



مطالعه عددی تاثیر فاصله و زاویه میان هاب و شroud در گذرگاه خروجی ایمپلر یک طبقه از پمپ ESP

مهدی حسینی پرست¹، بهزاد قدیری دهکردی^{2*}، صالح فلاح³

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

2- استادیار، مهندسی هوافضا، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

3- دانشجوی دکتری، مهندسی هوافضا، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

* صندوق پستی 14115-143، ghadirib@modares.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 01 اسفند 1395

پذیرش: 12 اردیبهشت 1396

ارائه در سایت: 13 خرداد 1396

کلید واژگان:

پمپ ای.اس.بی.

پمپ نفتی

ایمپلر

هد

راندمان

چکیده

استفاده از پمپ‌های گریز از مرکز در صنایع نفتی کاربرد فراوان و نقشی حیاتی دارند. از این رو بهینه‌سازی پمپ‌های گریز از مرکز مورد استفاده در صنایع نفتی از اهمیت بالایی برخوردار است. در این مقاله جریان سه‌بعدی در پمپ گریز از مرکز ESP شبیه‌سازی عددی شده و اثر فاصله و زاویه میان هاب و شroud در کانال خروجی ایمپلر پمپ بر عملکرد آن ارزیابی شده است. هدف از این مقاله بررسی اثر تغییرات هندسی ایمپلر بر عملکرد و الگوی جریان درون یک طبقه از پمپ می‌باشد. مدل ارائه شده در این مقاله یک پمپ گریز از مرکز با سرعت دورانی 3500 دور بر دقیقه با شش پره برای ایمپلر و هشت پره برای دیفیوزر می‌باشد. این تحقیق با استفاده از نرم‌افزار سی.اف.ایکس انجام شده است. برای مدل‌سازی حرکت ایمپلر و دیفیوزر از روش قاب‌های مرجع چندگانه و برای ارتباط میان آن‌ها از رابط روتور ایستا بهره گرفته شد. همچنین با بکارگیری مدل آشفتگی کا امگا اس.اس.تی شبیه‌سازی انجام شده است. نتایج شبیه‌سازی مطابقت خوبی با نتایج تجربی دارد. نتایج حاصل از این تحقیق نشان می‌دهد که با افزایش زاویه میان هاب و شroud به میزان 8.25 درجه، مقادیر هد و راندمان در پمپ افزایش می‌یابد. همچنین نتایج نشان دادند که مقدار بهینه فاصله میان هاب و شroud با هدف بیشینه شدن هم‌زمان هد و راندمان، 1 میلی‌متر می‌باشد. تغییر هم‌زمان دو پارامتر یک طبقه از پمپ باعث افزایش هد به میزان 7.6٪ و افزایش راندمان 1.65٪ شد، این تغییرات بیشتر به واسطه کاهش ناحیه جدایش جریان روی پره‌های دیفیوزر رخ داده است.

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

Mehdi Hoseiniparast, Behzad Ghadiri Dehkordi*, Saleh Fallah

Department of Aerospace Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

* P.O.B. 14115-143, Tehran, Iran, ghadirib@modares.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 19 February 2017
Accepted 13 May 2017
Available Online 03 June 2017

Keywords:

ESP Pump
Oil pump
Impeller
Head
Efficiency

ABSTRACT

The centrifugal pumps are widely used in the oil industry and play a vital role. Thus, performance optimization is very important in the centrifugal pumps. In this paper, 3-D flow of centrifugal ESP pump has been numerically simulated. This study aimed to investigate the geometrical variation effect on the performance and flow pattern inside one stage of the pump. For this purpose, the effect of distance and angle between hub and shroud at passage outlet of impeller on pump performance has been assessed. The presented model is centrifugal pump with 3500 rpm with six blades for impeller and eight blades for diffuser. The ANSYS-CFX software has been used in this investigation. Frozen rotor is used in order to model the impeller and diffuser, movement of the multi reference frame and for interconnection of them. Furthermore, the K- ω sst turbulence model is applied. The results of simulation are well-adapted with experimental results. The result of this study demonstrated that by increasing 8.25 degree of the angle between hub and shroud, the amount of head and efficiency rise up in the pump. It also shows the optimum distance between hub and shroud by considering the goal of simultaneous maximizing of head and efficiency is 1 mm. Variation of two parameters of one stage of pump, simultaneously, causes the head to increase by 7.6% and efficiency by 1.65%. These variations have occurred due to the separation region of flow decrease on the surface of the diffuser blades.

1- مقدمه

عمر بهره‌برداری از ذخایر یک چاه نفت، فشار مخزن آن کاهش می‌یابد و همین افت فشار باعث کاهش چشم‌گیر در استخراج نفت از چاه می‌گردد. لذا جهت افزایش یا ثابت نگه‌داشتن تولید در صنایع پایین دستی نفت و در استخراج نفت خام از چاه‌های مرده از روش‌های متنوعی استفاده می‌شود که

استفاده از پمپ‌های گریز از مرکز در صنایع مختلف کاربرد فراوان دارند. یکی از حوزه‌هایی که پمپ‌های گریز از مرکز در آن نقش حیاتی ایفا می‌کنند صنایع نفت، پتروشیمی و پالایشگاهی می‌باشد. به تدریج و با گذشت زمان از

Please cite this article using:

M. Hoseiniparast, B. Ghadiri Dehkordi, S. Fallah, 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, Modares Mechanical Engineering, Vol. 17, No. 6, pp. 149-156, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

سه حالت مختلف از پمپ، ایمپلر به تنهایی، ایمپلر و دیفیوزر با هندسه اصلی و ایمپلر و دیفیوزر با افزایش قطر 4 میلی متری را شبیه سازی کردند و به این نتیجه رسیدند که وجود دیفیوزر باعث کاهش هد پمپ به دلیل افزایش تلفات اصطکاکی حاصل از برخورد جریان با پره های دیفیوزر می شود. همچنین با افزایش قطر، هد خروجی افزایش می یابد. احقاقی و وجدی [10] به بررسی اثر پره های جداکننده بر عملکرد پمپ های گریز از مرکز بصورت تجربی و عددی پرداختند. آن ها با بهره گیری از نرم افزار سی.اف.ایکس و استفاده از مدل آشفتگی کا امگا اس.اس.تی شبیه سازی خود را انجام داده و دریافتند که تأثیر پره های جداکننده بر عملکرد پمپ با طول پره جداکننده رابطه مستقیم دارد. والک [11] به بررسی پمپ های گریز از مرکز سرعت بالا پرداخت. وی از شبیه سازی خود به این نتیجه رسید که افزایش سرعت دورانی ایمپلر پمپ باعث افزایش سرعت خروجی مطلق سیال شده و در نتیجه هد پمپ افزایش می یابد. شجاعی فرد و همکاران [12] به بررسی جریان سه بعدی درون یک پمپ گریز از مرکز پرداختند و با تغییر در عرض عبوری جریان در کانال خروجی و زاویه خروجی پره اثرات مثبتی در بهبود عملکرد پمپ به وجود آوردند. ایشان با استفاده از روش قاب های مرجع چندگانه¹ و با استفاده از مدل آشفتگی کا امگا اس.اس.تی. مدل خود را بررسی کردند و دلیل بهبود عملکرد را کاهش تلفات ناشی از تولید گردابه ها در عرض عبوری کانال و خروجی ایمپلر اعلام کردند. لی [13] در راستای ارتقاء عملکرد پمپ های گریز از مرکز که سیال با ویسکوزیته بالا را پمپ می کردند به بررسی تأثیر میزان قطر ایمپلر بر عملکرد پمپ پرداخت. وی، آزمایش های مختلفی را با ایمپلر هایی با قطر های متفاوت انجام داد و نشان داد با کاهش قطر ایمپلر، راندمان پمپ افزایش می یابد. او، دلیل این پدیده را با افزایش زاویه خروجی پره و عرض کانال خروجی مرتبط دانست.

