نشریه علمی پژوهشی سد و نیروگاه برق آبی
سال دوم / شماره پنجم / تابستان ۱۳۹۴

Journal of Dam and Hydroelectric PowerPlant
2nd Year / No. 5 / September 2015

اثر تغییر در پروفیل پره و هندسه محفظه جریان یک پمپ رژنراتیو بر منحنی‌های عملکرد

جعفر نژادرجبعلی بیشه*[۱]
علیرضا ریاسی[۲]
سید احمد نوربخش[۳]

چکیده

پمپ رژنراتیو، یک پمپ دینامیکی است که قابلیت تولید هدهای بالا در دبی‌های پایین را دارد. دراین تحقیق، عملکرد یک پمپ رژنراتیو، باتغییر شکل پره‌های شعاعی و تبدیل آن به پره‌های باکت‌مانند و نیز تغییر در هندسه محفظه جریان، به منظور افزایش بازده به کمک شبیه‌سازی عددی جریان سیال با استفاده از نرم‌افزار سی اف ایکس، موردمطالعه قرار گرفته است. درمطالعه عددی صورت گرفته، جریان سیال به صورت پایا بوده و از تکنیک روتور بی‌حرکت استفاده شده است. برای مدل‌سازی جریان آشفته از مدل k-ε تحقق‌پذیر که برای جریان‌های پیچشی و گردابی بسیار مناسب است، استفاده شده است. نتایج شبیه‌سازی عددی نشان داد که بهترین زاویه پره برای دست‌یابی به راندمان بیشینه، در حدود زاویه ۴۰ درجه می‌باشد. منحنی‌های عملکرد پمپ جدید طراحی شده، با استفاده از شبیه‌سازی عددی جریان سیال استخراج و با منحنی‌های عملکرد پمپ رژنراتیو با پره‌های شعاعی حاصل از نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که بازده پمپ رژنراتیو با پره‌های باکت‌مانند به همراه محفظه جریان با هسته مرکزی، نسبت به پمپ با پره‌های شعاعی بهبود یافته است. همچنین ملاحظه می‌شود که با کاهش ضریب دبی، ضمن افزایش میزان چرخش سیال در پمپ، هد پمپ نیز افزایش می‌یابد. استفاده از هسته مرکزی در محفظه جریان سبب کاهش میزان آشفتگی سیال درحین چرخش شده و در نتیجه از میزان تلفات ناشی از آشفتگی جریان کاسته می‌شود.

واژه‌های کلیدی

پمپ رژنراتیو، شبیه‌سازی عددی، پره‌های شعاعی، پره‌های باکت‌مانند، مدل k-ε تحقق‌پذیر

۱. *دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران j.nejad@ut.ac.ir
۲. استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران
۳. استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران
تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۰۴/۰۸ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۰۶/۱۶

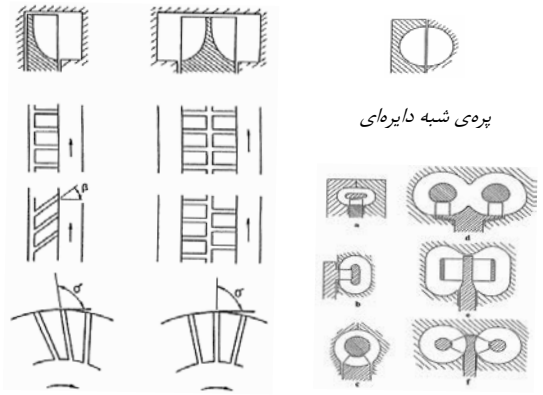
[Downloaded from journal.hydropower.org.ir on 2026-11-17]
[DOR: 20.1001.1.23225882.1394.2.5.3.8]

مقدمه

پمپ‌های رژنراتیو[۱] همانند پمپ‌های سانتریفیوژ، در گروه پمپ‌های دینامیکی قرار می‌گیرند، یعنی انتقال انرژی از آن‌ها به سیال به طور دائم انجام می‌شود. مشخصه دیگر این پمپ‌ها قابلیت تولید هدهای بالا در دبی‌های پایین است. علاوه بر این دو مشخصه‌ی هیدرولیکی، پمپ رژنراتیو توانایی کار کردن در ارتفاع‌های خالص مکش مثبت (NPSH) خیلی کم را نیز دارد؛ بنابراین پمپ‌های رژنراتیو می‌توانند در سرعت‌های مخصوص پایین، انتخاب مناسب‌تری نسبت به دیگر انواع پمپ‌های سانتریفیوژ در بسیاری از کاربردها باشند. البته پمپ-های رژنراتیو برتری‌های دیگری نیز نسبت به پمپ‌های سانتریفیوژ دارند که می‌توان به دارا بودن منحنی مشخصه‌ی پایدار، ارزان و کم حجم بودن آن‌ها اشاره کرد. پمپ‌های رژنراتیو دارای نام‌های متفاوتی می‌باشند. دیگر نام‌های پمپ رژنراتیو که در نشریات علمی به آن‌ها استناد می‌شود، عبارتند از: پمپ محیطی[۲]، پمپ توربینی[۳]، پمپ اصطکاکی[۴]، پمپ مماسی[۵] و پمپ کانال جانبی[۶] (کوئیل[۷]، ۲۰۱۰).

برخی از ویژگی‌های پمپ‌های رژنراتیو، همچون رابطه مستقیم توان با هد و نیز شیب منفی منحنی هد بر حسب دبی در همه‌ی دبی‌های جریان، باعث می‌شود تا این پمپ‌ها از نظر عملکرد بسیار شبیه به پمپ‌های جابجایی مثبت باشند. با این تفاوت که انرژی جنبشی، به طور پیوسته توسط پره‌ها به سیال عبوری از چرخ منتقل می‌شود. از آنجا که این پمپ‌ها معایب پمپ‌های جابه‌جایی مثبت (به‌خصوص مشکلات روغن‌کاری و خوردگی) را ندارند، جایگاه خاصی در صنعت پیدا کرده‌اند. امروزه از این ماشین‌ها در سوخت‌رسانی صنایع اتومبیل‌سازی و هوافضا، تأمین آب ساختمان‌ها، صنایع کشاورزی، کشتیرانی، معدن، شیمیایی و هم‌چنین صنایع غذایی استفاده می-شود.

پره‌های چرخ یک پمپ رژنراتیو می‌توانند شکل‌های مختلفی داشته باشند. بعضی از پرکاربردترین پره‌ها عبارتند از: پره‌های شعاعی[۸]، غیر شعاعی[۹]، شبه‌دایره‌ای[۱۰] و ایرفویلی[۱۱]. برخی از نمونه‌ی این پره‌ها در شکل (۱) نشان داده شده است.



شکل (۱): شکل‌های مختلف پره برای پمپ‌های رژنراتیو (انگدا[۱۲]، ۲۰۰۵)

با وجود تمام برتری‌های ذکر شده، پمپ‌های رژنراتیو به‌طور ذاتی و ساختاری دارای یک نقطه ضعف هستند و آن داشتن بازده هیدرولیکی پایین (بین ٪۳۰ تا ٪۵۰) است. علت این امر را باید در الگوی پیچیده‌ی جریان سیال در این پمپ‌ها جستجو کرد.

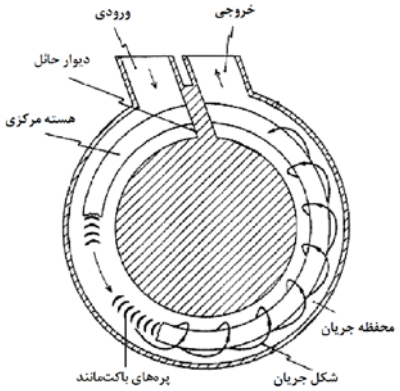
ایده‌ی پمپ رژنراتیو برای اولین بار در سال ۱۹۱۵ و ۱۹۱۷ توسط آدولف واله[۱۳] مطرح شد. اولین نمونه‌ی این پمپ در سال ۱۹۱۸ توسط شرکت وسترن پمپ[۱۴] در آیوا[۱۵] با الگوبرداری از ایده‌ی آقای واله ساخته شد.

