اصلاح توربوشارژر هیدرولیکی واحد نمکزدایی به روش اسمز معکوس متناسب با تغییر شرایط فرآیندی

عبدالله اسکندری ثانی[1]

۱- استادیار، بخش فنی و مهندسی، دانشگاه پیام نور، تهران، ایران، a.eskandari@pnu.ac.ir

چکیده

تولید آب شیرین به روش اسمز معکوس، از گزینه‌های به صرفه در بسیاری از کشورها است. یکی از مشکلات این روش، کاهش مقدار آب تولیدی به دلیل تغییر شرایط فرآیندی و آب خام مصرفی است. در این مقاله، به روشی برای بازطراحی روتور توربوشارژر هیدرولیکی به عنوان اصلی‌ترین قطعه این تجهیز که نقش بازیافت کننده انرژی در واحدهای آب شیرین‌کن را دارد، پرداخته شده است. بدین منظور، ابتدا عملکرد یک واحد نمک‌زدایی در حال بهره برداری بررسی و سپس با استفاده از روابط تشابه در توربوماشین‌ها و دینامیک سیالات محاسباتی، دو روتور جدید برای توربوشارژر موجود طراحی و ساخته شدند تا برای دو حالتی که به دلیل تغییر شرایط، ممبران به فشار بالاتر یا پایین‌تر از طراحی اولیه نیاز دارد، جایگزین روتور موجود شوند. برای صحت سنجی، نتایج تست با پارامترهای طراحی مقایسه شده اند. نتایج نشان می‌دهد علی رغم اعمال تغییر در فشار ورودی ممبران، توربوشارژر با روتورهای جدید علاوه بر ثابت نگه‌داشتن درصد تولید آب، باعث شده است مقدار بازیافت انرژی ثابت بماند و راندمان کل نیز در حالت فشار بالا، از راندمان توربوشارژر اولیه بیش از ۴درصد و بازیافت انرژی حدود ۲درصد بیش‌تر شود که نشان می‌دهد از این روش می‌وان در شرایطی که تغییر فشار ممبران‌ها به صورت محسوسی از فشار طراحی اولیه بالاتر یا پایین‌تر است، استفاده کرد.

کلمات کلیدی

اسمز معکوس، نمک زدایی، توربوشارژر هیدرولیکی، دینامیک سیالات محاسباتی.

۱- مقدمه

افزایش نیاز به آب شیرین و محدودیت منابع طبیعی سبب شده است تا استفاده از آب شیرین‌کن‌های صنعتی به یکی از روش‌های اصلی برای تولید آب شرب تبدیل شود. از سوی دیگر، گران بودن فرآیندهای نمک‌زدایی موجب شده است تا در سال‌های اخیر تلاش‌ها برای توسعه فنآوری تولید غشاء و دستگاه‌های بازیافت انرژی[1] در روش اسمز معکوس[2] که دارای بیش‌ترین سهم در تولید آب آشامیدنی در سراسر جهان است، روز به روز افزایش یابد[۱].

یکی از موانع اصلی برای گسترش صنعت نمک‌زدایی از آب شور، هزینه تولید آب شیرین به این روش است. بخش عمده این هزینه به مصرف انرژی الکتریکی بر می‌گردد که بیش از ۵۰ تا ۶۰ درصد از کل هزینه‌های تولید را در بر می‌گیرد[۲]. به همین دلیل در بیش تر واحدهای نمک‌زدایی متوسط و بزرگ، استفاده از تجهیزات بازیافت انرژی اجتناب ناپذیر است.

به طور کلی برای طراحی دستگاه‌های بازیافت انرژی دو مکانیزم وجود دارد: مکانیزم گریز از مرکز و جابجایی مثبت. در واحدهای نمک‌زدایی اسمز معکوس، مکانیزم گریز از مرکز به دلیل سادگی طراحی، در دسترس بودن، انعطاف‌پذیری در عملکرد و پایین بودن نسبی میزان سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه بهره‌برداری به مکانیزم جابجایی مثبت ترجیح داده می‌شوند.

توربوشارژر هیدرولیکی یکی از تجهیزات بازیافت انرژی از نوع گریز از مرکز است که به دلیل سادگی طراحی، انعطافپذیری در عملکرد و پایین بودن نسبی هزینه تأمین، به صورت گسترده در واحدهای نمک‌زدایی به روش اسمز معکوس استفاده می‌شود.

این تجهیز دارای یک روتور شامل پروانه بخش پمپ، پروانه بخش توربین و محورمتصل به آنها و همچنین پوسته بیرونی است که روتور درون آن قرار می‌گیرد.

[1] Energy Recovey Device (ERD)

[2] Reverse Osmosis (RO)

ACCEPTED MANUSCRIPT

در سازوکار اسمز معکوس، برای افزایش فشار آب خام ورودی به مقداری که برای ورود به ممبران‌های تصفیه نیاز است از پمپ فشار قوی استفاده می‌شود که بیش از ۸۵ درصد انرژی کل واحد را مصرف می‌کند [۳] و در نتیجه میزان بازیافت انرژی توسط توربوشارژ از اهمیت زیادی برخوردار است. مصرف انرژی در این روش، عمدتاً تحت تأثیر دو عامل است: فشار آب خام در ورود به ممبران برای رسیدن به مقدار آب تولیدی مورد نیاز و عملکرد پمپ تغذیه فشار قوی در ترکیب با تجهیز بازیافت انرژی [۴]. فشار آب خام در ورود به ممبران به مقدار مواد جامد محلول در آب خام[1] ، میزان رسوب در غشاء و نحوه چینش ممبران‌ها بستگی دارد [۵].

بنابراین، در بسیاری از موارد به دلیل تغییر شرایط کاری نسبت به طراحی اولیه، نقطه کار مجموعه تجهیزات دخیل در فرآیند مذکور به جای یک نقطه مشخص، در طیفی از نقاط کاری (گاهی بسیار دورتر از شرایط بهینه) قرار می‌گیرد. از آن سو، به این علت که تجهیزات توربوماشینی (مانند پمپ فشار قوی و توربوشارژر) دارای نقطه کار بهینه‌ای برحسب دبی، فشار و سرعت دورانی هستند، لازم است شرایط هیدرولیکی کل مدار با نقطه کار بهینه آنها تطبیق داشته باشد[۶]. این نکته نیز باید مد نظر قرار گیرد که منحنی عملکرد پمپ فشار قوی خود تحت تأثیر مقاومت هیدرولیکی بخش پایین دست آن یعنی ممبران و توربوشارژر است و باید با شرایط هیدرویکی آنها تطابق داشته باشد [۴].

دلایل ذکر شده در بالا، مستلزم آن است که در طراحی تجهیز بازیافت انرژی، کل محدوده عملکردی فرآیند در نظر گرفته شود. اساساً پارامترهای هیدرولیکی مانند دبی آب خام، فشار در ورود به ممبران، دبی پساب و آب تولید شده تحت تأثیر نرخ بازیافت آب شیرین و میزان نفوذپذیری ممبران قرار دارند. توماس منث و همکارانش، محدوده هیدرولیکی سه بعدی را برای پوشش عملکرد یک واحد اسمز معکوس پیشنهاد داده‌اند که در آن تأثیر نرخ بازیافت به عنوان یک متغیر که بیانگر شرایط هیدرولیکی مجاز است، لحاظ گردیده است [۳].

از روشهای متداول برای تغییر شرایط عمومی واحدهای نمک‌زدایی، استفاده از درایو فرکانس متغیر[2] ، شیر فشار شکن و توربوشارژر مجهز به موتور الکتریکی است. درایو، نقطه کار و حداکثر توان مصرفی موتور را بر اساس تشابه هیدرولیکی (که لزوماً با شرایط مد نظر تطبیق نخواهد داشت) تغییر می‌دهد. شیر فشار شکن نیز به طور قابل توجهی باعث اتلاف انرژی می‌شود. موتور کمکی متصل به توربوشارژر، برای جبران فاصله بین فشار خروجی از توربوشارژر و فشار مورد نیاز ممبران [۷] استفاده می‌شود، اما این روش نیز به توان اضافه برای موتور کمکی نیاز دارد و معمولاً برای واحدهای نمک‌زدایی در مقیاس‌های بزرگ، مقرون به صرفه است.

در پژوهش حاضر روشی اتخاذ شده است تا متناسب با تغییر شرایط فرآیندی، دبی آب تولید شده ثابت بماند و راندمان کل نیز دچار تغییر قابل ملاحظه (بیش از ۱۰ درصد) نشود. این روش در تحقیقاتی که در بخش ۲ به آنها اشاره شده است، دیده نشده است، زیرا در همه موارد تأکید اصلی بر بهینه سازی توربوشارژر مطابق با نقطه طراحی اولیه است و راهکاری برای تطبیق عملکرد آن با تغییر شرایط بالادست و پایین دست آن که همیشه در عمل اتفاق می افتد، ارائه نشده است. تفاوت اصلی این پژوهش بر تغییرات فشار ورودی به ممبران و در نتیجه فشار آب برگشتی از آن در ورودی به توربوشارژر متمرکز است که در بخش ۳ به آن پرداخته شده است.

۲- پیشینه تحقیق

لوزیر و همکاران آزمایشات خود را روی مدل جدیدی از توربوشارژر هیدرولیکی انجام داده و به این جمع بندی رسیدند که توربوشارژر هیدرولیکی می‌تواند تا ۲۳٪ توان ورودی را کاهش دهد [۸].

محمد فاروق و همکارانش به طور مفصل عملکرد چندین سیستم بازیافت انرژی مورد استفاده در واحدهای شیرین‌سازی آب شور را تشریح و راندمان آنها را با توجه به شرایط عملیاتی برای یک دوره یک ساله و تأثیر آن بر صرفه جویی کل انرژی و مصرف کل انرژی توسط پمپ فشار قوی مقایسه کرده‌اند [۹].

مارک ویلف و همکارانش به بررسی چیدمان و پارامترهای عملکرد آب شیرین‌کن‌های بزرگ آب دریا و فن‌آوری‌های برجسته‌ای که به کاهش هزینه تولید منجر شده‌اند، پرداختند. آنها نتایج تحقیقات‌شان را در قالب فرآیندی جدید که منجر به بهینه شدن عملکردها و کاهش توان مصرفی می‌شود، ارائه نمودند [۱۰].

[1] Total dissolved solids (TDS)
[2] VFD

ACCEPTED MANUSCRIPT

فریتزمن و همکارانش وضعیت فعلی روش نمک‌زدایی با مکانیزم اسمز معکوس را مورد بررسی قرار دادند و کل فرآیند، از مصرف آب خام تا مرحله پس از تصفیه را تجزیه و تحلیل کردند. در این تحقیق آنها انرژی مورد نیاز واحدهای اسمز معکوس و همچنین سیستم‌های بازیافت انرژی کنونی را با رویکرد کاهش مصرف انرژی تشریح و هزینه‌های روش مذکور را مورد ارزیابی قرار دادند [۱۱].

ماگید جرجیس بین دستگاه‌های بازیافت انرژی در پکیج‌های آب شیرین‌کن اسمز معکوس از نوع گریز از مرکز و جابجایی مثبت مقایسه‌ای جامع انجام داد. او با استفاده از داده‌های تجربی سیستم‌های مختلف اسمز معکوس ، دستگاه بازیافت انرژی متفاوتی را از نظر مقدار انرژی مصرفی مخصوص، راندمان و مزایا و معایب مورد بررسی قرار داد [۱۲].

چان فنگ وان و همکارانش روی مدلی از اسمز با فشار تأخیری کار کردند که انتظار می‌رود مقدار قابل توجهی از انرژی مورد نیاز برای یک متر مکعب آب شیرین (انرژی مخصوص) را کاهش دهد. مطالعه آنها نشان می‌دهد ترکیب این روش با روش اسمز معکوس می تواند تا یک سوم مصرف انرژی مخصوص را کاهش دهد [۱۳].