همان طور که ملاحظه می گردد در بیشتر تحقیقات صورت گرفته در گذشته سعی بر بالابردن راندمان پمپ های گریز از مرکز با تغییر در هندسه پره ایمپلر به عنوان مهمترین قسمت در یک پمپ گریز از مرکز بوده است. هدف پژوهش حاضر، شبیه سازی جریان درون پمپ ای.اس.بی. به منظور استفاده از نتایج آن در مهندسی معکوس و ساخت پمپ مورد نظر می باشد. همچنین تغییر در هندسه اولیه ایمپلر با تغییر در پارامتر های مربوط به هاب و شروود ایمپلر و بدون هیچ تغییری در هندسه پره به منظور بهبود راندمان پمپ بررسی شده است. اساس کار این تحقیق شبیه سازی عددی با استفاده از روش حجم محدود² بوده و برای این کار از نرم افزار سی.اف.ایکس استفاده شده است.

2- مشخصات پمپ مدل

همان طور که اشاره شد، پمپ مدنظر برای شبیه سازی جریان، از سری محصولات کارخانجات شلم برز³ با مدل GN-4000 می باشد. هندسه پمپ در نرم افزار سالیدورک⁴ مدل شده و یک طبقه از آن در "شکل 1" نشان داده شده است. یک طبقه از پمپ شامل یک ایمپلر با شش پره و یک دیفیوزر شعاعی با هشت پره می باشد. قطر ایمپلر 101.5 میلی متر و زاویه خروجی پره در آن از 37 درجه در پایین پره و روی هاب تا 35.3 درجه در بالای پره و روی شروود ایمپلر متغیر است. عرض گذرگاه خروجی ایمپلر 10 میلی متر و زاویه میان هاب و شروود 4.25 درجه می باشد. پمپ مورد نظر با سرعت دورانی

به روش های فراآوری مصنوعی معروف هستند. یکی از مهم ترین این روش ها، استفاده از پمپ های غوطه ور الکتریکی¹ است. روش های فراآوری مصنوعی در دنیا به شدت در حال گسترش هستند به طوری که بنابر اظهار نظر انجمن تولید کنندگان نفت² بیش از هشتاد درصد چاه های نفت در دنیا به نوعی از روش های فراآوری مصنوعی استفاده می کنند و 15 تا 20 درصد چاه های دنیا از سیستم ای.اس.بی. ها استفاده می کنند [1]. در ایران بنابر مطالعات انجام شده حدود 15 درصد از چاه های موجود گزینه مناسبی برای استفاده از سیستم ای.اس.بی. جهت استخراج نفت می باشند. این پمپ ها به دلیل راندمان بالا و قابلیت استفاده در چاه های فراساحلی و همچنین هزینه پایین تر جهت استحصال نفت نسبت به روش های دیگر مزیت دارند. این پمپ از نوع پمپ های گریز از مرکز با ایمپلر و دیفیوزر شعاعی پره دار در یک طبقه از پمپ می باشند و بسته به نوع چاه و افت فشار کلی، تعداد طبقات استفاده شده در این پمپ مشخص می شوند.

از آن جایی که تست های تجربی هزینه های زیادی در بر دارند، استفاده از شبیه سازی های عددی کمک فراوانی به تحقیقات بر روی این پمپ ها می کند. گوگایو [2] تحقیقی را با استفاده از شبیه سازی جریان در یک پمپ گریز از مرکز با سیال عامل آب انجام داد. وی با استفاده از نتایج، توانست تعداد بهینه پره های ایمپلر را به دست آورده و عملکرد پمپ را بهینه کند. ویدورت زو و همکارانش [3] جریان آب را در یک پمپ گریز از مرکز با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی بررسی کردند. گولجو و همکاران [4] با هدف کاهش مصرف انرژی در پمپ های چاه عمیق به بررسی آن ها پرداخته و استفاده از پره های جداکننده را بررسی کردند. بدین منظور پروانه جدیدی برای تامین هد و دبی مورد نظر طراحی شد. آن ها علاوه بر تحقیق بر عملکرد پره جداکننده، تأثیر تعداد پره های ایمپلر را نیز بررسی کردند. بنابراین، ایمپلر هایی با 5، 6 و 7 پره ساخته و به آن ها پره های جداکننده با طول های متفاوت اضافه شد. سپس جریان درون پمپ، به صورت تجربی و عددی تحلیل گردید. در نهایت، طول و تعداد پره های بهینه برای چاه های عمیق مشخص شد. چه-آ [5] شبیه سازی عددی پمپ گریز از مرکز با 6 پره را که سیال آب را پمپ می کرد، بررسی کرد. وی از مدل آشفتگی کا-پسیلن در شبیه سازی خود استفاده کرد و توانست الگوی جریان در نقطه طراحی و خارج از نقطه طراحی پمپ را به دست آورد. ذوالجناحی و زیرک [6] به بررسی یک پمپ گریز از مرکز در شرایط عملکردی نقطه طراحی و خارج از نقطه طراحی برای دو سیال آب و نفت خام با استفاده از روش های عددی پرداختند. آن ها دریافتند که میزان آشفتگی در ایمپلر پمپ برای نفت خام به مراتب کمتر از آب می باشد. بچارودیس و همکارانش [7] الگوی جریان و توزیع فشار را در گذرگاه پره با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی پیش بینی کردند و در نتیجه دیاگرام هد-دبی را با نتایج تجربی مقایسه کردند که از تطابق قابل قبولی برخوردار بود. آن ها در شبیه سازی خود به بررسی اثر زاویه خروجی پره بر الگوی جریان و عملکرد پمپ پرداختند و توانستند با تغییر زاویه خروجی از 20 به 50 درجه، هد تولیدی پمپ را 6 درصد افزایش دهند. کلیموسکی [8] به بررسی محدوده موثر برای زاویه خروجی پره ایمپلر در پمپ های گریز از مرکز پرداخت و نشان داد استفاده از زاویه خروجی مناسب پره باعث کاهش تلفات هیدرولیکی در دیفیوزر شده و در نهایت راندمان پمپ افزایش می یابد. ماتیلی و همکاران [9] به بررسی اثرات قطر ایمپلر و دیفیوزر در یک طبقه از پمپ ای.اس.بی. پرداختند. آن ها با استفاده از نرم افزار سی.اف.ایکس، جریان در