معمولاً این پمپ‌ها شامل چرخ یا پروانه[۱۶]، دهانه‌ی ورودی[۱۷]، دهانه-ی خروجی[۱۸]، دیوار حائل[۱۹] که بین قسمت کم‌فشار ورودی و پرفشار خروجی قرار می‌گیرد، کانال جریان[۲۰]، محفظه[۲۱] و نیز یک هسته مرکزی برای پمپ‌های با پره‌های باکت‌مانند، هستند. در شکل (۲) اجزای یک توربوماشین با پره‌های باکت‌مانند نشان داده شده است.

[1] Regenerative Pumps
[2] Peripheral Pump
[3] Turbine Pump
[4] Friction Pump
[5] Tangential Pump
[6] Side Channel Pump
[7] Quail
[8] Radial Blades
[9] Non-Radial Blades
[10] Semi-Circular Blades
[11] Airfoil Blades
[12] Engeda
[13] Adolph Wahle
[14] Western Pump Company
[15] Iowa
[16] Impeller
[17] Inlet Port
[18] Outlet Port
[19] Stripper
[20] Flow Passage
[21] Casing

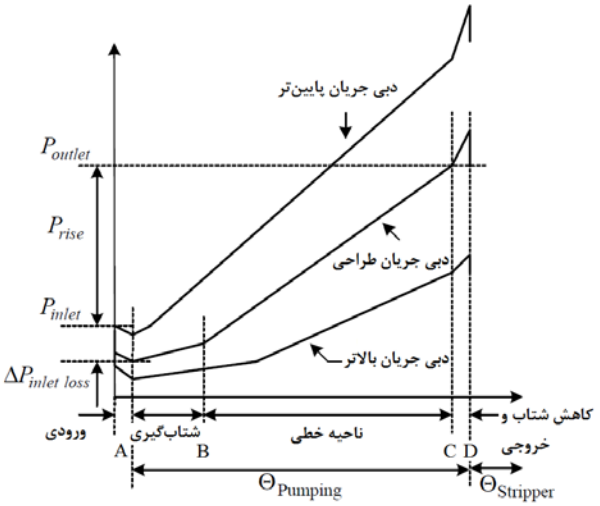
[Downloaded from journal.hydropower.org.ir on 2026-11-17]
[DOR: 20.1001.1.23225882.1394.2.5.3.8]

پمپ‌های رژنراتیو از یک پروانه چرخان آزاد، همچون سایر انواع توربو پمپ‌ها استفاده می‌کنند. پروانه می‌تواند در یک طرف و یا در هر دو سمت پیرامون خود دارای پره باشد. این پره‌ها به همراه کانال حلقوی یک سری جریان مارپیچی را ایجاد می‌کنند که به صورت مکرر از بین پره‌ها عبور می‌کنند و به انرژی آن‌ها افزوده می‌شود. قسمت‌های ورودی و خروجی سیستم لوله‌های خارجی را به کانال جریان متصل می‌کنند. سیال از طریق قسمت ورودی وارد کانال جریان می‌شود. این قسمت طوری ساخته شده است که بتواند یک جریان مارپیچی را در کانال حلقوی ایجاد کند. سیال با فشار زیاد از قسمت تخلیه خارج می‌شود. فضای باز محفظه برای جدا کردن قسمت ورودی با فشار پایین از خروجی با فشار بالا مسدود می‌شود. به این قسمت استریپر گفته می‌شود. فقط سیالی که بین پره‌ها قرار دارد می‌تواند از استریپر عبور کند. سعی می‌شود تا فضای بین استریپر و پروانه در حد کمینه باشد تا از نشتی بین قسمت پرفشار و کم‌فشار جلوگیری شود. استریپر، سیال را مجبور می‌کند تا از قسمت تخلیه خارج شود؛ همچنین سبب استقرار و نگهداری الگوی جریان تکرار شونده می‌شود.



شکل (۲): اجزای اصلی توربوماشین رژنراتیو با پره‌های باکت‌مانند

در شکل (۳) منحنی رایج تغییر فشار محیطی در توربوماشین‌های رژنراتیو نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود این منحنی پمپ رژنراتیو را به پنج ناحیه تقسیم می‌کند. منطقه‌ی ورودی (A): جریان سیال به دلیل ورود به پمپ، مقداری دچار افت فشار می‌شود. منطقه شتاب‌گیری (A-B): در این منطقه سیال وارد قسمتی می‌شود که توسط پمپ کار روی آن انجام می‌شود. سرعت و فشار در این قسمت بسیار وابسته به منطقه‌ی ورودی است. منطقه‌ی خطی (B-C): همان‌طورکه مشاهده می‌شود، گرادیان فشار در این منطقه ثابت است، یعنی افزایش فشار به صورت خطی اتفاق می‌افتد. در این قسمت نیز روی سیال کار انجام می‌شود اما بر خلاف قسمت قبل، جریان سیال در این منطقه کاملاً توسعه یافته است. منطقه‌ی کاهش شتاب (C-D): در این منطقه، سیال دچار کاهش شتاب می‌شود و در واقع انرژی جنبشی سیال در حال گردش، تبدیل به فشار می‌شود که نتیجه‌ی آن یک افزایش فشار کوچک در این قسمت می‌باشد. منطقه‌ی خروجی (D): همان‌طور که در قسمت ورودی، سیال دچار افت فشار شد، در هنگام خروج نیز دچار مقداری افت می‌شود (راحیل[1]، ۲۰۰۲).



شکل (۳): منحنی رایج تغییرات فشار مماسی در توربوماشین‌های رژنراتیو

هرچند توربوماشین های رژنراتیو کاربرد گسترده ای در صنعت دارند، ولی تعداد مقالات در این زمینه نسبت به توربوماشین‌های سانتریفیوژ و محوری کم است. تحلیل‌های متعددی به صورت تجربی و تئوری برای پیش‌بینی عملکرد توربوماشین‌های رژنراتیو صورت گرفته است. یکی از روش‌های پیش‌بینی عملکرد توربوماشین‌های رژنراتیو استفاده از روش‌های عددی جهت شبیه‌سازی جریان سیال در این توربوماشین‌ها است. در سال‌های اخیر دینامیک سیالات محاسباتی[2] (CFD) به‌طور گسترده برای تحلیل جریان سیال در توربوماشین‌های مختلف استفاده شده است. البته تعداد مقالاتی که

[1] Raheel
[2] Computational Fluid Dynamic

[Downloaded from journal.hydropower.org.ir on 2026-11-17]
[DOR: 20.1001.1.23225882.1394.2.5.3.8]

در زمینه روش عددی برای مطالعه جریان در توربوماشین‌های رژنراتیو وجود دارند، بسیار کم است . عبدا...[1] در سال ۱۹۸۱ سعی کرد تا با استفاده از CFD جریان دریک کمپرسور رژنراتیو را مورد بررسی قرار دهد. در این تحلیل به دلیل آنکه ردیف پره‌ها در نظر گرفته نشده بودند تاثیر تلفات درنظر گرفته نشدند و نیز شرایط مرزی به صورت دقیق اختصاص پیدا نکردند.

