

طراحی مجدد پروانه‌ی یک پمپ گریز از مرکز با هدف بهبود بازدهی آن

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و مهندسی گلپایگان، گلپایگان،

ایران

دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و مهندسی گلپایگان، گلپایگان، ایران

محمد کمالی

ابوالحسن عسگر شمسى*

چکیده

امروزه پمپ‌های گریز از مرکز به عنوان یکی از اجزای مهم و اصلی صنایع مختلف به شمار می‌آید، لذا بهبود بازدهی آنها دارای اهمیت است. در این مقاله، با حل عددی جریان سه بعدی و آشفتنه سیال عامل آب در شرایط پایا و تراکم ناپذیر، با شرط عدم لغزش روی سطوح تیغه‌ها، در نرم‌افزار ANSYS 16.0 عوامل موثر در افت‌های جریان و افزایش بازدهی پروانه یک پمپ گریز از مرکز بررسی می‌شود. سپس با بهینه‌سازی این پارامترها، بازدهی آن افزایش می‌یابد. بدین منظور، پارامترهای تعداد تیغه‌ها، زوایا و ضخامت‌های ورودی و خروجی آن‌ها، بررسی می‌گردد. جهت اعتبارسنجی حل عددی، نتایج حاصله با منحنی‌های مشخصه ارائه شده توسط شرکت سازنده‌ی پمپ، مقایسه می‌شود. با تغییرات ایجاد شده در پروانه پمپ، بازده آن تا میزان حداکثر ۴۸ درصد، افزایش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: پمپ گریز از مرکز، پروانه، هد، بازده.

Centrifugal Pump Impeller Redesign to Improve Its Efficiency

M. Kamali

Department of Mechanical Engineering, Golpayegan University of Technology, Golpayegan, Iran

A. Asgarshamsi

Department of Mechanical Engineering, Golpayegan University of Technology, Golpayegan, Iran

Abstract

Nowadays, the centrifugal pumps are one of the essential components of various industries. So improving their efficiency is so important. In this paper, the effective parameters in flow losses and increasing the efficiency of a centrifugal pump impeller have been investigated by numerical solution of three-dimensional turbulent flow of water fluid in a steady-state, incompressible and no-slip condition on the walls and the surfaces of the vanes using ANSYS 16.0 software. Optimizing these parameters has led to increasing the pump efficiency. For this purpose, the parameters such as the number of the impeller vanes, inlet and outlet angles and leading and trailing edge thicknesses, have been studied. To validate the numerical solution, the provided results are compared with the pump characteristic curves of Manufacturer Company. With the change in the pump impeller design, the efficiency of the pump has been increased to 48 percent.

Keywords: Centrifugal Pump, Impeller, Head, Efficiency.

می‌آیند. این پمپ‌ها علیرغم محاسن متعدد، دارای معایبی نیز هستند. از جمله معایب هیدرودینامیکی^۲ این پمپ‌ها می‌توان به پایین بودن هد^۳ فشاری و کاهش بازده در دبی بالا اشاره کرد [۱]. لذا در این مقاله پس از استخراج هندسه یک پمپ گریز از مرکز و ایجاد یک شبکه محاسباتی ساختاریافته مناسب، با حل عددی جریان سه بعدی سیال عامل آب در شرایط پایا و با استفاده از شرط عدم لغزش^۴ بر دیواره‌ها و روی سطوح تیغه‌ها، عوامل موثر در افت جریان در یک پروانه پمپ گریز از مرکز بررسی شده و با مطالعه موردی پارامترهای موثر و انتخاب مقادیر بهینه آن‌ها تلاش می‌شود در دبی‌های بالا به مقدار بازده آن افزوده شود.

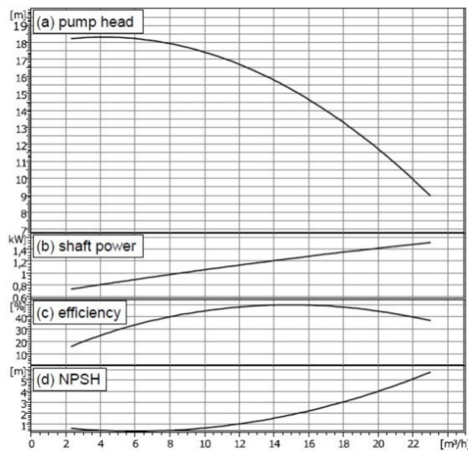
۲- مروری بر ادبیات موضوع

با توجه به کاربرد فراوان پمپ‌های گریز از مرکز و گستره‌ی وسیع آنها در صنایع مختلف، افزایش بازدهی آنها حائز اهمیت است. از این رو جهت افزایش بازده آنها، از ابتدای ابداعشان تاکنون مطالعاتی انجام شده که این مطالعات قبل از اختراع رایانه‌ها و شبیه‌سازی‌های امروزی، بصورت تجربی و مبتنی بر سعی و خطا بوده است. انجام چنین

۱- مقدمه

به طور کلی، پمپ‌ها به انواعی از ماشین‌ها اطلاق می‌شود که انرژی مکانیکی را از یک منبع خارجی اخذ و به مایعی که از آن عبور می‌کند، انتقال می‌دهد. در نتیجه این انتقال انرژی، انرژی سیال بعد از خروج از ماشین افزایش می‌یابد. از پمپ‌ها برای انتقال سیال به یک ارتفاع هندسی معین و یا حرکت سیال در مدارهای مختلف هیدرولیکی و سیستم‌های لوله‌کشی و بطور کلی انتقال سیال از نقطه‌ای به نقطه‌ی دیگر استفاده می‌شود. مشخصات هیدرولیکی مدارهای مختلف و همچنین خصوصیات فیزیکی و شیمیایی سیال از نظر لزجت^۱، وزن مخصوص، دما، خوردگی و همچنین وجود ناخالصی‌های همراه با سیال و سرانجام مقدار حجم عبوری سیال از پمپ در واحد زمان و فشار مورد نیاز، سبب شده است تا انواع پمپ‌ها با ساختمان و نحوه عملکرد مختلف، تولید شود. یکی از رایج‌ترین و پرکاربردترین انواع پمپ‌ها، پمپ‌های گریز از مرکز است. این پمپ‌ها برای انتقال یا افزایش فشار سیال در مواردی که هد آن زیاد و دبی آن کم است، بکار می‌روند. از آنجا که این پمپ‌ها همواره مقدار مشخصی از دبی سیال را در یک فشار ثابت و در هر موقعیتی تأمین می‌کنند، پمپ‌های ایده‌آلی به شمار

² Hydrodynamics³ Head⁴ No Slip¹Viscosity



شکل ۲- نمودارهای هد، قدرت محور، بازدهی و NPSH در برابر دبی حجمی [۶]

در پژوهش لیمباخ [۶]، شبیه‌سازی عددی برای قسمت‌های پروانه، پوسته حلزونی و همچنین لوله‌های مکش و فشار انجام شد. لقی بین تیغه، هاب^۲ و شراد^۳ کوچک بوده و از آن صرف‌نظر گردید. همچنین سیال عامل در دمای ثابت فرض شده و از حل معادله انرژی صرف نظر شد. اثرات اغتشاش در جریان با مدل آشفتگی^۴ SST و ضریب تابع دیوار^۵ به صورت خودکار اعمال شده است. همچنین شبیه‌سازی برای سه حالت نرخ جریان (بار جزئی، اسمی و اضافه بار) انجام شد.

سونگ کیم و همکارانش عوامل تاثیر گذار در طراحی یک پمپ گریز از مرکز را با روش دینامیک سیالات محاسباتی و نرم‌افزار ANSYS در صفحه نصف‌النهاری یک پمپ گریز از مرکز بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که زاویه ورودی و زاویه خروجی تیغه، مهمترین پارامترهای تاثیرگذار بر عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز است [۷].

لینگ ژو و همکارانش به منظور بهبود عملکرد هیدرودینامیکی پمپ‌های گریز از مرکز، شبیه‌سازی‌هایی را با روش دینامیک سیالات محاسباتی و با استفاده از معادلات حاکم ناویر - استوکس در نرم‌افزار ANSYS و مدل جریان آشفته (SST) $K - \omega$ انجام داده‌اند. ایشان پس از مقایسه نتایج حاصل با داده‌های تجربی، با تغییرات انجام شده بازده و هد پمپ را به ترتیب ۵/۴ و ۵/۹ درصد افزایش دادند [۸].

راجندران و پوروشوسامان معادلات ناویر - استوکس تراکم‌ناپذیر را بر روی یک شبکه بدون ساختار، در پروانه یک پمپ گریز از مرکز، توسط نرم‌افزار ANSYS حل کرده و فاکتورهای موثر بر بازدهی پمپ از جمله فشار را در چند نقطه از هندسه شبیه‌سازی شده بررسی نمودند [۹].

موتالی و همکارانش با استفاده از نرم‌افزار ANSYS هندسه یک پمپ گریز از مرکز را با یک شبکه بدون ساختار و با مدل جریان آشفته $k - \epsilon$ در شرایط پایا برای یک سیال تراکم‌ناپذیر و با خواص ثابت شبیه‌سازی کرده و هد، توان، بازده و پدیده کاویتاسیون را در دوره‌های ۷۰۰۰، ۷۷۰۰، ۸۴۰۰ و ۹۱۰۰ دور بر دقیقه بررسی نمودند [۱۰].

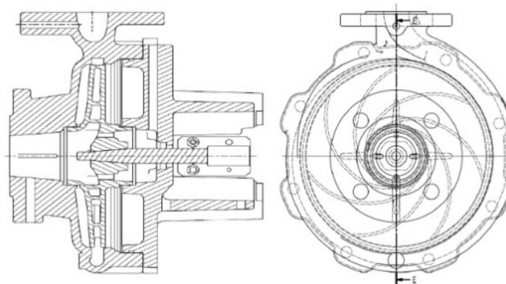
آزمایش‌هایی به ویژه برای پمپ‌ها نه تنها عاری از خطا نبوده، بلکه بسیار پرهزینه است. امروزه با توسعه علوم و فن‌آوری‌های نو و روش‌های نوین مطالعاتی، روش‌های سعی و خطا، جایگاه خود را به شبیه‌سازی‌های مدرن و قدرتمند داده است. یکی از روش‌های مطالعه و بررسی رفتار سیال درون پمپ‌های گریز از مرکز، استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی است. این روش نسبت به مطالعات آزمایشگاهی دارای امتیازاتی است. از جمله‌ی این مزایا می‌توان به سرعت بالای طراحی و نتیجه‌گیری، هزینه‌های بسیار پایین نسبت به ساخت و آزمایش نمونه‌ی واقعی، توانایی شبیه‌سازی در شرایط سخت و جمع‌آوری اطلاعاتی بسیار کامل‌تر نسبت به روش تجربی اشاره کرد.

آناگنوستوپولوس دو هندسه مختلف از پره‌های پمپ گریز از مرکز را با گسسته‌سازی معادلات با روش حجم کنترل و با مدل جریان آشفتگی $k - \epsilon$ شبیه‌سازی کرده و راندمان پمپ گریز از مرکز را در زوایای مختلف ورودی و خروجی پروانه بررسی نمود [۲].

احمد بلاری و همکارش، با استفاده از معادلات ناویر - استوکس متوسط‌گیری شده، جریان سه‌بعدی و آشفته را برای سه سیال عامل آب، گازوئیل و نفت خام با مدل $k - \epsilon$ برای پمپ‌های گریز از مرکز شبیه‌سازی کردند. ایشان با بررسی و تغییر زوایای ورودی و خروجی پروانه، بازدهی آن را تا ۲/۲۳٪ افزایش دادند [۳].

حمید صدیق و همکارش نیز جریان را در پمپ‌های گریز از مرکز با استفاده از شبکه‌بندی محاسباتی بدون ساختار و حل سه بعدی معادلات ناویر - استوکس و مدل جریان آشفتگی $k - \epsilon$ شبیه‌سازی کردند. آنها با بررسی هندسه و زاویه‌های مختلف پره‌ها در یک الگوریتم ژنتیک، بازدهی و هد پمپ را به ترتیب ۳/۲٪ و ۸/۹٪ افزایش دادند [۴].

فیلیپ لیمباخ^۱ و همکارانش، شبیه‌سازی کاویتاسیون جریان برای یک پمپ گریز از مرکز ساخت شرکت WILO-SE (۵) را بررسی نمودند [۶]. سطح مقطع این پمپ با سرعت مخصوص پایین در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱- سطح مقطع پمپ گریز از مرکز [۶]

در شکل ۲ اطلاعات شرکت سازنده در قالب تغییرات هد، قدرت محور، بازده و NPSH در برابر دبی حجمی جریان پمپ آورده شده است.

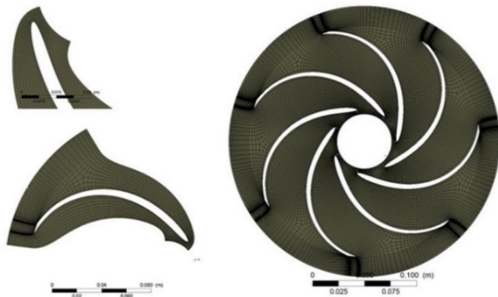
² Hub
³ Shroud
⁴ Shear Stress Transport
⁵ Wall-function

¹Phillip Limbach

هندسه این پروانه برای قطر خارجی ۲۲۲، قطر ورودی ۵۰، ضخامت پره ۳، پهنای خروجی ۵/۹۲ میلی‌متر و زاویه ورودی تیغه ۱۸ درجه و زاویه خروجی ۲۳ درجه و تعداد ۷ تیغه برای سرعت دورانی ۱۴۵۰ rpm و برای سیال پایه آب با دبی ۱۵ مترمکعب بر ثانیه در نرم‌افزار CF-Turbo 10.1.1 طراحی شده است. لازم بذکر است که برای بررسی دقیق‌تر پارامترهای موثر در طراحی پروانه از ایجاد هندسه و شبیه‌سازی قسمت‌های لوله ورودی، محفظه حلزونی و لوله خروجی صرف‌نظر شده است.

۵- ساخت شبکه محاسباتی

در این پژوهش، برای ساخت شبکه محاسباتی از نرم‌افزار Turbo-Grid در ANSYS Workbench استفاده شده است. هندسه توسط نرم‌افزار Turbo-Grid با کنترل فشردگی در لایه مرزی^۳ متناسب با اندازه مش^۴ و با تعیین اندازه المان در نزدیک دیواره^۵ با تنظیم مقدار Y⁺ شبکه‌بندی شده و شبیه‌سازی اولیه انجام و نتایج بررسی گردید. شکل ۴، شبکه محاسباتی ایجاد شده و شبکه‌بندی اعمال شده برای یک تیغه و تمام پروانه را نشان می‌دهد.



شکل ۴- شبکه‌بندی برای یک تیغه و کل پروانه

۶- حل عددی و شبیه‌سازی

برای شبیه‌سازی ابتدا تنظیمات اولیه و شرایط مرزی برای ناحیه حل در محیط CFX-Pre، برای شبکه محاسباتی وارد شده اعمال می‌شود. ناحیه حل شامل یک مجموعه تناوبی^۶ از تیغه، گذرگاه^۷، هاب، شرا، ورودی، خروجی و ... است. این تنظیمات برای پمپ مورد بررسی، سرعت دورانی ۱۴۵۰ rpm در شرایط پایا^۸، شرط عدم لغزش^۹ روی دیواره‌ها و تیغه‌ها و با توجه به عدد رینولدز^{۱۰}، جریان آشفته در نظر گرفته می‌شود.

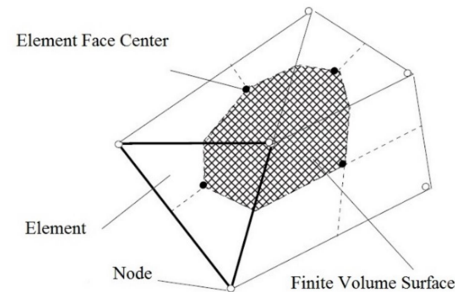
شرایط مرزی بر اساس مرجع [۶] به صورت نرخ حجمی جریان ورودی ۱۵ m³/hr و فشار استاتیک خروجی ۱۵۰ kPa در نظر گرفته شده است. حل جریان آشفته در این شبیه‌سازی با مدل دو معادله‌ای k - ε انجام شده و با توجه به شرایط عمومی کاربرد پمپ‌ها که سیال عامل در دمای تقریباً ثابت است، از حل معادله انرژی صرف‌نظر شده است. در تنظیمات پیش حلگر، برای حل معادلات جابجایی و معادلات جریان

³ Boundary Layer Refinement Control
⁴ Proportional to Mesh Size
⁵ Near Wall Element Size Specification
⁶ Periodic
⁷ Passage
⁸ Steady State
⁹ No Slip

ژبان‌وو لو و همکارانش، عوامل موثر در افزایش بازده یک پمپ گریز از مرکز را مورد بررسی قرار داده و پس از مقایسه با داده‌های تجربی به این نتیجه رسیدند که عوامل و فاکتورهای واقع در ورودی پره‌ها نظیر هندسه و زاویه ورودی پره‌ها در بازده پمپ گریز از مرکز بسیار تاثیرگذار هستند [۱۱].

۳- حل معادلات حاکم

در این پژوهش از روش دینامیک سیالات محاسباتی و برای شبیه‌سازی از نرم‌افزار ANSYS 16.0 استفاده می‌شود. در این نرم‌افزار برای حل عددی، ابتدا محدوده فضای حل با استفاده از شبکه محاسباتی به حجم‌های کنترل محدود، تقسیم شده سپس معادلات حاکم شامل معادلات ناویر-استوکس^۱، انرژی و ... برای تمام حجم‌های کنترل، حل شده به طوری که بقاء جرم، تکانه^۲، انرژی و ... برای تمام حجم‌های کنترل برقرار باشد. شکل ۳ یک حجم کنترل را نشان می‌دهد. در این شکل شبکه معمولی با عمق واحد، نشان داده شده است [۱۲].



شکل ۳- حجم کنترل مورد استفاده در نرم‌افزار ANSYS [۱۲]

۴- ساخت هندسه

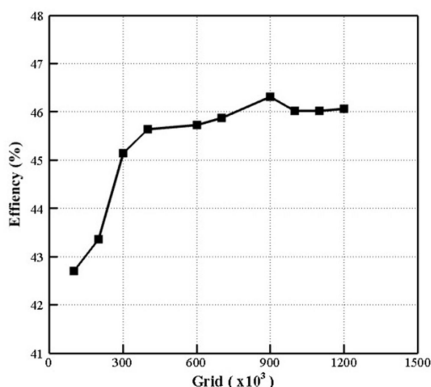
با توجه به قدرت و دقت بالای نرم‌افزار CF-Turbo 10.1.1، تولید هندسه پروانه‌ی پمپ مورد بررسی در مرجع [۶]، به کمک این نرم‌افزار انجام شده است. بدین منظور از داده‌های جدول ۱ برای تولید هندسه استفاده شده است.

جدول ۱- ابعاد اصلی پروانه پمپ و مشخصات کاری آن [۶]

Wilco- SE	شرکت سازنده
۲۲۲mm	قطر خارجی پروانه
۵/۹۲mm	پهنای خروجی پروانه
۵۰mm	قطر دهانه مکش
۳۲mm	قطر دهانه خروجی
۱۲	سرعت مخصوص
۱۴۵۰ rpm	سرعت دورانی اسمی
۱/۵kW	توان مصرفی اسمی
۱۵m ³ h ⁻¹	نرخ دبی جرمی اسمی
٪۵۰	بازده

¹ Navier-Stocks
² Momentum

شکل ۶ نمودار تغییرات بازده خروجی را در برابر شبکه محاسباتی ایجاد شده نشان می‌دهد.

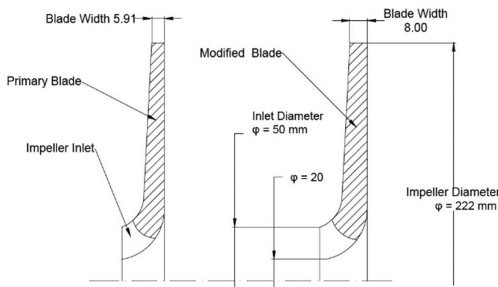


شکل ۶- نمودار تغییرات بازدهی برای تعداد مش‌های مختلف

با توجه به شکل ۶ مشاهده می‌شود که تا تعداد 400×10^3 گره محاسباتی، مقادیر بازده پمپ برای شبیه‌سازی‌های انجام شده به صورت کاملاً تصاعدی افزایش یافته است. از تعداد 400×10^3 تا 900×10^3 مقادیر بازده با شیب ملایم‌تری افزایش داشته اما از 900×10^3 تا 1200×10^3 ، با افزایش تعداد شبکه، بازده به مقدار ثابتی همگرا می‌شود. لذا با توجه به مطالب ذکر شده، می‌توان بهترین شبکه محاسباتی را برای این هندسه تعداد کل المان 1203318 و تعداد کل نودهای 1303349 در نظر گرفت.

۷- تاثیر پهنای خروجی پروانه در بازدهی پمپ

با بررسی ظاهری هندسه اولیه‌ی و ابعاد پروانه‌ی پمپ و مقایسه آن با سایر پروانه‌های دیگر با بازدهی بیشتر، پیش‌بینی می‌شود که با افزایش پهنای خروجی، بازده پمپ نیز افزایش یابد. لذا هندسه جدیدی با همان ابعاد هندسه اولیه، تولید و فقط پهنای خروجی تیغه به اندازه $2/08$ میلی‌متر افزایش داده شد و شبیه‌سازی برای سه حالت شرایط مرزی در دبی‌های $15, 10, 20$ متر مکعب در ساعت، انجام گرفت. در شکل ۷، در سمت چپ هندسه‌ی اولیه و در سمت راست هندسه‌ی تغییر یافته ارائه می‌شود.



شکل ۷- تفاوت پهنای خروجی تیغه‌ها در هندسه‌ی اولیه و تغییر یافته

با افزایش پهنای تیغه‌ها در خروجی پروانه، با توجه به شکل ۸، هد پمپ بصورت کاملاً تصاعدی افزایش یافته است. علت اصلی این اختلاف را می‌توان عدم تناسب بین ابعاد پروانه و پهنای تیغه‌ها، در هندسه‌ی

آشفته از طرح وضوح بالا^۱ استفاده شده و برای کنترل همگرایی^۲، تعداد 1000 تکرار و برای معیار همگرایی، محدوده 10^{-7} در نظر گرفته شده است.

در مرحله حل، شبیه‌سازی برای تنظیمات و شرایط مرزی ذکر شده، با یک رایانه 8 هسته‌ای Core i 7 و حافظه‌ی 8 GB، به مدت 10^4 $2/0124 \times$ ثانیه انجام شد. شبیه‌سازی برای دبی‌های $3, 5, 7, 10, 12$ ، $15, 18, 20$ و 22 مترمکعب در ساعت با شرایط حل یکسان انجام شده و نتایج استخراجی شامل هد و بازده با داده‌های مرجع و منحنی‌های مشخصه سازنده مقایسه شده است.

در شکل ۵، نتایج به‌دست آمده از شبیه‌سازی برای مقادیر هد، با مرجع [۶] مقایسه شده است. لازم بذکر است که هد و توان هیدرولیکی از معادله اولی پمپ به ترتیب از روابط (۱) و (۲) و بازده نیز از رابطه (۳) محاسبه می‌شود.

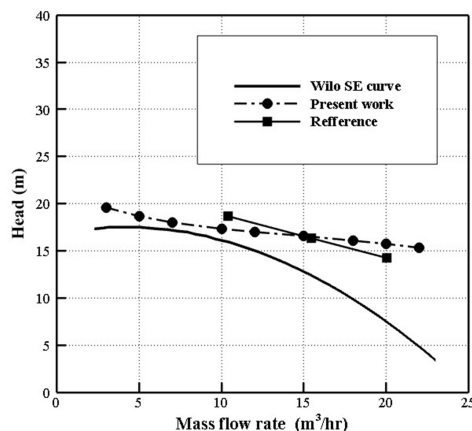
$$H = \frac{\Delta P_{tot}}{\rho g} = \frac{P_{t_{out}} - P_{t_{in}}}{\rho g} [m] \quad (1)$$

$$P_{hyd} = \rho g Q H [kW] \quad (2)$$

$$\eta = \frac{P_{hyd}}{P_w} \quad (3)$$

در این روابط، $P_{t_{in}}$ فشار کل ورودی، $P_{t_{out}}$ فشار کل خروجی، ρ چگالی، g شتاب جاذبه، Q دبی بر حسب مترمکعب در ساعت و P_w توان مصرفی پمپ برابر $1/5$ کیلووات می‌باشد [۲].

باید توجه داشت که شبیه‌سازی مرجع [۶]، در سه نقطه و در دبی‌های حجمی $10, 15$ و 20 مترمکعب در ساعت انجام گرفته در حالیکه در کار حاضر، شبیه‌سازی برای 9 دبی مختلف انجام شده است.



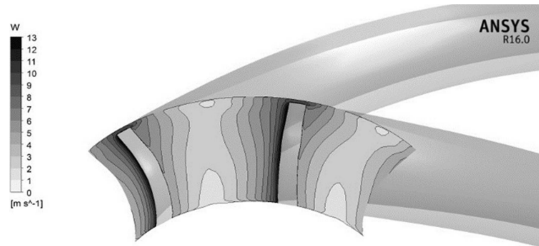
شکل ۵- مقادیر هد بر حسب دبی حجمی

جهت سازگاری و پایداری روش حل عددی، جواب حاصل باید مستقل از تعداد شبکه محاسباتی باشد. لذا برای شروع شبیه‌سازی، استقلال حل از شبکه بررسی شده است. برای این کار شبیه‌سازی برای 10 شبکه‌بندی مختلف انجام شده و نتایج مورد بررسی قرار گرفته است.

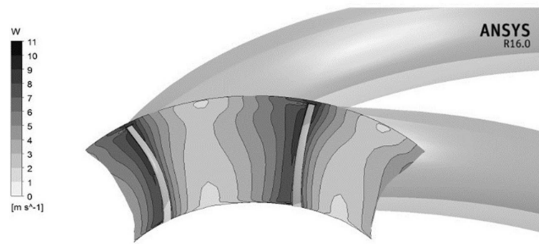
¹High Resolution

²Convergence Control

بهترین زاویه‌ی ورودی پره برای این پمپ، محدوده از ۵ تا ۱۵ درجه بوده و هد و بازده در این زوایا از بیشترین مقدار برخوردار است. با توجه به اختلاف بازده در زاویه‌ی ۱۵ و ۴۰ درجه، کانتورهای سرعت نسبی و فشار در این زوایا مورد بررسی قرار می‌گیرد. در شکل ۱۰، کانتور سرعت نسبی در ورودی، برای زاویه ورودی ۱۵ درجه و در شکل ۱۱، کانتور سرعت نسبی در ورودی پمپ، برای زاویه ورودی ۴۰ درجه ارائه و با هم مقایسه شده است.



شکل ۱۰- کانتور سرعت در ورودی پروانه برای زاویه ۱۵ درجه

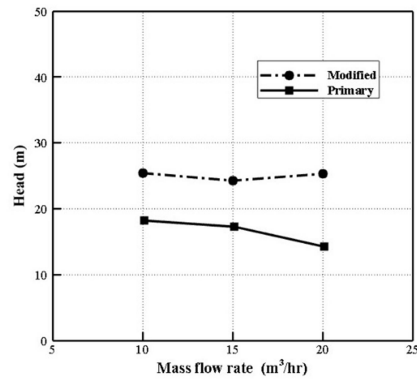


شکل ۱۱- کانتور سرعت در ورودی پروانه برای زاویه ۴۰ درجه

در این شکل‌ها تفاوت سرعت نسبی در ورودی پمپ قابل مشاهده است. در شکل ۱۰، بیشینه سرعت نسبی ۱۳ متر بر ثانیه بوده، حال آنکه حداکثر سرعت نسبی در شکل ۱۱ (پره با ورودی ۴۰ درجه)، ۸ الی ۹ متر بر ثانیه می‌باشد. به همین دلیل، برای این هندسه، پروانه‌ی با زاویه‌ی ورودی ۱۵ درجه، نسبت به پروانه‌ی با زاویه‌ی ورودی ۴۰ درجه، دبی بیشتری از خود عبور داده و دارای هد و راندمان بالاتری می‌باشد.

در شکل ۱۲، کانتور فشار کل در ورودی پره‌ها برای زاویه ورودی ۱۵ درجه و در شکل ۱۳، کانتور فشار کل در ورودی پره‌ها برای زاویه ورودی ۴۰ درجه ارائه شده است. در این دو شکل می‌توان ملاحظه کرد که توزیع فشار کل در ورودی پره با زاویه‌ی ۱۵ درجه (شکل ۱۲) نسبت به پروانه با زاویه‌ی ورودی ۴۰ درجه، یکنواخت‌تر بوده و همچنین مساحت کمتری از شکل دهانه ورودی پره با زاویه‌ی ۱۵ درجه، دارای فشار بالاتری بوده و میانگین فشار کل ورودی در پروانه با زاویه‌ی ورودی ۱۵ درجه کمتر می‌باشد. با توجه به بدست آمدن مقدار هد از رابطه‌ی (۴) و تاثیر عکس فشار کل ورودی در مقدار هد و بازده، می‌توان گفت که در پمپ مورد بررسی، پروانه با زاویه‌ی ۱۵ درجه نسبت به پروانه با زاویه‌ی ورودی ۴۰ درجه راندمان بالاتری دارند.

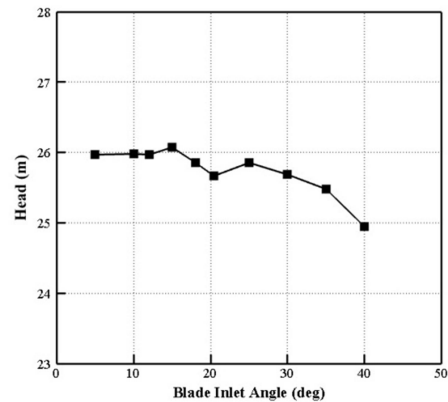
ذکر کرد. لذا با متناسب کردن نسبی هندسه، هد و در نتیجه بازده پمپ افزایش یافته است. این تغییرات هد در دبی‌های کم خیلی مشهود نبوده ولی در دبی‌های بالاتر، محسوس‌تر است.



شکل ۸- نمودار هد بر حسب دبی حجمی برای پمپ اولیه و تغییر یافته

۸- تاثیر زوایای ورودی و خروجی پروانه در بازدهی پمپ

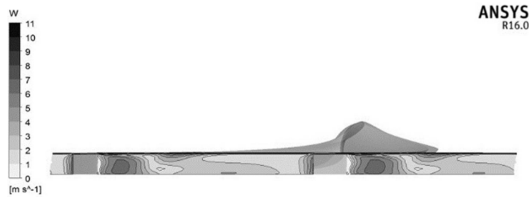
برای بررسی تاثیر زاویه‌ی ورودی تیغه (β_1) در بازدهی پمپ، پروانه‌هایی با زوایای مختلف ورودی طراحی و شبیه‌سازی برای هر هندسه با شرایط یکسان انجام گرفت. شبیه‌سازی برای پروانه‌هایی با تعداد ۷ تیغه، قطر پروانه‌ی ۲۲۲، پهنای تیغه‌ی ۸، قطر مکش ۵۰ و ضخامت پره‌ی ۳/۷ میلی‌متر و برای زوایای ۸، ۱۰، ۱۲، ۱۵، ۱۸، ۲۰، ۲۵، ۳۰، ۳۵، ۴۰ درجه با دبی ۱۵ مترمکعب در ساعت و با شرایط مرزی یکسان برای همه زوایا، انجام گرفت. لازم بذکر است که زاویه‌ی خروجی پره (β_2) در تمامی شبیه‌سازی‌ها ۲۵ درجه در نظر گرفته شد. نتایج شبیه‌سازی در شکل ۹ مشاهده می‌شود. تغییرات مقدار هد پمپ در زوایای ورودی مختلف در این شکل رسم شده است.



شکل ۹- نمودار هد بر حسب زاویه ورودی مختلف پروانه پمپ

در شکل ۹ مشاهده می‌شود که با افزایش زاویه در ورودی پره، میزان هد و در نتیجه بازده پمپ کاهش می‌یابد. لذا می‌توان نتیجه گرفت که

کانتور سرعت برای زاویه خروجی ۱۵ درجه و در شکل ۱۶، کانتور سرعت برای زاویه خروجی ۵ درجه قابل مشاهده است.



شکل ۱۵- کانتور سرعت نسبی در خروجی پمپ برای زاویه ۱۵ درجه

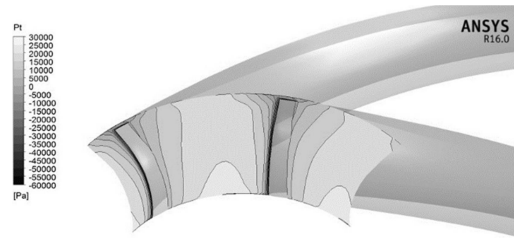


شکل ۱۶- کانتور سرعت نسبی در خروجی پمپ برای زاویه ۵ درجه

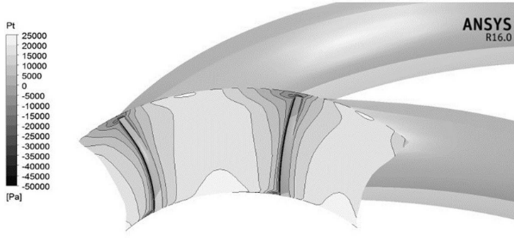
با توجه به شکل ۱۵ و ۱۶، می‌توان دید که پروانه با زاویه‌ی خروجی ۵ درجه، مساحت و فضای بیشتری را در خروجی نسبت به پروانه با زاویه‌ی خروجی ۱۵ درجه اشغال کرده لذا حجم سیال خروجی در زاویه‌ی ۱۵ درجه، نسبت به سیال خروجی در زاویه‌ی ۵ درجه بیشتر بوده و به مراتب دارای سرعت خروجی بیشتری نیز خواهد بود.

۹- تاثیر ضخامت تیغه‌ها در بازدهی پمپ

با توجه به این که یکی از تاثیرگذارترین پارامترها در طراحی پمپ‌های گریز از مرکز، ضخامت ورودی^۱ و خروجی^۲ تیغه‌هاست، در این مقاله، این پارامترها نیز بررسی می‌شود. بدین منظور شبیه‌سازی برای تیغه‌هایی با ضخامت ورودی ۰.۲، ۰.۳، ۰.۴، ۰.۴/۵، ۰.۵، ۰.۵/۵ و ۰.۶ میلی‌متر با سایر ابعاد هندسی و شرایط مرزی یکسان، انجام و نتایج بصورت شکل ۱۷ حاصل شده است. در این شکل تغییرات هد خروجی پروانه در برابر تغییرات ضخامت ورودی پروانه رسم شده است. لازم بذکر است که در شبیه‌سازی‌های فوق ضخامت خروجی تیغه ۲ میلی‌متر در نظر گرفته شد. در ضخامت‌های ورودی تیغه‌ی از ۳/۵ الی ۶ میلی‌متر، شکل مقطع تیغه بیشترین شباهت به هیدروفویل^۳‌های متداول را داشته و همانطور که در شکل ۱۷ ملاحظه می‌گردد بیشترین هد نیز در این بازه بدست آمده است. در شکل ۱۸، پروفیل و مقطع تیغه‌ها برای ضخامت ۲ میلی‌متر و در شکل ۱۹، پروفیل و مقطع تیغه‌ها برای ضخامت ۵ میلی‌متر در ارتفاع^۴ متوسط نشان داده شده است.

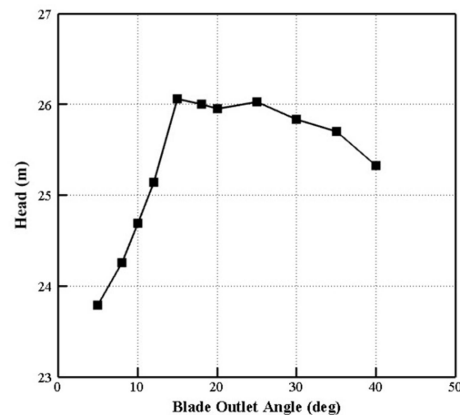


شکل ۱۲- کانتور فشار کل در ورودی برای زاویه ۱۵ درجه



شکل ۱۳- کانتور فشار کل در ورودی برای زاویه ۴۰ درجه

برای بررسی تاثیر زاویه‌ی خروجی تیغه (β_2) در بازدهی پمپ، شبیه‌سازی‌هایی مشابه قسمت قبل برای زوایای خروجی ۵، ۸، ۱۰، ۱۲، ۱۵، ۲۰، ۲۵، ۳۰، ۳۵، ۴۰ درجه، با شرایط مرزی یکسان برای همه زوایا، انجام گرفت. لازم بذکر است که زاویه‌ی ورودی پره (β_1) در تمامی شبیه‌سازی‌ها، ۱۵ درجه در نظر گرفته شد. نتایج شبیه‌سازی در شکل ۱۴ قابل مشاهده می‌باشد. در این شکل تغییرات هد پمپ در برابر زاویه خروجی پروانه رسم شده است.



شکل ۱۴- مقادیر هد پمپ برای زوایای خروجی مختلف پروانه

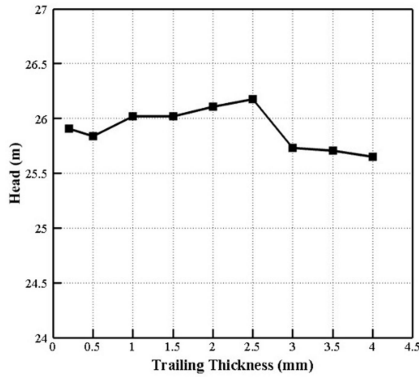
با توجه به نمودار شکل ۱۴، دیده می‌شود که که بیشترین هد در زوایای بین ۱۵ الی ۲۵ درجه حاصل می‌شود. بیشترین مقدار هد در ۱۵ درجه، ۲۶/۰۶ و کمترین هد در ۵ درجه به میزان ۲۳/۷۹ متر بدست آمده است. در اشکال ۱۵ و ۱۶ کانتورهای سرعت نسبی در خروجی تیغه‌های با زاویه‌ی خروجی به ترتیب ۱۵ و ۵ درجه ارائه شده است. با توجه به شکل ۱۵ و ۱۶ به وضوح می‌توان تاثیر زاویه‌ی خروجی تیغه را بر سرعت خروجی تیغه و پروانه ملاحظه نمود. در شکل ۱۵،

¹ Blade Leading Thickness

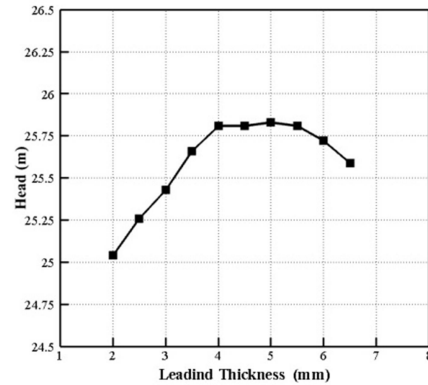
² Blade Trailing Thickness

³ Hydrofoil

⁴ Span



شکل ۲۰- مقادیر هد برای ضخامت خروجی مختلف



شکل ۱۷- مقادیر هد برای ضخامت‌های ورودی مختلف

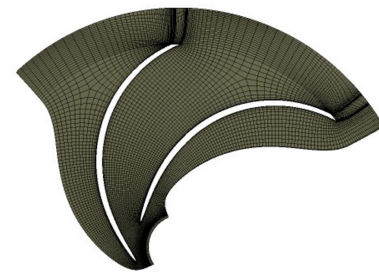
۱-۰ بررسی پمپ بهبود یافته

در بخش قبل، عوامل موثر در طراحی ذکر و شبیه‌سازی‌هایی برای بررسی این عوامل در جهت افزایش و بهبود بازدهی انجام گرفت. حال می‌توان با جمع‌بندی مطالب ذکر شده، هندسه‌ی پروانه اولیه را بهبود داد و به یک هندسه‌ی مطلوب با بیشترین بازده دست یافت. جدول ۲ اختلاف مقادیر هندسه‌ی اولیه و هندسه‌ی بهبود یافته را نشان می‌دهد.

جدول ۲ هندسه اولیه و هندسه بهبود یافته

واحد	مقدار بهینه شده	مقدار اولیه	پارامتر
میلی‌متر	۲۲۲	۲۲۲	قطر خروجی پروانه
میلی‌متر	۵۰	۵۰	قطر ورودی
میلی‌متر	۲۰	۲۰	قطر هاب
میلی‌متر	۸	۵/۹۲	پهنای خروجی تیغه
درجه	۱۵	۱۸	زاویه ورودی تیغه
درجه	۱۵	۲۳	زاویه خروجی تیغه
میلی‌متر	۵	۳/۷	ضخامت ورودی تیغه
میلی‌متر	۲/۵	۳/۲	ضخامت خروجی تیغه
rpm	۱۴۵۰	۱۴۵۰	سرعت دورانی
kW	۱/۵	۱/۵	توان مصرفی

هندسه‌ی بهبود یافته با توجه به جدول ۲، توسط نرم‌افزار CF-Turbo مجدداً طراحی و سپس با توجه به بحث استقلال حل از شبکه، توسط نرم‌افزار Turbo-Grid شبکه‌بندی شده و در ماژول CFX، شبیه‌سازی می‌گردد. شبیه‌سازی در ۸ دبی مختلف (۳، ۵، ۷، ۱۰، ۱۲، ۱۵، ۱۸ و ۲۰) برای سیال پایه آب در شرایط پایا و با مدل جریان آشفتگی $k-\epsilon$ مجدداً انجام می‌شود. نتایج شبیه‌سازی در شکل ۲۱ قابل مشاهده است. در شکل ۲۱، نمودارهای هد ارائه شده شرکت سازنده، هندسه اولیه و هندسه بهبود یافته با هم مقایسه شده است.

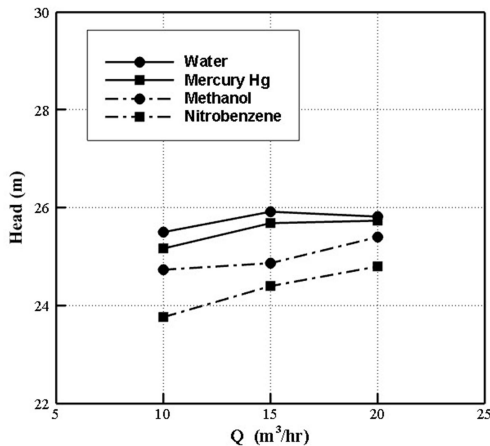


شکل ۱۸- سطح مقطع پروانه با ضخامت ۲ میلی‌متر در ارتفاع متوسط

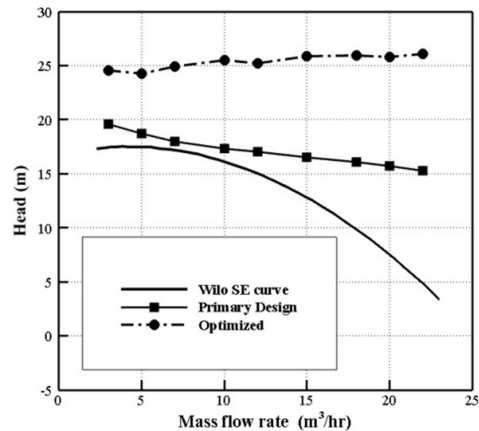


شکل ۱۹- سطح مقطع پروانه با ضخامت ۵ میلی‌متر در ارتفاع متوسط

همچنین تأثیر ضخامت در خروجی تیغه نیز بررسی گردید و شبیه‌سازی‌هایی برای ضخامت‌های خروجی تیغه‌ی ۰/۲، ۰/۵، ۱، ۱/۵، ۲، ۳، ۴ و ۵ میلی‌متر با ضخامت ورودی تیغه ۵ میلی‌متر و با شرایط مرزی یکسان انجام گرفت. نتایج این شبیه‌سازی‌ها بصورت نمودار تغییرات هد برای ضخامت‌های مختلف در شکل ۲۰ نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که بیشترین مقدار هد و بازده در ضخامت خروجی بین ۱/۵ تا ۲/۵ میلی‌متر حاصل شده است.