تامر السید و امر عبدالفتاح در پژوهش خود به بررسی تعادل عملکردی بین قسمت‌های پمپ و توربین توربوشارژر، تاثیر تغییر سرعت روتور روی عملکرد توربوشارژر و تاثیر میزان باز شدگی شیر تنظیم قسمت توربین روی عملکرد توربوشارژر (سرعت، توان، هد و دبی) پرداختند [۷].

سیگرید آرنا و همکارانش دستگاه‌های بازیافت انرژی را که در جزایر قناری نصب هستند مورد بررسی قرار دادند تا تعیین نمایند کدام یک از آنها برای نصب در واحدهای آب شیرین کن با ظرفیت متوسط و بزرگ در آینده با توجه به شاخص‌های داده‌های عملکرد، تعمیر و نگهداری، عیب‌یابی و میزان مصرف انرژی مناسب‌تر هستند [۱۴].

اندریو بوما و همکارانش، انواع شاخص‌های مقایسه برای مصرف انرژی و اکسرژی را در واحدهای آب شیرین‌کن‌های ترکیبی بررسی کردند و به این جمع بندی رسیدند که روش اسمز معکوس از دیگر روش‌های ترکیبی تا دو برابر بهینه‌تر است. در این مطالعه هزینه مواد اولیه، هزینه مصرف انرژی و ضرایب انتقال انرژی مورد بررسی قرار گرفته‌است [۱۵].

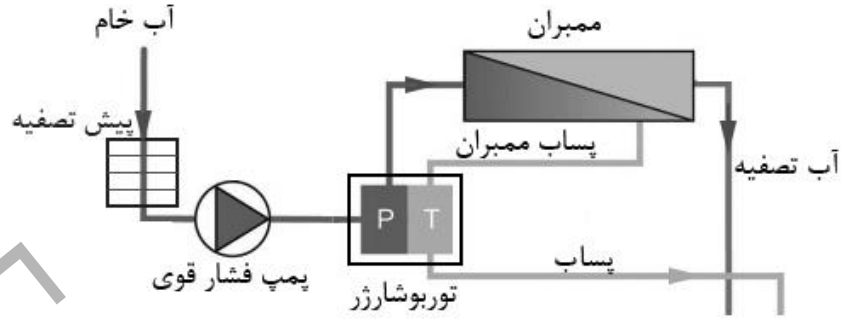
اندروجیمز و همکارانش، برای کاهش مصرف انرژی در مکانیزم اسمز معکوس، چیدمان‌های مختلف پمپ فشار قوی و تجهیزات بازیافت انرژی را با یکدیگر مقایسه و تأثیر انواع مختلف تجهیزات بازیافت انرژی را مورد بررسی قرار دادند [۱۶].

بینگ هوانگ، اصول طراحی سیستم یکپارچه سازی بازیافت انرژی را مورد تجزیه و تحلیل قرار داده‌اند و روش‌هایی را برای کاهش مصرف انرژی و افزایش نرخ تولید ارائه نمودند. تحقیقات آنها، دستورالعمل‌هایی را برای طراحی و انتخاب دستگاههای بازیافت انرژی تحت شرایط عملیاتی متفاوت بدست می‌دهد [۱۷] .

۳- تشریح روش

به منظور بررسی تأثیر هیدرولیکی توربوشارژری، دیاگرام جریان فرآیند پمپ فشار قوی، ممبران و توربوشارژر به صورت شماتیک در شکل ۱ نشان داده شده است. آب خام ابتدا توسط یک پمپ تغذیه وارد بخش پیش تصفیه شده و سپس وارد پمپ فشار قوی می‌شود و فشار آن تا حد میانی افزایش داده می‌شود. بعد از این مرحله توربوشارژر قرار دارد که جریان خروجی از پمپ فشار قوی وارد بخش پمپ آن می‌شود و فشار آن به مقدار لازم برای ورود به ممبران‌های اصلی تصفیه افزایش می‌یابد. سیال خروجی از ممبران به دو بخش آب شیرین (آب تصفیه شده) و آب شور(پساب ممبران) تقسیم می‌شود. انرژی آب شور با استفاده از بخش توربین توربوشارژر به انرژی مکانیکی برای بخش پمپ آن تبدیل می‌شود و پساب ورودی به توربوشارژر در نهایت به از آن خارج می‌گردد و بدین ترتیب نمودار جریان فرآیند، تکمیل می‌شود.

ACCEPTED MANUSCRIPT

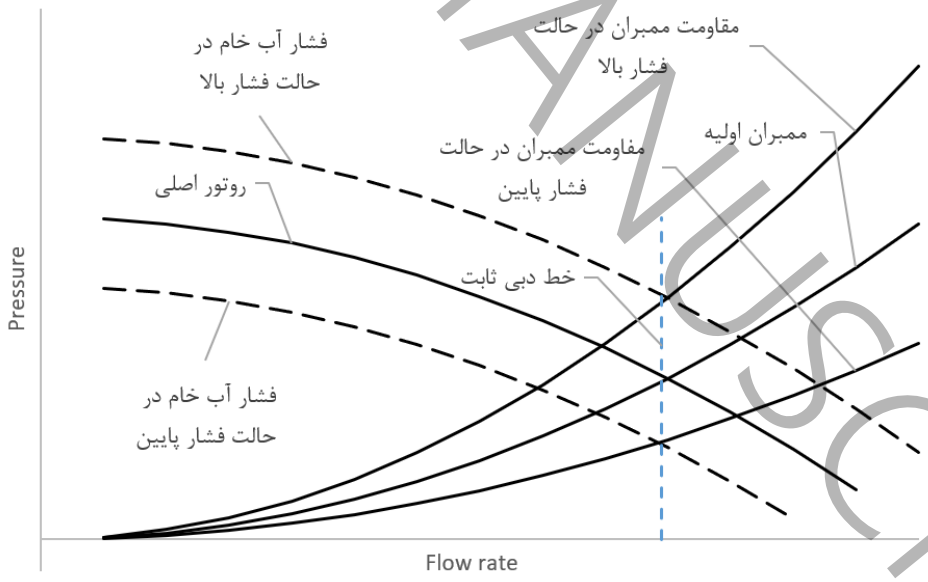


شکل ۱: دیاگرام جریان فرآیند در یک واحد آب شیرین کن به روش اسمز معکوس با توربوشارژر بازیافت کننده انرژی

Figure 1: Process flow diagram in a reverse osmosis desalination unit with energy recovery turbocharger

در این روش، پمپ فشار قوی و بخش پمپ توربوشارژر به صورت سری قرار می‌گیرند و در نتیجه دبی گذرنده از آنها یکسان (دبی آب خام) و فشار کل برابر با مجموع فشارهای تولیدی در هر بخش است. بنابراین منحنی عملکرد این دو تجهیز را می‌توان به صورت یک منحنی فشار کل بر حسب دبی آب خام نشان داد. ممبران بعد از توربوشارژر نیز همانند یک مقاومت هیدرولیکی عمل کرده و منحنی فشار کل (پمپ و توربوشارژر) را در نقطه کاری مدار قطع می‌کند.

همانطور که در شکل ۲ به صورت شماتیک نشان داده شده است اگر مقاومت ممبران به دلیل تغییر شرایط در طول بهره‌برداری تغییر نماید (به عنوان نمونه به خاطر تغییر دما یا شوری آب خام و یا گرفتگی ممبران)، نقطه تقاطع آن با منحنی فشار کل تغییر می‌کند. از آن جایی که هر نقطه تقاطع، معادل یک فشار و یک دبی برای آب خام است، تغییر فشار آب خام باعث تغییر در دبی آب تولیدی، تغییر در میزان بازیافت انرژی و راندمان کل خواهد شد.



شکل ۲: منحنیهای هیدرولیکی (هد – دبی) پمپ فشار قوی به همراه توربوشارژر در حالت‌های مختلف مقاومت مدار

Figure 2: Hydraulic curves (head-flow) of high pressure pump with turbocharger in different pressure modes

ACCEPTED MANUSCRIPT

روشی که در این مقاله به آن پرداخته شده است آن است که متناسب با تغییر شرایط ممبران و در نتیجه نیاز به تغییر فشار آب خام ورودی به ممبران، فشار کل آب خام به نحوی تغییر داده شود تا دبی آن ثابت بماند. در این روش، تنها فشار تولید شده توسط توربوشارژر با تغییر شرایط طراحی روتور آن به عنوان اصلی‌ترین قطعه در این تجهیز تغییر داده شده است.

برای این منظور یک واحد در حال بهره برداری مورد مطالعه قرار گرفته است (در جدول۱ اطلاعات هندسی و در جدول ۲ اطلاعات فرآیندی توربوشارژر مورد استفاده در سایت آب شیرین کن مورد مطالعه آورده شده است). روش کار به این صورت بوده است که با معلوم بودن مشخصات هندسی توربوشارژر موجود و اسکن سه بعدی، مدل کامل اجزای اصلی توربوشارژر بدست آمده است. سپس با توجه به نقطه کاری موجود، دو نقطه کار جدید برای آن در نظر گرفته شده است (به صورت فرضی برای دو حالت بالاتر و پایین‌تر از فشار نقطه کاری موجود). لازم به ذکر است در این تحقیق، برای ایجاد تغییر در فشار مورد نیاز ممبران (که در حالت واقعی ممکن است به خاطر گرفتگی ممبران، تغییر شوری یا دمای آب اتفاق بیفتد)، از یک شیر فشار شکن در مسیر پساب به سمت توربوشارژر استفاده شده است. با مشخص بودن شرایط جدید عملکرد توربوشارژر، ابتدا با استفاده از روابط تشابه در توربوماشین‌ها، ابعاد پروانه‌های بخش توربین و پمپ توربوشارژر (شامل قطر خروجی و عرض خروجی که بیش‌ترین تأثیر را در عملکرد پروانه دارند)، هندسه روتور جدید برای دو حالت بدست آمده است.

از آن جایی که تنها بخش روتور از توربوشارژر تغییر داده خواهد شد، و عملاً روابط تشابه دقیقاً به نقطه کاری جدید منتهی نخواهد شد (به دلیل وجود اصطکاک که به صورت هیدرولیکی از قوانین تشابه تبعیت نمی‌کند)، از شبیه سازی میدان جریان در کل بخش پمپ و توربوشارژر (حل عددی میدان جریان) برای بدست آوردن نقطه کاری در روتورهای جدید و فرآیند سعی و خطا استفاده شده است. در واقع روابط تشابه در توربوماشین‌ها تنها به عنوان یک راهنمای اولیه حدود تغییرات در قطر و عرض خروجی پروانه‌ها را با توجه به شرایط جدید بدست می‌دهند و برای رسیدن به اندازه‌های دقیق‌تر از شبیه سازی کامل میدان جریان و تغییر اندازه با توجه به نتایج شبیه سازی بهره گرفته شده است. در نهایت با قرار گرفتن حدود خطا به محدوده کمتر از ۳ درصد (بین نتایج پیش بینی شده با روابط تشابه و حل عددی میدان جریان)، نسبت به ساخت روتور جدید و نصب آن به جای روتور قبلی اقدام شده است. برای صحت سنجی، نتایج شبیه سازی با داده‌های تست مورد مقایسه قرار گرفته است. مراحل انجام شده به صورت دیاگرام شکل ۳ نشان داده شده است:

شکل ۳: مراحل انجام شده برای طراحی، شبیه سازی و تست روتورها

Figure 3: Work flow diagram representing steps of design and validation

نکته‌ای که باید به آن توجه داشت این است که معمولاً ابعاد پوسته در هنگام طراحی به اندازه کافی بزرگ‌تر در نظر گرفته می‌شود تا امکان تغییر قطر یا جایگزینی روتور جدید فراهم باشد. در این مقاله حدود تغییرات قطر کمتر از ۲۰ درصد (حداکثر در حدود ۴ میلیمتر بوده است، جداول ۶ و ۷). بنابراین بدون تغییر پوسته امکان جایگزینی روتورهای جدید وجود داشته است.