میخیل[2] و همکاران در سال ۲۰۰۳ به صورت عددی جریان گردشی درون یک پمپ رژنراتیو با پره‌های شعاعی را بررسی کردند و مشاهده کردند جریان علاوه بر نوک پره، از لبه‌ی آن نیز خارج می‌شود. آن‌ها برای کار خود از نرم‌افزار CFX استفاده کردند. راحیل در سال ۲۰۰۳ تلاش کرد جزئیات جریان سیال در یک کمپرسور رژنراتیو با پره‌های ایرفویلی را نشان دهد. او از نرم‌افزار STAR CD استفاده کرد و با نتایج حل عددی‌اش، دهانه‌ی ورودی ماشین را بهبود بخشید. در نهایت نیز یافته‌هایش را با نتایج آزمایشگاهی مقایسه کرد. هیونگ کانگ[3] و هیون ریو[4] در سال ۲۰۰۹ به بررسی تأثیر عدد رینولدز در منحنی‌های مشخصه یک پمپ رژنراتیو کوچک پرداختند. آن‌ها مشاهده کردند که با افزایش عدد رینولدز، هد پمپ افزایش می‌یابد.

در سال ۲۰۰۹ فرانسیس کوئیل[5] و همکاران با استفاده از یک کد تجاری، جریان سیال در یک پمپ رژنراتیو را مورد بررسی قرار داده و نتایج شبیه‌سازی را با نتایج آزمایشگاهی مقایسه کردند. آن‌ها همچنین از یک روش جدید ساخت استفاده کردند تا تأثیر تغییر هندسه پروانه بر بازده پمپ را مورد بررسی قرار دهند. آن‌ها همچنین در سال ۲۰۱۱ یک مدل عددی یک‌بعدی برای پیش‌بینی عملکرد پمپ‌های رژنراتیو ارائه کردند که برخلاف مدل‌های قبلی، نیازی به ضریب تصحیح تجربی نداشت.

کوئیل در سال ۲۰۱۲ یک پمپ رژنراتیو با دهانه‌های ورودی و خروجی محوری را با فلوئنت مدل کرد و منحنی‌های مشخصه پمپ را استخراج کرد که البته به دلیل استفاده از شبکه‌ی نامنظم[6] در چرخ، نتایج کمی خطا داشتند. او به عنوان پیشنهاد کارهای آینده، استفاده از شبکه‌ی منظم[7] و متحرک[8] را پیشنهاد داد.

همان‌طور که گفته شد یکی از معایب پمپ‌های رژنراتیو داشتن بازده هیدرولیکی پایین است؛ بنابراین یکی از مهم‌ترین موضوعات در بررسی این نوع پمپ‌ها، افزایش کارایی آن‌ها است. در سال ۱۹۷۷، سیکس اسمیت و آلتمن[9] با استفاده از پره های ایرفویلی و اضافه کردن یک هسته درون محفظه جریان، موفق شدند که بازده یک کمپرسور رژنراتیو را افزایش دهند. بر اساس این ایده، هدف از این تحقیق، مطالعه عملکرد پمپ‌های رژنراتیو با تغییر در شکل هندسی پره‌ها و استفاده از پره‌های باکت‌مانند (پره‌های ایرفویلی با زوایای ورودی و خروجی یکسان) به جای پره‌های شعاعی و نیز تغییر در محفظه جریان سیال، به منظور افزایش بازده است. به این منظور از شبیه‌سازی عددی جریان سیال برای تحلیل عملکرد پمپ جدید و نیز یافتن زاویه بهینه پره‌های ایرفویلی در پمپ، استفاده شده است. منحنی‌های عملکرد پمپ طراحی شده با پره‌های باکت‌مانند، با نتایج تجربی پمپ رژنراتیو با پره‌های شعاعی مقایسه شده‌اند. نتایج نشان داد که کارایی پمپ رژنراتیو با تغییر در پروفیل پره و استفاده از پره‌های باکت‌مانند بهبود یافته‌است.

هندسه پمپ رژنراتیو با پره‌های شعاعی

در شکل (۴) هندسه پمپ رایج رژنراتیو باپره‌های شعاعی نشان داده شده است. مشخصات هندسی پروانه پمپ درجدول (۱) آورده شده است.



شکل (۴): هندسه پروانه پمپ رژنراتیو با پره‌های شعاعی

[1] Abdalla
[2] Meakhail
[3] Hyoung Kang
[4] Hyun Ryo
[5] Quail
[6] Unstructured Mesh
[7] Structured Mesh
[8] Sliding Mesh
[9] Sixsmith & Altmann

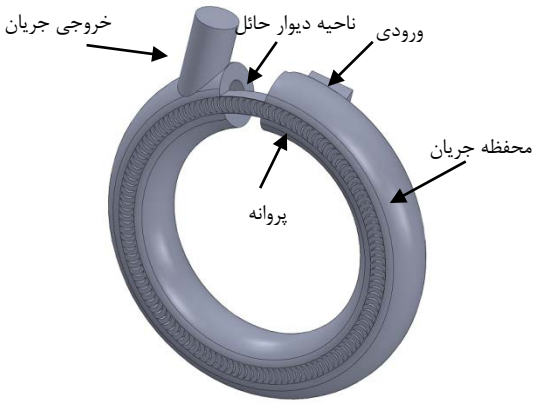
[Downloaded from journal.hydropower.org.ir on 2026-11-17]
[DOR: 20.1001.1.23225882.1394.2.5.3.8]

جدول (۱): مشخصات پروانه پمپ با پره‌های شعاعی

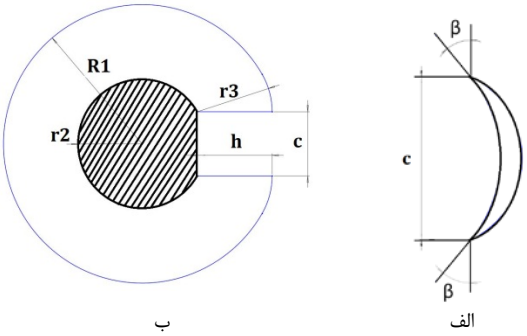
پارامتر	مقدار
قطر داخلی (میلی‌متر)	۴۲
ارتفاع پره، h(میلی‌متر)	۹
قطر خارجی (میلی‌متر)	۶۰
تعداد پره‌ها	۳۶
سرعت دورانی، (دور بر دقیقه)	۲۹۰۰

هندسه پمپ رژنراتیو با پره‌های باکت‌مانند

در شکل (۵) قسمت‌های مختلف پمپ رژنراتیو طراحی شده با پره-های باکت‌مانند نشان داده شده‌است. در شکل (۶)، پروفیل پره با زوایای ورودی و خروجی یکسان، به همراه مقطع عرضی کانال جریان قابل مشاهده است. اندازه پارامترهای هندسی پمپ طراحی شده در جدول (۲) آورده شده است.



