



بررسی عملکرد توربین جریان شعاعی یک توربین سرمایه‌ی با استفاده از شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی و مقایسه با نتایج تجربی

محسن بهنیا^۱، مهدی نیلی احمدآبادی^{۲*}، محسن تقفیان^۳

۱- فارغ التحصیل کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان

۲- استادیار مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان

۳- استادیار مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان

* اصفهان، کدیستی ۸۴۱۵۶۸۳۱۱۱، m.nili@cc.iut.ac.ir

چکیده- در این پژوهش، توربین جریان شعاعی یک توربین سرمایه‌ی بصورت عددی مورد بررسی قرار گرفته و در شرایط عملکردی مختلف با نتایج تجربی موجود مقایسه می‌شود. هدف از این پژوهش بدست آوردن منحنی عملکرد توربین و تحلیل جریان سه‌بعدی داخل توربین می‌باشد. مدل کردن روتور و پوسته توربین به ترتیب با استفاده از نرم‌افزار بلیدجن و کتیا، ایجاد شبکه مناسب روی دامنه روتور و پوسته توربین به ترتیب با استفاده از نرم‌افزار توربوگرید و انسیس مش، و در نهایت حل عددی جریان سه‌بعدی داخل توربین با استفاده از نرم‌افزار سی اف ایکس انجام می‌شود. در این نرم‌افزار، معادلات جریان تراکم‌پذیر بر اساس روش فشار مینا، با مدل آشفتگی انتقال تنش برشی حل می‌شود. برای اطمینان از نتایج عددی، استقلال شبکه مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی نشان می‌دهد که پدیده خفگی در روتور توربین اتفاق می‌افتد و همچنین ماکزیمم بازده توربین در سرعت دورانی ۲۷۰۰۰ دور بر دقیقه و دبی جرمی ۰/۱۷۴ کیلوگرم بر ثانیه، برابر ۶۲ درصد می‌شود. در نهایت، نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی مقایسه می‌شود. مقایسه نشان می‌دهد که نتایج عددی و تجربی تطابق خوبی دارند و بیشینه این خطا برابر ۷/۲۷ درصد شده است.

کلیدواژگان: شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی، توربین جریان شعاعی، منحنی مشخصه عملکرد.

Performance analysis of the radial flow turbine of a cryogenic turbine using numerical simulation and comparison with experimental results

M. Behnia¹, M. Nili ahmadabadi^{2*}, M. Saghafian³

1- MSc graduate, Mech. Eng., Isfahan Univ. of Tech., Isfahan, Iran

2- Assist. Prof., Mech. Eng., Isfahan Univ. of Tech., Isfahan, Iran

3- Assist. Prof., Mech. Eng., Isfahan Univ. of Tech., Isfahan, Iran

* P.O.B. 8415683111, Isfahan, Iran. m.nili@cc.iut.ac.ir

Abstract- In this study, the radial flow turbine of a cryogenic turbine is investigated numerically and then compared with the current experimental results at different operation conditions. In this investigation, the turbine performance curve is obtained and three dimensional flow field in the turbine is analyzed. The rotor and casting geometry are modeled in BLADE GEN and CATIA software's respectively. The TURBO GRID software is used for grid generation of rotor while the ANSYS MESH software is applied for grid generation of casting. Finally, 3D numerical solution of fluid flow in the turbine is solved by CFX flow solver. In this approach, compressible flow equations are solved according to the pressure based method with SST turbulence model. To ensure the numerical results, the grid independency is studied. Numerical simulation results show the flow is choked through the turbine rotor. Also, the maximum turbine efficiency is equal 62 percent at flow conditions with rotational speed of 27000 rpm and mass flow rate of 0.174 kg/s. Finally, the performance characteristics of the turbine are obtained numerically which are then compared to the experimental results. The comparison shows good agreement between numerical and experimental results, and maximum error is 7.27 percent.

Keywords: 3D numerical Simulation, Radial Flow Turbine, Performance Characteristic Curve.

۱- مقدمه

توربین سرمایه‌ی یک توربین عکس‌العملی جریان شعاعی است که با یک ژنراتور القایی روی یک شفت نصب می‌شود. توربین‌های سرمایه‌ی به علت این که در یک محیط سرد کار می‌کنند از نظر تنش حرارتی محدودیتی ندارند. توربین‌های سرمایه‌ی عمدتاً در سیستم‌های مایع‌سازی گازها کاربرد دارند. در دستگاه‌های مایع‌سازی رایج برای کاهش فشار گاز مایع شده از شیرهای انبساطی استفاده می‌شود. از دیدگاه ترمودینامیکی یک شیر انبساطی را می‌توان با یک توربین جایگزین کرد. بنابراین با تولید نیرو می‌توان همان افت فشار را ایجاد کرد. اگرچه این جایگزینی گاهی اوقات نه عملی است و نه مقرون به صرفه، بررسی‌ها نشان می‌دهد که باعث صرفه‌جویی در هزینه‌های الکتریکی می‌شود [۱].

دینامیک سیالات محاسباتی در طراحی توربوماشین‌ها بیشتر از ابزارهای مهندسی دیگر ایفای نقش می‌کند. سال‌های بسیاری است که طراحی یک توربین یا کمپرسور پیشرفته بدون استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی غیر قابل تصور شده است. در دو دهه‌ی گذشته شرکت‌های توربوماشینی از دینامیک سیالات محاسباتی به عنوان یکی از روش‌های اصلی ارزیابی عملکرد طراحی‌های جدید استفاده می‌کنند [۲].

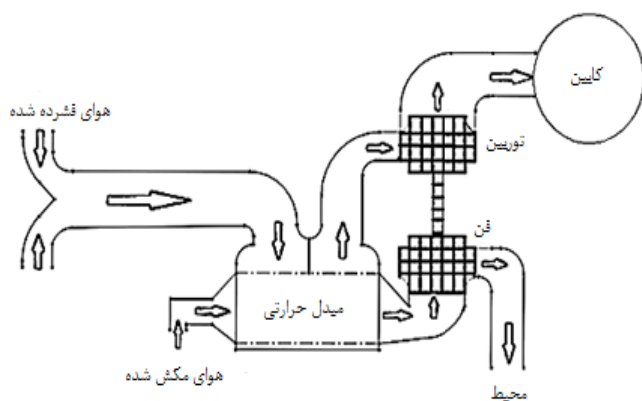
در سال‌های اخیر، طراحی و آنالیز عملکرد توربوماشین‌ها به دلیل افزایش قدرت و دقت محاسبات عددی، پیشرفت چشم‌گیری داشته است [۳]. محققان بسیاری مانند بریمباسک [۴]، کراورو [۵]، اسلوتمن و همکاران [۶] و گوتو و همکاران [۷] برای طراحی و آنالیز عملکرد توربوماشین‌ها، روش‌های انتگرالی را ارائه کردند. بسیاری از این روشها ترکیبی از یک آنالیز عملکرد یک‌بعدی با یک روش شبه سه‌بعدی است. آنها طراحی نهایی خود را با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، شبیه‌سازی عددی کردند. از مقایسه نتایج مشاهده کردند که روش‌های یک‌بعدی و شبه سه‌بعدی تأثیر و اهمیت زیادی در طراحی توربوماشین‌ها دارد. جان لی و همکاران [۸] روتور یک توربین کوچک جریان شعاعی ۱۰۰ کیلووات را طراحی آیرودینامیکی و شبیه‌سازی عددی کردند. آن‌ها در ابتدا برای بدست آوردن بعضی از پارامترهای مهم یک طراحی ترمودینامیکی انجام دادند، سپس با استفاده از روش طراحی هندسی سهمی‌وار استوانه‌ای سنتی روتور توربین را طراحی