ACCEPTED MANUSCRIPT

۴- مسأله مورد مطالعه

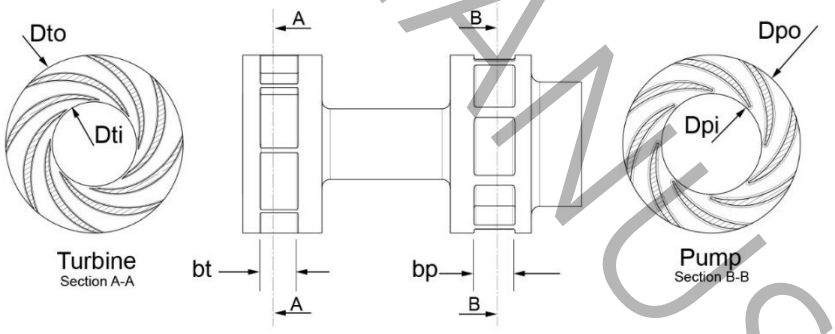
برای بررسی میزان تأثیر طراحی روتور در تغییر شرایط کاری، یک واحد متوسط اسمز معکوس با ظرفیت تولید ۱۲۶۰ متر مکعب در شبانه روز (معادل ۱۵۰ متر مکعب در ساعت آب خام) را که در آن از یک پمپ فشار قوی به همراه توربوشارژر استفاده شده است مورد مطالعه قرار دادهایم. مشخصات هندسی توربوشارژر اولیه مطابق با شکل ۴، در جدول ۱ آمده است:

مشخصات هیدرولیکی واحد در حال کار که در سایت اندازه‌گیری شده است، در جدول ۲ آمده است:

جدول ۱: مشخصات هندسی روتور توربوشارژر

Table1: Geometric characteristics of the turbocharger rotor

ابعاد هندسی (mm)	مقدار
قطر خروجی توربین (Dto)	۸۶
قطر ورودی توربین (Dti)	۴۱
عرض خروجی توربین (Bt)	۱۷/۵
قطر خروجی پمپ (Dpo)	۸۶
قطر ورودی پمپ (Dpi)	۴۸/۸
عرض خروجی پمپ (Bp)	۱۸
تعداد پره (Nb)	۸
لقی بین محور و بیرینگ میانی (SL)	۰/۶
لقی متوسط بین جداره پروانه و پوسته(SR)	۳/۵
طول لقی محور و بیرینگ میانی (L)	۵۴



شکل ۴: ابعاد اصلی مؤثر در مشخصات هیدرولیکی روتور توربورشارژر

Figure 4:The main effective dimensions in the hydraulic characteristics of the turbocharger rotor

جدول ۲: مشخصات هیدرولیکی واحد اسمز معکوس

Table 2: Hydraulic characteristics of the reverse osmosis unit

پارامترهای هیدرولیکی	واحد	مقدار
جریان ورودی به پمپ (Q_p)	m^3/h	۱۵۰
فشار ورودی به بخش پمپ (P_{inp})	bar	۴۰
فشار خروجی از بخش پمپ (P_{outp})	bar	۶۵

ACCEPTED MANUSCRIPT

فشار ورودی به بخش توربین (P_{inT})	bar	۶۳
فشار خروجی از بخش توربین (P_{out})	bar	۲
دبی پساب (Q_R)	m^3/h	۱۰۰
تعداد ممبران	-	۱۰۳
راندمان کل (رابطه ۲)	٪	٪۶۰

۴-۱- مبنای محاسبه هد و راندمان

از آنجایی که مبنای محاسبه هد و نیز قوانین تشابه تغییر فشار کل از ورودی تا خروجی پمپ و توربین است، در اندازه گیری‌ها و نیز داده‌های بدست آمده از شبیه سازی، منظور از فشارهای بدست آمده، فشار کل است که شامل فشار استاتیکی، فشار دینامیکی و فشار ارتفاعی است که بر اساس رابطه (۱) بدست می‌آید:

$$P = P_{st} + \rho.g.z + \rho\frac{V^2}{2} \qquad (۱)$$

در این رابطه، P_{st} فشار استاتیکی (در اندازه‌گیری‌های، برابر با فشاری است که از گیج فشارسنج خوانده می‌شود)، z ارتفاع مقطع تا سطح مرجع، و V سرعت متوسط در آن مقطع است که بر اساس مقدار دبی و سطح مقطع بدست می‌آید. برای بدست آوردن دبی از فلومتر الکترومگنتیک با دقت ۰/۱ متر مکعب بر ساعت استفاده شده است.

برای محاسبه راندمان توربوشارژر از رابطه زیر استفاده شده است:

$$\eta = \frac{(P_{out_P} - P_{in_P})Q_P}{(P_{in_T} - P_{Out_T})Q_R} \qquad (۲)$$

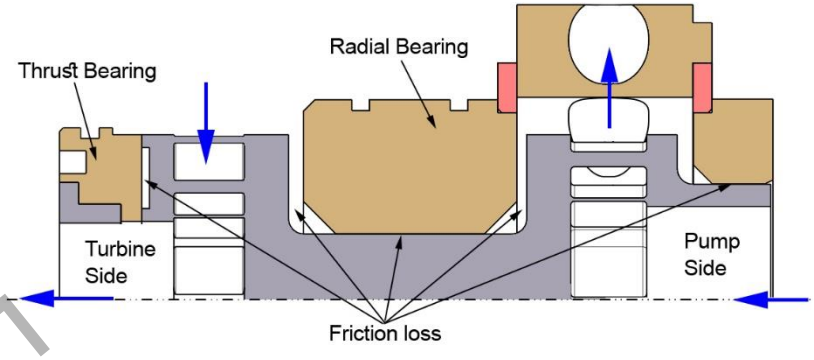
تمامی فشارها در رابطه (۲) فشار کل است که از رابطه (۱) بدست می‌آید.

۵- محاسبه دور و توان تولیدی توربوشارژر

چون پروانه بخش پمپ و توربین در توربوشارژر از طریق یک محور به هم متصل هستند، و مولّد بخش پمپ، بخش توربین توربوشارژر است، نقطه کاری در عمل شرایطی است که توان مصرفی بخش پمپ با توان تولیدی بخش توربین برابر باشد. با توجه به اینکه هنگام کار، روتور کاملاً درون پوسته قرار می‌گیرد و از بیرون هیچگونه دسترسی به آن وجود ندارد، نمی‌توان با استفاده از دورسنج، سرعت دورانی آن را اندازه گرفت و به صورت عملی بدست آوردن دور، تنها از طریق تحلیل فرکانسی و فرکانس گذار پره امکان پذیر است. برای بدست آوردن دور به روش تحلیلی نیز از تساوی توان‌ها کمک گرفته شده است. از آنجایی که سرعت دورانی تابع شرایط دو بخش پمپ و توربین است، برای رسیدن به نقطه کاری، باید میدان جریان در پمپ و توربین در دورهای مختلف شبیه‌سازی و نمودار توان بر حسب دبی هرکدام جداگانه بدست آید و نقطه‌ای که توان‌های دو بخش با هم برابر باشند، نقطه کاری محاسباتی توربوشارژر خواهد بود. البته در این محاسبه، علاوه بر توان در میدان جریان داخل پروانه‌ها، باید تلفات اصطکاکی در جداره‌های بیرونی پروانه‌ها، بیرینگ شعاعی نگهدارنده شافت و نیز بیرینگ تراست انتهایی در بخش توربین نیز محاسبه شود. در شکل ۵ بخش‌هایی که باعث اتلاف اصطکاکی می شوند نشان داده شده است. بدین ترتیب دور محاسباتی توربوشارژر از تقاطع نمودار توان دو بخش توربین و پمپ توربوشارژر بدست می آید.

در مرحله بعد مجدداً میدان جریان در هر دو بخش در دور محاسباتی بدست آمده از تلاقی نمودارهای توان (مرحله شبیه‌سازی قبلی)، تحلیل شده است و نتایج با مقادیر بدست آمده متناظر خود مقایسه شده‌اند. این مقایسه برای اطمینان از روند تخمین دور و توان توربوشارژر با استفاده از تحلیل میدان جریان است. البته اعتبار سنجی نهایی با تطبیق نتایج بدست آمده از تست صورت گرفته است. همین روند برای روتورهای جدید که نحوه طراحی آنها در بخش ۷ توضیح داده شده است، انجام شده است.

ACCEPTED MANUSCRIPT



شکل ۵: لقی‌های بین بخش ثابت و دوار مؤثر در تلفات اصطکاکی

Figure 5: Clearances between fixed and rotating parts in calculating frictional losses

۶- *تحلیل شرایط هیدرولیکی توربوشارژر موجود*

برای بررسی عملکرد توربوشارژر هیدرولیکی موجود با شرایط هیدرولیکی مندرج در جدول فوق ابتدا بخش پمپ و توربین توربوشارژر به صورت سه بعدی مدل و میدان جریان آن برای تحلیل آماده شده است تا روش محاسبه توان و دور توربوشارژر با استفاده از تحلیل میدان جریان با داده‌های توربوشارژر صحت سنجی گردد. معادلات حاکم برمیدان جریان در مختصات دوار شامل معادله پیوستگی، معادله مومنتوم، دو معادله نرخ انرژی جنبشی توربولانس و نرخ اتلاف انرژی توربولانس طبق معادله مدل توربولانسی انتقال تنش برشی[1] در پیوست آمده است. برای حل عددی میدان جریان از نرم افزار انسیس سی اف ایکس[2] نسخه ۲۰۲۴م استفاده شده است. در گسسته سازی های مشتق مکانی در معادله ناویر- استوکس از تقریب مرتبه دوم استفاده شده است. معیار همگرایی نیز حداکثر خطای جذر میانگین مربع‌ها[3] به میزان 1e-5 در نظر گرفته شده است.

جدول ۳: شرایط مرزی و تنظیمات حل عددی

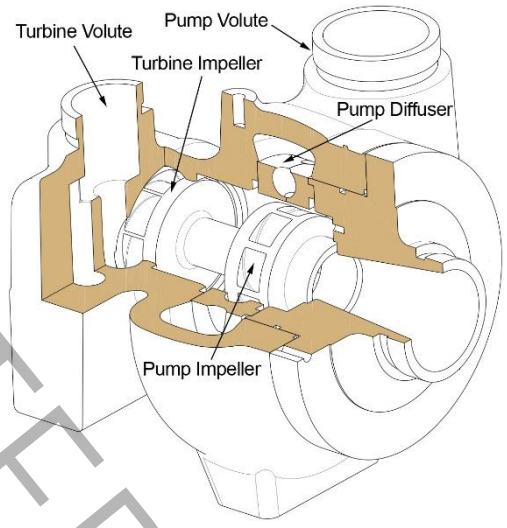
Table 3: Boundary conditions and numerical solution settings

پارامترهای تحلیل جریان	مقادیر یا مفروضات
شرایط تحلیل عددی	جریان غیر قابل تراکم، حالت دائم و هم دما
سیال	آب دریا رچگالی: ۹۹۸ کیوگرم بر متر مکعب ویسکوزیته: ۰/۰۰۱ ($N.s/m^2$)
مدل توربولانسی	مدل توربولانسی برای حل: انتقال تنش برشی
دامنه حل و روش شبیه سازی میدان جریان	میدان حل دوار، محاسبه نیروی کوریولیس، استفاده از تخمین صفحه میانی برای میانیابی مقادیر بین بخش ثابت و دوار
زبری سطح	دیواره‌های پروانه: ۵۰ میکرون، دیواره‌های ولوت و دیفیوزر ۷۰ میکرون
شریاط مرزی ورودی	مقدار دبی جرمی مشخص
شرایط مرزی خروجی	فشار استاتیکی مشخص
شدت توربولانسی در ورود	حداقل مربعات نوسانات سرعت ۵٪

