج بیشتر نرخ تولید آنتروپی مربوط به ناحیه پروانه پمپ قرار گرفته است.

در پژوهش‌های بیان شده محققین به بررسی مکانیزم و عملکرد پمپ بازتولیدکننده پرداخته‌اند اما پژوهشی اثر جریان لقی پیرامون پروانه را بررسی و مورد مطالعه قرار نداده است. در مقاله حاضر اهتمام ویژه‌ای بر لحاظ کردن جریان لقی پیرامون پروانه پمپ در نظر گرفته شده است. افزون بر در نظر گرفتن جریان لقی با تغییر اندازه هندسی، ابعاد لقی و روزه‌ها تاثیرات تغییرات لقی بر روی پارامترهای عملکردی پمپ همچون اختلاف فشار و بازده بررسی

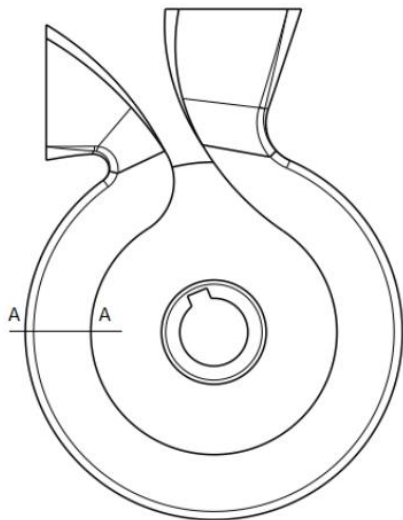
راحل [9] مدلی ریاضی برای طراحی پمپ‌های بازتولیدکننده ارائه کرده است و نتایج تئوری ارائه شده را با نتایج تجربی مقایسه کرده است. در این روش بیان شده است که تعداد پره برای حالت بهینه بین ۷۵ تا ۹۵ باید در نظر گرفته شود. نتایج خروجی از این تئوری ارائه شده، نقطه شروعی برای روند بهینه‌سازی بوسیله دینامیک سیالات محاسباتی است. میخیل [10] مدل ریاضیاتی و روش طراحی دیگری را ارائه کرده است که توانایی مدل کردن یک زاویه ورودی برای پره و بر خلاف روش‌های قبلی دو زاویه خروجی برای پره را داراست. این تئوری برای افزایش شدید اختلاف فشار (هد) در مقابل کاهش شدید دبی موثر است و تاثیر زاویه خروجی پره را در نظر گرفته است. روش‌های طراحی ارائه شده قبلی وابستگی زیادی به پارامترها و روابط تجربی دارند همچنین توانایی بالایی در مدل‌سازی جریان پیچیده داخل پمپ را ندارند. برای بهبود این نقص کویل و همکاران [11] مدلی بر اساس کارهای عددی ارائه کردند. این مدل در ابتدا بصورت یک بعدی ارائه شده است و در ادامه با استفاده از دینامیک سیالات سه بعدی تحلیل شده و با نتایج عددی مقایسه شده است. در این مدل درگاه ورودی و خروجی محوری در نظر گرفته شده است. کویل و همکاران [12] در ادامه پژوهش‌های قبلی خود یک روش جامع نسبتاً خوبی جهت طراحی اولیه پمپ ارائه کرده‌اند. در این روش بر خلاف روش‌های دیگران نیازی به روابط تجربی و پارامترهای آزمایشگاهی نمی‌باشد و روند طراحی بر پایه روابط و پارامترهای عددی بنا شده است. پژوهشگران پس از معرفی و بیان روش‌های طراحی مختلف به مطالعه پیرامون بهبود عملکرد پمپ بوسیله تغییرات پارامترهای مختلف هندسی پرداخته‌اند. هدف از این دسته از موضوعات پژوهش دستیابی به بهینه‌ترین نقطه و پر بازده‌ترین هندسه می‌باشد. بررسی اثر تغییرات هندسی پروانه همیشه مورد توجه بوده است. از همین رو حسنی پرست و همکاران [13] اثر زاویه میان هاب و شروود برای پمپ گریز از مرکز را مورد بررسی قرار داده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش ۸/۲۵ درجه در زاویه میان هاب و شروود مقادیر راندمان پمپ افزایش می‌یابد. همچنین بیوک احقایی و همکاران [14] با مطالعه بر روی تاثیر پره‌های جداکننده پمپ گریز از مرکز دریافتند بهترین اندازه برای طول پره جداکننده برابر ۶۶ درصد طول پروانه اصلی است. در همین راستا برای پمپ بازتولیدکننده توسط کویل و همکاران [15] مطالعاتی در زمینه بهینه‌سازی طراحی اولیه تعبیه شده از پژوهش‌های قبلی پرداخته شده است. بهینه‌سازی بوسیله دینامیک سیالات محاسباتی و روش‌های عددی انجام شده است. در روند بهینه‌سازی تنها تعداد پره‌های پمپ مورد نظر گرفته شده است. در مقاله بعدی خود پارامترهای بیشتری را برای بهینه‌سازی در نظر گرفتند [16]. در انتها نیز نتایج بدست آمده از طراحی خود را با نتایج تجربی مقایسه کرده‌اند. کارکرد مکنده‌های بازتولیدکننده نیز شباهت‌های زیادی با پمپ‌های بازتولیدکننده دارد وانگ و همکاران [17] به بهینه‌سازی طراحی

پمپ مورد بررسی در این مقاله پمپ بازتولیدکننده محصول شرکت داب (DAB KP 38/18 M) ایتالیا هست. دور نامی پمپ ۲۹۰۰ دور بر دقیقه است. باتوجه به اطلاعات کالانما پمپ محدوده دبی پمپ ۰ تا ۳ متر مکعب بر ساعت است.

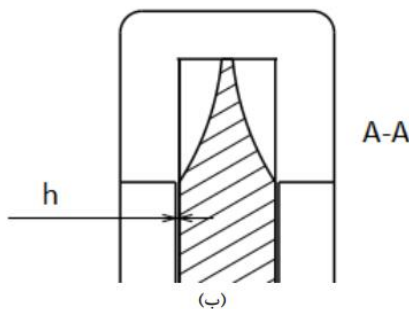
جدول (۱) مشخصات کمی پمپ بازتولیدکننده

مشخصات کمی	مقدار
دورنامی	۲۹۰۰ دور بر دقیقه
توان نامی	۰/۵ اسب بخار
حداکثر دبی	۳ مترکعب بر ساعت
تعداد پره	۳۶
قطر خارجی پره	۳۲/۵ میلیمتر

سطح مقطع عبوری جریان یکی از پارامترهای مهم مورد بررسی در پمپ‌های بازتولیدکننده است. یکی از پارامترهای مهم هندسی در سطح مقطع مجرا جانبی ابعاد لقی جریان پیرامون پروانه پمپ بازتولیدکننده است. در شکل ۲ جانمایی پارامتر هندسی لقی پیرامون پروانه نمایش داده شده است. در این مقاله اثرات تغییر مقدار هندسی ابعاد لقی بر روی عملکرد پمپ بازتولیدکننده مورد بررسی و مطالعه قرار گرفته است.