کرده و در نهایت با بکارگیری نرم‌افزار تجاری نیومکا به ارزیابی عملکرد آیرودینامیکی و بررسی مشخصات جریان پرداختند. آن‌ها اثر نسبت سرعت و ضریب جریان خروجی را روی عملکرد آیرودینامیکی بررسی کردند و نتیجه گرفتند وقتی که دبی جرمی زیاد باشد، برای این که ارتفاع روتور در خروج کاهش پیدا کند باید نسبت سرعت را زیاد انتخاب کرد. با این کار همچنین می‌توان تنش وارده به روتور را کاهش داد. آن‌ها همچنین به این نتیجه رسیدند که برای این توربین بهترین زاویه بر خورد جریان در ورود به توربین زاویه ۳۲- درجه نسبت به جهت شعاعی است. حاجیلوی و بینز [۹] مشخصه‌های عملکردی یک توربین جریان شعاعی را مورد بررسی تجربی قرار دادند و مشاهده کردند که حداکثر راندمان با افزایش دور کاهش می‌یابد. نتایج تجربی وینتربورن و همکاران [۱۰] برای توربین تک ورودی نشان داد که در محفظه توربین، افت شدید در نزدیکی زبانه وجود دارد. بطوری که ناحیه کم فشار در زاویه کمتر از ۳۶۰ درجه، فشار زیاد در زاویه صفر درجه و مجدداً افت فشار تا زاویه ۳۰ درجه بوجود می‌آید. تاباکف و همکاران [۱۱] سرعت و زاویه جریان در محفظه توربین تک ورودی را اندازه‌گیری کردند. نتایج نشان داد که سرعت در مسیر حلزونی پیوسته و در حال شتاب‌گیری است. همچنین تا حدود زاویه ۲۰۰ درجه محیطی جریان از الگوی گردابه آزاد پیروی می‌کند و پس از آن از این الگو فاصله می‌گیرد.

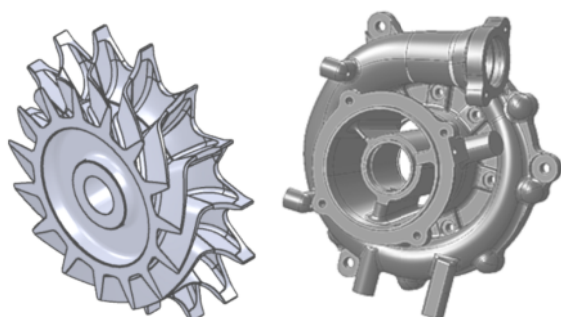
در این پژوهش، توربین جریان شعاعی یک توربین سرمایه‌ی بصورت عددی مورد بررسی قرار گرفته و در شرایط عملکردی مختلف با نتایج تجربی مقایسه می‌شود. این توربین سرمایه‌ی در سیستم تهویه هواساز کابین هواپیما مورد استفاده قرار می‌گیرد. بنابراین اختلاف دمای آن نسبت به توربین‌های سرمایه‌ی در سیستم‌های مایع‌سازی گازها، بیشتر است و در محیطی با دمای بالاتر کار می‌کند.

۲- معرفی سیکل توربین سرمایه‌ی

توربین سرمایه‌ی مورد نظر مهم‌ترین بخش سیستم تهویه هواساز هواپیما است. ابتدا هوا از یکی از طبقات کمپرسور محوری موتور هواپیما وارد مجموعه می‌شود و از آنجا وارد یک



شکل ۱ سیکل سیستم تهویه هواساز کابین هواپیما



شکل ۲ هندسه روتور و پوسته توربین

جدول ۱ ابعاد هندسی روتور و پوسته توربین

اندازه	پارامتر (واحد)
۰	زاویه‌ی ورودی روتور (°)
۴۵	زاویه‌ی خروجی روتور (°)
۰/۰۷۸۲۲	قطر ورودی روتور (m)
۰/۰۶	قطر خروجی در نوک روتور (m)
۰/۰۴۲	قطر خروجی در پایه روتور (m)
۰/۰۱۵۳۳۱	طول محوری روتور (m)
۱۵	تعداد پره
۰/۰۶۸	طول دیفیوزر (m)
۰/۰۳۳۵	قطر ورودی پوسته (m)
۰/۰۷۶	قطر خروجی پوسته (m)

۳-۲- تولید شبکه روتور و پوسته توربین

مرحله بعد از تولید هندسه، شبکه‌بندی آن می‌باشد. شبکه‌بندی روتور و دیفیوزر خروجی توربین توسط نرم‌افزار توربوگرید صورت می‌گیرد. شبکه‌بندی توسط نرم‌افزار توربوگرید کاملاً به صورت سازمان یافته می‌باشد. مزیت شبکه سازمان یافته سرعت همگرایی و دقت بالا در جواب‌هاست. این نرم‌افزار قابلیت ریزتر

مبدل حرارتی برای کاهش دما می‌شود. هوای محیط بیرون هواپیما از مجرای دیگر وارد می‌شود. از این هوا برای کاهش دما به عنوان سیال خنک کن مبدل حرارتی، استفاده می‌گردد. هوای محیط بیرون توسط فن یا یک کمپرسور کوچک به داخل محفظه مبدل مکش و بعد از عبور از محفظه فن مجدداً به محیط بیرون هواپیما منتقل می‌شود. هوای خروجی کمپرسور پس از عبور مبدل حرارتی و تبادل حرارتی با هوای محیط سرد شده و وارد توربین می‌شود. انبساط هوا در توربین باعث سرمایه‌یابی مجدد هوا می‌شود. همچنین کار تولیدی توربین سرمایه‌یابی توان مورد نیاز فن برای مکش هوای محیط را تأمین می‌کند. در شکل ۱ سیکل سیستم تهویه هوا ساز هواپیما نشان داده شده است.

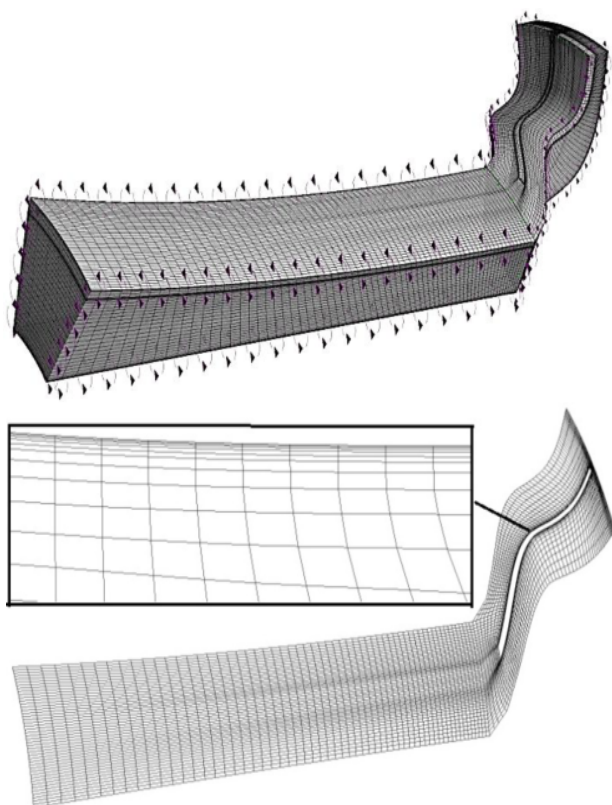
۳- شبیه‌سازی توربین جریان شعاعی

در این مقاله، جریان سه‌بعدی داخل توربین یک توربین سرمایه‌یابی شامل پوسته، روتور و دیفیوزر خروجی بصورت عددی مورد بررسی قرار می‌گیرد. هندسه و ابعاد روتور و پوسته توربین مورد نظر در شکل ۲ و جدول ۱ نشان داده شده است. لازم به ذکر است که روتور و پوسته، بطور جداگانه مدل‌سازی و شبکه‌بندی می‌شود.