[1] Shear Stress Transport
[2] ANSYS CFX
[3] RMS (Root mean squared)

ACCEPTED MANUSCRIPT

مدل سه بعدی میدان جریان در بخش‌های مختلف توربوشارژر که از اسکن سه بعدی تمامی قطعات توربوشارژر موجود بدست آمده است در شکل ۶ نشان داده شده است:



شکل ۶: المان‌های هیدرولیکی در تحلیل توربورشارژر، بخش پمپ (پروانه، دیفیوزر و ولوت)، بخش توربین (پروانه و ولوت)

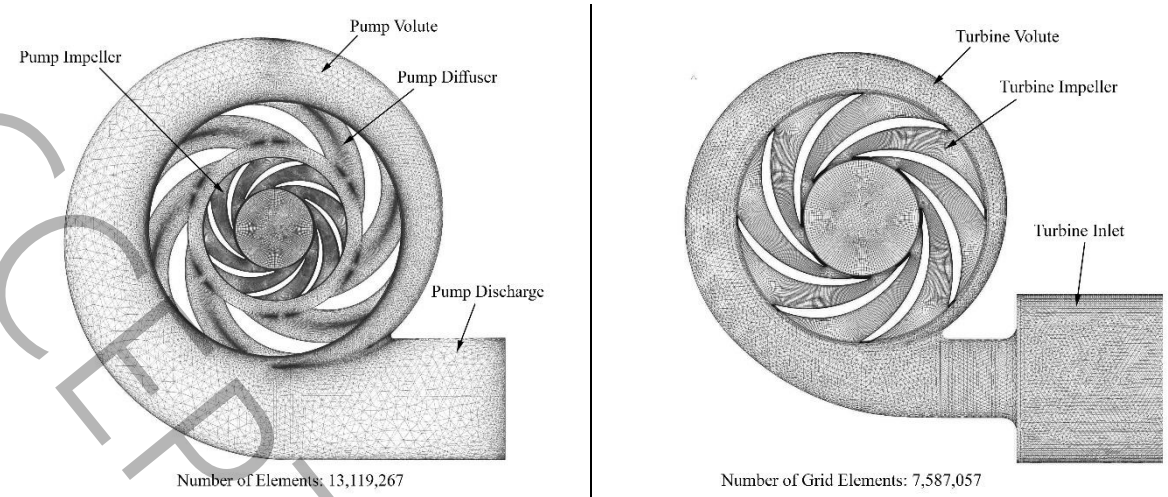
Figure 6: Hydraulic elements in the analysis of turbocharger, pump section (impeller, diffuser and volute), turbine section (impeller and volute)

۶-۱- شبکه بندی

برای شبکه بندی پروانه‌ها از نرم افزار توربوگرید[1] و برای شبکه بندی ولوت و دیفیوزر از نرم افزار آی سی ای ام[2] استفاده شده است تا شبکه متناسب با جریان در توربوماشین‌ها ایجاد گردد، به منظور بررسی استقلال نتایج از شبکه بندی، توان مصرفی و تولیدی در بخش پمپ و توربین بر حسب تعداد شبکه بندی کل در هر دو بخش به صورت جداگانه محاسبه شده است و تعداد شبکه تا جایی که درصد تغییر در مقادیر توان از ۱ درصد کمتر شده بود افزایش داده شده است. در شکل ۷ تعداد شبکه در بخش‌های پمپ و توربین نشان داده شده است. در اطراف جداره‌ها و پره‌ها، اندازه شبکه ریزتر و تعداد شبکه بیش‌تر شده است تا تغییرات سرعت و فشار دقیق‌تر محاسبه گردد (شکل ۸).

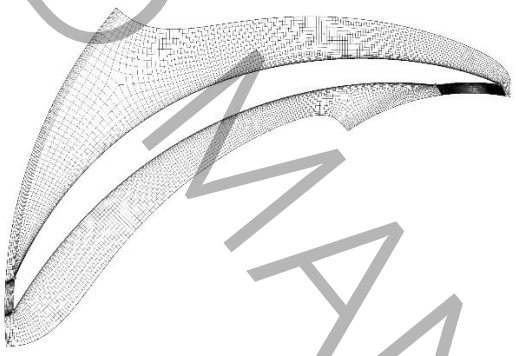
[1] Turbogrid
[2] ICEM

ACCEPTED MANUSCRIPT



شکل ۷: شبکه‌بندی میدان جریان در بخش پمپ و توربین توربوشارژر

Figure 7: Grid generation of the flow field of pump and turbine section of the turbocharger



شکل ۸: نحوه شبکه‌بندی میدان جریان اطراف پره در پروانه

Figure 8: Grid generation and cluster of the meshes near the impeller blade

۶-۲- پیش‌بینی سرعت روتور توربوشارژر موجود

میدان جریان در بخش توربین به ازای سرعت‌های ۱۵۰۰۰ تا ۱۸۰۰۰ دور بر دقیقه تحلیل شده است. دبی ورودی بخش پمپ همان دبی آب خام و برابر با ۱۵۰ متر مکعب بر ساعت و دبی ورودی توربین، دبی پساب و برابر با ۱۰۰ متر مکعب در ساعت است. شرایط حل عددی مطابق جدول ۳ اعمال شد. برای محاسبه توان منتقل شده از توربین به پمپ، توان اتلافات اصطکاکی[1] بین محور و بیرینگ میانی و بین جداره‌های پروانه پمپ و توربین با دیواره‌های بیرونی (شکل ۹) از توان تولیدی توربین کم شده است.

برای محاسبه توان اتلاف اصطکاکی بین پروانه‌های پمپ و توربین با جداره‌های بیرونی و نیز بین محور و بیرینگ محوری به ترتیب از رابطه‌های (۳) و (۴) استفاده شده است [۱۷]:

$$P_{RR} = K_{RR}\rho\omega^3 R^5 \quad (۳)$$

$$P_{RZ} = K_{RZ}\rho\omega^3 R^4 L \quad (۴)$$

[1] Friction losses

ACCEPTED MANUSCRIPT

که در آن K_{RR} ضریب اصطکاک شعاعی، K_{RZ} ضریب اصطکاک محوری، ρ چگالی، ω سرعت دورانی، R شعاع دوران در هر حالت است و L طول ناحیه درگیری محور با بیرینگ میانی است. SR و SZ لقی شعاعی و محوری پروانه و محور روتور است (شکل ۱۰).

ضرایب اصطکاکی در دو حالت از روابط (۵) و (۶) بدست آمده است [۱۷]:

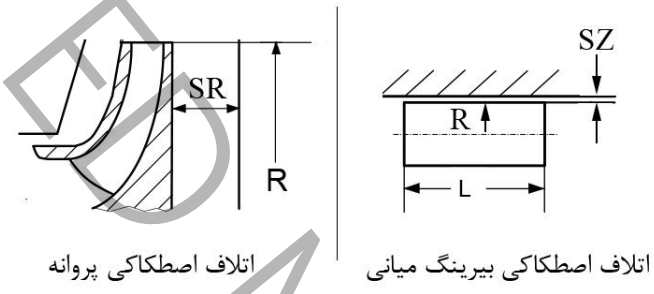
$$K_{RR} = \frac{\pi R}{2Re.SR} \frac{0.02}{R_e^{0.2}} \frac{1+SR/R}{1+SR/2R} \quad (۵)$$

$$K_{RZ} = \frac{2\pi R}{Re.SZ} \frac{0.075}{R_e^{0.2}} \frac{1+SZ/R}{1+SZ/2R} \quad (۶)$$

در این روابط، R_e عدد رینولدز است که از رابطه (۷) بدست می‌آید. s لقی بین دیواره های ثابت و دوار است.

$$Re = \frac{\rho R^2 \omega}{\mu} \quad (۷)$$

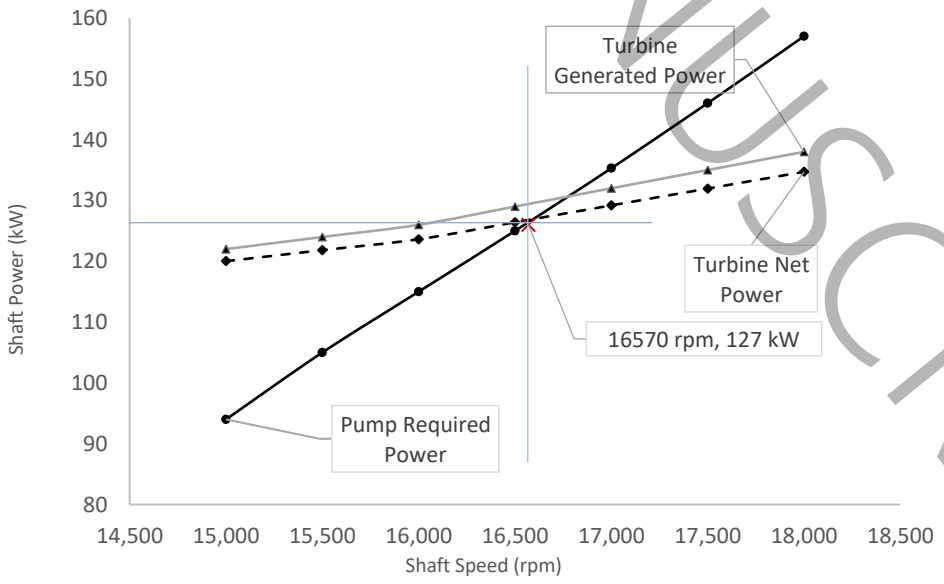
در رابطه فوق μ ویسکوزیته دینامیکی آب است.



شکل ۹: پارمترهای هندسی مؤثر در محاسبه اتلاف اصطکاکی

Figure 9: Geometrical parameters in friction loss calculation

بعد از محاسبه توان هیدرولیکی مصرفی و تولیدی بر در سرعت‌های دورانی مختلف با استفاده ازشبیه سازی میدان جریان، سرعت دورانی محاسباتی از تلاقی منحنی این دو توان بدست می‌آید که در شکل ۱۰ نشان داده شده است.

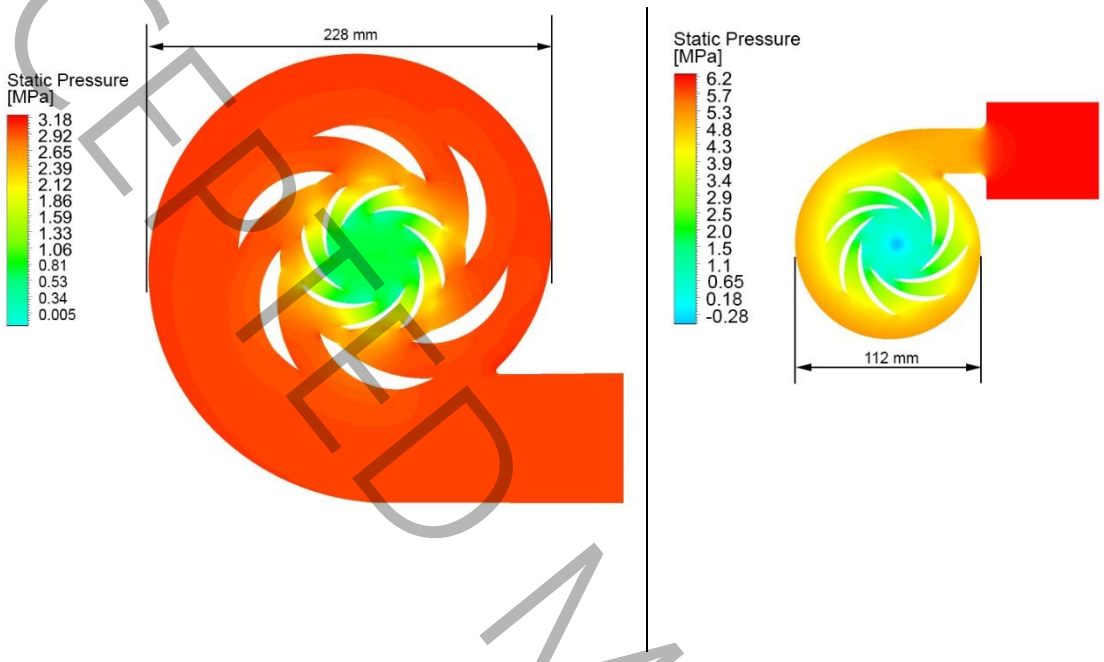


شکل ۱۰: نتایج شبیه سازی میدان جریان در توربین به ازای سرعت‌های دورانی مختلف و تخمین توان و دور توربوشارژر موجود

ACCEPTED MANUSCRIPT

Figure 10: The CFD results of the flow field in the turbine and pump section for different rotational speeds

این سرعت برای توربوشارژر موجود، در حدود ۱۶۵۷۰دور بر دقیقه و توان معادل شافت ۱۲۷کیلو وات بدست آمده است. برای بررسی میزان صحت توان و سایر پارامترهای هیدرولیکی بدست آمده از این روش، بار دیگر در این سرعت و با همان دبی‌های قبلی شبیه سازی انجام شده است. در شکل ۱۱ کانتور فشار استاتیکی در پمپ و توربین برای این نقطه کاری در یک مقطع موازی با صفحه پروانه‌ها نشان داده شده است.