شکل ۲۲- تغییرات هد پمپ بهبود یافته برای سیالات مختلف



شکل ۲۱- تغییرات هد پمپ در برابر دبی حجمی

۱۱- نتیجه‌گیری و پیشنهادات

هدف از انجام این پژوهش، بررسی عوامل موثر در افزایش بازدهی پروانه‌ی یک پمپ گریز از مرکز در جهت طراحی مجدد و رسیدن به یک هندسه مطلوب با بیشترین بازده می‌باشد. با حل عددی معادلات ناویر - استوکس برای جریان سه بعدی و مدل جریان آشفته $k - \epsilon$ با استفاده از نرم‌افزار ANSYS 16.0 در شرایط پایا به این موضوع پرداخته شد و شبیه‌سازی‌هایی بدین منظور انجام گرفت. نتایج کلی این شبیه‌سازی‌ها را می‌توان در شکل ۲۱ مشاهده کرد. با توجه به نتایج بدست آمده می‌توان گفت نتایج مطلوب حاصل و از معایب این پمپ (هد فشاری پایین و افت بازده در دبی‌های بالا و ...)، کاسته شد. البته باید توجه داشت در این پژوهش، جهت بررسی دقیق‌تر عوامل تاثیرگذار در پروانه، صرفاً تیغه‌ها و پروانه‌ی پمپ گریز از مرکز بررسی شد. حال آنکه قسمت‌های دیگر پمپ نظیر محفظه حلزونی^۵ و جمع‌کننده^۶ نیز در بازده پمپ از اهمیت بالایی برخوردار است. لذا پیشنهاد می‌شود کلیه اجزای موثر در بازده پمپ، هم بصورت مجزا و هم بصورت یکپارچه در ابعاد مختلف بررسی گردند. همچنین در این مقاله برای بهینه‌سازی از الگوریتم خاصی استفاده نشده و بهینه‌سازی صرفاً با روش سعی و خطا انجام شده است لذا می‌توان با استفاده از الگوریتم‌های پیشرفته‌ی بهینه‌سازی نظیر الگوریتم‌های ژنتیک، PSO و ... حالات بیشتر، پیوسته‌تر و هدفمندتری بررسی شده و نتایج بهتری را استحصال نمود.

۱۲- نمادها

P	فشار استاتیک (Pa)
P_{in}	فشار استاتیک در ورودی (Pa)
P_{tot}	فشار کل (Pa)
P_{in}	فشار کل در ورودی (Pa)
P_{out}	فشار کل در خروجی (Pa)

همانگونه که در شکل ۲۱ مشاهده می‌شود، مقدار هد در سه دبی ۱۰، ۲، ۳ و ۲۲ مترمکعب در ساعت، به ترتیب ۲، ۳۴ و ۳۸ درصد افزایش یافته است و با توجه به رابطه (۶)، بازده نیز در بیشترین حالت به اندازه ۴۸ درصد افزایش خواهد داشت.

به منظور بررسی اثر لزجت سیال در بازدهی پمپ، شبیه‌سازی در سه نقطه‌ی کاری و در دبی‌های ۱۰، ۱۵ و ۲۰ مترمکعب در ساعت، برای چهار سیال آب، متانول^۱، نیتروبنزن^۲ و جیوه^۳ با چگالی‌های به ترتیب ۹۹۸، ۹۷۱، ۱۱۷۵ و ۱۳۵۴۶ کیلوگرم بر متر مکعب و لزجت دینامیکی^۴ به ترتیب ۰/۸۸۹۹، ۰/۵۹۴، ۲/۰۳ و ۱/۵۵۲ کیلوپاسکال ثانیه انجام گرفت. نتایج این شبیه‌سازی در شکل ۲۲ قابل مشاهده است. با توجه به اینکه طراحی هندسه‌ی پروانه و پره‌ها و پارامترهای موثر آن، برای سیال آب صورت گرفته است، مشاهده می‌گردد که پمپاژ سیال آب توسط این پروانه، نسبت به سه سیال دیگر دارای بیشترین هد می‌باشد. همچنین به عملکرد ضعیف این پمپ‌ها در پمپاژ سیالات با ویسکوزیته بالا اشاره شد، لیکن با توجه به شکل ۲۲ و بازدهی بهتر پمپ برای سیال جیوه نسبت به دو سیال دیگر، می‌توان گفت که این عیب نیز مرتفع شده و کاربرد این پروانه‌ی پمپ، برای پمپاژ سیالات لزج و ویسکوز، نیز مناسب است.

¹ Methanol (CH₄O)
² Nitrobenzene (C₆H₅NO₂)
³ Mercury Hg
⁴ Dynamic Viscosity

⁵ Volute
⁶ Diffuser

- [10] Muttalli, R.S., Agrawal, S., Warudkar, H., CFD Simulation of Centrifugal Pump Impeller Using ANSYS-CFX. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, 2014.
- [11] Luo, X., Zhang, Y., Peng, J., Xu, H. and Yu, W., Impeller Inlet Geometry Effect on Performance Improvement for Centrifugal Pumps. Journal of Mechanical Science and Technology 22, 2008.
- [12] ANSYS CFX-Solver Theory Guide.

فشار تبخیر سیال (Pa)	P_v
انرژی درونی (J)	k
شتاب جاذبه زمین ($m s^{-2}$)	g
توان مصرفی (W)	P_w
توان هیدرولیکی (W)	P_{hyd}
سرعت سیال در دهانه ($m s^{-1}$)	c
دبی حجمی ($m^3 hr^{-1}$)	Q
سرعت مماسی سیال ($m s^{-1}$)	U
سرعت مطلق سیال ($m s^{-1}$)	C
مولفه عمودی سرعت مطلق سیال ($m s^{-1}$)	C_{1m}

علائم یونانی

لزجت دینامیکی ($kg m^{-1} s^{-1}$)	μ
چگالی ($kg m^{-3}$)	ρ
زاویه ورودی پره ($^\circ$)	β_1
زاویه خروجی پره ($^\circ$)	β_2
نرخ اضمحلال انرژی جنبشی سیال (-)	ε
بازده (-)	η

۱۳-مراجع

- [1] Gülich, J.F., Centrifugal Pumps. Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2008.
- [2] Anagnostopoulos, J.S., A Fast Numerical Method For Flow Analysis and Blade Design in Centrifugal Pump Impellers, *Elsevier, Computers & Fluids* 38 (2009) 284-289. , 2008.
- [3] Imran-Bellary , S.A., Improvement of Efficiency by Design Optimization of a Centrifugal Pump Impeller, *ASME , Turbine Technical Conference and Exposition*, 2014.
- [4] Siddique , H., Abdus-Samad, K.R.M., Optimization of a Centrifugal Pump Impeller by Controlling Blade Profile Parameters, *ASME, Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, 2016.
- [5] <http://www.wilo.com/home/#.WM2VnVWGPIV>, WILOSE.
- [6] Phillip Limbach , M.K., Numerical 3D Simulation of the Cavitating Flow in a Centrifugal Pump with Low Specific Speed and Evaluation of the Suction Head, *ASME , Turbine Technical Conference and Exposition* , 2014.
- [7] Kim, S., Choi, Y.S., Lee, K.Y., and Yoon, J.Y., Design Optimization of Centrifugal Pump Impellers in a Fixed Meridional Geometry using DOE. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2009.
- [8] Zhou, L., Shi, W., and Wu, S., Performance Optimization in a Centrifugal Pump Impeller by Orthogonal Experiment and Numerical Simulation. Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering, 2013.
- [9] Rajendran, S. and Purushothaman, K., Analysis of a Centrifugal Pump Impeller Using ANSYS-CFX. International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), 2012.