۳-۱- تولید و اصلاح هندسه روتور و پوسته توربین

پره‌های روتور توربین مذکور در محیط کتیا تهیه شده‌اند، بنابراین ابتدا یکی از پره‌های مربوط به روتور در نرم‌افزار کتیا جدا شده و با توجه به مقدار انحنای هر پره از پایه تا نوک، تعدادی مقطع ایجاد می‌شود. پس از آماده شدن پره در نرم‌افزار کتیا، با انجام پروسه‌های لازم، پره‌ها وارد محیط بلیدجن شده و با استفاده از تنظیمات این محیط از قبیل بررسی خروجی، معکوس کردن جهت جریان و جهت چرخش، هندسه روتور توربین مدل‌سازی می‌شود. برای مشخص کردن مسیر جریان سیال می‌بایست اصلاحاتی روی هندسه پوسته توربین که با استفاده از نرم‌افزار کتیا مدل‌سازی شده است، صورت گیرد. شکل ۳ هندسه‌های سه بعدی مدل‌سازی شده مربوط به روتور و پوسته توربین را نشان می‌دهد.

1. Catia

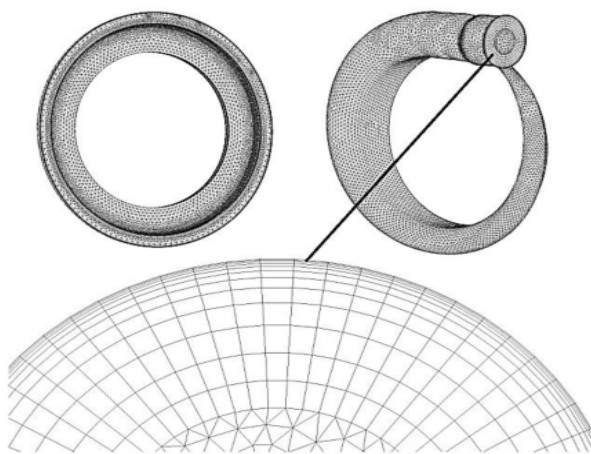


شکل ۴ شبکه‌بندی روتور و دیفیوزر خروجی توربین

کردن شبکه را در نواحی‌ای که گرادیان‌های شدید وجود دارد، دارا می‌باشد. در نواحی اطراف پره، لقی و در نزدیکی دیواره‌ها گرادیان‌های شدیدی وجود دارد و به همین دلیل شبکه باید در این نواحی ریزتر از سایر نقاط باشد. شبکه ایجاد شده در این نواحی شامل ۸ لایه است که اولین لایه‌ی آن 0.18 برابر ضخامت پروفیل پره در هر مقطع بوده و نرخ رشد آن $1/5$ می‌باشد. شبکه‌بندی پوسته توربین توسط نرم‌افزار انسیس^۱ صورت می‌گیرد. در این نرم‌افزار برای ایجاد شبکه روی پوسته از المان‌های چهاروجهی استفاده می‌شود. این نرم‌افزار قابلیت ریزتر کردن شبکه را در نواحی‌ای که گرادیان‌های شدید وجود دارد، دارا می‌باشد. شبکه ایجاد شده در این نواحی شامل ۱۵ لایه است که اولین لایه آن 0.05 میلی‌متر و نرخ رشد آن $1/2$ می‌باشد. برای ایجاد شبکه مناسب، از اندازه‌های متفاوت برای نواحی مختلف استفاده می‌شود. در شکل‌های ۴ و ۵ به ترتیب شبکه‌بندی یک قطاع روتور، دیفیوزر خروجی و پوسته توربین نشان داده شده است.

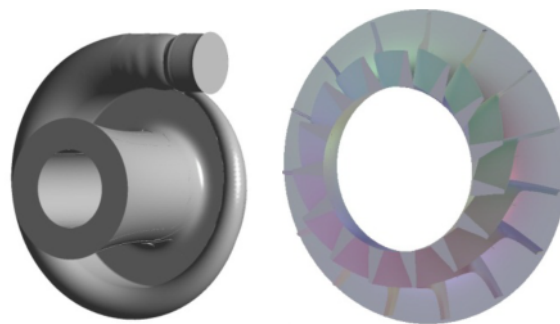
۳-۳- روش حل عددی

محاسبه پارامترهای میدان جریان در توربوماشین‌ها با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی پیچیده است، چون که جریان داخل توربوماشین‌ها به علت پدیده‌های جدایش جریان، جریان‌های ثانویه و جریان‌های برگشتی و همچنین تراکم‌پذیر و مغشوش بودن جریان، بسیار پیچیده است [۱۲]. جریان سه-بعدی داخل توربین با استفاده از نرم‌افزار سی اف ایکس^۲ مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرد. در این نرم‌افزار، معادلات جریان تراکم‌پذیر بر اساس روش فشار مینا، حل می‌شود.



شکل ۵ شبکه‌بندی پوسته توربین

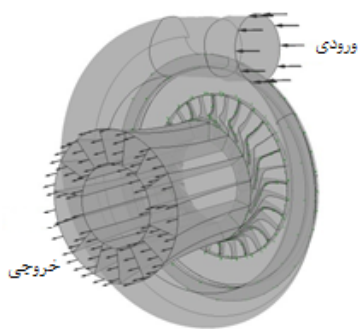
گسسته‌سازی معادلات براساس روش دقت بالا^۳ انجام می‌شود. در ضمن معادله انرژی مستقل از معادلات جرم و مومنتم حل می‌شود. ترم‌های تنش رینولدز در معادلات انتقال مومنتم با استفاده از مدل آشفتگی انتقال تنش برشی^۴ حل می‌شود [۱۳].



شکل ۳ هندسه روتور و پوسته توربین مدل‌سازی شده

3. High Resolution
4. SST

1. ANSYS Mesh
2. CFX



شکل ۶ ناحیه حل

با استناد به مرجع [۱۳] این مدل آشفتگی برای توربوماشین‌ها مناسب‌تر است. مدل انتقال تنش برشی ترکیبی از مدل کا-اپسیلون برای جریان پر سرعت دور از دیواره و مدل کا-امگا برای جریان لایه مرزی نزدیک دیواره است. به همین دلیل نقطه جدایش را بهتر پیش بینی می‌کند و برای جریانهای با گرادیان شدید و جریان‌های ثانویه مناسب‌تر است. با استفاده از روش صفحه مختلط^۱، ناحیه محاسباتی به دو ناحیه ساکن و متحرک تقسیم می‌شود و از حرکت نسبی بین نواحی مختلف برای انتقال مقادیر محاسبه شده بین نواحی استفاده می‌شود. ناحیه حل در شکل ۶ نشان داده شده است.

۳-۳-۱- شرایط مرزی

شرایط مرزی برای همه شبیه‌سازی‌ها در ادامه آمده است:
الف) در ورود، شرط مرزی فشار کل برابر 405300 Pa بکار می‌رود، دمای استاتیک برابر 383 K و همچنین جریان بدون چرخش می‌باشد.

ب) در خروج، فشار استاتیک اعمال می‌شود که برای شبیه‌سازی‌های متفاوت، تغییر می‌کند.

ج) دیوارهای آدیاباتیک ساکن: شرط عدم لغزش

د) دیوارهای آدیاباتیک متحرک: سرعت نسبی برابر صفر

ه) دبی جرمی جریان و دمای خروجی از حل عددی بدست می‌آید.

۴- استقلال شبکه

در شبیه‌سازی توربین، راندمان و دمای استاتیک خروجی، در شرایط جریان با سرعت دورانی 78000 دور بر دقیقه، فشار سکون ورودی 405300 Pa ، فشار استاتیک خروجی 101325 Pa و دمای استاتیک ورودی 383 K ، پارامترهایی هستند که برای ارزیابی سه شبکه متفاوت و همچنین تعیین تاثیر اندازه شبکه بر روی حل عددی، در نظر گرفته شده‌اند. در جدول‌های ۲ و ۳ به ترتیب تغییرات بازده آیزنتروپیک و دمای استاتیک خروجی با افزایش تعداد المان‌های شبکه و مشخصات شبکه نهایی ایجاد شده برای روتور، پوسته و دیفیوزر خروجی توربین نشان داده شده است.