کانتور فشار استاتیکی در پمپ　　کانتور فشار استاتیکی در توربین

شکل ۱۱: کانتور فشار استاتیکی در دو بخش پمپ و توربین توربوشارژر

Figure 11: Static pressure contour in pump and turbine section

همانطور که در کانتورهای فوق که در یک سطح مقطع عمود بر محور روتور نشان داده شده است، حدود تغییرات فشار استاتیکی در پمپ حداکثر ۳۰ بار (۳ مگاپاسکال) و به طور متوسط در مقطع خروجی ۲۵ بار (۲,۵ مگاپاسکال) است و همین متغیر در توربین از مقطع ورودی تا خروجی حدود ۶۰ بار (۶ مگاپاسکال) تغییر می‌کند. در جدول ۴ سایر پارامترهای هیدرولیکی برای این سرعت دورانی آمده است و خطای نسبی مقادیر بدست آمده از تحلیل جریان با مقادیر اندازه گیری شده در سایت نشان داده شده‌است.

جدول ۴: پارامترهای هیدرولیکی پمپ و توربین با روتور اصلی در سرعت ۱۶۷۵۰ دور بر دقیقه

Table 4: Hydraulic parameters of the pump and turbine with the original rotor at a speed of 16750 rpm

پارامترهای هیدرولیکی	واحد	اندازه	تحلیل	خطا (٪)
تغییر فشار کل بخش پمپ	bar	۲۵	۲۵/۷	۲/۸
توان خالص شافت	kW	۱۲۷	۱۲۶/۲	۰/۶
راندمان (ηp)	٪	۸۰/۰	۸۳/۰	۰/۲
پارامترهای هیدرولیکی توربین				
تغییر فشار کل بخش توربین	bar	۶۲	۶۲/۳	۰/۴
توان خالص شافت	kW	۱۳۱	۱۲۶/۵	۰/۷

ACCEPTED MANUSCRIPT

راندمان (η_t)	٪	۷۷/۶	۷۶/۹	۰/۸

در جدول ۴، تغییر فشار کل بر اساس اختلاف فشار کل به صورت متوسط سطحی[1]، و بر اساس رابطه (۸) در دو مقطع ورودی و خروجی بدست آمده است.

$$P_{avg} = \frac{1}{A}\int_A PdA \qquad (۸)$$

که در آن P_{avg} فشار متوسط در یک سطح است.

برای محاسبه توان، جمع جبری ضرب داخلی نیرو در سرعت در تمامی المان‌های روی جداره پروانه‌های پمپ و توربین بدست آمده است که در رابطه (۹) به صورت کلی نشان داده شده است:

$$Power = \sum_{Impeller\ Walls} \left(F_x.u + F_y.v + F_z.w\right) \qquad (۹)$$

که در این رابطه نیرو در هر سطح، از حاصل‌ضرب تنش برشی و نرمال در سطح سلول روی جداره در سه راستای مختلف محاسبه شده است. u، v و w نیز سرعت‌ها در سه راستای x، y و z روی هر المان سطحی در جداره پروانه‌ها هستند. برای محاسبه راندمان بخش پمپ و توربین و راندمان کل به ترتیب از روابط (۱۰)، (۱۱) و (۱۲) استفاده شده است:

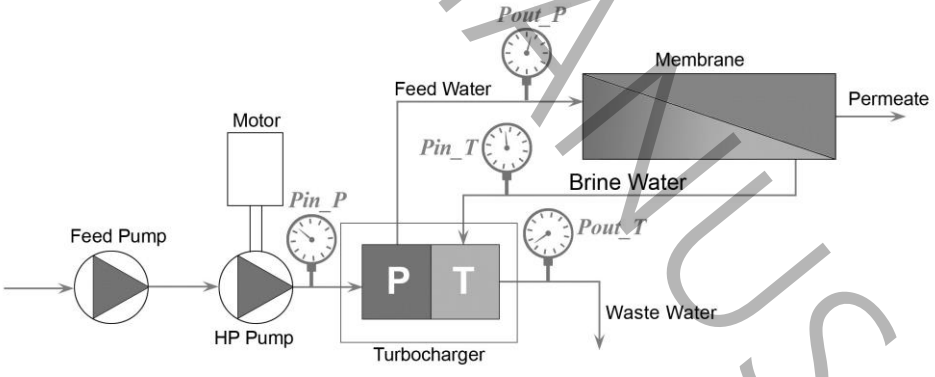
$$Eff_P = \frac{(P_{out_P} - P_{in_P})Q_P}{Power_P} \qquad (۱۰)$$

$$Eff_T = \frac{Power_T}{(P_{in_T} - (P_{Out_T})Q_R} \qquad (۱۱)$$

$$Eff = Eff_T \times Eff_P \qquad (۱۲)$$

که در این روابط، اندیس‌های in و Out به ترتیب مقاطع ورودی و خروجی و Eff_P، Eff_T و Eff به ترتیب راندمان بخش پمپ، بخش توربین و کل توربوشارژر است.

در شکل ۱۲ موقعیت اندازه‌گیری فشارها در مقاطع ورودی و خروجی توربوشارژر به صورت شماتیک نشان داده شده است.



شکل ۱۲: موقعیت نصب فشار سنج در ورودی و خروجی‌های توربوشارژر

Figure 12: Installation position of the pressure gauges at the inlet and outlet section of the turbocharger

همانطور که در جدول ۴ آمده است، خطای مقادیر اندازه‌گیری شده با مقادیر بدست آمده از تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی حداکثر ۲/۸ درصد است که نشان می‌دهد از این روش می‌توان برای طراحی روتورهای جدید که در بخش بعدی آمده است استفاده کرد.

[1] Area Average

ACCEPTED MANUSCRIPT

۷- اعمال تغییرات در ابعاد روتور و شبیه سازی جریان در روتورهای جدید

برای تغییر ابعاد روتور به منظور رسیدن به نقاط کاری جدید، از قوانین تشابه در توربوماشین‌ها استفاده شده است. در این تحقیق اولویت رسیدن به هد و دبی جدید توربوشارژر است و افت راندمان اگر در محدوده قابل قبول باشد (کمتر از ۵ درصد)، اهمیت کمتری دارد. دلیل افت راندمان این است که در اینجا بجز روتور، سایر المان‌های هیدرولیکی مانند دیفیوزر و ولوت‌ها بدون تغییر باقی می‌مانند (پوسته تغییری نمی‌کند)، در نتیجه تشابه هیدرولیکی به صورت کامل صورت نمی‌گیرد و به همین دلیل ممکن است برخی پارامترهای دیگر از جمله راندمان در محدوده بهینه مانند روتور اصلی قرار نگیرد. (محدوده بهینه راندمان در نقطه کاری متناظر ممکن است با راندمان روتور اولیه تفاوت چندانی نداشته باشد اما راندمان در نقطه کاری جدید که لزوماً با نقطه تشابه یکسان نیست ممکن است کمتر یا حتی بیش‌تر باشد). نکته دیگر این است که باید دبی‌ها بدون تغییر بمانند تا بازیافت تولید ثابت باقی بماند. برای این منظور ابتدا پروانه های پمپ و توربین در هر سه بعد به یک اندازه تغییر داده شده‌اند، که در نتیجه آن دبی متناظر نیز تغییر پیدا کرده است. برای ثابت نگه‌داشتن دبی، مجدداً عرض خروجی پروانه‌ها تغییر داده شد تا دبی به حالت اولیه برگردد، اما هد متناظر در حالت دوم تغییر نکند. به دلیل اینکه پروفیل پره‌ها دو بعدی است، این هدف تنها با تغییر در عرض خروجی پروانه‌ها امکان پذیر است که باعث تغییر سطح خروجی پروانه به همان نسبت خواهد شد و چون قطر ثابت نگه‌داشته می‌شود، دبی متناظر تقریباً با همین نسبت تغییر می‌کند [۱۷].

روند اعمال تغییرات و نقاط کاری متناظر در نمودار شکل ۱۳ آمده است:

ابعاد و نقطه کاری نهایی	برگرداندن دبی به حالت اول تنها با تغییر در عرض خروجی	نقطه کاری جدید ابعاد جدید	تغییر قطرو عرض خروجی پروانه برای رسیدن به هد و دبی جدید (مبنای تغییر: هد جدید)
•هد نهایی: H_2، دبی نهایی: Q_1 •قطر نهایی: d_2، عرض نهایی: b_2^*	$\bullet b_2^* = b_2(\frac{Q_1}{Q_2})$ $\bullet d_2^* = d_2$	$\bullet d_2 = d_1 K_s$ $\bullet b_2 = b_1 K_s$	$\bullet K_s = (\frac{H_2}{H_1})^{1/2}$ $\bullet Q_2 = Q_1 K_s^3$

شکل ۱۳: روند اعمال تغییرات و نقاط کاری متناظر در روتورهای جدید

Figure 13: The process of applying changes and corresponding working points in new rotor

در روابط زیر، قوانین تشابه برای تغییر سایز روتور در دو حالت تشابه کامل (در سه بعد) و در یک بعد (تغییر عرض خروجی پروانه برای تغییر دبی به حالت قبلی) آمده است:

تغییر اندازه در سه راستا به اندازه ضریب K_s و تغییر نقطه کاری متناظر:

$$K_s = (\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1})^{\frac{1}{2}} \ , \ \ Q_2 = Q_1 K_s^3, \ \ d_2 = d_1 K_s \ , \ b_2 = b_1 K_s \qquad (۱۳)$$

تغییر مجدد عرض خروجی پروانه (تغییر اندازه در یک راستا) برای رسیدن به دبی قبل از تغییر ابعاد (بدیهی است در این مرحله قطر روتور ثابت نگه داشته شده است):

$$b_2^* = b_2 \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right) , \ d_2^* = d_2 \qquad (۱۴)$$

ابعاد پروانه‌ها برای دو نقطه کاری جدید مطابق با روابط فوق بدست آمده‌اند. حالت اول برای وضعیتی است که فرض شده است ممبران دچار رسوب و گرفتگی شده باشد و برای بدست آمدن درصد تولید مشابه قبل از گرفتگی، باید فشار آب خام ورودی به ممبران افزایش یابد اما دبی ورودی تغییری نداشته باشد. حالت دوم برای وضعیتی است که ممبران‌ها کاملاً نو و بدون گرفتگی باشند و شوری آب هم به دلیل تغییر دما کاهش پیدا کرده باشد. در این حالت، فشار لازم برای آب خام ورودی جهت رسیدن به درصد تولید مشابه کاهش پیدا می‌کند. شرایط هیدرولیکی این دو وضعیت فرضی در جدول ۵ آمده است.