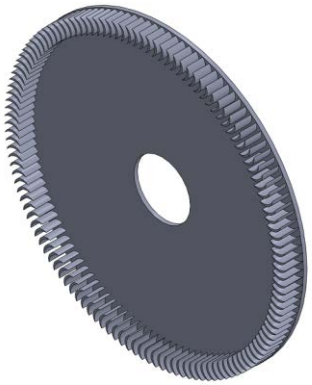
شکل (۵): مدل سه بعدی هندسه جریان پمپ رژنراتیو



شکل (۶): الف) پروفیل پره، ب) مقطع کانال جریان

جدول (۲): پارامترهای پمپ با پره‌های باکت‌مانند

پارامتر	مقدار
زاویه ورودی و خروجی،β(درجه)	۴۰
ارتفاع پره، h(میلی‌متر)	۷
وتر پره، c (میلی‌متر)	۶
شعاع خارجی محفظه، R_1(میلی‌متر)	۱۳
شعاع هسته مرکزی، r_2(میلی‌متر)	۶
r_3(میلی‌متر)	۷
تعداد پره‌ها	۱۲۹
قطر خارجی پروانه (میلی‌متر)	۱۲۰
سرعت دورانی، (دور بر دقیقه)	۱۴۵۰



شکل(۷): هندسه سه‌بعدی پروانه پمپ با پره‌های باکت‌مانند

با توجه به برقرار بودن روابط تشابهی در پمپ‌های رژنراتیو، قطر پروانه جدید با پره‌های باکت‌مانند نسبت به پروانه با پره‌های شعاعی، جهت سهولت ساخت، دو برابر شده است. ضمن آنکه با نصف کردن سرعت دورانی، از افزایش فشار ناشی از افزایش قطر پروانه جلوگیری شده است. از روابط تشابه زیر برای این منظور استفاده شده‌است.

$$\frac{H_M}{H_P} = \left(\frac{N_M}{N_P}\right)^2 \left(\frac{D_M}{D_P}\right)^2 \quad (۱)$$

$$\frac{Q_M}{Q_P} = \left(\frac{N_M}{N_P}\right) \left(\frac{D_M}{D_P}\right)^3 \quad (۲)$$

شبیه‌سازی عددی جریان سیال در پمپ

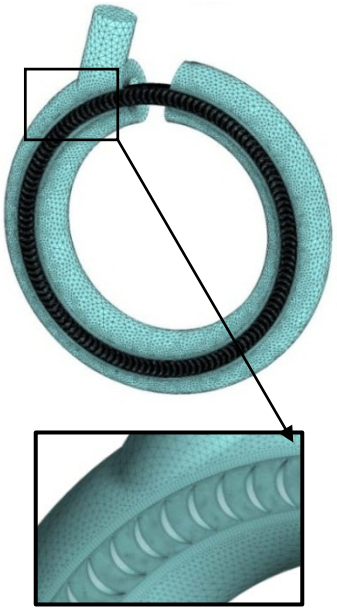
یکی از روش‌های رایج و کم‌هزینه برای پیش‌بینی عملکرد توربوماشین‌ها، استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی می‌باشد. در این پروژه، عملکرد یک پمپ رژنراتیو، با تغییر شکل پره‌های شعاعی و تبدیل آن به پره‌های باکت‌مانند (شکل ۷) به کمک شبیه‌سازی عددی جریان سیال، مورد مطالعه قرار گرفته است.

[Downloaded from journal.hydropower.org.ir on 2026-11-17]

[DOR: 20.1001.1.23225882.1394.2.5.3.8]

تولید شبکه محاسباتی

شبکه محاسباتی مناسب، یکی از مسایل اساسی در حل صحیح عددی مسائل جریان سیالات است. طبیعتاً برای استفاده صحیح از منابع محاسباتی لازم است با در نظر گرفتن محدودیت‌های سخت-افزاری ظرفیت رایانه مورد استفاده، شبکه محاسباتی تا حد امکان کوچک‌تر انتخاب گردد. در مدل‌سازی آشفتگی (روش k-ε)، اندازه سلول‌ها باید به صورتی باشد که سلول‌های نزدیک دیواره در لایه بافر ($5 < y^+ < 30$) قرار نگیرند. برای توابع دیواره، مرکز هریک از سلول‌های نزدیک دیواره باید در ناحیه قانون لگاریتمی قرار گیرند ($30 < y^+ < 300$). از آنجایی‌که در روش تابع دیواره استاندارد نیازی به شبکه‌بندی لایه بافر نیست، تعداد سلول‌ها در لایه مرزی به صورت قابل ملاحظه‌ای کاهش خواهد یافت؛ بنابراین ضمن جلوگیری از انبساط بیش از اندازه سلول‌ها در راستای عمود بر دیواره، با توجه به شدت گرادیان‌های سرعت و فشاردر نواحی مختلف، سعی شده است تا حداقل ۵ سلول در لایه مرزی قرار گیرد. فضای محاسباتی شامل دو قسمت محفظه و پروانه است که هر یک به طور مجزا شبکه‌بندی شده‌اند. برای ایجاد شبکه محاسباتی پروانه، از آنجایی‌که ایجاد شبکه به صورت یکپارچه، موجب عدم کنترل دقیق و نیز طولانی شدن زمان شبکه بندی می‌شود، سعی شده‌است که پروانه با توجه به تعداد پره‌ها (۱۲۹تا)، به قسمت‌های مساوی تقسیم شده (۴۳ قسمت) و شبکه‌بندی فقط برای یک قسمت (۳ پره) انجام شود. در نهایت با چرخاندن این قسمت به تعداد مشخص (۴۳ تا)، هندسه کامل پروانه ایجاد شده است. برای ارتباط وجه مشترک بین ۴۳ قسمت، شرط سطح مشترک (Interface) به کار گرفته شده است. برای تولید شبکه از نرم‌افزار انسیس (Ansys mesh) و برای پره‌ها از روش جاروب (Sweep) استفاده شده است. در شکل (۸) فضای محاسباتی ارائه داده شده است.



شکل (۸): شبکه‌بندی فضای محاسباتی

روش عددی و تشریح مدل

از حل معادلات ناویر- استوکس میانگین رینولدز[1] در شرایط کاری مختلف برای شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان سیال استفاده شده است. اساسی‌ترین نکته برای به دست آوردن معادلات ناویر استوکس میانگین رینولدز از معادلات لحظه‌ای رینولدز، استفاده از تجزیه رینولدز، یعنی جداسازی متغیرهای جریان (همچون سرعت u) به دو مؤلفه‌ی متوسط زمانی و نوسانی سرعت است.

فرم تانسوری معادلات ناویر- استوکس شامل معادله پیوستگی و مومنتوم برای سیال نیوتنی تراکم‌ناپذیر، به صورت متوسط زمانی است:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \qquad (۳)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \overline{u'_j \frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} = \bar{f}_i - \frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_i} \qquad (۴)$$

که f_i = نیروهای خارجی همچون گرانش و نیروهای مغناطیسی. با استفاده از معادله بقای جرم، با اندکی تغییرات معادله مومنتوم به صورت زیر در می‌آید.

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[-\bar{p}\delta_{ij} + 2\mu \bar{S}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}\right] \qquad (۵)$$

که در آن $\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right)$ = نرخ متوسط تانسور کرنش. با حذف مؤلفه وابسته به زمان برای جریان پایا خواهیم داشت:

[1] RANS

[Downloaded from journal.hydropower.org.ir on 2026-11-17]

[DOR: 20.1001.1.23225882.1394.2.5.3.8]

$$\rho\bar{u}_j\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j}=\rho\bar{f}_i+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[-\bar{p}\delta_{ij}+2\mu\bar{S}_{ij}-\rho\overline{u'_iu'_j}\right] \quad (۶)$$

در مطالعه عددی سیال مورد استفاده، آب در دمای 25^oC است. برای شرایط مرزی، در قسمت ورودی پمپ از شرط مرزی فشار کل ثابت استفاده شده است. در حالی‌که برای خروجی محفظه، شرط دبی جرمی ثابت، منظور شده است. جریان سیال به صورت پایا[1] بوده و از تکنیک روتور بی‌حرکت[2] استفاده شده است. دامنه محاسباتی پروانه به صورت متحرک با سرعت دورانی مشخص ۱۴۵۰ دور بر دقیقه و سایر دامنه‌ها شامل ورودی، خروجی و محفظه به صورت ثابت درنظر گرفته شده‌اند. برای مدل‌سازی جریان آشفته از مدل k-ε تحقق‌پذیر[3] که برای جریان‌های برشی مختلط درگیر با کرنش ناگهانی، پیچش و گردابی و جریان‌های گذرای محلی بسیار مناسب است، استفاده شده است.

مدل آشفتگی k-ε تحقق‌پذیر از دو نظر با مدل استاندارد k-ε متفاوت است. در مدل آشفتگی k-ε تحقق‌پذیر از یک رابطه جدید برای محاسبه لزجت آشفتگی استفاده می‌شود و نیز یک معادله انتقال اصلاح شده برای نرخ اتلاف[4]، به کار گرفته شده است. معادلات انتقال در این روش به صورت زیر هستند:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+P_k+P_b-\rho\varepsilon-Y_M+S_k \quad (۷)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+\rho C_1S_\varepsilon-\rho C_2\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{v\varepsilon}}+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}P_b+S_\varepsilon \quad (۸)$$

که در آن:

$$C_1=max\left[0.43,\frac{\eta}{\eta+5}\right] \quad , \quad \eta=S\frac{k}{\varepsilon} \quad , \quad S=\sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

مدل‌سازی لزجت آشفتگی:

$$\mu_t=\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon} \quad (۹)$$

که در اینجا برخلاف مدل استاندارد k-ε، پارامتر C_μ عدد ثابت نیست و به وسیله رابطه زیر به دست می‌آید.

$$C_\mu=\frac{1}{A_0+A_s\frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (۱۰)$$

$$U^*=\sqrt{S_{ij}S_{ij}+\tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}},\quad \tilde{\Omega}_{ij}=\Omega_{ij}-2\varepsilon_{ijk}\omega_k$$

$$\Omega_{ij}=\overline{\Omega_{ij}}-\varepsilon_{ijk}\omega_k$$

و در آن ثابت‌های مدل A_0 و A_s به صورت زیر هستند.

$$A_0=4.04\ ,\ A_s=\sqrt{6}\cos\phi$$

$$\phi=\frac{1}{3}\cos^{-1}(\sqrt{6}W),\quad W=\frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3},\quad \tilde{S}=\sqrt{S_{ij}S_{ij}},$$

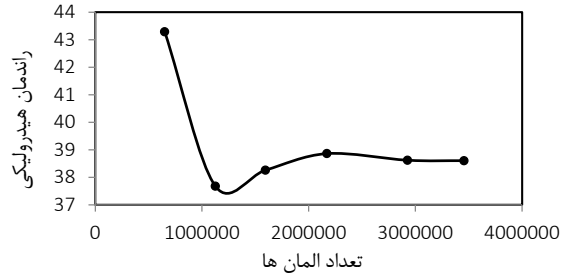
$$S_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i}+\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)$$

ثابت‌های مدل آشفتگی k-ε تحقق‌پذیر به صورت زیر هستند.

$$C_{1\varepsilon}=1.44\ ,\ C_2=1.9\ ,\ \sigma_k=1.0\ ,\ \sigma_\varepsilon=1.2$$

درتحلیل مجموعه حاضر از نرم‌افزار سی اف ایکس (CFX) که از کوپل کامل بین معادلات ممنتوم و فشار برای حل بهره می‌برد، جهت شبیه‌سازی عددی جریان استفاده شده است؛ و برای گسسته‌سازی معادلات مومنتوم، فشار، انرژی جنبشی آشفتگی و نرخ اتلاف آشفتگی، مدل بالادست مرتبه دوم[5] به کار گرفته شده است.

برای مطالعه عدم وابستگی به شبکه از چندین شبکه‌بندی استفاده شده‌است. در شکل (۹) تغییرات راندمان هیدرولیک برحسب تعداد المان‌ها نشان داده شده است.



شکل (۹): راندمان هیدرولیکی برحسب تعداد المان‌ها

نتایج نشان می‌دهد که با افزایش تعداد المان‌ها از 2.17×10^6 تا 2.9×10^6 تغییر در راندمان هیدرولیکی حدود ۰/۵ درصد است. همچنین با افزایش تعداد المان‌ها از 2.9×10^6 تا 3.45×10^6 تغییر در راندمان هیدرولیکی حدود ۰/۰۳۶ درصد خواهد بود. از آنجایی که افزایش در تعداد المان‌ها تغییر چندانی در راندمان هیدرولیکی به وجود نمی‌آورد، بنابراین نتایج حل عددی مستقل از اندازه شبکه هستند.

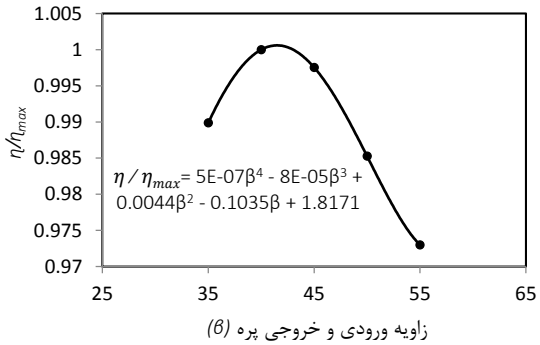
[1] Steady state
[2] Frozen rotor
[3] realizable k-ε
[4] Dissipation rate
[5] Upwind second order

[Downloaded from journal.hydropower.org.ir on 2026-11-17]
[DOR: 20.1001.1.23225882.1394.2.5.3.8]

نتایج

زاویه بهینه پره (β)

برای یافتن زاویه بهینه پره، عملکرد پمپ در پنج زاویه مختلف ۳۵، ۴۰، ۴۵، ۵۰ و ۵۵ درجه، به کمک شبیه‌سازی عددی مورد تحلیل قرار گرفته است. در شکل (۱۰) تغییر راندمان نرمال بر حسب زاویه پره برای ضریب دبی نقطه طراحی ارائه شده است. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود، نقطه ماکزیمم چند جمله‌ای برازش شده در حدود زاویه ۴۰ درجه است.



شکل (۱۰): تغییر راندمان بر حسب زاویه پره در ضریب دبی طراحی

تحلیل عملکرد پمپ رژنراتیو

عملکرد پمپ رژنراتیو طراحی شده با پره‌های باکت‌مانند (شکل ۵) به کمک شبیه‌سازی عددی جریان سیال مورد مطالعه قرار گرفته و نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی پمپ رژنراتیو با پره-های شعاعی مقایسه شده‌اند. منحنی‌های عملکرد به کمک اعداد بی‌بعد ضریب هد و ضریب دبی که به صورت زیر تعریف می‌شوند، ارائه شده‌اند.

$$\psi = \frac{gH}{U_g^2} \qquad (۱۱)$$

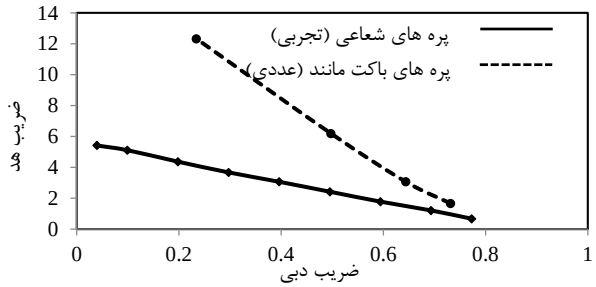
$$\phi = \frac{Q}{A_o U_g} \qquad (۱۲)$$

راندمان هیدرولیکی پمپ رژنراتیو به صورت نسبت بین توان هیدرولیکی منتقل‌شده به سیال و توان مکانیکی وارد شده به سیستم به وسیله پروانه تعریف می‌شود. ضریب توان به وسیله رابطه (۱۳) بیان می‌شود.

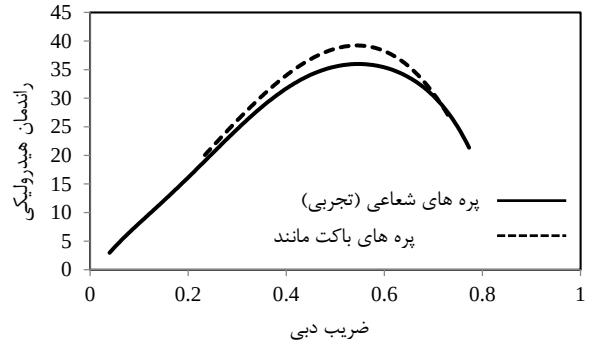
$$\tau = \frac{P}{\rho\, A_o U_g^3} \qquad (۱۳)$$

$$\eta = \frac{\rho Q g H}{P} = \frac{\phi\psi}{\tau} \qquad (۱۴)$$

مقایسه منحنی‌های عملکرد در شکل (۱۱) نشان می‌دهد که با تغییر پروفیل پره‌ها از حالت شعاعی (تحلیل تجربی: یزدان‌پناه[1]، ۲۰۱۴) به شکل باکت، شیب منحنی ضریب هد برحسب ضریب دبی افزایش قابل توجهی یافته است که می‌توان نتیجه گرفت که پروفیل باکت-مانند در دبی های پایین هد بسیار بیشتری نسبت به پره‌های شعاعی به دست می‌دهد. در شکل (۱۲) مقایسه منحنی‌های راندمان هیدرولیکی برحسب ضریب دبی ارائه شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، راندمان هیدرولیکی پمپ در نقطه طراحی برای حالتی‌که از پره‌های باکت‌مانند استفاده شده است حدود ۴ درصد افزایش یافته است. هرچند میزان ضریب هد در طراحی جدید پره‌ها افزایش قابل توجهی دارد، ولی باید توجه داشت که میزان توان مصرفی نیز افزایش یافته است.



شکل (۱۱): منحنی ضریب هد برحسب ضریب دبی



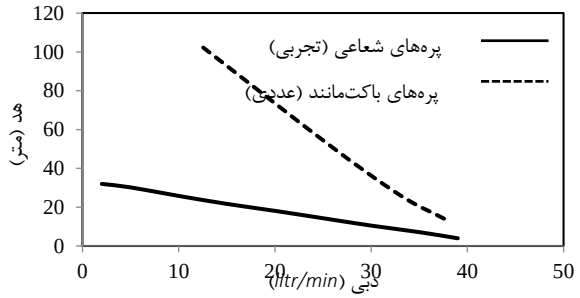
شکل (۱۲): منحنی راندمان هیدرولیکی برحسب ضریب دبی

در صورتی‌که بخواهیم منحنی عملکرد دو پمپ را در حالت بعددار و در شرایطی که دارای قطر چرخ برابر و سرعت دورانی یکسان باشند با یکدیگر مقایسه کنیم، لازم است تا با استفاده از روابط تشابهی

[1] Yazdanpanah

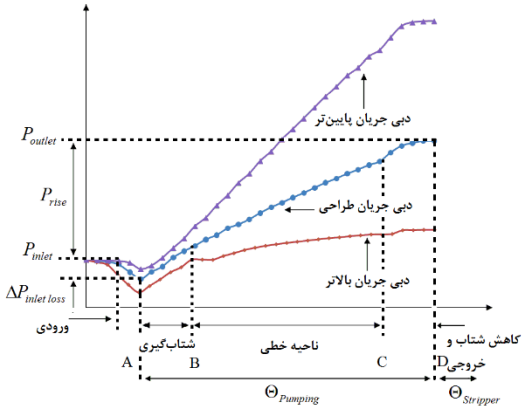
[Downloaded from journal.hydropower.org.ir on 2026-11-17]
[DOR: 20.1001.1.23225882.1394.2.5.3.8]

(روابط ۱ و ۲) مقادیر هد و دبی اصلاح شوند. در شکل (۱۳) منحنی هد بر حسب دبی برای دو پمپ، در سرعت دورانی ۲۹۰۰ دور بر دقیقه و قطر چرخ ۶۰ میلی‌متر نشان داده شده‌است.

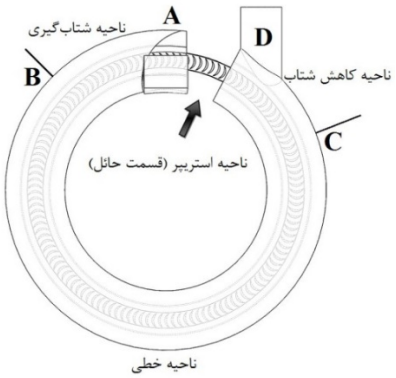


شکل (۱۳): منحنی هد برحسب دبی در سرعت دورانی ۲۹۰۰ دور بر دقیقه و قطر چرخ ۶۰ میلی‌متر

منحنی تغییر فشار محیطی در پمپ رژنراتیوبا پره‌های باکت‌مانند، حاصل ازنتایج شبیه‌سازی عددی در شکل (۱۴) قابل مشاهده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود این منحنی همانند منحنی رایج تغییر فشار محیطی پمپ‌های رژنراتیو (شکل (۳))، پمپ را به پنج ناحیه تقسیم می‌کند. این نواحی شامل ناحیه ورودی، ناحیه شتاب‌گیری، ناحیه خطی، ناحیه کاهش شتاب و ناحیه خروجی پمپ هستند که در شکل (۱۵) نشان داده شده‌اند. محدوده نواحی برای شرایط طراحی مشخص شده‌اند و همان‌گونه که در شکل (۱۴) ملاحظه می‌شود، این محدوده برای دبی‌های پایین‌تر و بالاتر تغییر می‌کند.



شکل (۱۴): تغییر فشار محیطی در پمپ رژنراتیو با پره‌های باکت‌مانند (تحلیل عددی)



شکل (۱۵): نواحی مختلف در پمپ رژنراتیو

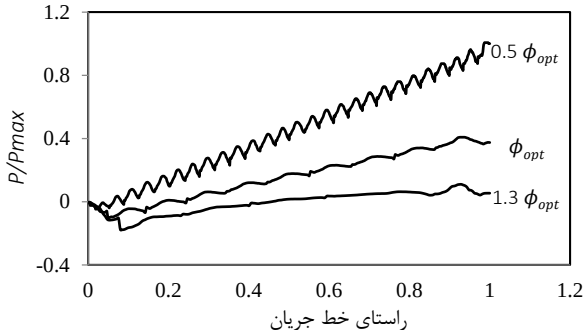
شکل (۱۶) خطوط جریان در ضرایب دبی مختلف را نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، با کاهش ضریب دبی تعداد چرخش سیال در پمپ افزایش یافته است. همچنین طول گام‌ها کاهش یافته و چرخش منظم‌تر شده است. با افزایش چرخش سیال میزان تبادل مومنتوم بین پره‌ها و سیال بیشتر شده و در نتیجه در دبی‌های پایین افزایش فشار بیشتر می‌شود. تغییرات فشار سیال بر روی یک خط جریان در نقطه طراحی و دو ضریب دبی $0.5\ \phi_{opt}$ و $1.3\ \phi_{opt}$ در شکل (۱۷) نشان داده شده است. تعداد نوسانات فشار در این منحنی‌ها نمایانگر تعداد چرخش سیال در پمپ است. ملاحظه می‌شود که با کاهش ضریب دبی، ضمن افزایش میزان چرخش سیال (شکل ۱۶) در پمپ، هد پمپ نیز افزایش می‌یابد. نقاط کمینه در منحنی‌های شکل (۱۷) مربوط به ورود و نقاط بیشینه مربوط به خروج از پره‌ها می‌باشد.

[Downloaded from journal.hydropower.org.ir on 2026-11-17]

[DOR: 20.1001.1.23225882.1394.2.5.3.8]



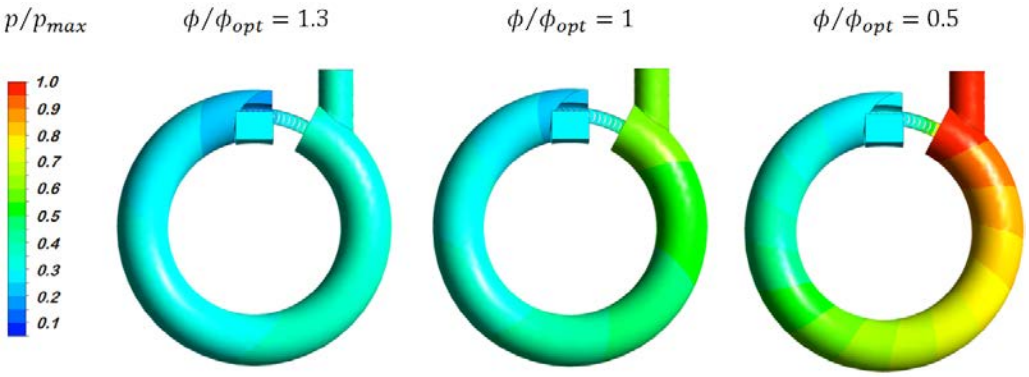
شکل (۱۶): خطوط جریان در ضرایب دبی $\phi/\phi_{opt} = 0.5$، $\phi/\phi_{opt} = 1$ و $\phi/\phi_{opt} = 1.3$



شکل (۱۷): تغییرات فشار در راستای خط جریان

کانتورهای توزیع فشار در پمپ رژنراتیو در شکل (۱۷) برای سه ضریب دبی ϕ_{opt}، $0.5\ \phi_{opt}$ و $1.3\ \phi_{opt}$ ارائه شده است. همان‌طور که ذکر شد در دبی‌های پایین به دلیل افزایش تعداد چرخش سیال در پمپ، افزایش فشار بیشتر خواهد بود و به تدریج با افزایش دبی جریان، از میزان هد پمپ کاسته می‌شود.

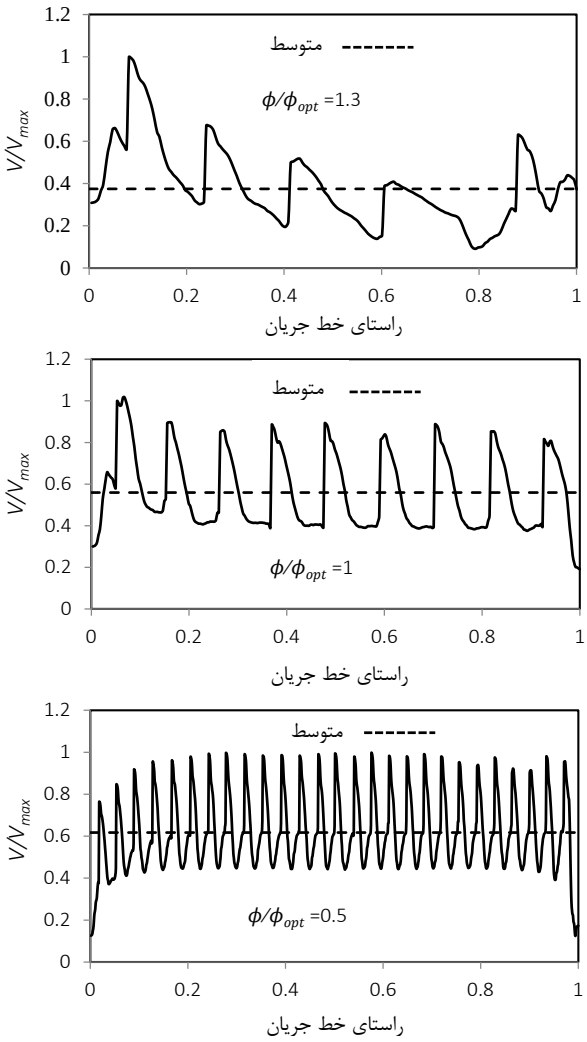
در شکل (۱۹) تغییرات سرعت سیال در راستای یک خط جریان، برای سه ضریب دبی ϕ_{opt}، $0.5\ \phi_{opt}$ و $1.3\ \phi_{opt}$ نشان داده شده است. منحنی‌ها نشان می‌دهند که در ضریب دبی $1.3\ \phi_{opt}$، سرعت سیال ضمن نوسانات با دامنه زیاد، در حال کاهش است. که علت آن نامنظم شدن گام‌های چرخش سیال در پمپ و نیز افزایش طول گام است. اما در ϕ_{opt} و نیز ضریب دبی $0.5\ \phi_{opt}$، نوسانات سرعت منظم شده و نیز از دامنه نوسان کاسته شده است. در شکل (۱۶) چگونگی چرخش سیال در سه ضریب دبی نشان داده شده است. کمینه و بیشینه سرعت در منحنی‌های شکل (۱۹) به ترتیب مربوط به ورود و خروج از پره‌ها هستند. در واقع سرعت سیال به دلیل تلفات ناشی از چرخش و نیز اصطکاک در محفظه، کاهش می‌یابد و از ورود تا خروج از پره‌ها، به تدریج افزایش می‌یابد. منظور از سرعت در شکل (۱۹)، سرعت مطلق سیال است.



شکل (۱۸): کانتور فشار (p/p_{max}) در ضرایب دبی $\phi/\phi_{opt} = 0.5$، $\phi/\phi_{opt} = 1$ و $\phi/\phi_{opt} = 1.3$

[Downloaded from journal.hydropower.org.ir on 2026-11-17]

[DOR: 20.1001.1.23225882.1394.2.5.3.8]



شکل (۱۹): تغییرات سرعت در راستای خطوط جریان

نتیجه‌گیری

در این تحقیق عملکرد پمپ‌های رژنراتیو مورد مطالعه قرار گرفته‌است. با تغییر در پروفیل پره‌های شعاعی و تبدیل آن به پره‌های باکت‌مانند با زوایای ورودی و خروجی یکسان و نیز تغییر هندسه محفظه جریان و استفاده از یک هسته مرکزی داخل آن، سعی شده است تا بازدهی پمپ رژنراتیو افزایش یابد. منحنی‌های عملکرد پمپ جدید طراحی شده، با استفاده از شبیه‌سازی عددی جریان سیال استخراج و با منحنی‌های عملکرد پمپ رژنراتیو با پره‌های شعاعی حاصل از نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده‌اند.

برای مدل‌سازی جریان آشفته از مدل k-ε تحقق‌پذیر استفاده شده است. این مدل برای جریان‌های پیچشی و گردابی و جریان‌های گذرای محلی بسیار مناسب است.

برای یافتن زاویه بهینه پره، عملکرد پمپ در چند زاویه مختلف به کمک شبیه‌سازی عددی مورد تحلیل قرار گرفت و با برازش منحنی مشخص شد که بیشترین راندمان در حدود زاویه ورودی و خروجی ۴۰ درجه، رخ می‌دهد.

نتایج شبیه‌سازی عددی جریان سیال در پمپ رژنراتیو با پره‌های باکت‌مانند نشان داد که به تدریج با افزایش دبی جریان، الگوی خطوط جریان در پمپ نامنظم و میزان گام پیچش افزایش می‌یابد. با افزایش مقدار گام، سیال دفعات کمتری وارد پره‌ها شده و درنتیجه میزان افزایش هد، کاهش خواهد یافت؛ بنابراین با افزایش دبی جریان میزان هد در پمپ‌های رژنراتیو کاهش می‌یابد.

نتایج حاصل از تحقیق نشان داد که کارایی پمپ رژنراتیو با پره‌های باکت‌مانند به همراه محفظه جریان با هسته مرکزی، نسبت به پمپ با پره‌های شعاعی بهبود یافته است. استفاده از هسته مرکزی سبب می‌شود تا از میزان آشفتگی سیال در حین چرخش کاسته شده و در نتیجه از میزان تلفات ناشی از آشفتگی جریان کاسته می‌شود. همچنین هسته به عنوان شرود از ایجاد گردابه در قسمت نوک پره‌ها جلوگیری می‌کند. پره‌های ایرفویلی یا آیرودینامیکی مومنتوم را با کمترین توربولانس و اصطکاک نسبت به پره‌های شعاعی به سیال منتقل می‌کنند.

فهرست علائم

سطح مقطع محفظه (m^2)	A_0
ضریب در مدل آشفتگی k-ε تحقق‌پذیر	C_2
وتر پره (mm)	C
نیروهای خارجی به صورت برداری (N)	f_i
شتاب گرانش (ms^{-2})	g
هد پمپ (m)	H
ارتفاع پره (mm)	h
انرژی جنبشی آشفتگی (m^2s^{-2})	k

[Downloaded from journal.hydropower.org.ir on 2026-11-17]

[DOR: 20.1001.1.23225882.1394.2.5.3.8]

توان پمپ (kgm^2s^{-2})	P
نرخ تشکیل انرژی جنبشی آشفتگی (m^2s^{-3})	P_k
نرخ تشکیل انرژی جنبشی آشفتگی شناوری (m^2s^{-3})	P_b
فشار (Pa)	p
دبیحجمی جریان (m^3s^{-1})	Q
شعاع خارجی محفظه (mm)	$R1$
شعاع هسته مرکزی (mm)	$r2$
تانسور نرخ کرنش	S_{ij}
سرعت مماسی (ms^{-1})	U_g
سرعت لحظه‌ای به صورت تانسوری [u, v, w](ms^{-1})	u_i
سرعت متوسط به صورت تانسوری [$\overline{u}, \overline{v}, \overline{w}$]($ms^{-1}$)	$\overline{u}_i$
سرعت نوسانی به صورت تانسوری [u′, v′, w′](ms^{-1})	u'_i
سرعت (ms^{-1})	V
مختصات کارتزین به صورت تانسوری [X, Y, Z] (m)	x_i
تابع دیواره لایه مرزی	y^+
اثر تراکم‌پذیری بر آشفتگی در مدل k-ε	Y_M
علائم یونانی	
زاویه پره (deg)	β
ضریب در مدل آشفتگی k-ε تحقق‌پذیر	$C_{1\varepsilon}$
نرخ پخش (m^2s^{-3})	ε
ضریب در مدل آشفتگی k-ε تحقق‌پذیر	σ_ε
ضریب در مدل آشفتگی k-ε تحقق‌پذیر	σ_k
راندمان هیدرولیکی	η
چگالی (kgm^{-3})	ρ
ضریب دبی	Φ
ضریب هد	Ψ
ضریب توان	τ
لزجت سینماتیکی ($m^2\ s^{-1}$)	υ
لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)	μ
ضریب متغیر لزجت آشفتگی	C_μ
تانسور ترم چرخش ($rads^{-1}$)	Ω_{ij}
بالانویس‌ها	
ترم نوسانی	′
ترم متوسط	¯
زیرنویس‌ها	
حداکثر	Max
بهترین (نقطه طراحی)	Opt
مربوط به جریان آشفته	t
مدل	M
نمونه اصلی	P

مراجع

1- Engeda, A. (2005). “Development of a complete aerodynamic analysis and design tool for a regenerative flow compressor.” *Brog Warner, MSU Research Project*.

2- Engeda, A. and Raheel, M. (2003). “Theory and design of the regenerative flow compressor.” *Proceedings of International Gas Turbine Congress.*

3- Mowrey, C. C. (1987). “High Head – Low Flow Centrifugal Pumps.” *ASLE Annual Meeting, Colorado*, pp. 155-161.

4- Choi, C. W., Yoo, S. I., Park, R. M. and Chung, K. M. (2013). “Experimental study on the effect of blade angle on regenerative pump performanc.” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 227(5), 585-592.

5- Crewdson, E. (1956). “Water-ring self-priming pumps.” *Proceedings of the Institution of Mechanical Enginiers*. 170 (13), 407-415.

6- Quail, F., Scanlon, T. H. and Baumgartner, A. (2012). “Design study of a regenerative pump using one-dimensional and three-dimensional techniques.” *European Journal of Mechanics B/Fluids*. 31(January-February), 181-187.

7- Quail, F., Scanlon, T. H. and Stickland, M. (2011). “Design optimisation of a regenerative pump using numerical and experimental techniques.” *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*. 21(1), 95-111.

8- Quail, F., Scanlon, T. H. and Stickland, M. (2010). “Development of a regenerative pump impeller using rapid manufacturing techniques.” *Rapid Prototyping Journal*. 16(5), 337-344.

9- Quail, F., Stickland, M. and Scanlon, T. H. (2010). “Numerical and Experimental Design of a Regenerative Pump.” *Current Themes in Engineering Science. American Institute of Physics*. pp. 165-180. ISBN: 978-0-7354-0766-4

10- Quail, F., Stickland, M. and Baumgartner, M. (2011). “A One Dimensional Numerical Model for the Momentum Exchange in Regenerative Pumps.”

[Downloaded from journal.hydropower.org.ir on 2026-11-17]

[DOR: 20.1001.1.23225882.1394.2.5.3.8]

Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, ASME. 133(9), 1-8.

11- Abdalla, H. M. M. (1981). "A Theoretical and Experimental Investigation of the Regenerative Pump with Airfoil Blades." PhD thesis, Applied MechanicsBranch, Royal Military College of Science.

12- Sixsmith, H. and Altmann, H. "A regenerative compressor." *Journal of Engineering for Industry*. 99(3), 637-647.

13- Yoo, I. S., Park, M. R. and Chung, M. K. (2005). "Improved momentum exchange theory for incompressible regenerative turbomachines." *Journal of Power and Energy*. 219, 567-581.

14- Song, J. W., Raheel, M. and Engeda, A. (2003). "A compressible flow theory for regenerative compressors with aerofoil blades." *proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 217(11), 1241-1257.

15- Raheel, M. and Engeda, A. (2002). "Current status, design and performance trends for the regenerative flow compressors and pumps." *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. 99-110.

16- Raheel, M. and Engeda, A. (2005). "Systematic design approach for radial blade regenerative turbomachines." *Journal of Propulsion and Power*, 21(5), 884-892.

17- Yazdanpanah, M., Riasi, A., Nagizadeh, K. and Nourbakhsh, A. (2014). "Numerical analysis of regenerative pump and comparing characteristic curves with experimental results." *5th conference on rotating equipment in oil and power*. (In Persian)

18- Hyoung Kang, S. H. and Hyun Ryu, S. (2009). "Reynolds Number Effects on the Performance Characteristic of a small Regenerative Pump." *Journal of Fluid Engineering, ASME*. 131(6), 1-10.

19- Kang, S. H., Lim, H. S. and Ryu, S. H. (2004). "Performance evaluation of a regenerative pump of small size." *Proceedings of* Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer, *ASME*. 2(A-B), 1171-1178.

20- Muller, S. (2004). "Consider regenerative pumps for low flow/low NPSH applications." *Hydrocarbon Process*. 83(8), 55-57.

21- Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z. and Zhu, J. (1995). "A New k-ε Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows-Model Development and Validation." *Computers Fluids*. 24(3), 227-238.

22- Meakhail, T., Seung, O. P., Lee, D. A. and Mikhail, S. (2003). "A study of circulating flow in regenerative pump." *Proceedings of the KSAS 1st International Session, Gyeongju*. pp. 19-26.

[Downloaded from journal.hydropower.org.ir on 2026-11-17]

[DOR: 20.1001.1.23225882.1394.2.5.3.8]