جدول ۲ تاثیر اندازه شبکه بر روی حل عددی توربین

تعداد المان	بازده (%)	دمای خروجی (K)	خطا (%)
۱۷۵۷۹۳۴	۵۴	۳۰۵/۵	۱/۱۶-۲/۴۴
۳۴۰۹۴۰۲	۵۵	۳۰۳/۸۰۱	۰/۶-۰/۵۶۳
۶۵۲۵۵۷۶	۵۵/۳	۳۰۲	-

جدول ۳ مشخصات شبکه نهایی توربین

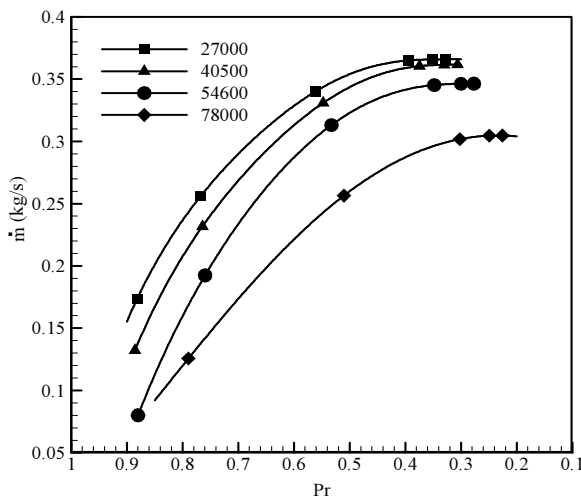
ناحیه	تعداد المان	چهاروجهی	گوه‌ای	هرمی	شش وجهی
پوسته	۴۰۸۰۵۲	۲۱۰۰۵۳	۱۹۶۱۵۶	۱۸۴۳	۰
روتور	۱۴۳۴۴۸۰	۰	۰	۰	۱۴۳۴۴۸۰
دیفیوزر	۱۵۶۶۸۷۰	۰	۰	۰	۱۵۶۶۸۷۰
کل	۳۴۰۹۴۰۲	۲۱۰۰۵۳	۱۹۶۱۵۶	۱۸۴۳	۳۰۰۱۳۵۰

با توجه به جدول ۲، شبکه با تعداد المان 3409402 ، یک شبکه مناسب برای حل عددی است، که در شکل‌های ۳ و ۴ نشان داده شد. برای این شبکه مقدار Y^+ در روتور کمتر از ۵ و در پوسته از ۴ تا ۸۸ تغییر می‌کند...

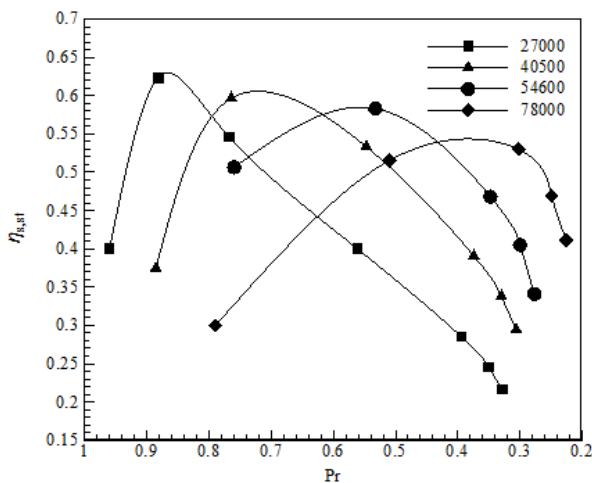
۵- نتایج

برای اعتبارسنجی توربین، نتایج حاصل از حل عددی و داده‌های آزمایشگاهی موجود در چندین نقطه عملکردی با هم مقایسه شده‌اند. با توجه به اطلاعات موجود از نتایج آزمایشگاهی، یک پارامتر بی‌بعد بر اساس این اطلاعات، بصورت معادله (۱) تعریف می‌شود و معیار اعتبارسنجی قرار می‌گیرد. این پارامتر بی‌بعد معرف بازده استاتیک به استاتیک است. پارامترهایی که از نتایج آزمایشگاهی در اختیار است عبارت است از: سرعت دورانی، دمای ورودی و خروجی، فشار ورودی و

1. Mixing plane



شکل ۷ دبی جرمی توربین بر حسب نسبت فشار سکون، در سرعت دورانی ثابت



شکل ۸ بازده آیزنتروپیک کل به استاتیک توربین بر حسب نسبت فشار سکون، در سرعت دورانی ثابت

خروجی. بنابراین با اعمال سرعت دورانی، فشار ورودی و خروجی و همچنین دمای ورودی مطابق با داده‌های آزمایشگاهی بر حل عددی، پارامتر بی بعد بدست آمده از حل عددی با داده تجربی مقایسه می‌شود. جدول ۴ مقایسه حل عددی و داده تجربی و درصد خطای حل عددی را نشان می‌دهد. این خطا می‌تواند به این دلیل باشد که جریان واقعی در توربین ناپایا است، در حالی که روش صفحه اختلط آن را در نظر نمی‌گیرد. از دلایل دیگر این خطا می‌توان به خطا در روش حل عددی و همچنین خطا در شبکه ایجاد شده اشاره کرد. علاوه بر این با توجه به هندسه پیچیده پره‌ها، پدیده‌هایی مانند جدایش، جریان ثانویه و شوک اجتناب‌ناپذیر است و شبیه‌سازی چنین جریان‌هایی قطعاً دارای خطا خواهد بود.

$$\Pi = \frac{1 - T_{s,ex}/T_{s,in}}{1 - P_{s,ex}/P_{s,in}} \quad (1)$$

در شکل ۷، دبی جرمی بدست آمده از حل عددی بر حسب نسبت فشار سکون، در سرعت دورانی ثابت نشان داده شده است. فشار خروجی تا جایی کاهش می‌یابد که در تمام سرعت‌ها، توربین به مرز خفگی برسد. نتایج نشان می‌دهد که با کاهش سرعت دورانی، پدیده خفگی در نسبت فشار و دبی جرمی بیشتری اتفاق می‌افتد یعنی نقطه ماکزیمم دبی به سرعت دورانی توربین بستگی دارد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که پدیده خفگی در روتور توربین رخ می‌دهد نه در پوسته. نسبت فشار سکون توربین به صورت زیر تعریف می‌شود:

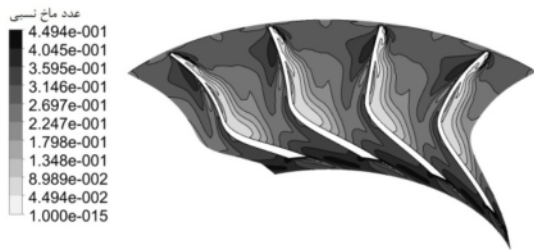
$$Pr = \frac{P_{t,in}}{P_{t,out}} \quad (2)$$

در شکل ۸ بازده آیزنتروپیک کل به استاتیک بر حسب نسبت فشار سکون، در سرعت دورانی ثابت نشان داده شده است.