ACCEPTED MANUSCRIPT

جدول ۵: شرایط هیدرولیکی برای روتور اصلی و دو روتور جدید

Table 5: Hydraulic conditions for the original and two new rotors

پارامترهای هیدرولیکی	واحد	روتور تغییر یافته ۲	روتور تغییر یافته ۱	روتور اصلی
فشار کل ورودی به ممبران	bar	۶۰	۶۸	۶۳
فشار کل خروجی از ممبران	bar	۵۸	۶۶	۶۳
تغییر فشار کل بخش پمپ	bar	۲۰	۲۸	۲۵
تغییر فشار کل بخش توربین	bar	۵۷	۶۵	۶۲
دبی آب خام (دبی بخش پمپ)	m^3/h	۱۵۰	۱۵۰	۱۵۰
دبی پساب (دبی بخش توربین)	m^3/h	۱۰۰	۱۰۰	۱۰۰

مطابق با قوانین تشابه در روابط (۱۳) و (۱۴) و شرایط هیدرولیکی فوق برای روتورهای جدید (روتور ۱ - فشار بالا و ۲ - فشار پایین)، قطر و عرض خروجی پروانه‌ها با استفاده از ضریب تشابه بدست آمده‌اند که در جدول ۶ و ۷ نشان داده شده است.

جدول ۶: حالت اول: روتور ۱ – حالت فشار بالا، فشار کل ورودی به ممبران ۶۸ بار (تغییر فشار پمپ توربوشارژر: ۲۸ بار، تغییر فشار توربین ۶۵ بار)

Table 6: First mode: rotor 1 - high pressure mode, total pressure entering the membrane 68 bar (turbocharger pump pressure change: 28 bar, turbine pressure change 65 bar)

متغیرهای معادله (۷) و (۸)	واحد	متغیرهای مربوط به توربین	متغیرهای مربوط به پمپ
K_s	--	۱/۰۲۴	۱/۰۵۸۳
Q_2	m^3/h	۱۰۷/۳	۱۷۷/۸
d_2	mm	۸۸	۹۱
b_2	mm	۱۷/۹۲	۱۹/۰۴
b_2^*	mm	۱۶/۷	۱۶

جدول ۷: حالت دوم: روتور ۲- حالت فشار پایین، فشار کل ورودی به ممبران ۶۰ بار (تغییر فشار پمپ توربوشارژر: ۲۰ بار، تغییر فشار توربین ۵۷ بار)

Table 7: Second mode: Rotor 2 - low pressure mode, the total inlet pressure to the membrane is 60 bar (turbocharger pump pressure change: 20 bar, turbine pressure change 57 bar)

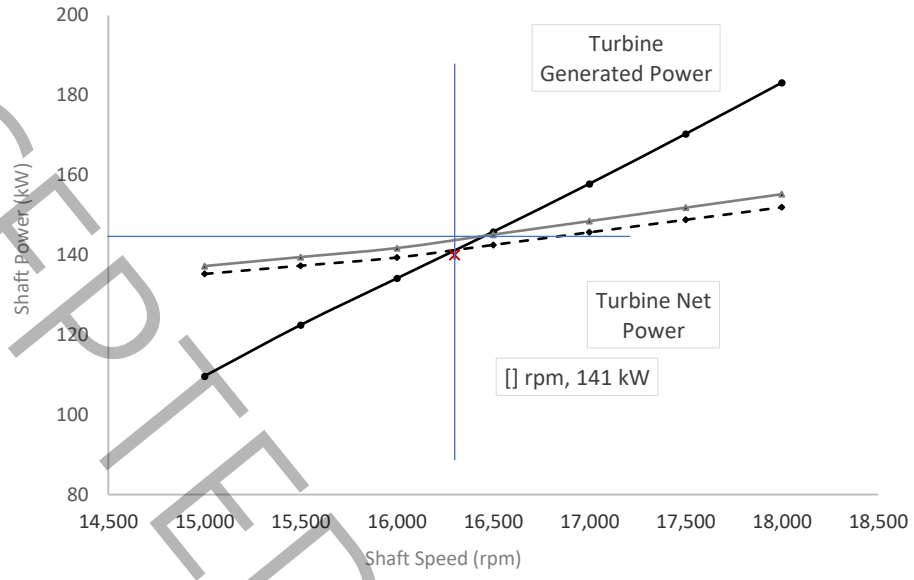
متغیرهای معادله (۷) و (۸)	واحد	متغیرهای مربوط به توربین	متغیرهای مربوط به پمپ
K_s	--	۰/۹۵۸	۰/۸۹۴
Q_2	m^3/h	۸۸/۱۵	۱۰۷/۳
d_2	mm	۸۲/۴	۷۶/۹
b_2	mm	۱۶/۷۷	۱۶/۰۱
b_2^*	mm	۱۹	۲۲/۵

۸- *تحلیل میدان جریان در روتورهای جدید*

میدان جریان برای دو حالت جدید مشابه با شرایط روتور اصلی تحلیل و داده‌های بدست آمده در نمودارهای شکل ۱۴ و ۱۵ نشان داده شده است. برای بدست آوردن نقطه کاری (دور روتور، هد و توان‌های جدید) از تقاطع نمودار توان بر حسب دور استفاده شده است.

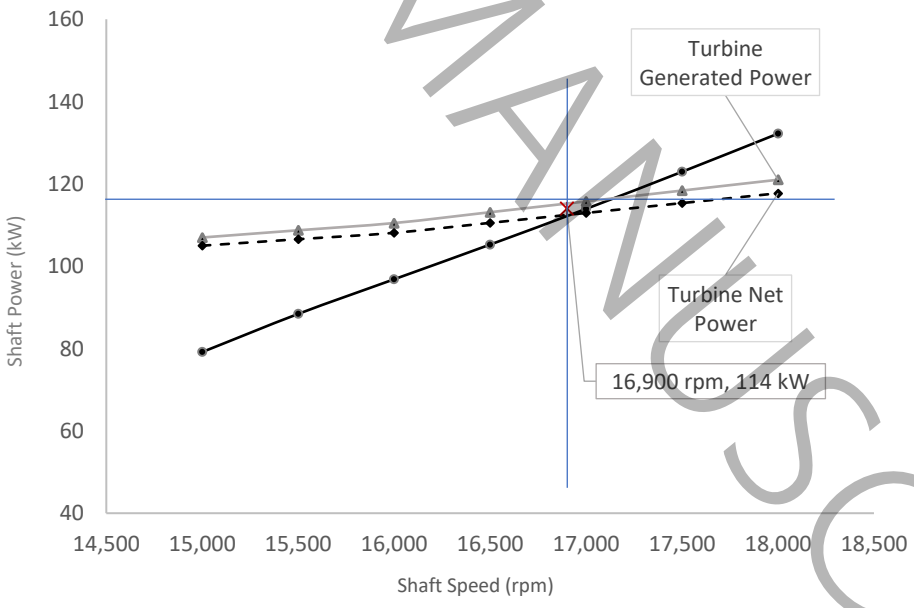
ACCEPTED MANUSCRIPT

مقادیر دبی پمپ و توربین همان مقادیر قبلی در نظر گرفته شده است. با هندسه جدید روتورها، توان بر حسب دورهای مختلف محاسبه شده‌اند. نقطه کاری جدید در دو حالت با تقاطع منحنی‌های توان پمپ و توربین بر حسب دور بدست آمده است.



شکل ۱۴: منحنی توان بر حسب دور برای توربوشارژر با روتور جدید (حالت ۱- فشار بالا)

Figure 14: Power in terms of rotational speed for turbocharger with new rotor (mode 1)



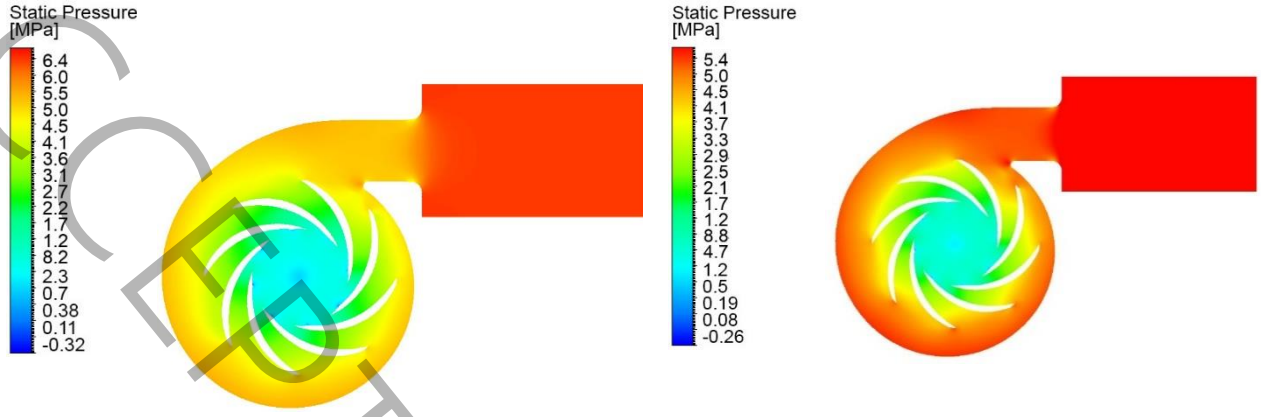
شکل ۱۵: منحنی توان بر حسب دور برای توربوشارژر با روتور جدید (حالت ۲)

Figure 15: Power in terms of rotational speed for turbocharger with new rotor (mode 2)

برای بررسی میزان صحت توان و سایر پارامترهای هیدرولیکی بدست آمده از این روش، بار دیگر در این دو سرعت بدست آمده، میدان جریان در توربین و پمپ برای روتورهای جدید تحلیل شده‌اند که در شکل ۱۶ کانتور فشار استاتیکی در توربین برای روتورهای

ACCEPTED MANUSCRIPT

جدید و در جدول ۸ و ۹ مقادیر اختلاف فشار، توان تولیدی و مصرفی و راندمان و اختلاف آن با مقادیر بدست آمده از دو نمودار فوق آمده است.



روتور شماره ۱ – حالت فشار بالا　　روتور شماره ۲ – حالت فشار پایین

شکل ۱۶: کانتور فشار استاتیکی در بخش توربین مربوط به روتورهای جدید

Figure 16: Static pressure contour in the turbine section of the new rotors

همان‌طور که ملاحظه می‌شود، در شکل۱۶ شرایط فشاری در خروج از توربوشارژر به دلیل ثابت نگداشته شدن فشار چندان تغییری نکرده است، اما فشار استاتیکی کل در ورودی به توربین (نازل ورودی که کانتور فشار آن به رنگ قرمز است) برای دو حالت مختلف فشار بالا و پایین (روتورهای جدید) نزدیک به ۱۰ بار تغییر پیدا کرده است.

جدول ۸: پارامترهای هیدرولیکی پمپ و توربین برای روتور شماره ۱ در سرعت ۱۶۳۰۰ دور بر دقیقه)

Table 8: Pump and turbine hydraulic parameters for rotor number 1 at speed of 16300 rpm

پارامترهای هیدرولیکی	واحد	روابط تشابه	نتایج تحلیل جریان	خطا (٪)
تغییر فشار کل	bar	۲۸	۲۷/٤	۲/۱
توان خالص شافت	kW	۱٤۱	۱٤۰/٥	۰/۳
راندمان (η_p)	%	۸۱/۰	۷۹/٦	۰/٥
پارامترهای هیدرولیکی		از روابط تشابه	نتایج تحلیل جریان	خطا (٪)
تغییر فشار کل	bar	٦٥	٦٥/۳	۰/۴
توان خالص شافت	kW	۱٤۱	۱٤۰/۰	۰/۷
راندمان (η_T)	%	۷۹/۷	۷۸/۷	۱/۲

جدول ۹: پارامترهای هیدرولیکی پمپ و توربین برای روتور شماره ۲ در سرعت ۱۶۹۰۰ دور بر دقیقه)

Table 9: Pump and turbine hydraulic parameters for rotor number 2 at a speed of 16900 rpm

پارامترهای هیدرولیکی	واحد	روابط تشابه	نتایج تحلیل جریان	خطا (٪)
تغییر فشار کل	bar	۲۸	۲۰/٦	۳/۰
توان خالص شافت	kW	۱٤۱	۱۱٤/۷	۰/٦
راندمان (η_p)	%	۸۱/۰	۷۳/۳	۲/۳

ACCEPTED MANUSCRIPT

پارامترهای هیدرولیکی		از روابط تشابه	نتایج تحلیل جریان	خطا (٪)
تغییر فشار کل	bar	۵۷	۵۷/۶	۱/۰
توان خالص شافت	kW	۱۱۴	۱۱۴/۵	۰/۴
راندمان (η_T)	%	۷۳/۴	۷۳/۰	۰/۵

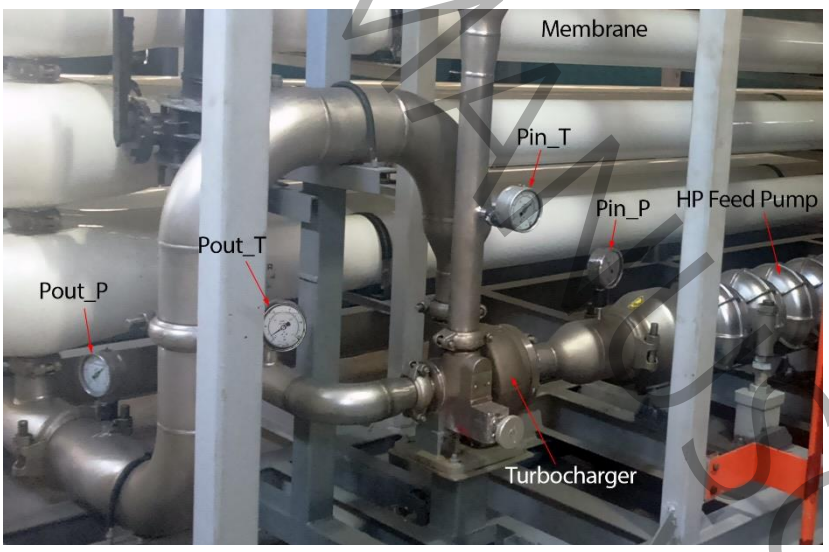
۹- *تست روتورهای جدید*

برای تست توربوشارژر، از چیدمان تجهیزات موجود در سایت استفاده شده است (شکل ۱۶). پمپ فشار قوی تغذیه کننده توربوشارژر دارای اینورتر بوده است تا با استفاده از آن بتوان شرایط جدید را تنظیم نمود. برای اندازه‌گیری فشار در ورودی و خروجی‌های توربوشارژر از فشارسنج استفاده شده است. برای اندازه گیری دبی در خط آب تولیدی و پساب از فلومتر مغناطیسی استفاده شده است تا دبی (و در نتیجه سرعت متوسط در هر مقطع) اندازه‌گیری شود. مشخصات تجهیزات اندازه‌گیری در جدول ۱۰ آمده است.

جدول ۱۰: مشخصات تجهیزات اندازه‌گیری

Table 10: Specifications of measuring equipment

تجهیز اندازه گیری	واحد	دقت اندازه گیری	محدوده اندازه گیری
فشار سنجها در مقطع ورودی و خروجی پمپ توربوشارژر	bar	۰/۲	۱ تا ۸۰
فشار سنج در مقطع ورودی توربین توربوشارژر	bar	۰/۲	۱ تا ۸۰
فشار سنج در مقطع خروجی توربین توربوشارژر	bar	۰/۱	۰ تا ۵
فلومتر نصب شده خط آب تولیدی از نوع الکترومگنت	m^3/h	۱	۲۰ تا ۲۰۰



شکل ۱۷: چیدمان تست توربوشارژر مطابق با شکل شماتیک شماره ۱۲

Figure 17: Turbocharger test setup according to PFD shown in Fig. 12.

برای بدست آوردن فشار در ورودی و خروجی‌های توربوشارژر بهتر است فشار سنج‌ها بلافاصله بعد از فلنج اتصال نصب شوند. اما به صورت عملی در مواردی امکان پذیر نیست. در اینجا نیز چون هدف مقایسه عملکرد روتورهای جدید با روتور اصلی است، برای هر سه حالت موقعیت نصب فشارسنج‌ها (که در شکل ۱۳ به طور شماتیک نشان داده شده است)، یکسان در نظر گرفته شده است.

ACCEPTED MANUSCRIPT

به دلیل اینکه روتور توربوشارژر داخل پوسته قرار دارد و از بیرون قابل رویت نیست، برای بدست آوردن دور روتور از آنالیز ارتعاشات و تحلیل تبدیل فوریه سریع[1] استفاده شده است. برای این منظور سنسورهایی در سه راستا برای دریافت سیگنال‌های ارتعاشات در دو طرف پوسته توربوشارژر نصب شده‌اند. با توجه به حدود سرعت دورانی روتور، محدوده فرکانسی تا ۳۵۰/۰۰۰ cpm هرتز در نظر گرفته شده است.

۹-۱- نتایج تست

در فرآیند تست برای تنظیم مقدار دبی آب خام و دبی آب تولیدی، مطابق با مقادیری که در تحلیل هیدرولیکی استفاده شده‌اند از تنظیم دور پمپ فشار قوی قبل از توربوشارژر و نیز شیر خروجی آب پساب استفاده شده است. در جدول ۱۰ نتایج بدست آمده از تست، با داده‌های بدست آمده از شبیه‌سازی برای اعتبارسنجی نتایج طراحی روتورهای جدید آمده است. برای بدست آوردن راندمان کل توربوشارژر از رابطه (۱۰) استفاده شده است. انرژی بر واحد زمان (توان) تولید شده توسط توربوشارژر همان توان هیدرولیکی پمپ توربوشارژر است که از رابطه

$$\mathrm{W}_{Turbo} = \left(P_{out_P} - P_{inp}\right).Q_P = \Delta P_{Turbo}.Q_P \qquad (۱۵)$$

بدست می‌آید.

مقدار بازیافت انرژی نیز بر اساس تعریف برابر با انرژی بازیافت شده توسط توربوشارژر به انرژی ورودی پمپ فشار قوی است در حالتی که توربوشارژر وجود نداشته باشد و فشار خروجی پمپ برابر با فشار خروجی توربوشارژر باشد. برای محاسبه این انرژی کافی است فرض کنیم در صورت نبود توربوشارژر، پمپ فشار قوی با همان راندمان چه مقدار انرژی لازم داشت تا فشار آب خام را به فشار نهایی بعد از توربوشارژر برساند. بر این اساس می‌توان درصد بازیافت انرژی را به صورت رابطه زیر تعریف کرد:

$$ER(\%) = \frac{\mathrm{W}_{Turbo}}{\frac{\mathrm{W}_{Turbo}}{Eff_{HP}} + HPIP} \times 100 \qquad (۱۶)$$

که در آن $HPIP$ توان ورودی به پمپ فشار قوی (با وجود توربوشارژر) و Eff_{HP} راندمان پمپ فشار قوی است. لازم به ذکر است توان ورودی پمپ فشار قوی از آمپر مصرفی و ولتاژ بدست آمده در تست و اطلاعات موتور الکتریکی بدست می‌آید.

راندمان پمپ فشار قوی را می‌توان بر اساس تعریف راندمان پمپ به صورت رابطه (۱۷) تعریف کرد:

$$Eff_{HP} = \left(P_{out_{HP}} - P_{In_{HP}}\right).\frac{Q_P}{HPIP} = \Delta P_{HP}.\frac{Q_P}{HPIP} \qquad (۱۷)$$

که در آن $P_{out_{HP}}$ و $P_{In_{HP}}$ به ترتیب فشارهای کل در مقطع خروجی و ورودی پمپ فشار قوی می باشد. با جایگزینی روابط (۱۵) و (۱۷) در رابطه (۱۶)، رابطه (۱۸) برای میزان بازیافت انرژی بدست می‌آید:

$$ER(\%) = \frac{1}{HPIP}\frac{\Delta P_{turbo}Q_p}{1+\frac{\Delta P_{turbo}}{\Delta P_{HP}}}.100 \qquad (۱۸)$$

لازم به ذکر است در شرایط تست، فشار ورودی به پمپ فشار قوی، فشار خروجی از پمپ فشار قوی، فشار پساب و دبی آب خام به ترتیب ۳ بار، ۴۰ بار، ۲ بار و ۱۵۰ متر مکعب بر ساعت در همه حالت‌ها ثابت نگه‌داشته شده است.

[1] FFT (Fast Fourier Transform)

ACCEPTED MANUSCRIPT

جدول ۱۱: نتایج داده‌های تست در برای سه روتور اصلی، فشار بالا و فشار پایین

Table 11: The results of the test data for three main rotors, high pressure and low pressure

روتور	فشار خروجی از پمپ	فشار ورودی به توربین	Eff (%)	fA (cpm)	fB (cpm)	fC (cpm)	توان ورودی به پمپ فشار قوی	توان تولیدی توربوشارژر	ER (%)
روتور اصلی	۶۵	۶۳	۶/۰۴	۳۱۲۴	۱۹۶۲۰	۱۳۱۹۶	۲۰۵/۵	۱۰۲/۲	۳۰/۲
روتور شماره ۱	۶۸	۶۶	۶۴/۶	۳۱۲۲	۱۹۴۳۰	۱۳۰۴۶	۲۰۵/۵	۱۱۴/۴	۳۲/۳
روتور شماره ۲	۶۰	۵۸	۵۸/۸	۳۱۲۷	۲۰۰۴۴	۱۳۵۳۳	۲۰۵/۵	۸۱/۷	۲۶/۳

fA، *fB* و *fC* در جدول ۱۱، فرکانس‌های نقاط پیک در تحلیل ارتعاشی است که اولی دور پمپ فشار قوی، دومی دور توربوشارژر و سومی نیز فرکانس گذار پره است که با توجه به تعداد ۸ پره در پروانه پمپ و توربین، تقریباً ۸ برابر دور روتور توربوشارژر است.

۹-۲- تحلیل نتایج

۹-۲-۱- می‌توان از قوانین تشابه برای بدست آوردن روتور جدید استفاده کرد. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد پارامترهای طراحی که از روش‌های تشابه بدست آمده‌اند با اختلاف قابل قبولی هم با نتایج شبیه‌سازی میدان جریان و هم با نتایج تست تجربی هم‌خوانی دارند و در مواردی است که امکان بهینه سازی کامپیوتری یا تست تجربی وجود ندارد می‌تواند روشی قابل اتکا باشد.

۹-۲-۲- همان‌طور که توضیح داده شد، برای طراحی روتور از تشابه هیدرولیکی استفاده شده است که فرض تئوری پشت روابط تشابه، ثابت باقی ماندن راندمان است که البته در عمل چنین اتفاقی نخواهد افتاد، زیرا اتلاف اصطکاکی در مجاری هیدرولیکی از قانون تشابه تبعیت نمی‌کند و ممکن است راندمان روتور جدید بیش‌تر یا کم‌تر از راندمان روتور اصلی باشد. اما در اینجا، کل هندسه توربوشارژر از نظر سایز به صورت یکنواخت تغییر نکرده است و تنها اندازه روتور تغییر داده شده است و سایر المان‌های هیدرولیکی مانند دیفیوزر و جمع‌کننده ثابت مانده‌اند. بنابراین راندمان نهایی قطعاً به نقطه متناظر خود وقتی همه اندازه‌های توربوشارژر تغییر می‌کند (با فرض تشابه اتلاف اصطکاکی) که برابر با راندمان اولیه است، تبدیل نمی‌شود. در اینجا علاوه بر این مسأله که تنها روتور تغییر اندازه داشته است، نقطه کاری توربوشارژر نیز متناظر با تبدیل نقاط قبل از رابطه تشابه نیست. زیرا دبی ثابت نگه داشته شده است تا درصد بازیافت تولید ثابت بماند. در نتیجه نقطه جدید به از نظر هیدرولیکی مشابه با نقطه قبل از تغییرات روتور نیست و بنابراین راندمان قطعاً تغییر خواهد یافت و این تغییر بسته به منحنی عملکرد توربوشارژر می‌تواند از راندمان اولیه بیش‌تر یا کم‌تر باشد. همانطور که از جدول ۱۰ ملاحظه می‌شود راندمان روتور دوم بالاتر و راندمان روتور سوم پایین‌تر از روتور اصلی می‌باشد که نشان می‌دهد در فشار بالا، جایگزینی روتور جدید علاوه بر صرفه جویی اقتصادی (بند ۳)، توان بازیافتی بیشتری را هم سبب می‌شود. طبیعتاً درصد بازیافت انرژی نیز متناسب با راندمان توربوشارژر تغییر خواهد کرد که در جدول نتایج نیز همین روند مشاهده می‌شود.

۹-۲-۳- استفاده از روتور یدکی مقرون به صرفه‌تر از تعویض توربوشارژر یا استفاده از موتورهای کمکی است که در مقدمه توضیح داده شده است. هزینه تمام شده روتور توربوشارژر نسبت به یک توربوشارژر کامل حدود ۲۰ تا ۲۵ درصد است، ضمن اینکه زمان ساخت، و هزینه نصب و راه اندازی نیز به همین نسبت پایین‌تر خواهد آمد. این هزینه‌ها حتی با در نظر گرفتن کاهش راندمان در حالتی که از روتور ۲ استفاده شود، مقرون به صرفه تر از جایگزینی توربوشارژر کامل خواهد بود.

۹-۲-۴- معمولاً روتور یدکی به همراه توربوشارژر خرید می‌شود که بهتر است با توجه به شرایط طراحی، تغییرات فصلی، فرسودگی ممبران_ها و تغییرات در شوری آب خام، که باعث تغییر در نقطه کاری می‌شوند، در همان ابتدا پیش بینی شده و روتورهای مناسب طراحی و به عنوان یدک برای این شرایط رزرو گردند.

ACCEPTED MANUSCRIPT

۹-۲-۵- طول عمر هرکدام از روتورها به دلیل آنکه برای مدت کمتری از طول سال در مدار است (اگر تغییرات هیدرولیکی به خاطر شرایط فصلی باشد)، بیش‌تر خواهد شد.

۹-۲-۶- در این مقاله هدف اصلی مقایسه سه حالت مختلف با یکدیگر و استفاده از یک معیار و یک نوع داده برای محاسبه مقدار انرژی بازیافتی توسط توربوشارژر بوده است و نصب تجهیزات اندازه‌گیری در موقعیت‌های مشابه در هر سه حالت این امکان را برای مقایسه داده ها میسر نموده است.

۹-۳- جمع بندی

با توجه به نتایج بدست آمده از روابط تشابه هیدرولیکی، تحلیل میدان جریان و داده‌های تست می‌توان به این جمع بندی رسید که برای باز طراحی روتور توربوشارژر هیدرولیکی می‌توان از جایگزینی روتور جدید با روتور موجود برای رسیدن به نقطه کاری جدید کمک گرفت. این روش در برخی موارد (وقتی به فشار بالا نیاز است حتی به راندمان بالاتر نیز منجر می‌شود). این روش علاوه بر صرفه اقتصادی، باعث طول عمر بیشتر توربوشارژر (به دلیل استفاده از دو یا سه روتور در طول سال) می‌گردد.

۱۰- پیوست

معادله پیوستگی برای سیال تراکم ناپذیر :

$$\nabla.\vec{V} = 0 \qquad (پ۱)$$

معادله مومنتوم برای سیال تراکم ناپذیر:

$$\rho\frac{\partial\vec{V}}{\partial t} + \rho(\vec{V}.\nabla)\vec{V} = -\nabla p + \nabla^2\vec{V} + \rho f \qquad (پ۲)$$

که در رابطه بالا $\vec{V}$ بردار سرعت‌است. f برای مختصات دوار همانند یک نیروی حجمی عمل می‌کند و در واقع همان نیروی کوریولیس است و مطابق با رابطه زیر بدست می آید:

$$f = 2\rho\vec{V}\times\Omega_z \qquad (پ۳)$$

در این رابطه Ω_z سرعت دورانی روتور حول محور z است.

معادلات مدل توربولانسی انتقال تنش برشی:

معادله لزجت دینامیکی توربولانسی:

$$\mu_T = \frac{\rho a_1 K}{\max\left(a_1\omega, SF_2\right)} \qquad (پ۴)$$

معادله انرژی جنبشی توربولانسی:

$$\rho\frac{\partial K}{\partial t} + \rho(\vec{V}.\nabla)K = P_k - \beta^* K\omega + \nabla^2\left[\left(\mu + \sigma_k\mu_T\right)K\right] \qquad (پ۵)$$

معادله نرخ اتلاف انرژی توربولانسی:

$$\rho\frac{\partial\omega}{\partial t} + \rho(\vec{V}.\nabla)\omega = \alpha S^2 - \beta\omega^2 + \nabla^2\left[\left(\mu + \sigma_k\mu_T\right)\omega\right] + 2\left(1-F_1\right)\sigma_{\omega 2}\frac{1}{\omega}(\nabla K)((\nabla\omega) \qquad (پ۶)$$

که در روابط بالا K انرژی جنبشی توربولانسی، ω نرخ اتلاف انرژی توربولانسی، S مقدار ورتیسیته جریان است. مقادیر F_1 σ_k $\sigma_{\omega 2}$، α مقادیری هستند که بر اساس مدل انتقال تنش برشی و بر حسب متغیرهای جریان معادلات جداگانه ای دارند که به عنوان نمونه می‌توان به مرجع [۱۸] مراجعه نمایید.

الگوریتم حل برای معادلات فشار الگوریتم سیمپل C، روش گسسته سازی معادلات مرتبه دوم، و نرم افزار حل میدان جریان انسیس سی اف ایکس و دقت همگرایی نتایج تا ۰/۰۰۰۵ در نظر گرفته شده است.

ACCEPTED MANUSCRIPT

۱۱- فهرست علائم و اختصارات

علائم انگلیسی

A	مساحت، m^2
b	عرض خروجی پروانه‌ها، mm
D	قطر پروانه‌ها، mm
ER	درصد بازیافت انرژی، %
F	نیرو، N
f	فرکانس، Hz
f	نیروی حجمی، N
H	هد، m
HP	فشار قوی
HPIP	توان ورودی به پمپ فشار قوی، kW
K	ضریب لصطکاک، ضریب تشابه
P	فشار، bar
Q	دبی جریان، m^3/h
Re	عدد رینولدز
R	شعاع، mm
S	لقی شعاعی یا محوری، mm
V	سرعت، m/s
W	کار، انرژی، J
Z	ارتفاع، m

علائم یونانی

ρ	چگالی، kg/m^3
η	راندمان، %
Ω	سرعت دورانی، rad/s
ω	نرخ انرژی توربولانس

زیرنویس

f	سیال
i	ورودی
o	خروجی
P	پمپ
T	توربین

۱۲- منابع و مراجع

[1] A. Ali, R.A. Tufa, F. Macedonio, E. Curcio, E. Drioli, Membrane technology in renewable-energy-driven desalination, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 81 (2018) 1-21.

[2] D. Zarzo, D. Prats, Desalination and energy consumption. What can we expect in the near future?, Desalination, 427 (2018) 1-9.

[3] T. Manth, M. Gabor, E. Oklejas Jr, Minimizing RO energy consumption under variable conditions of operation, Desalination, 157(1-3) (2003) 9-21.

[4] V.G. Gude, Energy consumption and recovery in reverse osmosis, Desalination and water treatment, 36(1-3) (2011) 239-260.

[5] C.R. Bartels, R. Franks, W. Bates, Design advantages for SWRO using advanced membrane technology, IDA Journal of Desalination and Water Reuse, 2(4) (2010) 21-25.

ACCEPTED MANUSCRIPT

[6] A.E. Sani, Design and synchronizing of Pelton turbine with centrifugal pump in RO package, Energy, 172 (2019) 787-793.
[7] T.A. El-Sayed, A.A.A. Fatah, Performance of hydraulic turbocharger integrated with hydraulic energy management in SWRO desalination plants, Desalination, 379 (2016) 85-92.
[8] J. Lozier, E. Oklejas, M. Silbernagel, The hydraulic turbocharger™: A new type of device for the reduction of feed pump energy consumption in reverse osmosis systems, Desalination, 75 (1989) 71-83.
[9] A. Farooque, A. Jamaluddin, A. Al-Reweli, P. Jalaluddin, S. Al-Marwani, A. Al-Mobayed, A. Qasim, Parametric analyses of energy consumption and losses in SWCC SWRO plants utilizing energy recovery devices, Desalination, 219(1-3) (2008) 137-159.
[10] M. Wilf, C. Bartels, Optimization of seawater RO systems design, Desalination, 173(1) (2005) 1-12.
[11] C. Fritzmann, J. Löwenberg, T. Wintgens, T. Melin, State-of-the-art of reverse osmosis desalination, Desalination, 216(1-3) (2007) 1-76.
[12] M.J. Guirguis, Energy recovery devices in seawater reverse osmosis desalination plants with emphasis on efficiency and economical analysis of isobaric versus centrifugal devices, University of South Florida, 2011.
[13] C.F. Wan, T.-S. Chung, Energy recovery by pressure retarded osmosis (PRO) in SWRO‑PRO integrated processes, Applied energy, 162 (2016) 687-698.
[14] S.A. Urrea, F.D. Reyes, B.P. Suárez, J.A. de la Fuente Bencomo, Technical review, evaluation and efficiency of energy recovery devices installed in the Canary Islands desalination plants, Desalination, 450 (2019) 54-63.
[15] A.T. Bouma, J. Swaminathan, J.H. Lienhard, Metrics matter: accurately defining energy efficiency in desalination, Journal of Heat Transfer, 142(12) (2020) 122101.
[16] A.J. Schunke, G.A. Hernandez Herrera, L. Padhye, T.-A. Berry, Energy recovery in SWRO desalination: current status and new possibilities, Frontiers in Sustainable Cities, 2 (2020) 9.
[17] J.F. Gülich, Pump hydraulics and physical concepts, Berlin: Springer,, 2010, 69‑144.
[18] M. Lesieur, Turbulence in Fluids, Springer, 2008.

ACCEPTED MANUSCRIPT

Redesign of energy recovery device to keep the production recovery constant

Abdollah Eskandari Sani[1]

[1] A.eskandari@pnu.ac.ir, Department of mechanical engineering, Payame Noor University, Tehran

ABSTRACT

Today, the production of fresh water using reverse osmosis method is the affordable options in many countries. One of the problems of this method is the reduction of the amount of permeate water due to increase of salinity and temperature of raw water throughout the year. In this article, a method for redesigning the hydraulic turbocharger rotor has been discussed so that the amount of permeate water can be kept relatively constant without. For this purpose, firstly, the performance of a working plant was investigated, then using computational fluid dynamics and similarity relations in turbomachinery, two new rotors were designed and manufactured for the existing turbocharger to be used in two modes of high and low membrane pressure. To verify the validity, the design parameters have been compared with the test data. The results show that despite the change in the membrane, replacing new rotors The new rotor design has made the water production unchanged.The efficiency has also increased in one of the cases more than 4% and energy recovery about 2%. So, it can be concluded that this method can be used in seasons when the pressure change of the membranes is noticeably higher or lower than the initial design pressure.

KEYWORDS

Reverse osmosis, permeate water, Energy recovery, hydraulic turbocharger, CFD.

ACCEPTED MANUSCRIPT