(الف)



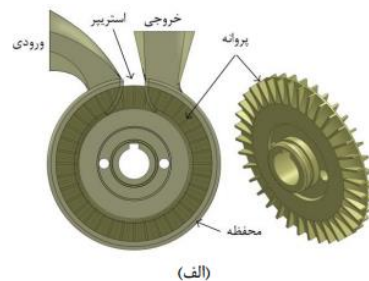
(ب)

شکل ۲) نمایش جانمایی متغیر هندسی h برای پمپ بازتولیدکننده

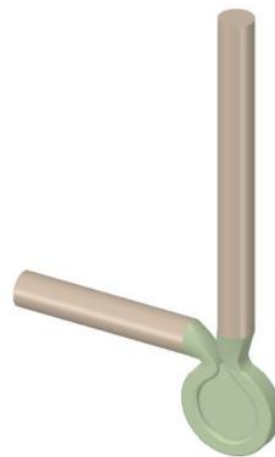
شده است. در این مقاله جهت محاسبات عددی، شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان سیال داخل پمپ با استفاده از نرم افزار انسیس سی اف ایکس صورت گرفته است. شبکه تولیدشده در نواحی نزدیک دیواره شش وجهی و در دیگر نواحی بصورت چهاروجهی می‌باشد. همچنین مجموعه‌ای آزمایشی جهت انجام آزمایشات تجربی و اعتبارسنجی نتایج طراحی و تعبیه شده است. در این مقاله با در نظر گرفتن ابعاد جدیدی برای محفظه لقی به بررسی و مطالعه اثرات لقی بر روی جریان سه‌بعدی سیال پمپ پرداخته شده و افت پارامترهای عملکردی بر اثر افزایش لقی گزارش شده است.

۲- مدل پمپ بازتولیدکننده

جریان در پمپ‌های بازتولیدکننده مرتبا از محفظه پروانه به محفظه مجرا جانبی و بالعکس منتقل می‌شود. این انتقال عموماً بصورت حرکتی فنری شکل در امتداد محیط پروانه انجام می‌شود. وجود متعدد گردابه‌ها منجر به افزایش اختلاف فشار (هد) نسبتاً زیاد در دبی عبوری کم می‌شود. از طرفی وجود گردابه‌های متنوع و سطح مشرک سیال و جامد زیاد در پروانه و مجرا جانبی پمپ منجر به افزایش اصطکاک و پایین بودن بازده اسمی پمپ می‌شود. اما با این وجود در دبی‌های عبوری پایین نسبت به پمپ‌های گریز از مرکز از مقدار بازده بیشتری برخوردار است. همانطور که در شکل ۱ الف [25] پیداست مسیر ورودی، مسیر خروجی، پروانه و مجرا جانبی در یک صفحه هستند.



(الف)



(ب)

شکل ۱) پمپ بازتولیدکننده؛ (الف) نمای کلی از پمپ بازتولیدکننده [25]، (ب) حجم مفید سیال

همان گونه که در شکل ۳ دیده می شود از دو شیر گلوب (Globe valve) و دروازه ای (Gate valve) به ترتیب در لوله بالایی (مسیر خروجی پمپ) و لوله پایینی (مسیر ورودی پمپ) استفاده شده است. برای تنظیم دبی از شیر بالایی (گلوب) استفاده می شود همچنین برای ایجاد افت فشار در مسیر ورودی پمپ در صورت نیاز از شیر پایین (دروازه ای) استفاده می شود. همچنین برای متصل کردن سیال جهت اندازه گیری فشار از اتصالات بادی (پنوماتیکی) با دو سایز مختلف استفاده شده است. دو جفت اتصال بادی (پنوماتیکی) برای شیلنگ بادی (پنوماتیکی) با قطر ۶ میلی متر با دو سایز رزوه های مختلف در محل های قبل و بعد از پمپ و اریفیس استفاده شده است. سنسورهای استفاده شده مدل قلمی (Pressure transmitter) هستند که توانایی اندازه گیری فشار در محدوده ۰ تا ۱۰ و ۱+ تا ۱۰ (Bar) را دارا هستند. با توجه به فشار زیاد در بعد از پمپ از سنسور با محدوده ۰ تا ۱۰ بار استفاده شده است و با توجه به وجود فشار مکش منفی در قبل از پمپ از سنسور با محدوده ۱- تا ۱+ بار استفاده شده است تا مقادیر فشارها ثبت شوند. سنسورهای اندازه گیری به یک داده بردار (Data Logger) متصل هستند. داده بردار اطلاعاتی که توسط سنسورها تامین می شود را در فواصل زمانی و مکانی مختلف تامین می کند. برای اندازه گیری توان از یک دستگاه وات متر استفاده شده است که مقدار توان الکتریکی ورودی به الکتروپمپ را اندازه گیری می کند. با داشتن مقادیر بازده الکتروموتور و اندازه گیری توان ورودی به الکتروموتور می توان توان شفت یا خروجی الکتروموتور را از طریق رابطه زیر بدست آورد.

$$P_{pump} = P_{total} \times \eta \quad (1)$$

در رابطه ۱ مقدار توان ورودی الکتروموتور که به وسیله وات متر اندازه گیری شده است می باشد. η مقدار بازده الکتروموتور و P_{pump} مقدار توان ورودی به پمپ هستند.

۴- شبیه سازی عددی

در این پژوهش از نرم افزار عددی تجاری انسیس سی اف ایکس استفاده گردیده است. این نرم افزار با استفاده از روش حجم محدود (Finite Volume Method) معادلات ناویر-استوکس (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) و پیوستگی را حل می کند. هردو جریان آرام و آشسته از معادلات بقای جرم و ممنتوم تبعیت می کنند. با فرض ثابت در نظر گرفتن خواص فیزیکی سیال (چگالی و لزجت ثابت)، سیال غیرقابل تراکم، سیال نیوتنی روابط ذیل به دست می آیند [26]:

معادله پیوستگی:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

معادله ممنتوم (ناویر-استوکس):

$$\rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = g_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \left[\mu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \right) \right] \quad (3)$$

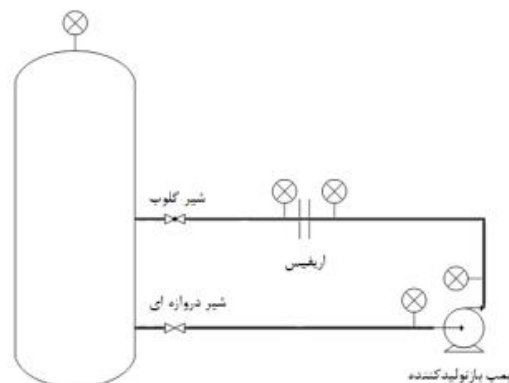
در جدول ۲ تغییرات پارامتر هندسی نمایش داده شده در شکل ۲ آورده شده است. لازم به ذکر است هندسه بدون لقی بصورت ایده آل و فرضی در نظر گرفته شده است و در حالت واقعی مقدار پارامتر لقی صفر برای پمپ بازتولیدکننده امکان پذیر نیست. همچنین پارامتر هندسی لقی ۰/۲۶ برابر با مقدار پارامتر اصلی لقی برای پمپ موجود است.

جدول ۲) تغییرات پارامتر هندسی لقی جریان سیال پیرامون پره پمپ بازتولیدکننده

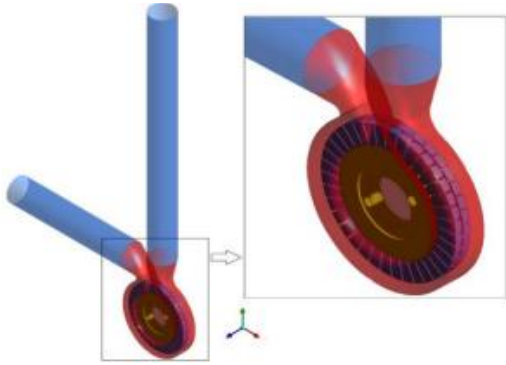
پارامتر هندسی ضخامت لقی (h)	
بدون لقی (ایده آل)	۰
۰/۲ میلی متر	۰/۲۶
هندسه شعاعی اصلی	۰/۴ میلی متر

۳- مجموعه آزمایش تجربی

با انجام آزمایش تجربی بر روی پمپ بازتولیدکننده منحنی های مشخصه پمپ بازتولیدکننده بدست می آید. از منحنی های مشخصه آزمایشات تجربی به عنوان مرجعی به منظور اعتبار سنجی نتایج شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) استفاده گردیده است. در شکل ۳ نمای شماتیک و تصویر مدار آزمایشگاهی پمپ بازتولیدکننده نمایش داده شده است. همانطور که در نمای کلی پیداست مدار آزمایشگاهی از یک پمپ بازتولید کننده، اریفیس جهت اندازه گیری دبی، مخزن، شیرهای ورودی و خروجی، دو فشارسنج جهت اندازه گیری فشار قبل و بعد پمپ بازتولیدکننده تشکیل گردیده است.