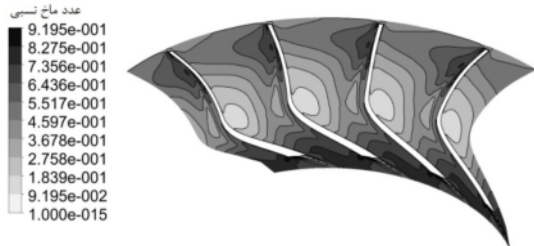
جدول ۴ مقایسه نتایج عددی و تجربی توربین

سرعت دورانی (rpm)	عدد تجربی	عدد تجربی عددی	تجربی
۶۰۰۰	۵۰۰۰	۴۵۰۰	
فشار ورودی (kPa)	۲۷۳/۵۷۷۳	۲۳۹/۲۸	۳۶۳/۳۲
فشار خروجی (kPa)	۱۰۱/۳۲۵	۱۰۱/۳۲۵	۱۰۱/۳۲۵
دمای ورودی (K)	۲۹۳/۱۵	۲۹۳/۱۵	۲۹۰/۱۵
پارامتر بی بعد (%)	۵۸	۵۳/۸	۵۴/۸
خطا (%)	۶۰/۳	۷/۲۷	۶/۴۷
	۳	-	-

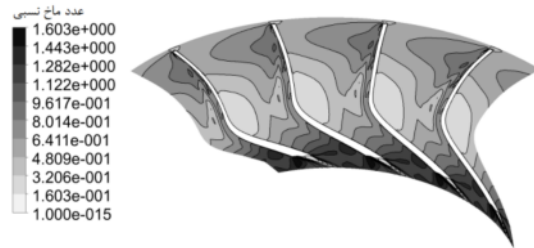
به طور کلی برای توربین دو بازده آیزنتروپیک تعریف می‌شود، یکی بازده آیزنتروپیک کل به کل و دیگری بازده آیزنتروپیک کل به استاتیک. تفاوت این دو بازده در فشار جریان خروجی از توربین است، که اگر از انرژی جنبشی جریان خروجی استفاده شود، باید بازده آیزنتروپیک کل به کل در نظر گرفته شود و فشار سکون جریان خروجی توربین در محاسبه بازده بکار می‌رود. ولی در صورتی که انرژی جنبشی جریان خروجی غیر مفید باشد، باید بازده آیزنتروپیک کل به استاتیک در نظر گرفته شود و فشار استاتیک جریان خروجی توربین در محاسبه بازده بکار می‌رود. در توربین سرمایه‌یابی چون از انرژی



ب- ۰/۲۳ کیلوگرم بر ثانیه



ج- ۰/۳۳ کیلوگرم بر ثانیه



د- ۰/۳۶ کیلوگرم بر ثانیه

شکل ۹ مقایسه کانتورهای عدد ماخ نسبی، در دور ۴۰۵۰۰ و دبی جرمی متفاوت

در شکل ۱۰ کانتور فشار سکون نسبی در توربین در مقطع پره به پره و به ازای دبی جرمی ۰/۱۳، ۰/۲۳، ۰/۳۳ و ۰/۳۶ کیلوگرم بر ثانیه در دور ۴۰۵۰۰ دور بر دقیقه نشان داده شده است. فشار سکون نسبی، نشان دهنده تلفات در روتور توربین می‌باشد. مشاهده می‌شود که در دبی جرمی ۰/۱۳ کیلوگرم بر ثانیه، به دلیل زاویه نامناسب برخورد جریان با پره، تلفات بسیار زیاد است و همان‌گونه که در شکل ۸ نشان داده شد، بازده آیزنتروپیک در این دبی جرمی به شدت کاهش می‌یابد. همچنین نتایج نشان می‌دهد که شکل‌های ج و د در مقایسه با بقیه شکل‌ها افت فشار سکون نسبی کمتری در بین پرها رخ می‌دهد.

در شکل ۱۱ خطوط جریان نسبی در توربین در مقطع پره به پره و به ازای دبی جرمی ۰/۱۳، ۰/۲۳، ۰/۳۳ و ۰/۳۶ کیلوگرم بر ثانیه در دور ۴۰۵۰۰ دور بر دقیقه نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که در دبی جرمی ۰/۱۳ کیلوگرم بر ثانیه، به دلیل زاویه نامناسب برخورد جریان با پره، روی سطح

جنبشی جریان خروجی توربین هیچ توانی گرفته نمی‌شود، بنابراین برای این توربین، بازده آیزنتروپیک کل به استاتیک در نظر گرفته می‌شود. بازده آیزنتروپیک کل به کل و بازده آیزنتروپیک کل به استاتیک توربین به صورت زیر تعریف می‌شوند:

بازده آیزنتروپیک کل به کل

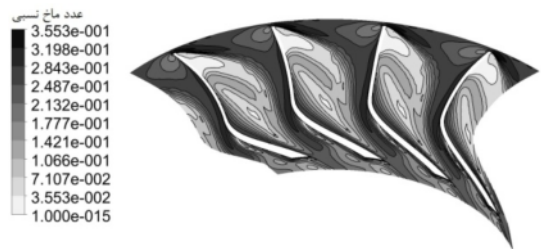
$$\eta_{tt} = \frac{1 - T_{t,ex}/T_{t,in}}{1 - (P_{t,ex}/P_{t,in})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (3)$$

بازده آیزنتروپیک کل به استاتیک

$$\eta_{ts} = \frac{1 - T_{t,ex}/T_{t,in}}{1 - (P_{s,ex}/P_{t,in})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (4)$$

نتایج نشان می‌دهد که ماکزیمم بازده با افزایش سرعت دورانی، کاهش می‌یابد چون با افزایش سرعت تلفات اصطکاکی افزایش می‌یابد و باعث کاهش بازده می‌شود. بیشینه بازده آیزنتروپیک در شرایطی با سرعت دورانی ۲۷۰۰۰ دور بر دقیقه، نسبت فشار ۰/۸۸ و دبی جرمی ۰/۱۷۴ کیلوگرم بر ثانیه بدست آمده است که مقدار آن، برابر ۶۲٪ شده است. در هر سرعت دورانی، یک نسبت فشاری وجود دارد که جریان مماس به پره وارد روتور می‌شود و تلفات ناشی از زاویه‌ی برخورد کاهش می‌یابد که بازده ماکزیمم در آن نسبت فشار حاصل می‌شود.

در شکل ۹ کانتورهای عدد ماخ نسبی در توربین در مقطع پره به پره و به ازای دبی جرمی ۰/۱۳، ۰/۲۳، ۰/۳۳ و ۰/۳۶ کیلوگرم بر ثانیه در دور ۴۰۵۰۰ دور بر دقیقه نشان داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود با افزایش دبی جرمی عدد ماخ در روتور توربین افزایش می‌یابد که دلیل آن افزایش سرعت جریان است. همچنین نتایج نشان می‌دهد که در دبی جرمی ۰/۳۶ کیلوگرم بر ثانیه عدد ماخ در روتور به یک رسیده است و همان‌طور که در شکل ۷ مشاهده شد توربین در این شرایط به مرز خفگی می‌رسد.

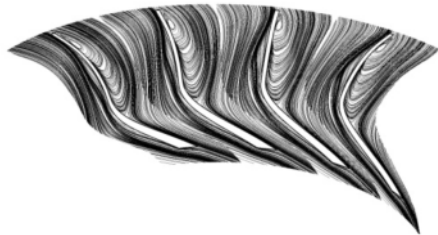


الف- ۰/۱۳ کیلوگرم بر ثانیه

فشاری پره گردابه‌ای تشکیل می‌شود و همان‌گونه که در شکل ۷ نشان داده شد این نقطه در ناحیه‌ی استال قرار دارد. همچنین مشاهده می‌شود که در دبی جرمی ۰/۲۳ کیلوگرم بر ثانیه هم گردابه کوچکی روی سطح فشاری ایجاد شده است ولی در شکل ۷ نشان داده شد که بیشترین بازده آیزنتروپیک در این نسبت فشار حاصل شده است، این نشان می‌دهد که بیشینه بازده آیزنتروپیک برای توربین در شرایطی رخ می‌دهد که جهت جریان نسبی با راستای شعاعی، در خلاف جهت دوران روتور زاویه بسازد. این نتیجه با نتایج شکل ۹ منطبق است.