¹ Multi Reference Frame (MRF)

² Finite Volume Method

³ Schlumberger

⁴ Solid Work

¹ Electrical Submersible Pump (ESP)

² Society of Petroleum Engineers

در کاهش زمان حل با بهره‌گیری از کوپل کردن مرجع ثابت و چرخان به یکدیگر نماید. بدین روش که با قرار دادن ایمپلر در مرجع چرخان و دیفیوزر در مرجع ثابت و ارتباط این دو با رتور ایستا¹، ارتباط رتور و استاتور برقرار خواهد شد. نرم‌افزار سی‌افایکس برای حل معادلات، آن‌ها را با روش حجم محدود گسسته می‌نماید، اما برای تحلیل هندسه و المان‌ها از روش المان محدود استفاده می‌کند، لذا المان‌ها برای شبکه‌بندی در نظر گرفته شده و گره‌های شبکه به‌وجود آمده‌اند، سپس با استفاده از این گره‌ها، حجم‌های کنترلی تشکیل شده‌اند تا از انعطاف‌پذیری هر دو روش المان محدود و حجم محدود استفاده شود [14].

4- مدل سازی آشفتگی

یکی از مشکلات عمده در مدل‌سازی جریان‌های آشفتنه، بخصوص در توربوماشین‌ها پیش‌بینی دقیق جدایش جریان از روی سطح پره می‌باشد. زیرا جدایش جریان از روی سطح پره باعث پدیده واماندگی² و در نتیجه عدم کارایی پره طبق محاسبات طراحی می‌شود. مدل‌هایی مانند کا-اِپسِلین غالباً در پیش‌بینی نقطه شروع و مقدار ناحیه جدایش جریان در حضور گردان فشار نامطلوب دچار خطا می‌شوند. از این رو استفاده از مدل کا-امگا که یک مدل دو معادله‌ای است و توانایی مدل‌سازی جریان در نزدیکی مرزهای جامد و بخصوص مدل‌سازی جریان در زیر لایه لزج را دارد در این گونه از مسائل رواج پیدا کرده است. مزیت این روش بهبود محاسبات در نزدیکی دیواره برای اعداد رینولدز پایین است. به‌علاوه، این مدل فاقد تابع میراکننده غیرخطی پیچیده در نزدیکی دیواره می‌باشد، بنابراین دقت و پایداری بالاتری خواهد داشت. در اعداد رینولدز پایین مدل کا-اِپسِلین در نزدیکی دیواره به شبکه‌ای با کیفیت $Y^+ < 0.2$ نیاز دارد حال آن‌که مدل کا-امگا می‌تواند همان نتایج را با شبکه‌ای با کیفیت $Y^+ < 2$ در نزدیکی دیواره ایجاد کند. در بسیاری از جریان‌های صنعتی حتی $Y^+ < 2$ نیز نمی‌تواند تضمین کننده جواب‌های دقیق باشد و به همین دلیل یک تابع بهبود رفتار نیز برای نواحی نزدیک دیواره به‌صورت ذاتی در این مدل ایجاد شده است. در این تحقیق برای مدل‌سازی آشفتگی از مدل آشفتگی کا-امگا اس.اس.تی استفاده شده است. در این مدل ترکیبی، در نزدیکی دیواره‌ها از مدل آشفتگی کا-امگا استفاده می‌شود که بتواند جریان داخل لایه مرزی و ناحیه جدایش جریان روی پره را به خوبی مدل کند و همچنین در نواحی دورتر از دیواره از مدل کا-اِپسِلین استفاده شده است تا بتواند از مزایای هر دو مدل بهره گرفته شود. این مدل اولین بار با اصلاح ترم تولید انرژی در معادله انتقال انرژی جنبشی تولید شد [15, 16].

5- شرایط مرزی و خواص فیزیکی سیال عامل

سیستم مدنظر برای شبیه‌سازی جریان، در این تحقیق از چهار قسمت مجزا تشکیل شده که در "شکل 3" نشان داده شده است. اجزای پمپ بصورت لوله ورودی با طول گسترش یافته که مقدار گستردگی آن 5 برابر قطر ایمپلر می‌باشد، لوله خروجی با طول گسترش یافته که مقدار گستردگی آن 10 برابر قطر ایمپلر می‌باشد (گسترش طول لوله ورودی و خروجی به‌دلیل جلوگیری از پیدایش جریان‌های برگشتی و به‌دست آوردن جریان یکنواخت در خروجی پمپ و ورودی ایمپلر و در نتیجه کندی یا خطا در روند همگرایی محاسبات می‌باشد). شرط مرزی ورودی با فشار کل و شدت آشفتگی 5 درصد تنظیم شده و در خروجی از شرط مرزی نرخ دبی جرمی در هفت مقدار مختلف

3500 دور بر دقیقه دوران می‌کند. تمامی پارامترهای اشاره شده در بالا در شبیه‌سازی بدون تغییر خواهند ماند و تنها فاصله و زاویه میان هاب و شroud تغییر خواهد کرد. "شکل 2"، مربوط به صفحه نصف‌النهاری یک طبقه از پمپ می‌باشد که صفحات هاب و شroud ایمپلر و همچنین پارامترهای بررسی شده در این تحقیق را معرفی می‌کند.

3- گسسته‌سازی معادلات

برای تحلیل جریان درون پمپ گریز از مرکز معادلات حاکم بر حرکت سیال عبارتند از معادله پیوستگی و بقاء مومنتوم که هریک به نوبه خود باید گسسته‌سازی و حل گردند. به‌دلیل حرکت چرخشی ایمپلر می‌بایست شتاب کوریولیس و نیروی گریز از مرکز نیز به‌صورت ترم چشمه به معادله حرکت اضافه گردند. معادله پایستگی جرم برای سیال تراکم‌ناپذیر در جریان پایا عبارت است از:

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

معادله بقاء مومنتوم نیز به‌صورت زیر برای پمپ گریز از مرکز با فرض جریان غیرقابل تراکم و پایا ارائه می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} \left[-\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j \right] - \rho [2\bar{\Omega} \times \bar{u} + \bar{\Omega} \times \bar{\Omega} \times \bar{r}] \quad (2)$$

معادلات حاکم با استفاده از روش حجم محدود گسسته شده و حل خواهند شد. به‌دلیل این که پمپ‌های گریز از مرکز به همراه دیفیوزر از دو قسمت چرخان و ثابت تشکیل شده‌اند، باید از مرجع چرخان استفاده کرد که در این صورت جریان در ایمپلر پایا و در دیفیوزر ناپایا خواهد شد و یا از مرجع ثابت استفاده کرد که در این صورت جریان در ایمپلر ناپایا و در دیفیوزر پایا خواهد بود. استفاده از تکنیک قاب‌های مرجع چندگانه می‌تواند کمک قابل توجهی

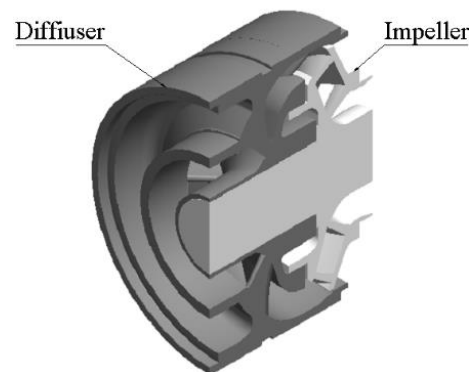


Fig. 1 3D geometry of one stage of pump modeled in Solid work

شکل 1 هندسه سه بعدی یک طبقه از پمپ مدل شده در نرم‌افزار سالیدورک

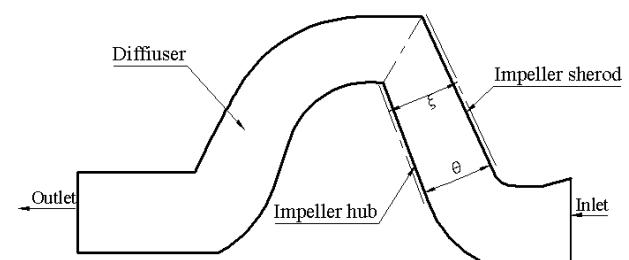


Fig.2 Meridional view of one stage of pump

شکل 2 صفحه نصف‌النهاری یک طبقه از پمپ

¹ Frozen Rotor

² Stall

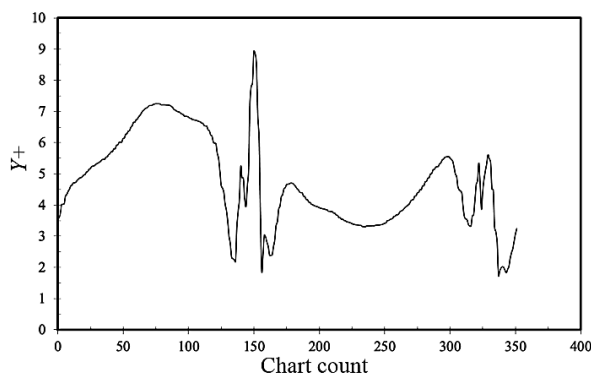


Fig.5 Y^+ distribution on the blade surface

شکل 5 توزیع Y^+ روی سطح پره

مقدار ممکن برای شبکه که کمترین زمان حل را به خود اختصاص می‌دهد دارای 3050024 المان می‌باشد و خطایی در حدود 8 درصد با داده‌های تجربی [17] دارد (جدول 1).

7- نتایج عددی و بحث

یکی از مهمترین و حساس‌ترین متغیرهای موجود در پمپ‌های گریز از مرکز، پارامتر هد می‌باشد که در این پژوهش میزان خطای آن در شبیه‌سازی نسبت به نتایج آزمایشگاهی [17]، کمتر از 1٪ و برای راندمان 8.3٪ در بهترین نقطه عملکردی پمپ به‌دست آمده است که خود بیانگر روش صحیح و نتایج دقیق حاصل از حل عددی این پژوهش در مقایسه با نتایج تجربی است. شبیه‌سازی پمپ در هفت نقطه عملکردی انجام شده است که به‌واسطه آن بتوان منحنی هد-دبی را به‌خوبی برآورد نمود (شکل 6). برای پمپ مدنظر، بهترین نقطه عملکردی یا همان نقطه طراحی، در 4000 بشکه در روز می‌باشد. برای به‌دست آوردن منحنی هد-دبی در پمپ‌های گریز از مرکز در حالت پایا، تراکم‌ناپذیر و آشفته، مقادیر فشار کل در ورودی و خروجی هندسه شبیه‌سازی شده مشخص می‌شوند و با استفاده از معادله (3) هد مربوطه محاسبه می‌شود.

Table1 Grid independency study with efficiency parameter

جدول 1 مطالعه استقلال حل از شبکه با پارامتر راندمان

تعداد المان	راندمان (%)	خطا (%)
1554536	83.66	15.66
2562086	78.02	10.02
2735595	77.11	9
2945162	76.53	8.5
3050024	76.31	8.3

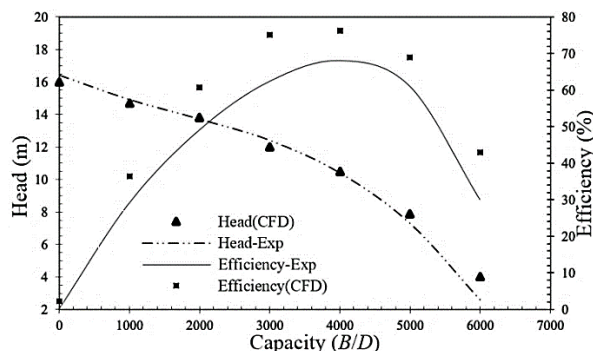


Fig.6 Pump performance diagram for experimental and numerical data

شکل 6 دیاگرام عملکردی پمپ برای داده‌های تجربی و عددی

استفاده شده است. تمامی سطوح و پره‌های ایمپلر با شرط دیوار بدون لغزش با سرعت 3500 rpm و تمامی سطوح و پره‌های دیفیوزر با شرط دیوار بدون لغزش ثابت در نظر گرفته شده‌اند. سیال به‌کار رفته در این شبیه‌سازی، آب با چگالی 998 Kg/m^3 و ویسکوزیته سینماتیکی $1 \text{ mm}^2/\text{s}$ در دمای 25 درجه سلسیوس فرض شده است.

6- شبکه‌بندی و استقلال حل از شبکه

مجموعه کامل پمپ پس از مدل‌سازی، شبکه‌بندی می‌شود. به‌منظور مدل‌سازی بهتر لایه مرزی، در نزدیکی سطوح پره‌ها، از شبکه سازمان یافته استفاده شده است و در باقی فضاهای موجود به‌دلیل هندسه پیچیده و قرارگیری سلول‌ها به بهترین شکل ممکن در فضای موجود، از شبکه بی‌سازمان با المان‌های چهاروجهی استفاده شده است (شکل 4). جهت تولید شبکه از نرم‌افزار مش‌زنی انسیس که از ماژول‌های نرم‌افزار آی‌سی‌ای‌ام استفاده می‌کند، بهره گرفته شده است. به جهت استفاده از مدل آشفتگی کا-امگا اس.اس.تی. و شبیه‌سازی دقیق لایه مرزی ضرورت دارد که مقدار پارامتر بی‌بعد Y^+ زیر 10 باشد تا بتواند زیر لایه لزج را به‌خوبی مدل کند. در شبکه تولید شده مقدار این پارامتر در محدوده 1 تا 9 تغییر می‌کند و در نتیجه از قابلیت خوبی برخوردار می‌باشد (شکل 5).

برای اطمینان از استقلال نتایج بدست آمده از شبکه تولید شده، شبکه‌بندی با اندازه‌های مختلف در نظر گرفته شده و در نقطه طراحی پمپ¹ مقدار راندمان بررسی شده است. نتایج به‌دست آمده نشان می‌دهد که بهترین

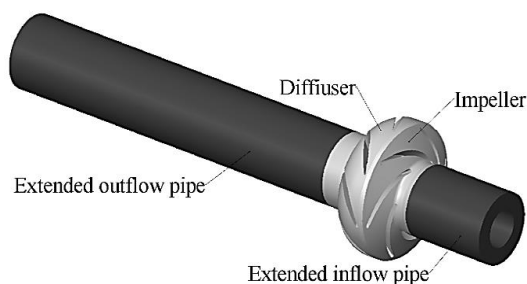


Fig. 3 Geometry of pump model used in simulation

شکل 3 مدل هندسی پمپ استفاده شده در شبیه‌سازی

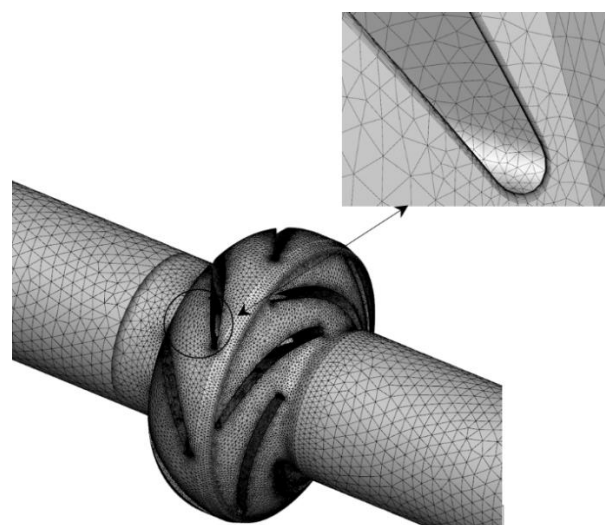


Fig. 4 Generated grid in Ansys-meshing

شکل 4 شبکه تولید شده در نرم‌افزار انسیس-مشینگ

¹ Best Performance Point(BEP)

شده تا جایی اعمال شده است که در هندسه سایر نواحی پمپ مثل دهانه ورودی پمپ تغییری حاصل نشود.

در انتها و به منظور بدست آوردن مقادیر بیشتری برای راندمان پمپ، اثر تغییر همزمان دو متغیر بر ایمپلر پمپ بررسی و دیاگرام عملکردی پمپ بهبود یافته با دیاگرام پمپ اولیه (قبل از بهبود یافتگی) مقایسه گردید. (شکل 9)

با مقایسه نمودارهای هد-دبی و راندمان-دبی نشان داده شده در "شکل 9" به راحتی می‌توان دریافت که علاوه بر افزایش مقادیر پارامترهای عملکردی پمپ مدنظر به میزان 1.6 درصد برای راندمان و 7.6 درصد برای هد، بهترین نقطه عملکردی پمپ نیز به میزان 500 بشکه در روز افزایش یافته و در 4500 بشکه در روز قرار گرفته است که باعث می‌شود پمپ از لحاظ اقتصادی بسیار مقرون به صرفه‌تر گردد.

پارامتر موثر دیگری که در توربوماشین‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد و رنج فعالیت توربوماشین را مشخص می‌کند، سرعت مخصوص می‌باشد که مقدار آن با استفاده از رابطه (5) مشخص می‌شود.

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} \quad (5)$$

طبق رابطه (5) در صورت ثابت ماندن سرعت دورانی و دبی ورودی پمپ سرعت مخصوص رابطه عکس با هد پمپ دارد. از این رو هرچه هد پمپ مقدار بیشتری باشد سرعت مخصوص پمپ پایین‌تر است. در پژوهش حاضر با در نظر گرفتن سرعت دورانی 3500 دور بر دقیقه و دبی عبوری از پمپ در بهترین نقطه عملکردی پمپ که مقدار آن $7.34 \text{ m}^3/\text{s}$ می‌باشد، سرعت مخصوص برای هندسه اولیه که هدی برابر با 10.48 متر تولید می‌کند 30.74 بوده و در مورد هندسه بهبود یافته این مقدار باتوجه به هد تولیدی 11.3 متر به 29.05 کاهش یافته است.

برای بررسی بهتر الگوی جریان درون پمپ، به‌دست آوردن کانتورهای فشار و سرعت از اهمیت زیادی برخوردار است. "شکل 10"، نشان‌دهنده توزیع فشار کل روی پره‌های ایمپلر و دیفیوزر در یک طبقه از پمپ برای هندسه اولیه و هندسه بهبود یافته می‌باشد.

همان‌طور که در "شکل 10" مشاهده می‌شود خلاء ناحیه مکش در ورودی پمپ و همچنین منطقه پرفشار درخروجی ایمپلر به‌خوبی مدل شده است. با توجه به این‌که متغیر فشار ورودی در پمپ‌های گریز از مرکز یک پارامتر مهم و تأثیرگذار در راندمان پمپ محسوب می‌شود، ملاحظه می‌گردد

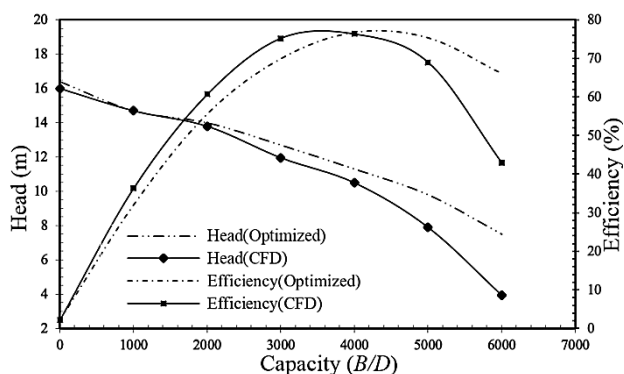


Fig.9 Pump performance diagram at BEP for primary and optimized geometry

شکل 9 دیاگرام عملکردی پمپ در دو حالت هندسه اولیه و بهبود یافته در بهترین نقطه عملکردی

$$H = \frac{P_{out} - P_{in}}{\rho g} \quad (3)$$

همچنین راندمان پمپ‌های گریز از مرکز توسط رابطه (4) محاسبه می‌گردد.

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{\gamma Q H}{P_{in}} = \frac{\gamma Q H}{\eta_{elec} \times P_{in,elec}} \quad (4)$$

در تحقیق پیش رو، برای بهبود بخشیدن در عملکرد پمپ ابتدا به بررسی تغییر در عرض گذرگاه خروجی ایمپلر پرداخته شده است و اثر این متغیر بر هد و راندمان خروجی پمپ به‌دست آورده شده است که در "شکل 7"، می‌توان روند تغییرات را مشاهده کرد.

همان‌طور که از "شکل 7" پیداست، بیشترین مقدار هد و راندمان با افزایش 1 میلی‌متری در عرض گذرگاه خروجی ایمپلر به‌دست می‌آید. در این نقطه هد به میزان 10.3 درصد افزایش یافته و همچنین مقدار راندمان نیز 0.3 درصد رشد پیدا کرده است.

پارامتر دیگری که بررسی شده است، زاویه میان هاب و شروود در گذرگاه خروجی ایمپلر می‌باشد. در "شکل 8" روند تغییرات در هد و راندمان پمپ با تغییر در این پارامتر مشاهده می‌شود.

بر مبنای نمودار "شکل 8"، بیشترین مقدار هد و راندمان در زاویه 8.25 درجه در عرض گذرگاه خروجی ایمپلر به‌دست می‌آید. در این نقطه هد به میزان 7.14 درصد افزایش یافته و همچنین مقدار راندمان نیز 1.3 درصد رشد پیدا کرده است.

گفتنی است، همان‌طور که در "شکل 8" مشاهده می‌گردد، هر دو نمودار دارای نقطه اکسترمم نیستند و حداکثر مقدار ممکن تغییر در پارامترهای ذکر

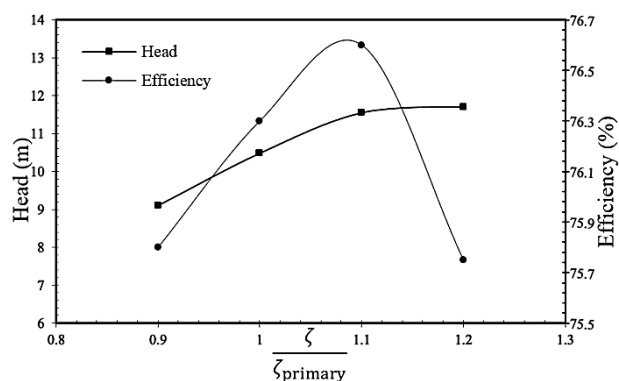


Fig. 7 Variations of head and efficiency versus the width of impeller output passage

شکل 7 تغییرات هد و بازده نسبت به عرض گذرگاه خروجی ایمپلر

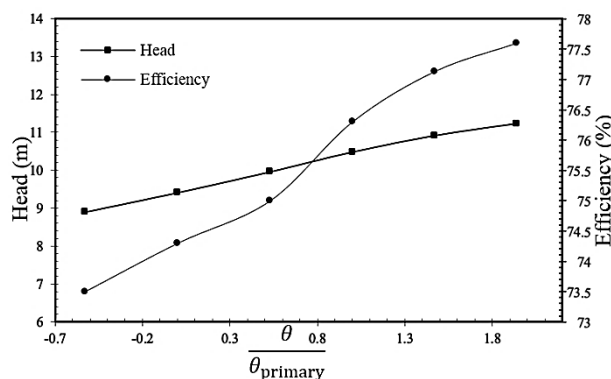
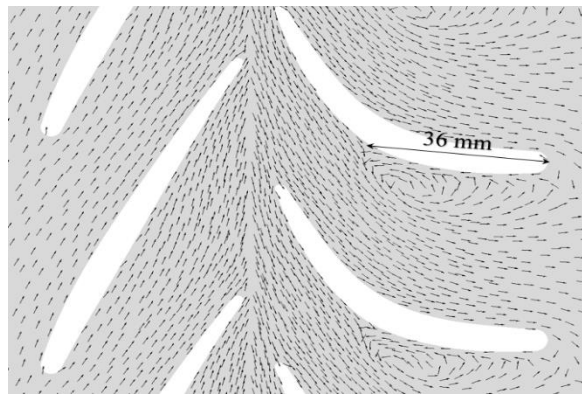


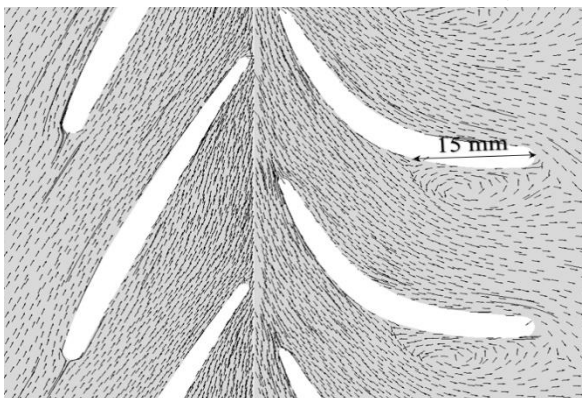
Fig. 8 Variations of Head and efficiency versus the angle between hub and shroud at impeller output passage

شکل 8 تغییرات هد و بازده نسبت به زاویه هاب و شروود در گذرگاه خروجی ایمپلر



A. Primary geometry

الف هندسه اولیه



B. Optimized geometry

ب هندسه بهبود یافته

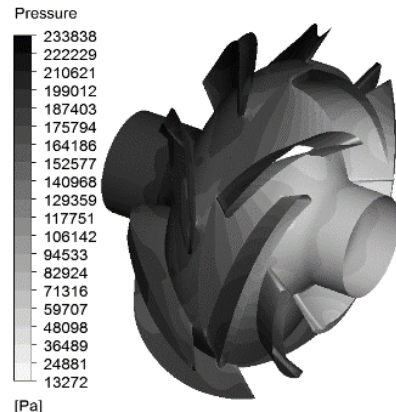
Fig. 11 Velocity vectors for one stage at BEP at 50% span for primary and optimized geometry

شکل 11 بردارهای سرعت بر روی یک طبقه از پمپ در 50% اسپن پره در بهترین نقطه عملکردی پمپ برای هندسه اولیه و بهبود یافته

"شکل 12" نشان دهنده توزیع فشار کل روی سطح یک پره از ایمپلر و دیفیوزر در 50 درصد اسپن پره پمپ در دور 3500 دور بر دقیقه و مقایسه کارایی پره در دو حالت هندسه اولیه و بهبود یافته پمپ می‌باشد. از بررسی نمودارهای مربوط به "شکل 13" می‌توان دریافت که در حالت هندسه بهبود یافته، عملکرد پره چه در ایمپلر و چه در دیفیوزر در فشار بالاتری نسبت به حالت هندسه اولیه انجام شده است، که در پره دیفیوزر افزایش فشار بیشتر می‌باشد. همچنین با به دست آوردن مساحت زیر نمودار ها در "شکل 13"، میزان کارایی پره را می‌توان مشخص نمود. در ایمپلر عملکرد پره با کاهش 5.77 درصدی و در پره دیفیوزر با افزایش 9.23 درصدی مواجه شده است. با آنالیز نمودارهای به دست آمده برای توزیع فشار روی پره های ایمپلر و دیفیوزر می‌توان فهمید که اصلاح هندسه پمپ در ایمپلر با فدا کردن کارایی پره ایمپلر به میزان اندک باعث رشد مناسب کارایی پره دیفیوزر گردیده است که برآیند این دو، در نهایت باعث بهبود در عملکرد پمپ شده است.

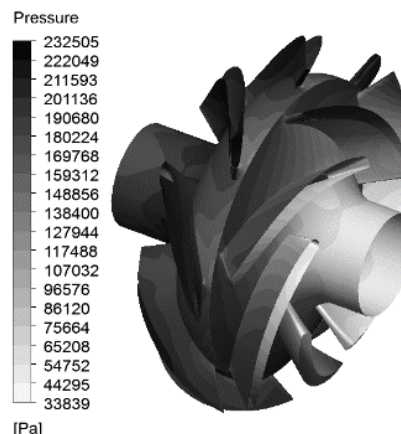
8- جمع بندی و نتیجه گیری

در این تحقیق به مطالعه عددی و شبیه سازی جریان درون یک طبقه از پمپ گریز از مرکز ای.اس.پی با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی در بهترین نقطه کارکرد پمپ برای هندسه اولیه و هندسه بهبود یافته پمپ با تغییر در زاویه میان هاب و شروود و تغییر در عرض گذرگاه خروجی جریان در ایمپلر پرداخته شد. نتایج حاصل از پژوهش به صورت زیر می‌باشند:



A. Primary geometry

الف هندسه اولیه



B. Optimized geometry

ب هندسه بهبود یافته

Fig. 10 Total pressure distribution for one stage at BEP for primary and optimized geometry.

شکل 10 توزیع فشار کل بر روی یک طبقه از پمپ در بهترین نقطه عملکردی برای هندسه اولیه و بهبود یافته.

که مقدار این فشار در هندسه بهبود یافته نسبت به هندسه اصلی پمپ مقدار کمتری دارد و پمپ مکش بهتری پیدا کرده است. نکته قابل توجه دیگر در این نوع از پمپ ها این می‌باشد که در هیچ جای پمپ فشار منفی به وجود نیامده است و این بدان معناست که پمپ های ای.اس.پی دچار پدیده مخرب کاویتاسیون¹ نمی گردند. همچنین، در هندسه بهبود یافته منطقه پرفشار ناحیه بیشتری را نسبت به هندسه اولیه در برگرفته است یعنی پره های ایمپلر توانسته اند انرژی بیشتر و فشار بیشتری به سیال وارد کنند.

"شکل 11"، بردارهای سرعت را در یک طبقه از پمپ در بهترین نقطه عملکردی نشان می‌دهد. همان طور که از این شکل پیداست ناحیه جدایش جریان تنها در پره های دیفیوزر رخ داده و با تغییر در هندسه ایمپلر و استفاده از هندسه بهبود یافته، طول ناحیه جدایش به میزان قابل توجه و در حدود 58 درصد نسبت به هندسه اولیه کاهش داشته است. این موضوع، نشان دهنده اصلاح الگوی جریان به جهت بالابردن راندمان پمپ در هندسه بهبود یافته می‌باشد.

بررسی نمودارهای مربوط به توزیع فشار کل روی پره ایمپلر و دیفیوزر یکی دیگر از روش هایی می‌باشد که می‌توان به وسیله آن ها تحلیل بهتر و دقیق تری از عملکرد پمپ مدنظر و بخصوص کارایی پره های پمپ که نقش اصلی را در انتقال انرژی به سیال ایفا می کنند داشت.

¹ Cavitation

D	روز (s)
g	شتاب گرانش (ms^{-2})
H	هد پمپ (m)
P	فشار کل (Pa)
Q	دبی پمپ ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)
r	برداری موقعیت (m)
u	مولفه برداری سرعت (ms^{-1})
X	دستگاه مختصات
sst	مدل انتقال تنش برشی

علائم یونانی

γ	وزن مخصوص (Nm^{-3})
ζ	فاصله میان صفحات هاب و شروود
η	راندمان
θ	زاویه میان صفحات هاب و شروود
μ	لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
Ω	سرعت دورانی (rpm)

بالانویس‌ها

—	متوسط زمانی
→	برداری مکانی
/	مشقت زمانی

زیرنویس‌ها

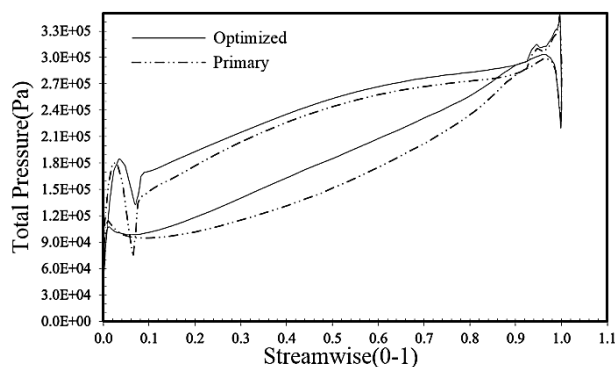
i	مولفه یک‌ه برداری در جهت x
j	مولفه یک‌ه برداری در جهت y
in	ورودی
out	خروجی
elec	الکتریکی

10- تقدیر و تشکر

در این‌جا لازم است از شرکت محترم دمیکو بخصوص مدیرعامل محترم آن، جناب آقای مهندس سعید ارجمند که امکانات لازم را در جهت رفع موانع این پژوهش فراهم کردند تقدیر و تشکر شود.

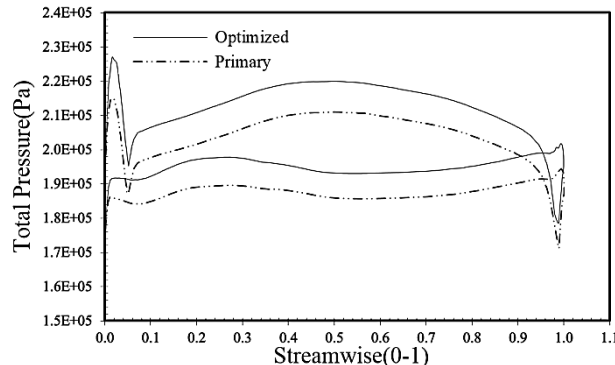
11- مراجع

- [1] G. Takacs, *Electrical Submersible Pump Manual, Design, Operations and Maintenance*: Access Online Via Elsevier 2009, <http://www.glossary.connect.slb.com>
- [2] M. Gugau, Transient impeller volute interaction in a centrifugal pump, *fg TurboMachine and Fluidantribstechnik*, Vol. 30, No. 6, pp. 42-47, 2003.
- [3] W. Zhou, Z. Zhao, T. S. lee, S. H. Winoto, Investigation of flow through centrifugal pump impellers using computational fluid dynamics, *The International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 9, No. 5, pp. 49-61, 2003.
- [4] M. Gölçü, Y. Pancar, Y. Sekmen, Energy saving in a deep well pump with splitter blade, *Energy Conversation and Management*, Vol. 47, No. 5, pp. 638-651, 2006.
- [5] K. Chea, T. S. Lee, S. H. Winoto, Numerical flow simulation in a centrifugal pump at design and off design condition, *The International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 35, No. 10, pp. 98-105, 2007.
- [6] M. A. Zoljanahi, S. Zirak, Numerical simulation of fluid flow in a centrifugal pump at design point and off-design condition, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 12, pp. 88-98, 2016. (in Persian)



A. Impeller blade

الف پره ایمپلر



B. Diffuser blade

ب پره دیفیوزر

Fig. 12 Comparison of total pressure distribution on impeller and diffuser blade at BEP at 50% span for primary and optimized geometry
شکل 12 مقایسه توزیع فشار کل روی پره ایمپلر و دیفیوزر در 50% اسپن پره در بهترین نقطه عملکردی پمپ برای هندسه اولیه و بهبود یافته.

(1) نتایج به‌دست آمده از شبیه‌سازی، مطابقت قابل‌قبولی با نتایج تجربی از خود نشان داد. این امر بیانگر آن است که روش‌های عددی وسیله مناسبی برای تحلیل توربوماشین‌ها می‌باشند و باعث صرفه‌جویی در وقت و هزینه نسبت به روش‌های تجربی می‌شوند.

(2) تغییر در هندسه پمپ به‌واسطه تغییر در عرض گذرگاه خروجی جریان در ایمپلر، تأثیر بیشتری بر هد نسبت به اثر آن روی راندمان پمپ ایفا می‌کند. (3) با تغییر در زاویه میان هاب و شروود و افزایش آن، هد و راندمان پمپ همزمان سیر صعودی داشته و تغییر پارامتر مورد بررسی تا جایی انجام می‌شود که هندسه سایر نواحی پمپ دست‌خوش تغییر نشوند.

(4) تغییر در هندسه پمپ به‌واسطه تغییر همزمان در دو پارامتر، فاصله و زاویه میان هاب و شروود در ایمپلر، سبب افزایش محدوده کارکرد پمپ در ظرفیت‌های بالاتری شده و به‌واسطه آن نقطه عملکرد بهینه پمپ از 4000 بشکه در روز به 4500 بشکه در روز افزایش یافت.

(5) کاهش ناحیه جدایش جریان روی پره دیفیوزر در حدود 58 درصد در حالت بهبود یافته نسبت به حالت اولیه منجر به بهبود عملکرد پمپ می‌شود. (6) توزیع فشار روی پره‌های ایمپلر و دیفیوزر نشان داد که پمپ بهبود یافته در محدوده فشار بالاتری نسبت به پمپ اولیه چه در بخش ایمپلر و چه در بخش دیفیوزر کار می‌کند. البته قابل ذکر است که به‌واسطه تغییرات هندسی اعمال شده از کارایی پره ایمپلر به مقدار 5.77 درصد نسبت به حالت اولیه کاسته شده و کارایی پره دیفیوزر به مقدار 9.23 درصد افزایش یافته است.

9- فهرست علائم

B بشکه (m^3)

- 35-41, 2010.
- [12] M. H. Shojaeefard, M. Tahani, M. B. Ehghaghi, Numerical study of the effects of some geometrics characteristic of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid, *Computers & Fluids*, Vol. 60, No. 1, pp. 61-70, 2012.
- [13] W. G. Li, Impeller trimming of an industrial centrifugal viscous oil pump, *International Journal of Advanced Design and Manufacturing Technology*, Vol. 5, No. 1, pp. 1-10, 2012.
- [14] M. H. Shojaeefard, M. Tahani, A. Khalkhali, M. B. Ehghaghi, H. Fallah, M. Beglari, A parametric study for improving the centrifugal pump impeller for use in viscous fluid pumping, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 2, pp. 197-206, 2013.
- [15] F. R. Menter, Two-Equations Eddy-Viscosity *Turbulence Models For Engineering Applications*, Vol. 32, No. 3, pp. 605-620, 1994.
- [16] E. I. Behery, S. M. Hamed, Comparative study of turbulence models performance for separating flow in a planar asymmetric diffuser, *Compute Fluids*, Vol. 1, No. 44, pp. 48-57, 2011.
- [17] REDA Electric Submersible Pump Technology, ESP Catalogue, pp. 208-209, 2007.
- [7] E. C. Bacharouids, A. E. Filios, M. D. Mentzos, D. P. Margaritis, Parametric study of a centrifugal pump impeller by varying the outlet blade angle, *The Open Mechanics Engineering Journal*, Vol. 2, No. 1, pp. 75-83, 2008.
- [8] K. K. Klimovskii, Improving the efficiency of a centrifugal pump, *Thermal Engineering (English Translation of Teplo Energetika)*, Vol. 55, pp. 245-253, 2008.
- [9] C. W. S. Maitelli, V. M. Bezerra, W. Mata, Simulation of flow in a centrifugal pump of esp system using computational fluid dynamics, *Brazilian Journal of Petroleum and Gas*, Vol. 4, No. 1, pp. 1-9, 2010.
- [10] M. B. Ehghaghi, M. Vajidi, 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)
- [11] A. Walk, Hydraulic efficiencies of impeller and pump obtained by means of theoretical calculations and laboratory measurement for high speed impeller pump with open flow impeller with radial blades, *The International Journal of Machines*, Vol. 4, No. 2, pp.