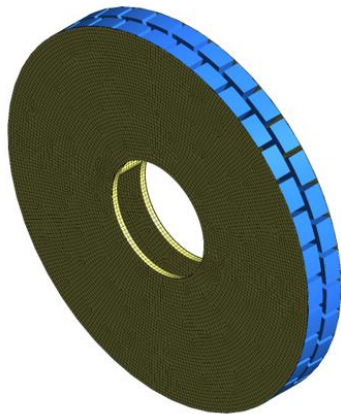
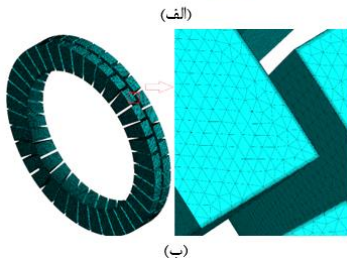
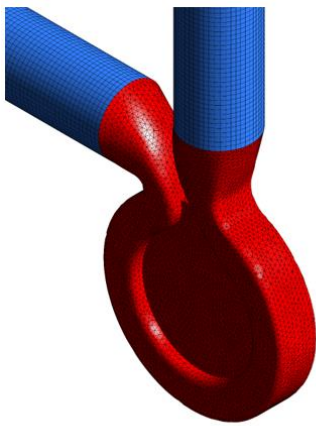


شکل ۳) الف) نمای شماتیک، ب) تصویر مدار آزمایشگاهی پمپ بازتولیدکننده



شکل ۴) نمای کلی از دامنه‌های موجود جهت حل عددی

آن‌ها حل شود. شبکه‌بندی اجزاء مختلف بوسیله نرم‌افزار انسیس مشینگ (ANSYS Meshing) انجام گرفته‌است. باتوجه به مدل توربولانسی رینولدز پایین انتخابی مقدار اولین سلول دیواره‌های پره به اندازه‌ای در نظر گرفته شده‌است که اندازه Y^+ کمتر از ۵ باشد.



شکل ۵) شبکه‌بندی اجزاء مختلف حجم مفید سیال؛ الف) شبکه‌بندی محفظه جانبی، ب) شبکه‌بندی سیال پروانه، ج) شبکه‌بندی هندسه لقی

که در این رابطه g_i مجموع نیروهای حجمی و ρ چگالی سیال است. در این مقاله باتوجه نوع هندسه و شرایط موجود مدل توربولانسی اس-اس-تی جهت حل عددی جریان آشفته انتخاب شده‌است. مدل اس-اس-تی ترکیبی از مدل‌های توربولانسی کا-امگا ($K-\omega$) و کا-اپسیلون ($K-\epsilon$) است که مزیت‌های هر دو مدل توربولانسی را داراست. معادلات انتقال نرخ اتلاف ویژه و انرژی جنبشی آشفته‌گی و بسامد آشفته‌گی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} [(v + \sigma_k v_t) \frac{\partial k}{\partial x_j}] - \beta^* k \omega + P_k \quad (۴)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + (1 \quad (۵)$$

$$- F_1) 2 \sigma_{\omega_2} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \frac{1}{\omega} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\frac{\partial \omega}{\partial x_j} (v + \sigma_{\omega} v_t)]$$

$$P_k = \min(\tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}, 10 \beta^* k \omega) \quad (۶)$$

مقدار ثوابت $\beta^* = 0,09$ و مقدار $\sigma_{\omega_2} = 1,168$ می‌باشد. محاسبه تنش‌های رینولدز در این روش بر اساس فرضیه بوزینسک (Boussinesq Hypothesis) بوده^[27] و مطابق رابطه ۷ محاسبه می‌شود.

$$\overline{u'_i u'_j} = - \frac{V}{t} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\gamma}{\rho} k \delta_{ij} \quad (۷)$$

مقدار لزجت سینماتیکی آشفته‌گی در رابطه فوق از رابطه ۸ به‌دست می‌آید.

$$V_t = \frac{C_1 k}{\max(C_1 \omega, S F_2)} \quad (۸)$$

توابع اختلاط F_1 و F_2 به صورت زیر بیان می‌شود:

$$F_1 \quad (۹)$$

$$= \tanh \left\{ \left[\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \left(\frac{500V}{y^2 \omega} \right) \right), \frac{4 \sigma_{\omega_2} k}{C D_{k\omega} y^2} \right] \right] \right\}$$

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500V}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (۱۰)$$

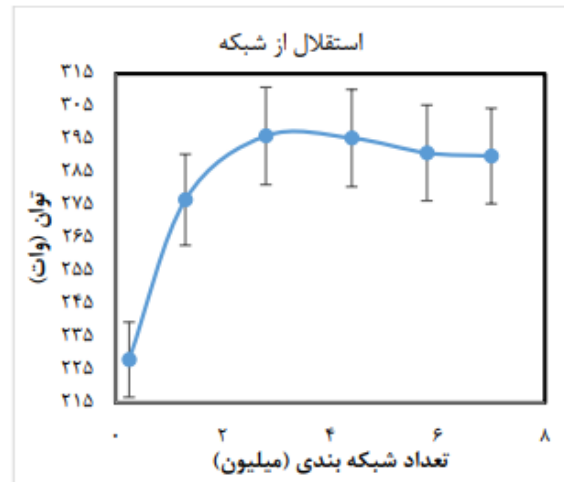
$$C D_{k\omega} = \max \left(2 \sigma_{\omega_2} \frac{\rho}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j^2}, 10^{-20} \right) \quad (۱۱)$$

$$\varphi = F_1 \varphi_1 + (1 - F_1) \varphi_2 \quad (۱۲)$$

هر فضای سیال مورد استفاده از ۵ دامنه مختلف تشکیل گردیده است. همانطور که در شکل ۴ نمایش داده شده است. این دامنه‌ها عبارت‌اند از دامنه‌های ورودی و خروجی، دامنه محفظه داخلی، دامنه سیال اطراف پره و دامنه لقی مابین سیال پروانه و دیواره محفظه پمپ هستند. دامنه‌های سیال اطراف پمپ و لقی مابین سیال پره‌ها و محفظه پمپ به عنوان دامنه چرخان با سرعت ۲۹۰۰ دور بر دقیقه (rpm) تعریف گردیده است دیگر دامنه‌ها نیز از قبیل دامنه‌های ورودی، خروجی و محفظه پمپ بصورت دامنه ساکن در نظر گرفته شده‌اند.

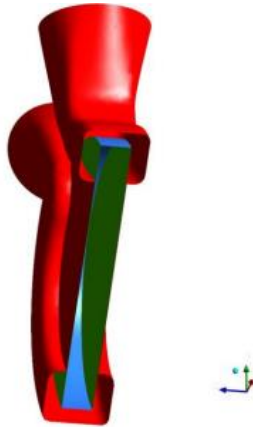
برای حل عددی جریان سیال در هندسه مساله باید هندسه مورد نظر به اجزای کوچک‌تر تقسیم شود و معادلات حاکم برای یکایک

شبکه‌بندی در این دامنه رخ داده‌است. همانطور که در شکل ۶ دیده می‌شود تغییرات پارامتر توان از ۳ میلیون شبکه به بالا به کمتر از ۵ درصد کاهش پیدا کرده‌است و حل عددی مستقل از شبکه‌بندی شده‌است. به منظور اعمال شرایط مرزی دیواره‌های تمامی دامنه‌ها نوع دیواره صاف و عدم لغزش لحاظ گردیده‌است. محل‌های اتصال دامنه‌های ساکن از شرط مرزی سطح میانی اتصال معمولی (General Connection Interface) و محل‌های اتصال دامنه‌های دوار نیز از شرط مرزی سطح میانی اتصال معمولی به همراه امکان (Option) روتور منجمد (Frozen Rotor Interface) برای حل پایا و از آپشن سطح میانی روتور- استاتور گذرا (Transient Rotor Stator) برای حل گذرا استفاده شده‌است. شرط مرزی ورودی بصورت فشار کلی و شرط مرزی خروجی بصورت دبی جرمی تعریف گردیده‌است. در شکل ۷ شرایط مرزی دامنه‌های گوناگون نمایش داده شده‌است.

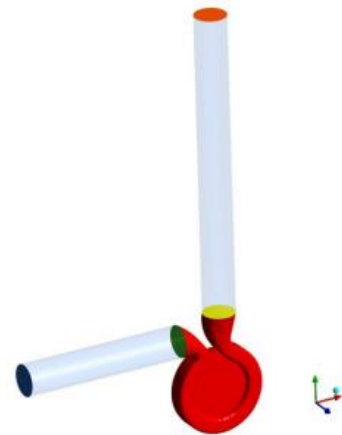


شکل ۶) نمودار استقلال از شبکه پارامتر عملکردی توان

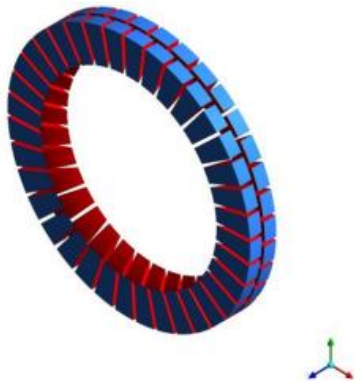
برای صحت سنجی حل عددی تعداد شبکه‌های دامنه حل عددی افزایش پیدا کرده‌است. به دلیل مونتوم و سرعت بالای جریان در دامنه پروانه بیشترین افزایش تعداد



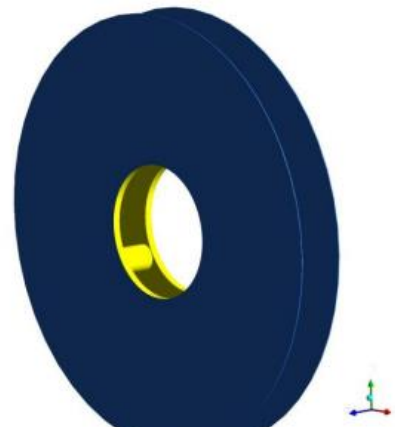
(ب) مرز قرمز دیواره، مرزهای آبی و سبز اتصال معمولی به همراه روتور منجمد برای حل پایا و روتور استاتور گذرا برای حل گذرا هستند.



(الف) مرز آبی ورودی، مرز نارنجی خروجی، مرزهای سبز و زرد اتصال معمولی هستند

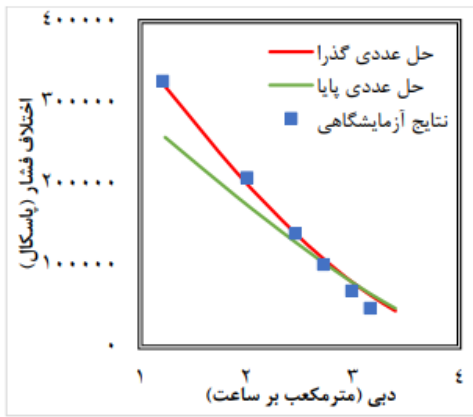


(د) مرز آبی اتصال معمولی به همراه روتور منجمد برای حل پایا و روتور استاتور گذرا برای حل گذرا، مرز قرمز دیواره

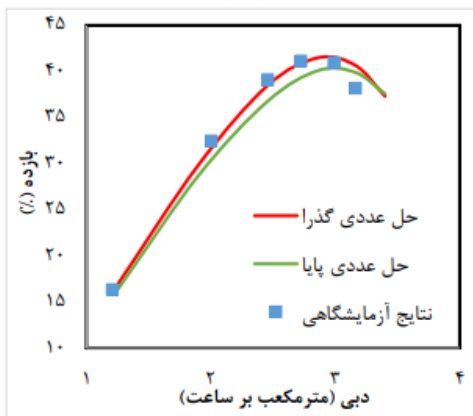


(ج) مرز آبی اتصال معمولی به همراه روتور منجمد برای حل پایا و روتور استاتور گذرا برای حل گذرا، مرز زرد دیواره

شکل ۷) نمایش شرایط مرزی؛ (الف) دامنه‌های ورودی و خروجی، (ب) محفظه داخلی، (ج) لقی پیرامون پروانه، (د) پروانه



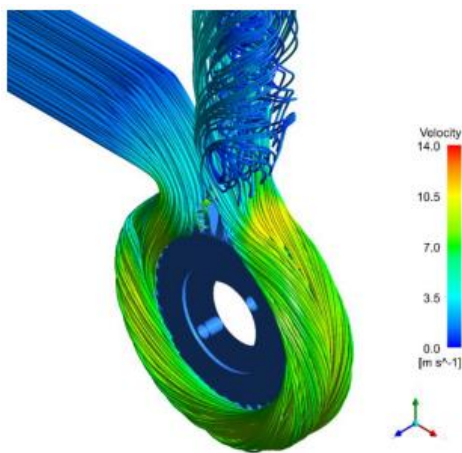
(الف)



(ب)

شکل ۸) اعتبار سنجی نتایج شبیه‌سازی حل عددی پایا و گذرا نسبت به نتایج آزمایشگاهی؛ (الف) نمودار اختلاف فشار، (ب) نمودار بازده

اختلاط سیالات است. شایان ذکر است افزایش فشار پیوسته جریان سیال در طول محیط پمپ منجر به گرادیان فشار پایین پمپ می‌شود. این ویژگی باعث می‌گردد پمپ‌های بازتولیدکننده تا حد بالایی تحت تاثیر کاویتاسیون قرار نگرفته و عملکرد قابل قبولی ارائه دهد.



شکل ۹) نمای خطوط جریان سیال متوسط‌گیری شده حل عددی پمپ بازتولیدکننده

۵- پارامترهای عملکردی اصلی

در این مقاله پارامترهای عملکردی اصلی که مورد بررسی قرار گرفته، اختلاف فشار و بازده هستند. روابط محاسبه پارامترهای اختلاف فشار و بازده در ادامه آورده شده است.

$$\Delta P = P_{outlet} - P_{inlet} + \rho \left(\frac{v_{outlet}^2 - v_{inlet}^2}{2} \right) \quad (13)$$

$$+ \rho g (z_{outlet} - z_{inlet}) \quad (14)$$

$$\eta = \frac{\Delta P \times Q}{P_{pump}}$$

در رابطه ۱۳ مقادیر P_{inlet} ، P_{outlet} و v_{inlet} و v_{outlet} به ترتیب فشار استاتیک خروجی، فشار استاتیکی ورودی، سرعت خروجی و ورودی هستند. برای شرایط کاری سیال آب $\rho = 998 \frac{kg}{m^3}$ و $g = 9.81 \frac{m}{s^2}$ در نظر گرفته شده است.

۶- اعتبارسنجی

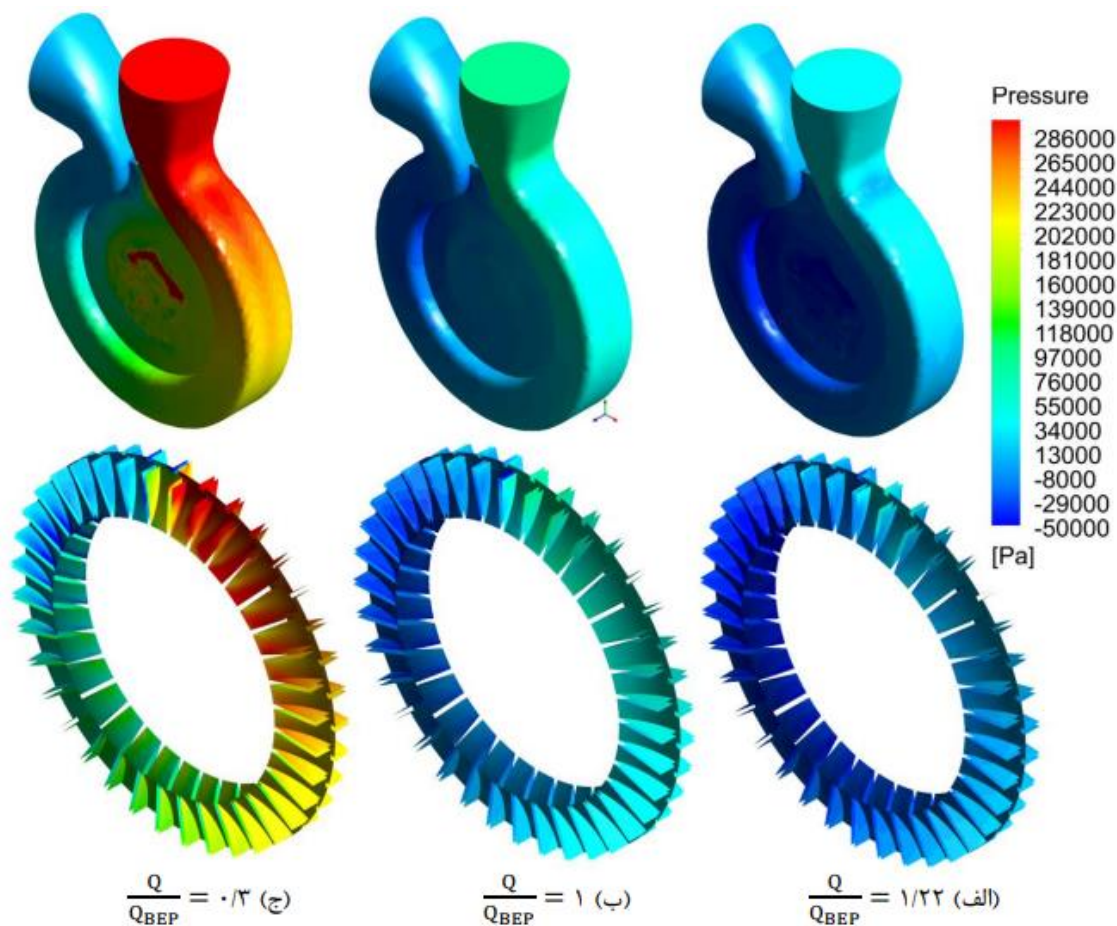
همانطور که بیان شد با در نظر گرفتن شرایط مرزی حل عددی دبی خروجی در مقادیر مختلف، پارامترهای اختلاف فشار و توان بدست آمده و با نتایج تجربی مقایسه شده است. همان‌گونه که در شکل ۸، پیداست برای مقادیر اختلاف فشار تولیدی پمپ، حل عددی پایا و گذرا در ناحیه دبی بهترین عملکرد (BEP) و دبی حداکثر از تطابق خوبی با نتایج تجربی برخوردار است. با نزدیک شدن به نقاط دبی پایین تطابق حل عددی پایا با نتایج تجربی کمتر می‌شود. به‌گونه‌ای که حل عددی گذرا از تطابق بیشتری به نتایج تجربی را دارا هست. برای مقادیر بازده کلی پمپ با توجه به شکل ۸ حل‌های عددی پایا و گذرا در تمامی نواحی دبی حداقل، دبی بهترین عملکرد و دبی حداکثر از تطابق قابل قبولی با نتایج تجربی برخوردار هستند. در نهایت با توجه به انطباق بهتر نتایج حل عددی گذرا در تمامی محدوده دبی از این روش برای حل عددی استفاده شده است.

۷- نتایج

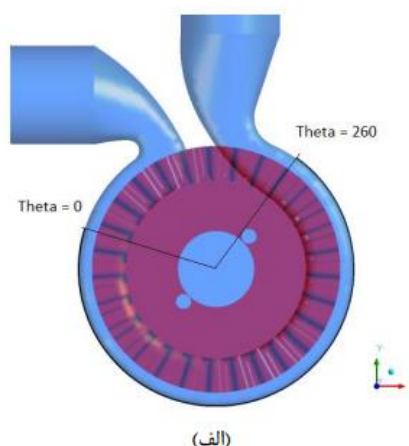
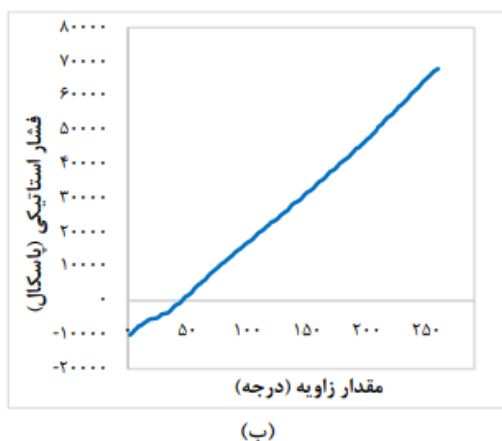
در بخش قبل به وضوح مشاهده شد که شبیه‌سازی عددی انجام شده، تطابق قابل قبولی با نتایج تجربی داشته و قابل اعتماد است. بنابراین می‌توان از ابزارهای گرافیکی سی اف ایکس برای مشاهده مقادیر متوسط‌گیری شده حل عددی جریان استفاده کرد. در واقع روش عددی علاوه بر پیش‌بینی منحنی‌های مشخصه‌ی عملکردی پمپ، می‌تواند پارامترهای متوسط‌گیری شده میدان جریان را نیز به تصویر بکشد. در ادامه به کمک ابزار گرافیکی نرم افزار سی اف ایکس به تحلیل عملکرد پمپ بازتولیدکننده با پره شعاعی پرداخته شده است. یکی از ویژگی‌های مهم پمپ‌های بازتولیدکننده توانایی اختلاط بالای سیالات دوفازی است. همان‌طور که در شکل ۹ پیداست در ناحیه خروجی جریان وجود انواع مختلف گردابه و جریان‌های چرخشی نشان دهنده قدرت بالای این پمپ‌ها در

بازتولیدکننده بوسیله جداکننده (Stripper) اشغال شده است. وظیفه استریپر جلوگیری از اختلاط سیال پرفشار خروجی با سیال کم فشار در ورودی است. با این وجود، بخشی از سیال پرفشار خروجی که در بین پرها قرار گرفته‌اند، در حین چرخش پروانه، به سمت ورودی پمپ راه‌یافته و با جریان کم فشار ورودی اختلاط می‌یابد. افت فشار در ناحیه ورودی نیز به همین علت است.

در شکل ۱۰ کانتورهای فشار به ترتیب در ضرایب دبی ۱/۲۲ و ۱۰/۰۳ و پروانه پمپ دبی نقطه‌ی طراحی، برای محفظه جانبی و پروانه پمپ نمایش داده شده است. تغییر تدریجی فشار از ورودی تا خروجی پمپ به وضوح در این شکل دیده می‌شود. مطابق با شکل ۸ منحنی عملکرد اختلاف فشار بر حسب دبی، در اینجا نیز مشاهده می‌شود که افزایش فشار در دبی‌های پایین، بیشتر است. افت فشار در ورودی پرها و افزایش فشار در خروجی آن‌ها در کانتورهای فشار شکل ۱۰ دیده می‌شود. فضای بین ورودی و خروجی پمپ



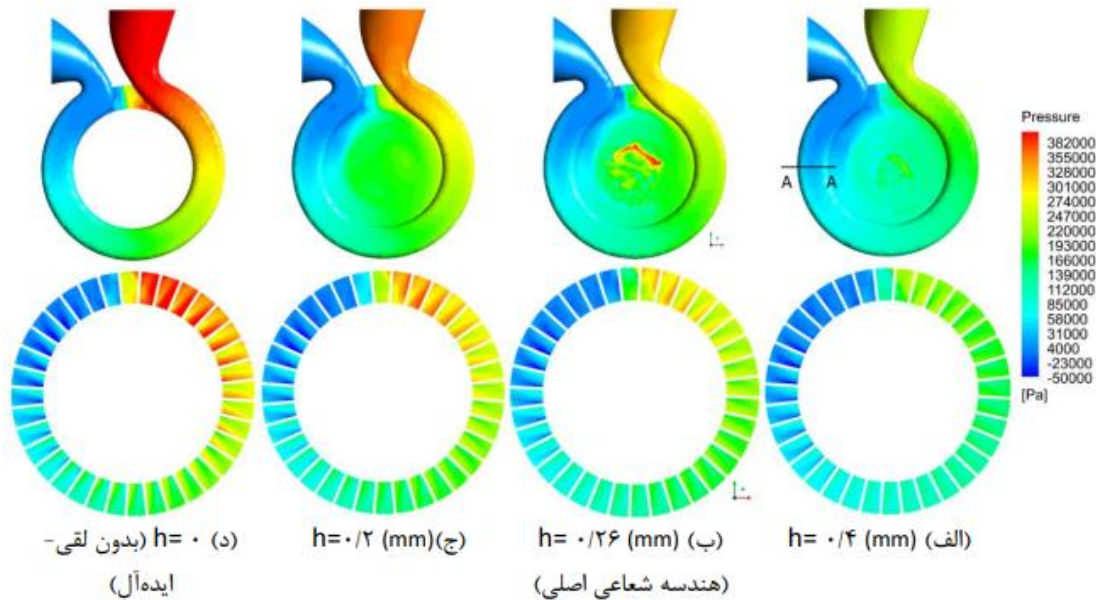
شکل ۱۰) مقایسه کانتور فشار در دبی‌های مختلف برای پروانه اصلی شعاعی پمپ بازتولیدکننده



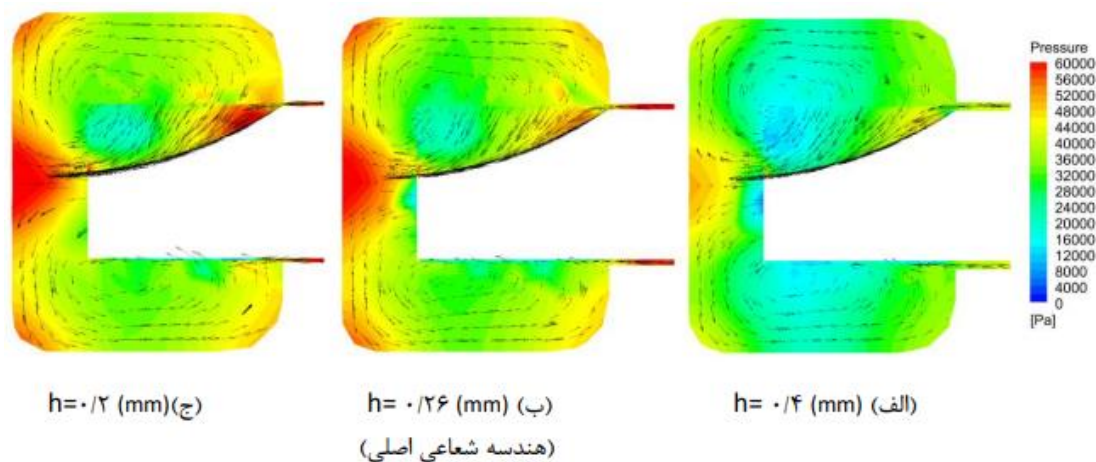
شکل ۱۱) الف) تغییرات موقعیت خط محیط، ب) نمودار تغییرات فشار بر حسب خط محیطی نمایش داده شده

لقی به ۰/۲ میلیمتر اختلاط سیال پرفشار و کم فشار کاهش یافته و منجر به افزایش فشار خروجی بیشتر از هندسه اصلی شعاعی می‌گردد؛ همچنین باتوجه به شکل ۱۲ حد بالای فشار ایجاد در خروجی مربوط به هندسه ایده‌آل و فرضی بدون لقی می‌باشد که هیچگونه اختلاطی برای این هندسه رخ نداده و فشار ایجاد شده در خروجی از تمامی هندسه‌های موجود بیشتر می‌باشد اما با توجه به تمامی مکانیزم عملکرد پمپ بازتولیدکننده و لزوم وجود لقی اطراف پروانه و به اصطلاح باز بودن پروانه در محیط محفظه، هندسه بدون لقی عملاً در واقعیت امکان پذیر نیست و در شبیه‌سازی‌های عددی حالت بهینه داشته و صرفاً جهت مقایسه نتایج و درک حد بالای فشار تولیدی استفاده شده‌است.

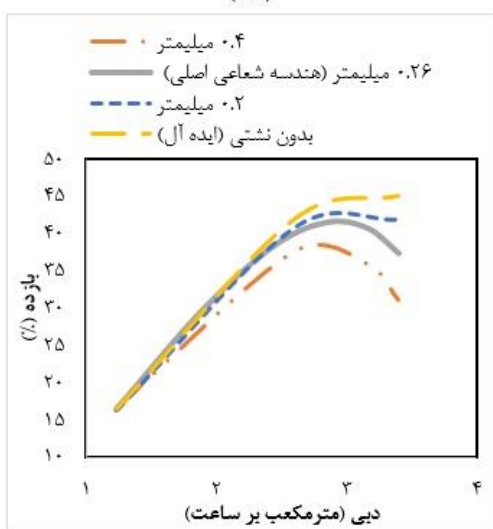
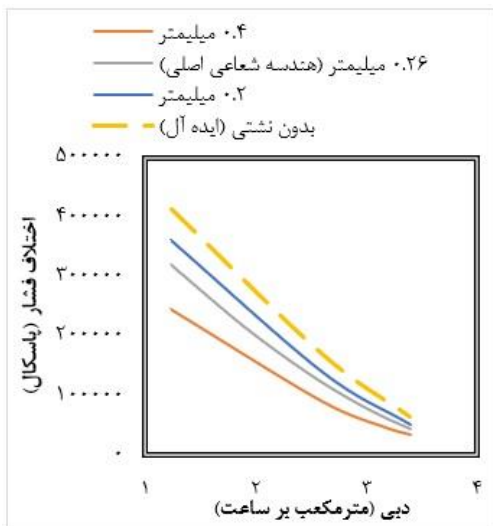
نمودار تغییرات فشار استاتیکی در طول مسیر جریان نیز گزارش شده است. همان‌طور که در شکل ۱۱ پیداست فشار استاتیکی بصورت مستمر در طول مسیر جریان افزایش می‌یابد. اختلاط سیال پرفشار و کم فشار تنها به ناحیه جداکننده (Stripper) معطوف نمی‌شود و وجود لقی پیرامون پروانه پمپ منجر به اختلاط بسیار کم سیال پرفشار نواحی نزدیک به خروجی با سیال کم فشار نزدیک به نواحی ورودی می‌شود. همان‌طور که در شکل ۱۲ پیداست هرچقدر مقدار ضخامت ابعاد لقی بیشتر گردد فشار نواحی پرفشار کمتر می‌گردد؛ به گونه‌ای که ابعاد هندسی لقی ۰/۲۶ میلیمتر برای هندسه اصلی پروانه شعاعی با افزایش به مقدار ۰/۴ میلیمتر باعث به اختلاط بالای نواحی پرفشار و کم فشار شده و نهایتاً منجر به کاهش فشار در خروجی می‌گردد؛ در صورتی که با کاهش ضخامت ابعاد هندسی



شکل ۱۲) مقایسه کانتور فشار برای انواع مختلف پروانه با ابعاد هندسی لقی متفاوت در $\frac{Q}{Q_{BEP}} = 0.3$



شکل ۱۳) مقایسه کانتور فشار و بردار سرعت در سطح مقطع A-A در $\frac{Q}{Q_{BEP}} = 0.3$



شکل ۱۴) مقایسه پارامترهای عملکردی بر روی انواع مختلف پروانه با لقی‌های جریان متنوع؛ الف) نمودار اختلاف فشار، ب) نمودار بازده

۸- بحث و نتیجه‌گیری

پمپ‌ها یکی از پرکاربردترین توربوماشین‌ها در صنایع و مصارف خانگی هستند. از همین رو افزایش راندمان و بهبود عملکرد پمپ‌ها منجر به کاهش تاثیرگذاری در مصرف انرژی خواهد شد. پمپ‌های بازتولیدکننده یکی از پرکاربردترین پمپ‌ها در تاسیسات ساختمان‌ها هستند. این پمپ‌ها کاربرد وسیعی در صنعت نیز دارند. پمپ بازتولیدکننده در سرعت‌های مخصوص پایین، انتخاب مناسب تری نسبت به دیگر انواع پمپ‌های گریزمرکز در بسیاری از کاربردها هستند. هدف اصلی این مقاله بهبود عملکرد پمپ بازتولیدکننده در اثر تغییرات لقی جریان سیال پیرامون پروانه است. در ابتدا با برپا کردن مدارتست آزمایشگاهی منحنی‌های عملکردی پمپ به روش آزمایشگاهی استخراج شده‌اند. از دینامیک سیالات محاسباتی برای شبیه‌سازی عددی جریان سیال در پمپ‌های بازتولیدکننده استفاده شده‌است. مقایسه نتایج عددی

همانطور که در شکل ۱۳ دیده می‌شود گردابه‌های تشکیل شده حل عددی متوسط‌گیری شده در سطح مقطع عرضی نشان داده شده در شکل ۱۲ نمایش داده شده‌است. با کاهش ضخامت لقی فشار در ناحیه لقی افزایش یافته و سیال از ناحیه پرفشار به ناحیه کم فشار ورودی انتقال پیدا می‌کند.

جدول ۳) مقادیر متوسط رینولدز در ناحیه لقی

مقدار ضخامت لقی	۰/۲ میلیمتر	۰/۲۶ میلیمتر	۰/۴ میلیمتر
اعداد رینولدز	۱۳۸۲/۵	۱۸۸۱/۷	۲۸۹۰/۵
متوسط			

برای درک دقیق‌تر خصوصیات جریان در ناحیه لقی مقادیر رینولدز متوسط با استفاده از بدست آوردن سرعت متوسط در این ناحیه محاسبه شده‌است. همانطور که در جدول ۳ دیده می‌شود مقدار عدد رینولدز متوسط با افزایش مقدار لقی افزایش پیدا می‌کند اما همچنان در تمامی مقادیر لقی عدد رینولدز در ناحیه رژیم جریان آرام قرار دارد. فشار تولیدی در خروجی مطابق رابطه ۴ منجر به اختلاف فشار تولیدی توسط پمپ می‌شود. نمودار مقادیر اختلاف فشار تولیدی برای تمامی محدوده دبی عملکرد در شکل ۱۴ آورده شده‌است؛ همان‌طور که در شکل پیداست با افزایش مقدار ضخامت هندسی لقی مقادیر اختلاف فشار نیز در تمامی محدوده دبی عملکرد کاهش پیدا می‌کند. این نتایج نشان دهنده آن است که افزایش فشار تولیدی خروجی بر اثر کاهش ضخامت لقی در شکل ۱۲ تنها برای دبی حداقل رخ نداده و در تمامی محدوده دبی این ویژگی مشهود است. با نظر به نمودار اختلاف فشار بر حسب دبی، در شکل ۱۴ پیداست با کاهش مقدار ضخامت هندسی لقی مقادیر پارامتر عملکردی اختلاف فشار افزایش پیدا می‌کند؛ این افزایش مقدار اختلاف فشار تا هندسه ایده‌آل بدون لقی ادامه دارد و هندسه ایده‌آل بدون لقی را می‌توان به عنوان حد بیشینه پارامتر عملکردی اختلاف فشار در نظر گرفت. از طرفی با توجه به نمودار بازده در شکل ۱۴ پیداست با افزایش ضخامت لقی پروانه، از ۰/۲۶ میلیمتر به ۰/۴ میلیمتر کاهش چشمگیری در مقادیر پارامتر بازده پمپ بازتولیدکننده رخ می‌دهد؛ درحالی‌که با کاهش ضخامت هندسی لقی از ۰/۲۶ میلیمتر به ۰/۲ میلیمتر مقادیر پارامتر بازده نیز همانند پارامتر اختلاف فشار از افزایش قابل توجه‌ای برخوردار است. همان‌طور که انتظار می‌رفت برای هندسه ایده‌آل و فرضی بدون لقی نیز مقادیر بازده از بالاترین حد نسبت به دیگر هندسه‌ها برخوردار هست و می‌توان حد ایده‌آل بیشینه برای مقادیر بازده در نظر گرفت.

فهرست علائم

g_i	شتاب گرانش (m/s^2)
H	هد (m)
K	انرژی جنبشی آشفته (m^2/s^2)
h	پارامتر هندسی ضخامت لقی (mm)
P	فشار (pa)
P_{pump}	توان پمپ $P_{pump} = P_{total} \times \eta$
P_{total}	توان کلی (wat)
P_k	نرخ تولید آشفته
Q	دبی (m^3/s)
u_i	سرعت به صورت تانسوری (m/s)
v	سرعت (m/s)
x_j	مختصات کارتیزین بصورت تانسوری (m)
z	ارتفاع (m)
β^*	ثابت مدل آشفتهگی اس‌اس‌تی
η	راندمان
ρ	چگالی (kg/m^3)
σ_k	ثابت معادله انرژی در مدل اس‌اس‌تی
σ_ω	ثابت معادله بسامد در مدل اس‌اس‌تی
σ_{ω_2}	ثابت معادله بسامد در مدل اس‌اس‌تی
μ	لزجت دینامیکی (kg/ms)

منابع

- 1- Senoo Y. Researches on peripheral pumps. Reports of Research Institute for Applied Mechanics. 1954; 3:53-113.
- 2- Iversen HW. Closure to "Discussions of 'Performance of the Periphery Pump'" (1955, Trans. ASME, 77, pp. 23-27). Transactions of the American Society of Mechanical Engineers. 1955;77(1):27-8.
- 3- Wilson WA, Santalo MA, Oelrich JA. A theory of the fluid-dynamic mechanism of regenerative pumps. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers. 1955;77(8):1303-11
- 4- Shimosaka M. Research on the Characteristics of Regenerative Pump: 2 nd Report, Theoretical Research on the Performance. Bulletin of JSME. 1960;3(10):191-9.
- 5- YAMAZAKI S, TOMITA Y, SASAHARA T. Researches on the Performance of the Regenerative Pump with Non-Radial Vanes: 2nd Report, Effects of the Pump Elements. Bulletin of JSME. 1972;15(81):337-43.
- 6- Badami M. Theoretical and experimental analysis of traditional and new periphery pumps. SAE Technical Paper; 1997.
- 7- Song JW, Engeda A, Chung MK. A modified theory for the flow mechanism in a regenerative flow pump. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 2003;217(3):311-21.
- 8- Yoo IS, Park MR, Chung MK. Improved momentum exchange theory for incompressible regenerative turbomachines. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 2005;219(7):567-81.
- 9- Raheel MM, Engeda A. Systematic design approach for radial blade regenerative turbomachines. Journal of propulsion and power. 2005;21(5):884-92.

و آزمایشگاهی نشان داد روش شبیه‌سازی عددی بسیار قابل اعتماد و دقیق است. از همین رو باتوجه به پایین بودن هزینه‌های استفاده از روش عددی، از این روش برای پیش بینی رفتار سیال در پمپ بازتولیدکننده استفاده شده است.

در این مقاله سعی شده است تا با تغییر ابعاد هندسی لقی تاثیرات جریان لقی پیرامون پروانه، بر روی پارامترهای عملکردی پمپ بازتولیدکننده نظیر اختلاف فشار و بازده بر حسب دبی بررسی و مورد مطالعه قرارگیرد. همچنین با معرفی هندسه ایده‌آل بدون لقی حد بیشینه پارامترهای عملکردی توسط نرم افزار شبیه‌سازی انسیس سی اف ایکس بدست یابد. با توجه به شکل ۱۲ پیداست اختلاط سیال پرفشار و کم فشار با افزایش ضخامت هندسی لقی افزایش یافته و همین امر موجب کاهش فشار تولیدی در خروجی می‌گردد. به بیان دیگر کاهش هرچه بیشتر ضخامت هندسی نشی منجر به افزایش فشار خروجی و نهایتاً اختلاف فشار تولیدی پمپ بازتولیدکننده می‌گردد. در شکل ۱۴ برای نمودار اختلاف فشار بر حسب دبی نیز این ویژگی در دیگر محدوده دبی نیز مشاهده می‌شود. شایان ذکر است حد بیشینه مقادیر افزایش یافته پارامتر عملکردی اختلاف فشار مربوط به هندسه ایده‌آل بدون لقی است. از طرفی با دقت بر نمودار بازده بر حسب دبی برای هندسه‌های مختلف رفتاری مشابه به پارامتر اختلاف فشار را نشان می‌دهد. برای پارامتر بازده نیز با افزایش مقدار ضخامت هندسی لقی پیرامون پروانه، مقادیر بازده با افزایش چشمگیری روبرو خواهند بود و حد بیشینه پارامتر عملکردی بازده مربوط به هندسه ایده‌آل بدون لقی است.

در نهایت می‌توان بیان کرد کاهش مقدار ضخامت لقی به ۰/۲ میلی‌متر منجر به بهبود و افزایش پارامترهای عملکردی اختلاف فشار و بازده نسبت به هندسه اصلی و اولیه پروانه شعاعی با ضخامت هندسی لقی ۰/۲۶ میلی‌متر می‌گردد؛ همچنین افزایش مقدار ضخامت هندسی لقی به ۰/۴ میلی‌متر سبب کاهش چشمگیری در پارامترهای عملکردی اختلاف فشار و بازده برای پمپ بازتولیدکننده می‌شود. از همین رو با اعمال تغییرات هندسی در محفظه جانبی و استفاده از ضخامت هندسی لقی کمتر در طراحی پروانه شعاعی به منظور بهبود عملکرد پمپ بازتولیدکننده توصیه می‌شود.

تاییدیه اخلاقی: محتویات علمی حاصل فعالیت‌های پژوهشی نویسندگان بوده و صحت نتایج آن نیز بر عهده نویسندگان مقاله است.

تعارض منافع: در فرآیند انجام و گزارش، بی طرفی رعایت شده و تعارض منافی وجود نداشته است.

منابع مالی: منابع مالی توسط نویسندگان تأمین شده است.

- Communications in Heat and Mass Transfer. 2020; 113:104526.
- 25- Nejadrajabali J, Riasi A, Nourbakhsh SA. Flow pattern analysis and performance improvement of regenerative flow pump using blade geometry modification. *International Journal of Rotating Machinery*. 2016;2016.
- 26- Pope SB, Pope SB. *Turbulent flows*. Cambridge university press; 2000.
- 27- Wilcox DC. *Turbulence modeling for CFD*. La Canada, CA: DCW industries; 1998.
- 10- Meakhail T, Park SO. An improved theory for regenerative pump performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 2005;219(3):213-22.
- 11- Quail FJ, Stickland MT, Baumgartner B. Design study of a novel regenerative pump using experimental and numerical techniques. 2010.
- 12- Quail FJ, Stickland M, Baumgartner A. A one-dimensional numerical model for the momentum exchange in regenerative pumps. *Journal of engineering for gas turbines and power*. 2011;133(9).
- ۱۳- حسینی پرست، قدیری، فلاح، صالح. مطالعه عددی تاثیر فاصله و زاویه میان هاب و شroud در گذرگاه خروجی ایمپلر یک طبقه از پمپ ESP Modares *Mechanical Engineering*. 2017;17.
- ۱۴- احقاقی، میر بیوک، وجدی، محمد. بررسی تجربی و عددی تأثیر پره‌های جداکننده بر عملکرد پمپ گریز از مرکز. *مهندسی مکانیک مدرس*. 2015;15(3):398-410.
- 15- Quail F, Scanlon T, Stickland M. Design optimisation of a regenerative pump using numerical and experimental techniques. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*. 2011;21(1):95-111.
- 16- Quail FJ, Scanlon T, Baumgartner A. Design study of a regenerative pump using one-dimensional and three-dimensional numerical techniques. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*. 2012; 31:181-7.
- 17- Wang CH, Choi CH. Optimized design of regenerative blowers for enhanced efficiency. In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition 2010*; 44441:1241-48.
- 18- Choi WC, Yoo IS, Park MR, Chung MK. Experimental study on the effect of blade angle on regenerative pump performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 2013;227(5):585-92.
- 19- Fleder A, Böhle M. A systematical study of the influence of blade length, blade width, and side channel height on the performance of a side channel pump. *Journal of Fluids Engineering*. 2015;137(12).
- 20- Fleder A, Böhle M. A systematical study of the influence of blade number on the performance of a side channel pump. *Journal of Fluids Engineering*. 2019;141(11).
- 21- Zhang F, Fleder A, Böhle M, Yuan S. Effect of suction side blade profile on the performance of a side channel pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 2016;230(6):586-97.
- 22- Ju YP, Liu S, Zhang CH. Effect of blade shape on hydraulic performance and vortex structure of vortex pumps. *Journal of Hydrodynamics*. 2018;30(3):499-506.
- 23- Nejad J, Riasi A, Nourbakhsh A. Efficiency improvement of regenerative pump using blade profile modification: Experimental study. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2019 ;233(3):448-55.
- 24- Zhang F, Appiah D, Hong F, Zhang J, Yuan S, Adu-Poku KA, Wei X. Energy loss evaluation in a side channel pump under different wrapping angles using entropy production method. *International*