الف- ۰/۱۳ کیلوگرم بر ثانیه



ب- ۰/۲۳ کیلوگرم بر ثانیه



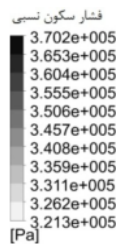
ج- ۰/۳۳ کیلوگرم بر ثانیه



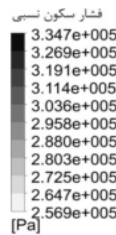
د- ۰/۳۶ کیلوگرم بر ثانیه

شکل ۱۱ مقایسه خطوط جریان نسبی، در دور ۴۰۵۰۰ و دبی جرمی متفاوت

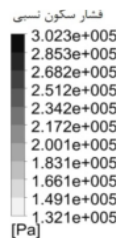
در اطراف لبه حمله گردابه نعل اسبی شکل می‌گیرد و به دو بخش تقسیم می‌شود. یک شاخه از این گردابه در سمت مکش و شاخه دیگر در سمت فشاری پره جریان می‌یابد. در ناحیه نیمه گذرگاه، گردابه سمت مکش و سمت فشار دو پره مجاور با هم برخورد کرده و گردابه‌ای به نام گردابه گذرگاه شکل می‌گیرد که در داخل گذرگاه بین پرها گسترش می‌یابد و تلفات انرژی جداره را به داخل جریان حمل می‌نماید. گردابه گذرگاه در مدتی که توسط جریان عرضی و گرادیان فشار گذرگاه به سمت خروجی رانده می‌شود، نزدیک سطح مکش باقی مانده و به دلیل وجود گرادیان فشار، از روی دیواره پایه



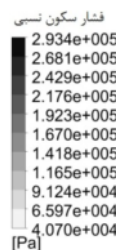
الف- ۰/۱۳ کیلوگرم بر ثانیه



ب- ۰/۲۳ کیلوگرم بر ثانیه

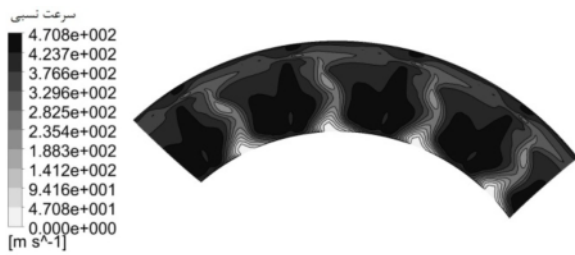


ج- ۰/۳۳ کیلوگرم بر ثانیه



د- ۰/۳۶ کیلوگرم بر ثانیه

شکل ۱۰ کانتور فشار نسبی، در دور ۴۰۵۰۰ و دبی جرمی متفاوت



د- ۰/۳۶ کیلوگرم بر ثانیه

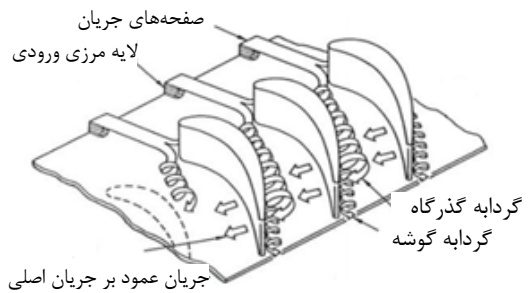
شکل ۱۳ مقایسه کانتور سرعت نسبی خروجی روتور توربین، در دور ۴۰۵۰۰ و دبی جرمی متفاوت

همان گونه که در شکل‌ها مشخص است، در دبی‌های پایین مقدار فشار نسبی کل کاهش چشم‌گیرتری داشته است که نشان می‌دهد در دبی‌های پایین به دلایلی از قبیل زوایای نامناسب برخورد و پیدایش جریان گردابه‌ای و توان کمتر جریان در مقابله با جدایش، افت‌ها شدیدتر می‌باشد که منجر به کاهش فشار سکون نسبی شده است. اما با افزایش دبی و افزایش توان جریان از این افت‌ها کاسته می‌شود. همچنین مشاهده می‌شود که افت‌ها در ناحیه مکشی پره و افت‌های اصلی در قسمت نوک پره، جایی که لقی پره باعث گردابه شده است، اتفاق می‌افتد. در واقع با افزایش دبی و سرعت جریان پر فشار سطح فشاری قدرت کمتری برای نفوذ به سطح کم فشار مکشی دارد. بنابراین، تلفات ناشی از ورتکس‌های ناشی از لقی نوک پره کاهش می‌یابد. همچنین، مشاهده می‌شود که با افزایش سرعت تلفات لقی نوک کاهش و تلفات پایه پره افزایش می‌یابد.

در شکل ۱۵ کانتور فشار سکون نسبی از پایه تا نوک پره در چهار مقطع مختلف از ورود تا خروج، در دور ۴۰۵۰۰ بر دقیقه و دبی جرمی ۰/۲۳ کیلوگرم بر ثانیه، نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که در ابتدای پره، همان‌طور که در شکل‌های بالا نشان داده شد، به دلیل زاویه برخورد نامناسب، افت‌ها بر روی سطح فشاری، ولی با نزدیک شدن به انتهای پره، به دلیل رشد و تقویت ورتکس‌های نوک پره، افت‌های ناشی از لقی نوک پره روی سطح مکشی اتفاق می‌افتد. به عبارت دیگر در شکل ۱۵-ب، افت مشاهده شده روی سطح مکشی پره ناشی از اختلاط جریان نشستی نوک پره با جریان اصلی مجرای بین پره‌ها می‌باشد.

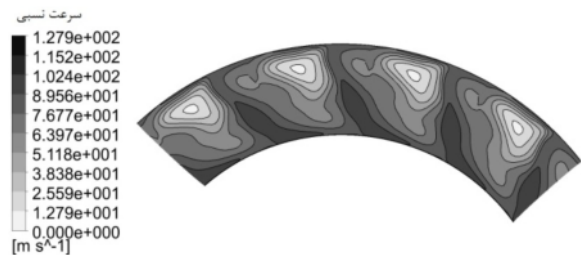
پره توربین نیز بلند می‌شود. شکل ۱۲ گردابه‌های موجود در مجرای جریان را نشان می‌دهد [۱۴].

در شکل ۱۳ کانتور سرعت نسبی، در خروجی روتور توربین و به ازای دبی جرمی ۰/۱۳، ۰/۲۳، ۰/۳۳ و ۰/۳۶ کیلوگرم بر ثانیه در دور ۴۰۵۰۰ دور بر دقیقه نشان داده شده است. در شکل ۱۴ کانتور فشار سکون نسبی، در خروجی روتور توربین در دبی‌های مختلف به ازای دور ۴۰۵۰۰ دور بر دقیقه باهم مقایسه شده‌اند.



جریان عمود بر جریان اصلی

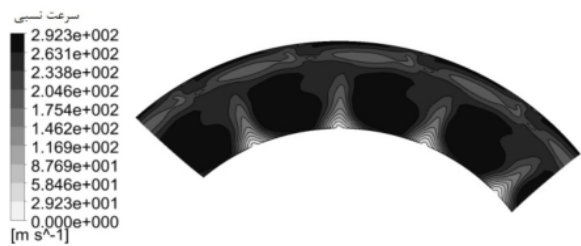
شکل ۱۲ گردابه‌های موجود در این مجرای جریان [۱۴]



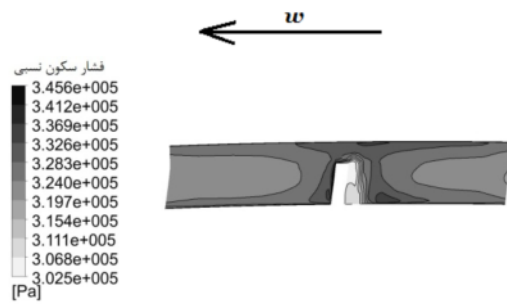
الف- ۰/۱۳ کیلوگرم بر ثانیه



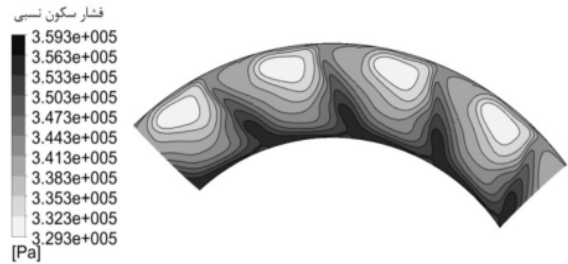
ب- ۰/۲۳ کیلوگرم بر ثانیه



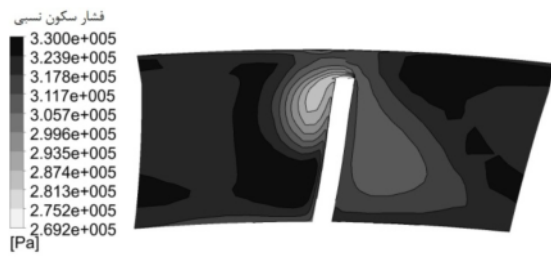
ج- ۰/۳۳ کیلوگرم بر ثانیه



(الف)



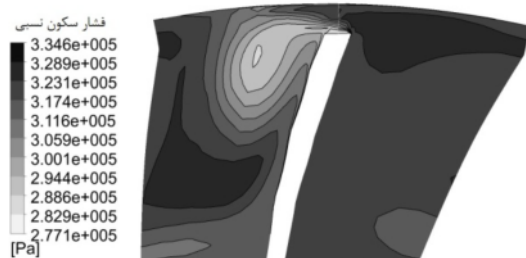
الف - ۰/۱۳ کیلوگرم بر ثانیه



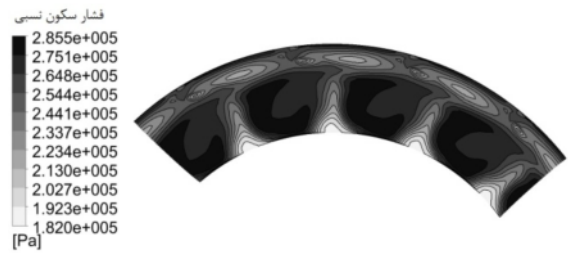
(ب)



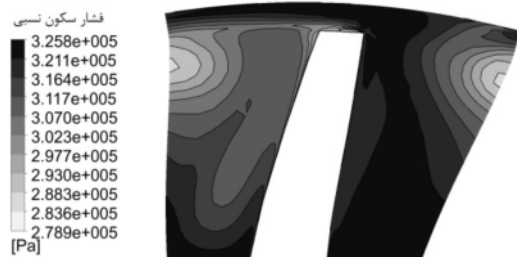
ب - ۰/۲۳ کیلوگرم بر ثانیه



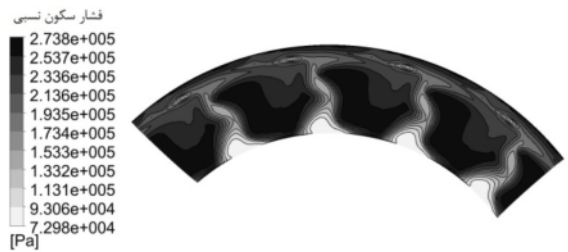
(ج)



ج - ۰/۳۳ کیلوگرم بر ثانیه



(د)



د - ۰/۴۳ کیلوگرم بر ثانیه

شکل ۱۴ مقایسه کانتور فشار سکون نسبی خروجی روتور توربین، در دور ۴۰۵۰۰ و دبی جرمی متفاوت

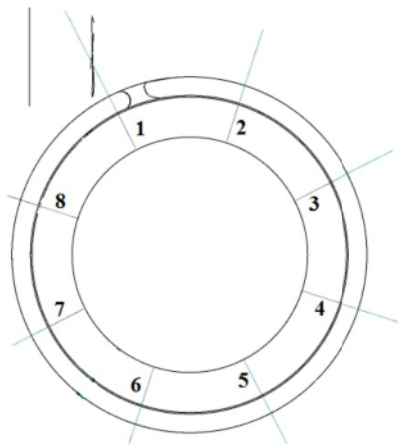
شکل ۱۵ مقایسه کانتور فشار سکون نسبی از پایه تا نوک پره در چهار مقطع مختلف از ورود تا خروج روتور توربین

چون جریان خروجی از روتور توربین با چرخش زیادی همراه است، باعث ایجاد گردابه حول محور دیفیوزر می‌شود و در نتیجه یک ناحیه خلاء نسبی حول محور دیفیوزر ایجاد می‌شود. منظور از ناحیه خلاء نسبی، ناحیه کم فشاری است که در اثر چرخش جریان ایجاد می‌شود و چون فشار این ناحیه از فشار پایین دست جریان کمتر است، جریان بر می‌گردد. بنابراین این

در شکل‌های ۱۶ و ۱۷ به ترتیب نمای نصف‌النهاری فشار سکون روتور و دیفیوزر توربین و خطوط جریان در دیفیوزر توربین نشان داده شده است. تغییرات فشار سکون نشان دهنده تلفات داخل دیفیوزر می‌باشد که این تلفات به دلیل برگشت جریانی است که در این ناحیه اتفاق می‌افتد. در شکل ۱۷ مشاهده می‌شود که در انتهای دیفیوزر جریان برگشتی به وجود آمده است که باعث افزایش تلفات دیفیوزر شده و از بازده آن می‌کاهد.

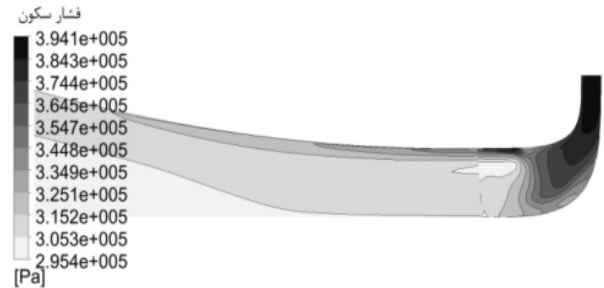
۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله، توربین جریان شعاعی یک توربین سرمایه‌یابی، برای بدست آوردن منحنی عملکرد توربین و تحلیل جریان سه‌بعدی داخل توربین، بصورت عددی مورد بررسی قرار گرفت و در شرایط عملکردی مختلف با نتایج تجربی موجود مقایسه شد. پس از مدل کردن روتور و پوسته‌ی توربین و تولید شبکه‌ی مناسب، برای اطمینان از نتایج عددی، استقلال شبکه مورد بررسی قرار گرفت، در نهایت شبکه با تعداد المان 3409402 بدست آمد. برای اعتبارسنجی توربین، نتایج حاصل از حل عددی و داده‌ی آزمایشگاهی موجود در چندین نقطه عملکردی با هم مقایسه شدند، با توجه به اطلاعات موجود از نتایج آزمایشگاهی، یک پارامتر بدون بعد بر اساس این اطلاعات تعریف شد و معیار اعتبارسنجی قرار گرفت. مقایسه‌ی حل عددی و داده‌ی تجربی نشان داد که بیشترین درصد خطای حل عددی برابر $7/27$ درصد است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی توربین نشان داد که پدیده خفگی در روتور توربین اتفاق می‌افتد، به این دلیل که در دوره‌های مختلف، توربین در دبی جرمی و نسبت فشار متفاوتی به مرز خفگی می‌رسید. ماکزیمم بازده توربین در سرعت دورانی 27000 دور بر دقیقه، در دبی جرمی $0/174$ کیلوگرم بر ثانیه، برابر 62 درصد شد. همچنین نتایج نشان داد که نقطه ماکزیمم بازده در نزدیکی ناحیه استال منفی است و در این نقطه جریان نسبت به روتور در خلاف جهت دوران با جهت شعاعی زاویه می‌سازد، همچنین چرخش زیاد جریان خروجی روتور توربین باعث ایجاد گردابه در دیفیوزر می‌شود و در اثر خلأ ایجاد شده هوای بیرون به داخل دیفیوزر مکش می‌شود.

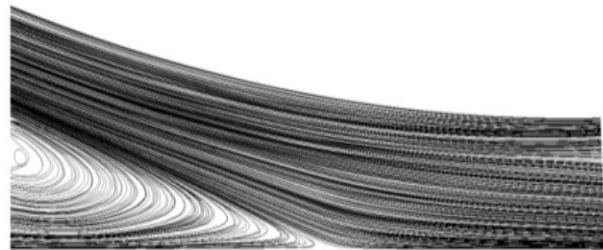


شکل ۱۹- الف شماره گذاری مقاطع مختلف پوسته

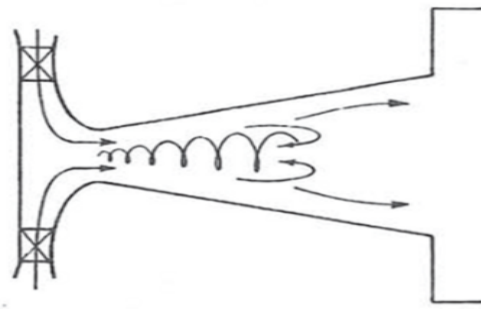
ناحیه کم فشار باعث برگشت جریان به داخل دیفیوزر می‌شود در شکل ۱۸ چگونگی برگشت جریان نشان داده شده است، وقتی که جریان به صورت چرخشی وارد دیفیوزر می‌شود.



شکل ۱۶ نمای نصف‌النه‌ای فشار سکون در روتور و دیفیوزر توربین

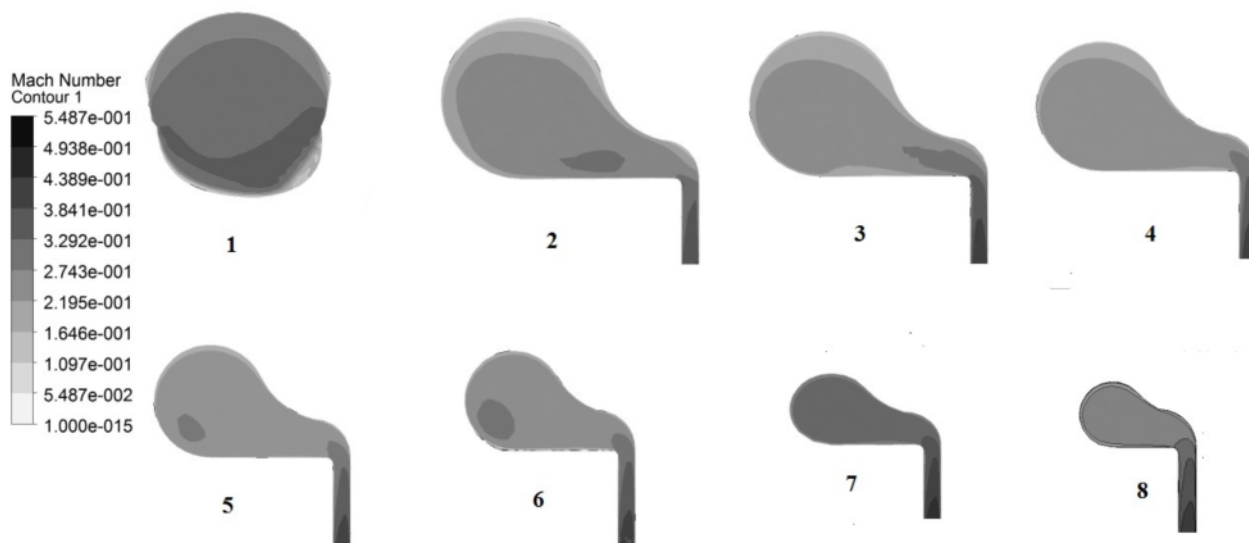


شکل ۱۷ نمای نصف‌النه‌ای خطوط جریان در دیفیوزر توربین



شکل ۱۸ چگونگی برگشت جریان در دیفیوزر [۱۵]

در شکل ۱۹- ب کانتور عدد ماخ در هشت مقطع مختلف پوسته (شکل ۱۹- الف)، در دور 40500 دور بر دقیقه و دبی جرمی $0/23$ کیلوگرم بر ثانیه، نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که کانتور عدد ماخ در تمامی مقاطع، تقریباً یکسان است که نشان دهنده یکنواخت بودن سرعت درون پوسته می‌باشد. افت‌هایی که در مقطع شماره ۱ مشاهده می‌شود ناشی از ناهموار بودن سطح داخلی پوسته است.



شکل ۱۹- ب کانتور عدد ماخ در مقاطع مختلف پوسته

the Flow in Centrifugal Pump: Volute Influence in Velocity and Pressure Fields”, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 3, pp. 244-255, 2005.

- [4] H. Paßrucker, Van den R.A. Braembussche, “Inverse Design of Centrifugal Impellers by Simultaneous Modification of Blade Shape and Meridional Contour”, in *Proc.45th ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, Munich, Germany, May 2000.
- [5] C. Cravero, “A Design Methodology for Radial Turbomachinery. Application to Turbines and Compressors”, in *Proc. ASME Fluid Engineering Division Summer Meeting (FEDSM '02)*, paper FEDSM2002-31335, Montreal, Quebec, Canada, July 2002.
- [6] D. Sloteman, A. Saad, P. Cooper, “Design of Custom Pump Hydraulics Using Traditional Methods”, in *Proc. ASME Fluid Engineering Division Summer Meeting (FEDSM'01)*, paper FEDSM2002-18067, New Orleans, La, USA, May-June 2001.
- [7] A. Goto, M. Nohmi, T. Sakurai, “Hydrodynamic Design System for Pumps Based on 3-D CAD, CFD, and Inverse Design Method”, *Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol. 124, No. 2, pp. 329-335, 2002.
- [8] Zh. Feng, Q. Deng, J. LI, “Aero-thermodynamic Design and Numerical Simulation of Radial Inflow Turbine Impeller for a 100kW Microturbine”, *ASME Turbo-Expo2005*, GT-68276, 2005.
- [9] A. Hajilouy, N.C. Baines, “Small High Speed Radial Inflow Turbine”, 1st *Int. ISME Conf.*, pp. 290-303, Sharif University of Technology, Tehran, 1992.
- [10] D.E. Winterbone, G.I. Alexander, “Measurement of the Performance of a Radial Inflow Turbine in Conditional Steady and Unsteady Flow”, *IMEchE*, paper C405/015, 1990.
- [11] W. Tabakof, Y. Sheoram, “Flow Measurement in a

۷- فهرست علایم

\dot{m}	دبی جرمی جریان (kg/s)
p	فشار (Pa)
Pr	نسبت فشار سکون
T	دما (K)

علایم یونانی:

γ	نسبت گرمای ویژه
η	بازده
Π	پارامتر بدون بعد

زیرنویس‌ها:

ex	خروجی
in	ورودی
s	آیزنتروپیک، استاتیک
t	سکون
ts	کل به استاتیک
tt	کل به کل

۸- مراجع

- [1] M. Kanoglu, “Cryogenic turbine efficiencies”, *Mathematical & Computational Applications*, Vol. 5, No. 3, pp. 169-177, 2000.
- [2] J.D. Denton, W.N. Dawes, *Computational fluid dynamics for turbomachinery design*, Whittle Laboratory, Department of Engineering, University of Cambridge, UK, Vol. 213, pp. 107-123, 1998.
- [3] S. Koudri, M. Asuaje, “Numerical Modelization of

- Model", *Turbulence, Heat and Mass Transfer 4*, pp. 625-632, Begell House Inc, 2003.
- [14] L.S. Lonngston, "Secondary Flow in Axial Turbine - A Review", *Heat Transfer in Gas Turbine Systems*, Vol. 934, pp. 11-26 University of Connecticut, Storrs, USA., 2001
- [15] DG. Wilson, Th. Korakianitis, *The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines*, MIT Press, pp. 349-354, USA, 1998.
- Turbine Scroll", *Journal of Fluid Engineering*, Vol. 102, No. 3, pp. 290-296 1980.
- [12] A. Tamm, M. Gugau, B. Stoffel, "Experimental and 3-D Numerical Analysis of the Flow Field in Turbomachines, Part 1", *International Congress on Quality Assessment of Numerical Simulation in Engineering*, University of Concepcion, Chile, 2002.
- [13] F.R. Menter, M. Kuntz, R. Langtry, "Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence