

شبیه‌سازی عددی سه بعدی کمپرسور چند طبقه یک موتور توربوشفت و ارزیابی مشخصات عملکردی آن

کارشناس ارشد، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده مهندسی مکانیک
استادیار، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده مهندسی مکانیک

فرهود نیک‌نژاد
مهدی نیلی احمدآبادی*

چکیده

در این پژوهش، تحلیل عددی سه‌بعدی اجزاء دوار کمپرسور یک موتور توربوشفت شامل سه طبقه کمپرسور محوری و یک طبقه کمپرسور گریز از مرکز توسط نرم افزار CFX صورت می‌پذیرد. معادلات جریان تراکم‌پذیر از روش فشار مینا و براساس مدل آشفتگی SST حل می‌شوند. پس از بررسی استقلال حل از شبکه محاسباتی، با تغییر شرایط مرزی ورودی و خروجی، منحنی عملکرد کل کمپرسور به دست می‌آید. نتایج نشان می‌دهد در طبقه اول کمپرسور محوری به دلیل طول کمان زیاد محوری پره روتور، جریان ثانویه‌ای از پایه تا نوک بوجود می‌آید. همچنین، جریان در مقطع نوک پره‌های روتور طبقه اول گذر صوت است. در کمپرسور گریز از مرکز نیز تولید جریان ثانویه و بوجود آمدن ناحیه جت و ویک و لغزش در خروجی پروانه با استفاده از شبیه‌سازی عددی قابل مشاهده است.

واژه‌های کلیدی: کمپرسور محوری، کمپرسور گریز از مرکز، شبیه‌سازی سه بعدی، نمودار عملکردی.

3D Numerical Simulation of Multi-Stage Compressor of a Turbo-shaft Engine and Its Evaluation of Performance Characteristic

F. NickNezhad

M.Sc. Graduated, Isfahan University of Technology, Department of Mechanical Engineering

M. Nili Ahmadabadi

Assistant professor, Isfahan University of Technology, Department of Mechanical Engineering

Abstract

Three-dimensional numerical analysis of rotating components of a turbo-shaft engine including 3 stages axial compressors and one stage centrifugal compressors is performed by CFX software. Compressible flow equations are solved by using pressure based method and SST turbulence model. After grid study, compressor performance curve are obtained by changing the boundary conditions of the compressor inlet and outlet. The results show that there is a secondary flow from hub to tip in the first stage of axial compressor because of its high axial chord length. Also, flow in the first stage rotor is transonic. Moreover, in the centrifugal compressor, secondary flow phenomenon, jet-wake region and slip phenomenon at the impeller outlet are obtained from the numerical analysis.

Keywords: Axial Compressor, Centrifugal Compressor, Numerical Simulation, Performance Curve.

۱- مقدمه

توربوشفت، موتور بیشتر بالگردهای امروزی است که علاوه بر بالگردها در کشتی‌ها، تانک‌ها و برخی قایق‌ها هم کاربرد دارد. توربین‌گاز در توربوشفتها مشابه توربوکمپرسورها و توربوپمپ‌ها، برای تولید انرژی مکانیکی مورد استفاده قرار می‌گیرد. با این تفاوت که در توربوشفت، انرژی مکانیکی تولیدشده صرف چرخاندن کمپرسور یا پمپ نمی‌شود. در این موتورها، انرژی خروجی از توربین، پس از کاهش سرعت دوران در جعبه‌دنده، باعث چرخاندن پروانه بالگرد یا کشتی می‌شود. موتورهای توربوشفت به صورت دوشفته هستند. شفت نخست که شامل کمپرسور، محفظه احتراق و توربین فشار بالا می‌شود، شفت کمپرسور یا شفت مولد گاز نامیده می‌شود. شفت دوم که شامل توربین فشار پایین است، توان مکانیکی را مستقیماً یا پس از کاهش دور توسط جعبه دنده به ملخ منتقل می‌کند؛ این شفت، شفت توان نامیده می‌شود. همه توان تولیدشده به‌وسیله توربین فشار بالا، صرف چرخاندن کمپرسور و ایجاد هوای فشرده می‌شود و از این‌رو، این شفت، مولد گاز نامیده می‌شود [۱] و [۲] و [۳].

مینگ یائودینگ و همکارانش عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز را در نقطه خارج طرح آنالیز عددی کردند. در این پژوهش، این کمپرسور بوسیله نرم‌افزار CFX مدل‌سازی شد. در این مطالعه، توانایی نرم‌افزار CFX، برای پیش‌بینی عملکرد کمپرسور گریز از مرکز در رژیم‌های جریان با پیچیدگی بالا، مورد بررسی قرار گرفت [۴] و [۵] و [۶].

پیرت و همکارانش طراحی پره توربوماشین را با استفاده از ترکیب یک حلگر ناوراستوکس و شبکه عصبی انجام دادند. آنها مقاطع مختلف تیغه دو بعدی را در ابتدا با منحنی‌های بزیر^۱ و یک تابع پانزده پارامتری طراحی و سپس بوسیله یک شبکه عصبی مصنوعی بهینه کردند [۷] و [۸].

میگل آسوج و همکارانش رژیم جریان را در یک پمپ گریز از مرکز به صورت عددی مدل کرده و تأثیر پیچش مقطع پره روی میدان‌های سرعت و فشار را بررسی کردند. در این پژوهش، تحلیل جریان سه بعدی پروانه و حلقه یک پمپ گریز از مرکز با استفاده از CFX انجام شد. نتایج نشان داد، دهانه حلقه باعث توزیع غیر متقارن جریان در پروانه شده که این توزیع نامتقارن باعث ایجاد کاویتاسیون غیر محوری در گذرگاه تعدادی از پره‌های پروانه می‌شود [۹] و [۱۰].

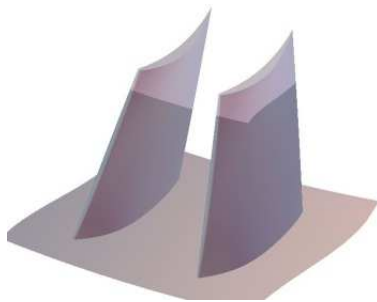
۲- تشریح مسئله و شبیه‌سازی

در این پژوهش، کمپرسور مورد بررسی شامل ۳ طبقه محوری و یک طبقه گریز از مرکز می‌باشد. این چیدمان برای رسیدن به نسبت فشار دلخواه و مورد نیاز و کاهش تعداد طبقات، انتخاب شده است. در این بخش ابتدا هندسه‌های موتور موردنظر تولید شده و در ادامه این هندسه‌ها شبکه‌بندی شده و پس از شبکه‌بندی مناسب با اعمال شرایط مرزی آماده حل می‌شود.

۲-۱- تولید هندسه و مدل‌سازی کمپرسور

پس از آماده شدن پرها در نرم افزار CATIA، با انجام فرایندهای لازم، پرها وارد محیط تولید پره نرم‌افزار ANSYS شده و با استفاده از تنظیمات این محیط، اصلاح جهت جریان و جهت قراگیری پرها انجام می‌شود. از منحنی اسپلاین^۲ و بزیر برای هموار کردن هندسه در مقاطع مختلف پره، استفاده می‌گردد و با ایجاد مقاطع بیشتر در راستای شعاعی، پرها را دقیق‌تر مدل کرده و شبکه‌بندی مناسب‌تری ایجاد می‌گردد [۱۱].

در تولید مدل هندسی، هندسه نواحی نوک و ریشه پرها، لقی آنها و جهت قرارگیری پرها نیز با دقت کافی در نظر گرفته شده است. بدلیل نقش اساسی هندسه پره در رفتار جریان اطراف آن، مرحله تولید پره از اهمیت خاصی برخوردار است. از این رو بایستی هندسه پره تولید شده کاملاً با ابعاد پره مورد بررسی مطابقت داشته باشد. شکل (۱) و (۲) هندسه سه بعدی پره استاتور و روتور طبقه اول کمپرسور محوری را نشان می‌دهند.



شکل ۱- هندسه سه بعدی استاتور



شکل ۲ - هندسه سه بعدی روتور

² Spline

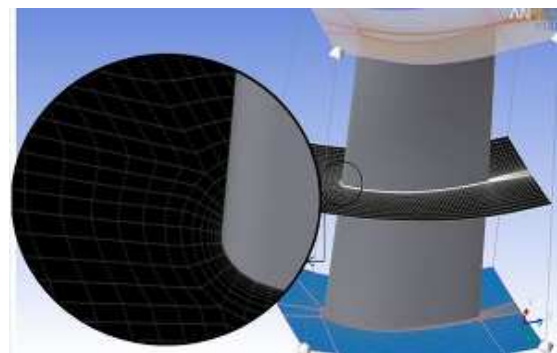
¹ Bezier

۲-۲- تولید شبکه

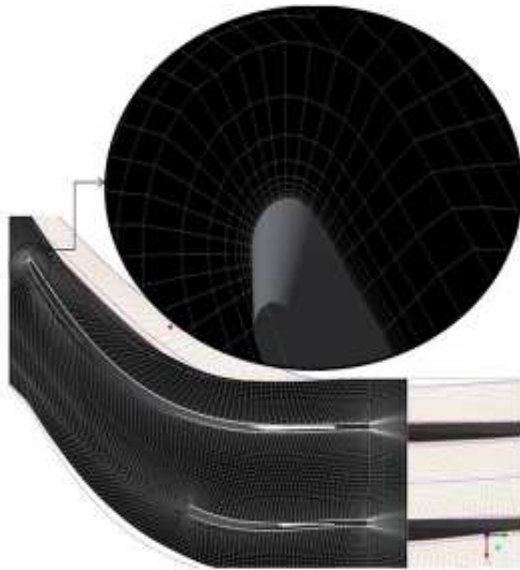
مرحله‌ی بعد از تولید هندسه، شبکه‌بندی آن می‌باشد. شبکه‌بندی توسط نرم‌افزار Turbo Grid صورت می‌گیرد. شبکه‌بندی توسط این نرم افزار کاملاً به صورت سازمان یافته می‌باشد. حسن شبکه سازمان یافته سرعت همگرایی و دقت بالا در جوابهاست. این نرم‌افزار قابلیت ریزتر کردن شبکه را در نواحی‌ای که گرادیان‌های شدید وجود 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. برای دست یافتن به جواب خوب در کمترین زمان، سعی می‌شود تا شبکه‌بندی ناحیه حل به صورت سازمان یافته باشد. در این مرحله از یک شبکه‌بندی با پیکربندی منظم و بلوک‌بندی شبکه‌ها استفاده شده است. در اینجا، از شبکه O برای لایه مرزی اطراف پره و از شبکه H برای بیرون لایه مرزی استفاده می‌شود. در شکل‌های (۳) و (۴) به ترتیب نمونه پره‌های شبکه‌بندی شده استاتور طبقه اول کمپرسور محوری و پروانه کمپرسور گریز از مرکز همراه با لقی نوک پره، در نرم‌افزار Turbo Grid را نشان می‌دهند. اندازه لایه اول نزدیک دیواره در شبکه لایه مرزی بگونه‌ای انتخاب شده است که مقدار Y^+ روی دیواره‌ها کمتر از ۵ باشد.

بطور کلی حل یک مسئله دینامیک سیالات محاسباتی باید مستقل از شبکه باشد. استقلال از شبکه یعنی تغییرات جوابها به ازای ریزتر شدن شبکه قابل نظر باشد. یافتن شبکه بهینه که جواب مسئله برای آن شبکه مستقل از ابعاد سلولهای شبکه باشد یک امر کاملاً تجربی است و با انجام مکرر شبکه‌بندی و بررسی نتایج به دست می‌آید. معمولاً جهت یافتن چنین شبکه‌ای، نمودار جوابها بر حسب تعداد گره‌های شبکه رسم شده و در هر مرحله، تعداد گره‌ها را افزایش می‌دهند، در نهایت این کار تا جایی تکرار می‌شود که تغییری در جوابها حاصل نشود. در شبیه‌سازی انجام شده، تعداد المان‌های تولید شده در کمپرسور حدود ۱۵۰۰۰۰۰ می‌باشد.

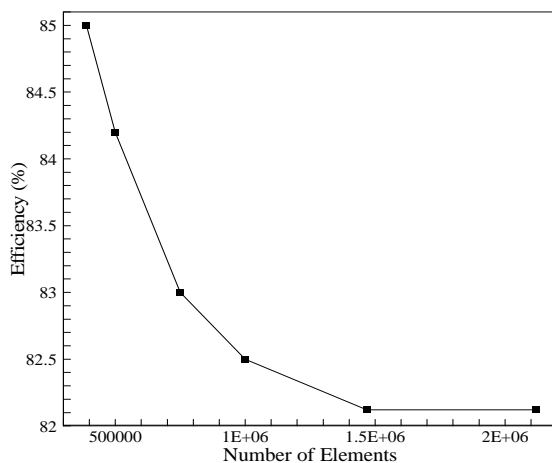


شکل ۳- پره استاتور شبکه‌بندی شده طبقه اول کمپرسور



شکل ۴- پره پروانه شبکه‌بندی شده در پروانه کمپرسور شعاعی

در نمودار شکل (۵) اثر تعداد المان در راندمان کمپرسور مشاهده می‌شود. همانطور که در شکل مشخص می‌باشد در تعداد المان ۱۴۳۹۱۲۰ راندمان کمپرسور نسبت به تعداد المان‌های بالاتر تغییر چندانی نداشته و برای حل این مسئله، بهینه می‌باشد. به عبارت دیگر، مسئله مورد نظر به تعداد شبکه وابسته نبوده و افزایش تعداد المان فقط باعث افزایش زمان محاسبات می‌گردد.

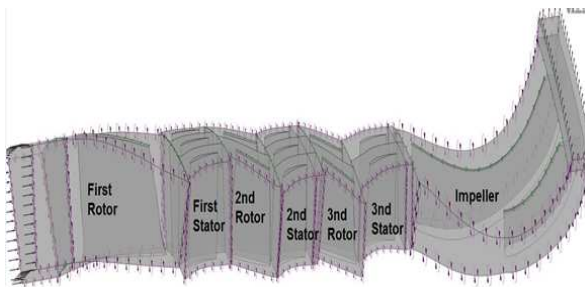


شکل ۵- راندمان کمپرسور بر حسب تعداد المان

۲-۳- شبیه‌سازی سه بعدی کمپرسور

برای حل عددی معادلات حاکم بر جریان، حل کننده CFX، از روش حجم محدود استفاده می‌کند. یعنی ابتدا حوزه حل به سلولهای مجزا با استفاده از شبکه‌بندی صورت گرفته تقسیم می‌شود. سپس از معادلات حاکم بر روی حجم‌های کنترل به صورت مجزا انتگرال گیری می‌کند تا متغیرهای مجهول به دست آیند. پس از آن، معادلات مجزا خطی شده و

دقیقه در نظر گرفته می‌شود. همچنین، روش حجم کنترل فشار مینا برای جداسازی معادلات دیفرانسیل جریان و تبدیل آنها به معادلات عددی انتخاب می‌شود. از شرط دوره‌ای برای مدل کردن قطاع تک پره‌ای و شرط صفحه اختلاط به‌عنوان شرط مرزی بین خروجی استاتورها و ورودی روتورها استفاده می‌شود. شرط همگرایی 10^{-6} انتخاب شده است. در شکل (۶) مدل سه بعدی کمپرسور نشان داده شده است.



شکل ۶- مدل سه‌بعدی کمپرسورها با اعمال شرایط مرزی

۲-۴- اعتبارسنجی حل عددی با نتایج تجربی

پس از تحلیل عددی جریان، لازم است نتایج عددی با نتایج تجربی ارزیابی شوند. نتایج تجربی موجود شامل دماها و فشارهای طبقات مختلف این موتور این کمپرسور می‌باشد. برای اعتبارسنجی از شرط مرزی دبی جرمی ورودی و فشار استاتیک خروجی استفاده می‌شود. با مقایسه نتایج عددی و تجربی، در محدوده نقطه طراحی، می‌توان به تطابق مناسب این دو پی برد. مقایسه نتایج تجربی و تحلیل عددی صورت گرفته تطابق بسیار خوبی را نشان می‌دهد. در جداول (۱) و (۲) نتایج مقایسه بین دماها و فشارهای کل به دست آمده از حل عددی و تجربی نشان داده شده است.

جدول ۱- مقادیر دمای کل به دست آمده از آزمایش تجربی و تحلیل عددی

نقاط مختلف موتور	دمای کل تجربی (K)	دمای کل تحلیل عددی (K)
محیط	۲۸۸	۲۸۸
ورودی کمپرسور محوری	۲۸۹	۲۸۸
خروجی کمپرسور محوری	۳۶۷	۳۷۵

تا رسیدن به مقادیر جدید متغیرها حل می‌شود. در صورتی که باقیمانده معادلات در پایان هر تکرار از حل، معیار همگرایی را ارضا کند، حل متوقف شده و در غیر این صورت از مقادیر به دست آمده برای مرحله بعد استفاده می‌شود. معادلات حاکم بر جریان شامل معادله پیوستگی، مومنتم، انرژی، گاز کامل و آشفستگی می‌باشد [۱۲].

تعریف شرایط مرزی در این پژوهش برای کمپرسور در دو مرحله انجام می‌شود. در مرحله اول از شرط مرزی فشار کل ورودی و فشار استاتیک خروجی استفاده می‌شود. چون طبق اطلاعات کاتالوگ موتور فشار سکون ورودی و خروجی موجود می‌باشد و فشار استاتیک خروجی نامعلوم است با روش سعی و خطا، فشار استاتیک خروجی باید به دست آید. بدین منظور، با قرار دادن مقادیر مختلفی از فشار استاتیک خروجی، مسئله را حل کرده تا به فشار سکون خروجی دلخواه در کمپرسور دست یافت. هنگامی که شرایط دلخواه مسئله ارضا شد، دبی آن استخراج شده و از این دبی برای حل در مرحله بعد استفاده می‌شود. برای اطمینان از دبی به دست آمده که دبی طراحی مسئله باشد، مسئله را در محدوده‌ای از دبی‌های مختلف با شرط مرزی دبی ورودی و فشار استاتیک خروجی (که از قسمت قبل به دست آمد) حل کرده که مشخص شود دبی به دست آمده دارای بالاترین راندمان باشد. با توجه به نموداری که در قسمت نتایج ارائه خواهد شد مشخص می‌شود که دبی مذکور دبی نقطه طراحی این کمپرسور می‌باشد.

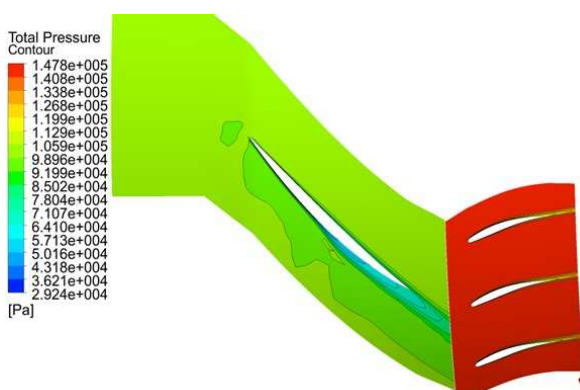
برای دستیابی به عملکرد نقطه طراحی کمپرسور از شرط مرزی دبی ورودی، فشار استاتیک خروجی استفاده می‌شود. در حل این کمپرسور محدوده‌ای از دبی‌ها را وارد کرده و مسئله تحلیل می‌شود و دبی مربوط به بالاترین راندمان به‌عنوان نقطه عملکردی شناخته می‌شود.

با توجه به پیچیدگی جریان و انحنای شدید مسیر جریان، از مدل آشفستگی انتقال تنش برشی^۱ برای شبیه‌سازی هندسه اصلی استفاده شده است. مطالعات انجام شده در این زمینه نشان می‌دهد این مدل آشفستگی برای حل جریان در توپوماشینها بسیار مناسب است.

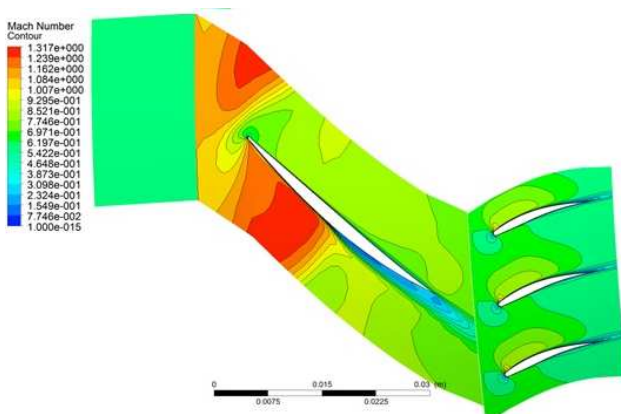
به‌طور خلاصه، در مرحله شبیه‌سازی و اعمال شرایط مرزی و حل جریان در این کمپرسور پس از تولید شبکه، اطلاعات مربوط به پره‌ها (تعداد پره‌ها، سرعت دورانی، میزان لقی پره‌های روتور و ...)، نوع سیال مورد استفاده و در نهایت شرایط مرزی و مدل آشفستگی اس اس تی و نوع انتقال حرارت اعمال می‌شوند. بدین منظور برای حل عددی جریان سه بعدی در نقطه طراحی، سیال عامل هوا، دمای ورودی ۲۸۸ کلوین، فشار کل ورودی جو، دبی خروجی ۲٫۹۵ کیلوگرم بر ثانیه و دور روتور ۳۸۳۰ دور بر

^۱ Shear Stress Transport (SST)

در شکل (۸) کانتور عدد ماخ در روتور و استاتور طبقه اول کمپرسور و به صورت پره به پره نشان داده شده است. مطابق شکل عدد ماخ نسبی بیشینه روی سطح مکشی به ۱٫۳ می‌رسد که بیانگر گذر صوت بودن جریان می‌باشد. در روتور در ناحیه انتهایی پره روی سطح مکشی و در ناحیه دنباله‌ی پشت پره، جریان دچار افت شده که همین افت، باعث کاهش در عدد ماخ مطلق شده است. علت این افت مربوط به تشکیل شوک و افزایش ضخامت لایه مرزی بعد از شوک روی سطح مکشی پره است. در استاتور، مقدار عدد ماخ در ناحیه مکشی پره افزایش بیشتری داشته و در لبه‌ی حمله و در ناحیه‌ی انتهایی پره به علت دنباله پشت پره عدد ماخ مطلق دچار افت شده و از مقدار آن کاسته شده است.



شکل ۷- کانتور فشار سکون نسبی روتور و استاتور در طبقه اول



شکل ۸- کانتور عدد ماخ نسبی در روتور و استاتور طبقه اول کمپرسور

در شکل (۹) نمای سه بعدی خطوط جریان در روتور طبقه اول نمایش داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، یک جریان ثانویه از پایه به سمت نوک پره شکل گرفته است. این نکته قابل توجه است که این جریان ثانویه فقط در روتور طبقه اول تشکیل شده است که می‌توان آن را به زیاد بودن طول کمان محوری روتور طبقه اول و تشکیل شوک نسبت داد. چرا که زیاد بودن طول کمان محوری باعث می‌شود به جریان ثانویه

جدول ۲- مقادیر فشار کل به دست آمده از آزمایش تجربی و تحلیل

نقاط مختلف موتور	عددی	
	فشار کل تجربی (Pa)	فشار کل تحلیل عددی (Pa)
محیط	۱۰۱۳۵۲	۱۰۲۲۵۹
ورودی کمپرسور محوری	۱۰۱۳۵۲	۱۰۲۲۵۹
خروجی کمپرسور محوری	۲۱۳۷۳۷	۲۱۱۶۳۱

$$\eta_{sc,t-t} = \frac{(P_{02}/P_{01})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{(T_{02}/T_{01}) - 1} \quad (1)$$

مشاهده می‌شود که اختلاف بین دو راندمان کمپرسور ۰٫۲ درصد می‌باشد که نشان‌دهنده وجود تطابق مناسب بین نتایج حاصل از تحلیل عددی کمپرسور با نتایج تجربی موجود است [۱۳] و [۱۴] و [۱۵].

۳- معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان شامل معادله پیوستگی، مومنتم، انرژی، گاز کامل می‌باشد که به ترتیب در ادامه آورده شده‌اند [۱۶].

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} u_i') = 0 \quad (2)$$

$$\rho \frac{D\bar{V}}{Dt} + \rho \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} u_i u_j') = \rho g - \nabla \bar{P} + \mu \nabla^2 \bar{V} \quad (3)$$

$$\rho C_p \frac{D\bar{T}}{Dt} = - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(-k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} + \rho C_p u_i' \bar{T}' \right) + \quad (4)$$

$$\frac{\mu}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) \quad (5)$$

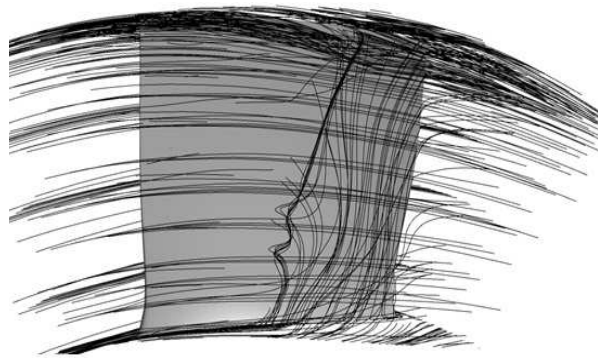
$$Pv = nRT$$

۴- نتایج

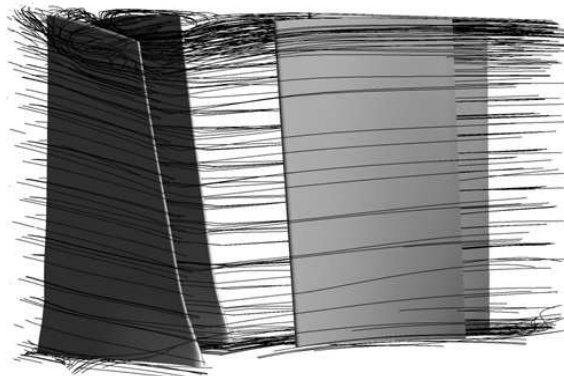
بعد از حل عددی جریان سه بعدی کمپرسور، میدان جریان و خواص ترمودینامیکی در تمامی میدان محاسباتی حاصل می‌شود. در شکل (۷) کانتور فشار سکون نسبی در مقطع پره به پره‌ی روتور و استاتور مرحله‌ی اول کمپرسور محوری نشان داده شده است. همانطور که در این شکل مشخص می‌باشد در روتور کمپرسور، فشار سکون نسبی وجود تلفات پروفیل پره روی سطح مکشی دچار افت شده است. همچنین در پره‌های استاتور به دلیل ساکن بودن این پره‌ها، افزایش فشار سکونی مشاهده نمی‌شود که دقیقاً منطبق بر مطالعات تئوری می‌باشد. البته افت فشار سکون در ناحیه پشت پره بدلیل ویک ایجاد شده در لبه فرار پره می‌باشد.

در شکل (۱۲) بردارهای سرعت نسبی در پروانه کمپرسور گریز از مرکز در مقطع خط وسط و به صورت پره به پره نشان داده شده است. همانطور که در این شکل مشخص است، در انتهای پروانه در ناحیه‌ی بین پره روتور و جداکننده و همچنین در ناحیه‌ی مکشی پره‌ی جدا کننده، به علت کاهش مومنتم، سرعت جریان دچار کاهش شده و جهت جریان تغییر یافته است؛ علت کاهش سرعت و تغییر جهت جریان، گردایان فشار مثبت روی سطح مکشی از یک طرف و جریان ثانویه مجرای بین پرها از طرف دیگر می‌باشد. همچنین مطابق این شکل به علت کاهش مومنتم روی سطح مکشی پره، یک ناحیه و یک نزدیکی سطح مکشی و یک ناحیه جت نزدیک سطح فشاری در خروجی پروانه قابل مشاهده است. علاوه بر این، بدلیل پدیده لغزش که خود ناشی از شتاب کریولیس و جریان ثانویه است، جریان در خروجی پروانه با انحراف نسبت به راستای شعاعی پره خارج می‌شود.

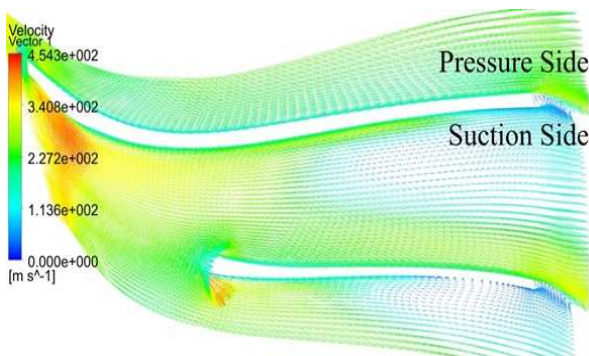
فرصت تشکیل داده شود. افزایش ضخامت لایه مرزی بعد از شوک باعث تشدید جریان ثانویه در این ناحیه می‌گردد. همچنین مطابق این شکل، به علت وجود اختلاف فشار در دو طرف پره‌ی روتور و حرکت سیال از ناحیه‌ی پر فشار به ناحیه‌ی کم فشار، و برخورد جریان با جهت حرکت مختلف، گردابه‌های نوک پره تشکیل شده‌اند.



شکل ۹- خطوط جریان اطراف پره روتور طبقه اول



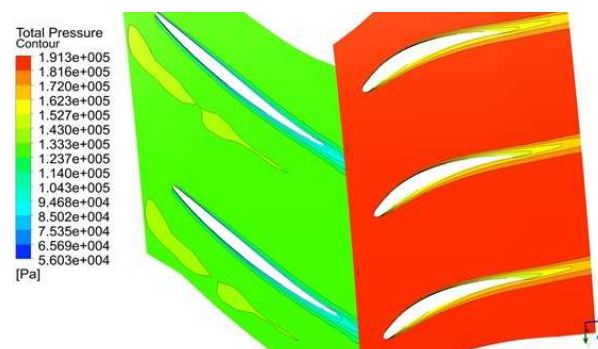
شکل ۱۱- خطوط جریان حول پره‌های روتور و استاتور طبقه سوم



شکل ۱۲- بردار سرعت نسبی در کمپرسور گریز از مرکز

در شکل (۱۳) نیز تولید آنتروپی استاتیک در پروانه‌ی کمپرسور گریز از مرکز نشان داده شده است. مطابق این شکل، بیشترین بازگشت‌ناپذیری و تولید آنتروپی مربوط به انتهای پرها در قسمت مکشی می‌باشد و در ناحیه‌ی مکشی در ورودی پره کمترین تولید آنتروپی را دارد که در شکل قبل نیز مشاهده شد که بیشترین تولید فشار نیز مربوط به این نواحی می‌باشد.

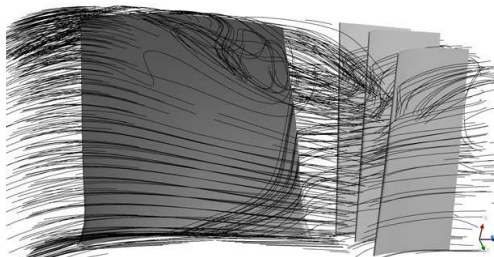
در شکل (۱۰) کانتور فشار سکون نسبی طبقه دوم به صورت پره به پره نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود به دلیل دنباله‌های پشت پره استاتور، باعث افت‌هایی در مقادیر فشار سکون نسبی شده است و در شکل کانتورهای آن مشاهده می‌شود. طبق مطالعات تئوری جریان در استاتور به صورت آیزنتروپیک و فاقد کاهش فشار کل می‌باشد که این اختلاف به دلیل تلفاتی می‌باشد که کاهش فشار سکون را به همراه داشته و کاهش این فشار، افت جریان را منجر شده است.



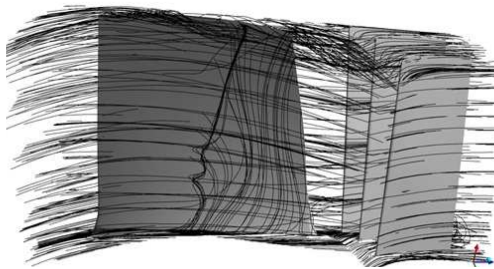
شکل ۱۰- کانتور فشار سکون نسبی در روتور و استاتور طبقه دوم

در شکل (۱۱) نیز خطوط جریان اطراف پره‌های روتور و استاتور در طبقه سوم نشان داده شده‌اند. در این طبقه، بدلیل کوتاه‌تر بودن کورد محوری جریان ثانویه‌ای که در روتور طبقه اول مشاهده شد فرصت تشکیل شدن ندارد. از راندمان این طبقه نیز مشخص می‌باشد این طبقه به همین دلیل، راندمان بیشتری نسبت به طبقه اول را دارا می‌باشد.

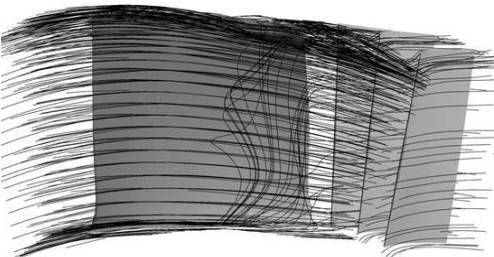
در شکل (۱۵) نمای سه بعدی خطوط جریان اطراف پره‌های روتور و استاتور طبقه اول در نقطه‌ی طراحی با خطوط جریان به ازای دبی‌های ۲,۳۵ و ۳,۶۹ در دور طراحی باهم مقایسه شده‌اند. در دبی کمتر از دبی ۲,۹۵ چون دبی توانایی کمتری برای مقابله با نشتی در نوک پره دارد بنابراین گردابه‌های بیشتری از سطح پرفشار به سمت کم فشار وارد می‌شود. چون میزان این گردابه‌ها نسبت به دبی‌های بالاتر بیشتر است، جریان ثانویه‌ای که از پایه پره شروع و به سمت نوک حرکت می‌کند را تحت‌الشعاع قرار می‌دهد و این جریان ثانویه همراه جریان خارج شده و کمتر به نوک پره مهاجرت می‌کند. همین تفسیر در شکل مربوط به خطوط جریان حول پره‌ی روتور طبقه‌ی اول مشاهده می‌شود. بطور کلی تشکیل این نوع جریان ثانویه که عمدتاً در روتور طبقه اول رخ می‌دهد را می‌توان به طول زیاد کورد محوری آن نسبت به طبقات بعدی ربط داد. در دبی ۳,۶۹ نسبت به دبی ۲,۹۵ جریان ثانویه کمتری از پایه‌ی پره‌ی روتور تا نوک پره شکل گرفته است که دلیل این اتفاق را می‌توان به قدرت بیشتر جریان در دبی بیشتر ربط داد، زیرا در دبی بیشتر، جریان سیال با توان بیشتری جریان ثانویه‌ی بوجود آمده را با خود حمل کرده و به بیرون می‌برد.



(الف)



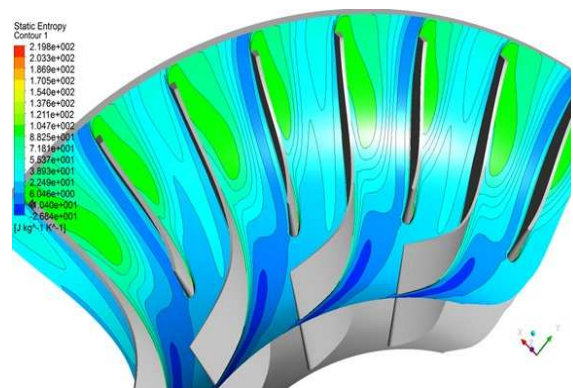
(ب)



(ج)

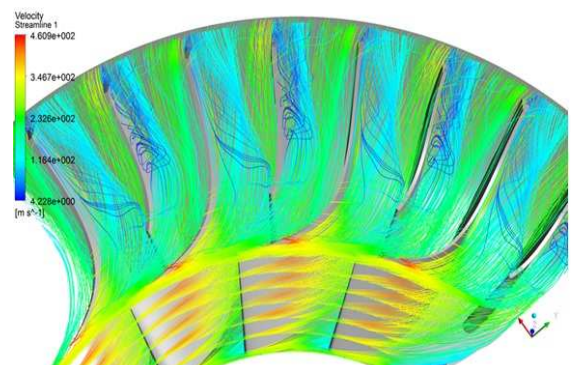
شکل ۱۵- مقایسه خطوط جریان اطراف پره‌ی روتور و استاتور در دور طراحی به‌ازای نسبت دبی : (آ) ۰,۸ (ب) ۱ (پ) ۱,۲۵

در این کمپرسور چون تلفات ناشی از شوک وجود ندارد، افزایش آنتروپی تنها ناشی از گردابه‌های آشفته می‌باشد. همچنین در این شکل دلیل استفاده از جدا کننده در این کمپرسور به وضوح مشاهده می‌شود. در ناحیه مکشی پره‌ی کمپرسور گریز از مرکز به علت وجود جریان ثانویه، جریان سیال دچار افت شده و مقدار آنتروپی استاتیک افزایش داشته، با قرار دادن پره‌ی جدا کننده از تولید جریان ثانویه و مقدار تولید آنتروپی کاسته است؛ بنابراین لزوم استفاده از پره‌ی جداکننده بین پره‌های اصلی کمپرسور گریز از مرکز نشان داده می‌شود.



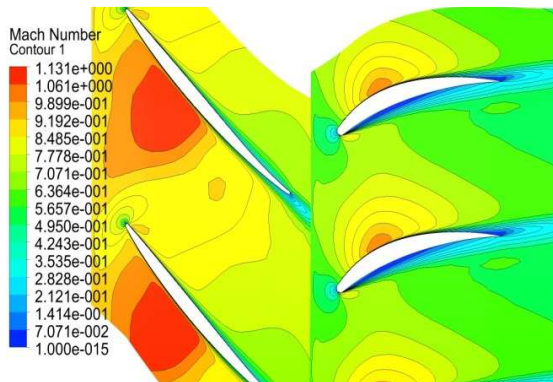
شکل ۱۳- مقدار تولید آنتروپی استاتیک در مقطع خط وسط پروانه

در شکل (۱۴) خطوط جریان حول پره در پروانه کمپرسور گریز از مرکز به نمایش گذاشته شده است. همانطور که مشاهده می‌شود یک جریان ثانویه نزدیک سطح مکشی پره‌ها رخ می‌دهد. این جریان ثانویه باعث تولید گردابه‌هایی می‌شود که باعث می‌شود جریان با چرخش از پروانه خارج شود. این جریان ثانویه از ناحیه‌ی پرفشار سطح فشاری به سمت ناحیه‌ی کم فشار سطح مکشی حرکت می‌کند. از طرف دیگر، در اثر لقی در ناحیه‌ی نوک پره‌های روتور و پوسته گردابه‌های نوک پره شکل می‌گیرد که با جریان ثانویه تداخل کرده و باعث بهم‌ریختگی بیشتر جریان روی سطح مکشی می‌شود. تلفات مربوط به گردابه‌های جریان آشفته باعث افزایش آنتروپی می‌شود که در شکل قبلی به آن اشاره شد.

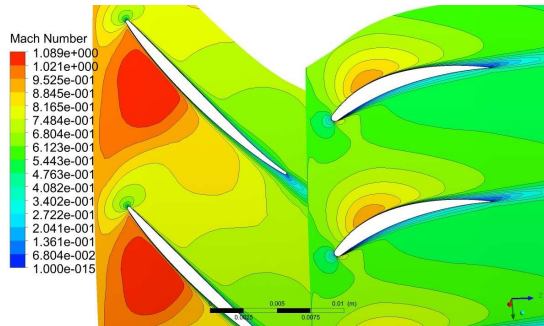


شکل ۱۴- خطوط جریان حول پره‌های روتور و جدا کننده در پروانه

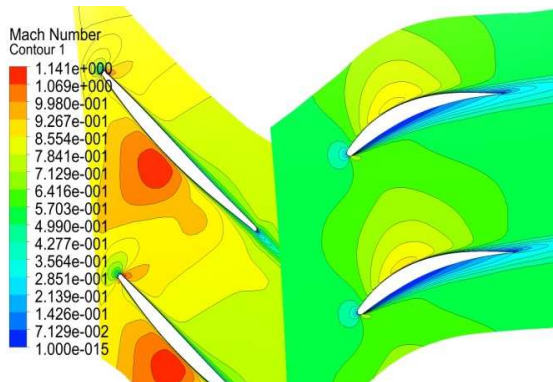
در شکل (۱۷) مقایسه کانتور عدد ماخ نسبی در روتور و عدد ماخ مطلق در استاتور طبقه دوم به صورت پره به پره در دور ۳۸۳۰ و در دبی‌های ۲،۹۵، ۳،۶۹ و ۲،۳۵ نمایش داده شده است. در دبی ۲،۳۵ به علت ناحیهی دنباله‌ی وسیع پشت پره‌ی استاتور، مقدار عدد ماخ دارای افت شدیدتری نسبت به دو دبی دیگر می‌باشد همچنین مقدار عدد ماخ تولیدی در دبی کم، پایین‌تر است. در دبی ۳،۶۹ به علت افزایش افت پروفیل پره‌ی استاتور، مقدار عدد ماخ دارای افت بیشتری نسبت به دبی ۲،۹۵ است.



(الف)



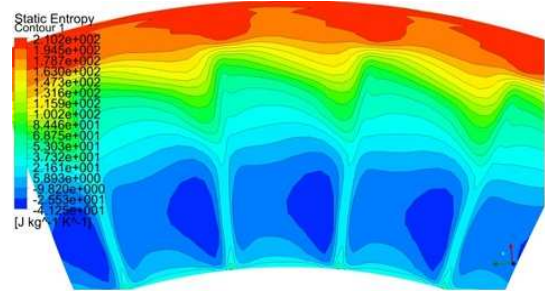
(ب)



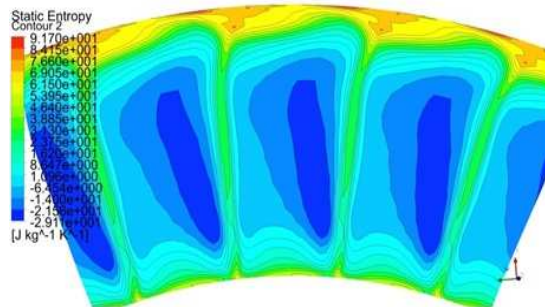
(ج)

شکل ۱۷- کانتور عدد ماخ نسبی در روتور و استاتور، طبقه دوم به صورت پره به پره، با دور ۳۸۳۰ و نسبت دبی: الف) ۰،۸ (ب) ۱ (ج) ۱،۲۵

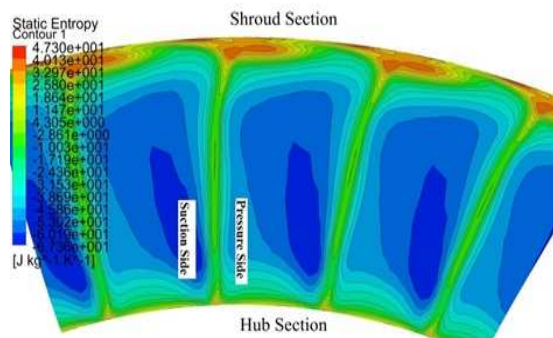
در شکل (۱۶) مقدار افزایش آنتروپی استاتیک در خروجی روتور طبقه‌ی دوم در دور طراحی در نقاط با دبی‌های ۲،۹۵، ۳،۶۹ و ۲،۳۵ باهم مقایسه شده‌اند. همانطور که مشاهده می‌شود در دبی ۲،۳۵ مقدار تولید آنتروپی استاتیک در ناحیه‌ی نوک پره بسیار زیاد بوده و مقدار تولید آن در حدود سه برابر تولید آنتروپی در نقطه‌ی طراحی می‌باشد که این افتها به شدت راندمان و نسبت فشار را تحت تأثیر قرار می‌دهد، علت این بازگشت‌ناپذیری و تولید آنتروپی زیاد به همان دلیل است که در دبی کم، توان جریان سیال کمتر بوده و گردابه‌های بیشتر از ناحیه‌ی پرفشار به ناحیه کم‌فشار وارد می‌شود و افتها را افزایش می‌دهد. در دبی ۳،۶۹ به دلیل افزایش دبی، در نوک پره به دلیل تلفات نشتی بیشتر نسبت به دبی ۲،۹۵ مقدار تولید آنتروپی کمی بیشتر می‌باشد. در این شکل‌ها هم مشاهده می‌شود در سطح مکشی پره تولید آنتروپی بیشتر از سطح فشاری می‌باشد.



(الف)

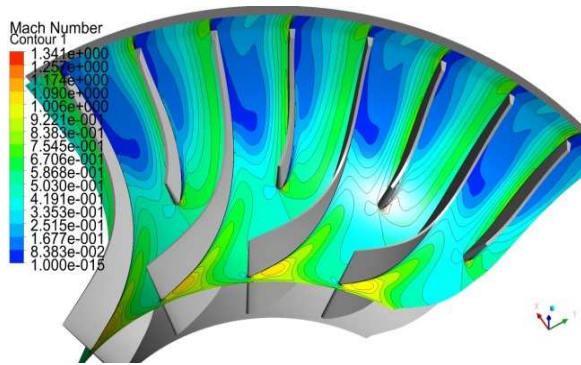


(ب)

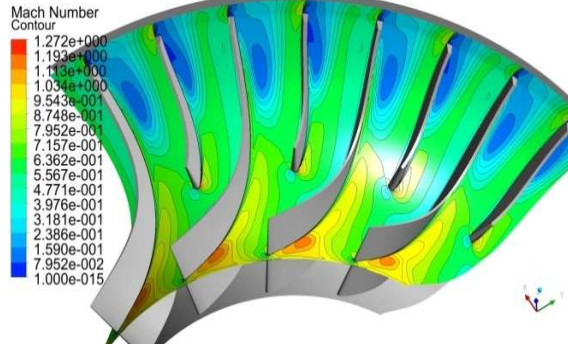


(ج)

شکل ۱۶- مقدار تولید آنتروپی استاتیک در خروجی روتور طبقه دوم در دور طراحی به ازای نسبت دبی‌های: آ) ۰،۸ (ب) ۱ (ج) ۱،۲۵



(الف)



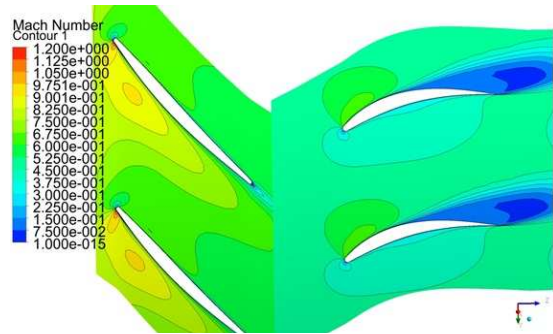
(ب)

شکل ۱۸- کانتور عدد ماخ نسبی پروانه به ازای دور ۳۸۳۰۰ (دور بر دقیقه): (الف) دبی ۲,۳۵ (kg/s) (ب) ۲,۹۵

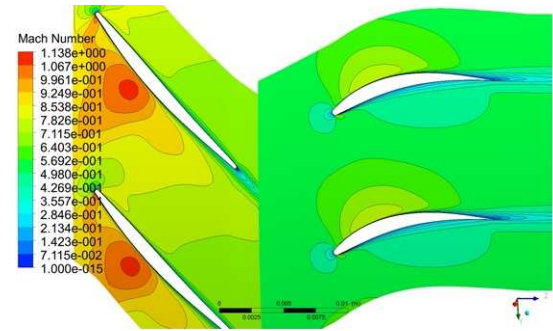
در شکل (۲۰)، عدد ماخ نسبی در دهانه خروجی پروانه در نقاط مختلف نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود مقدار عدد ماخ نسبی در خروجی برای دبی کمتر از دبی طراحی بسیار پایین می‌باشد که نشان می‌دهد در دبی کمتر سرعت جریان خروجی کمتر است. هر سه شکل نشان می‌دهد ناحیه جت بین سطح فشاری و دیواره هاب و ناحیه ویک بین سطح مکشی و دیواره شروود تشکیل می‌گردد. همچنین، مقایسه این سه دبی نشان می‌دهد اختلاف بیشینه و کمینه عدد ماخ خروجی در دبی طراحی ۲,۹۵ کمتر از دبی های خارج طراحی است. این بیانگر آنست که ناحیه جت و ویک در دبی طراحی با شدت کمتری تشکیل می‌شود و بعبارت دیگر، جریان خروجی در دبی طراحی از یکنواختی بیشتری برخوردار است.

به دست آوردن نمودار عملکردی کمپرسور در دور طراحی بدین صورت است که باتوجه به اینکه فشار کل ورودی فشار اتمسفر می‌باشد در دبی‌های مختلف، با استفاده از شرط مرزی فشار استاتیک خروجی و دبی ورودی، با وارد کردن دبی موردنظر فشار استاتیک را با روش سعی و خطا تغییر داده تا فشار سکون در ورودی برابر فشار اتمسفر شود. با انجام این کار و حل عددی جریان سه بعدی کمپرسور در دبی‌های مختلف، نمودار عملکردی راندمان و نسبت فشار کمپرسور موردنظر در دور دلخواه به دست می‌آید. در شکل‌های (۲۱) و (۲۲) به

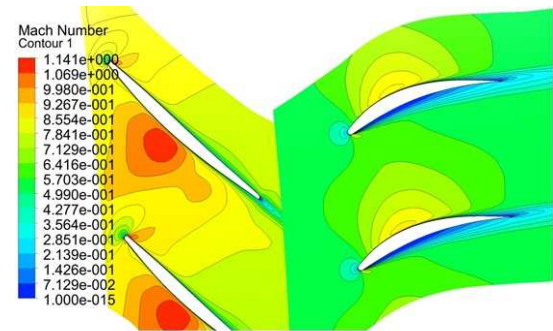
در شکل (۱۸) عدد ماخ نسبی در طبقه سوم به صورت پره به پره در دور طراحی و دبی‌های مختلف باهم مقایسه شده‌اند. در این شکل‌ها مشاهده می‌شود در دبی پایین ۲,۳۵ جدایش جریان روی سطح مکشی پره استاتور رخ می‌دهد که نشان دهنده استال مثبت می‌باشد. همچنین مشاهده می‌شود در دبی بیشتر از نقطه طراحی کاهش مومنتم روی سطح فشاری رخ داده است که بیانگر استال منفی می‌باشد.



(الف)



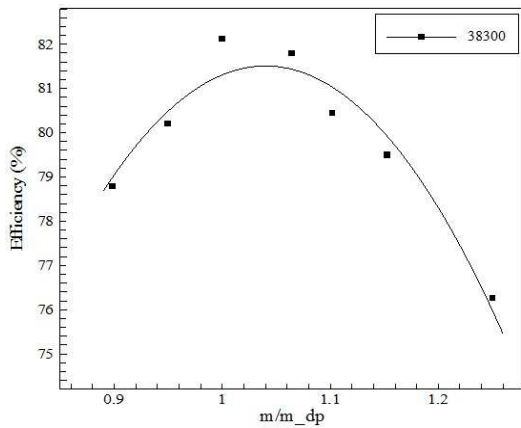
(ب)



(ج)

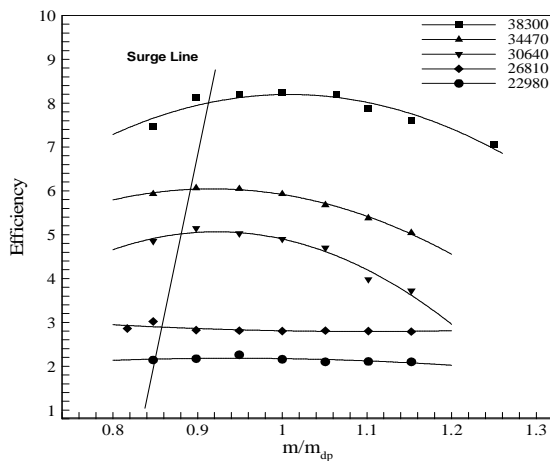
شکل ۱۸- کانتور عدد ماخ نسبی در روتور و استاتور طبقه سوم در مقطع خط وسط به ازای نسبت دبی در دور ۳۸۳۰۰ : (الف) ۰,۸ (ب) ۱ (ج) ۱,۲۵

در شکل (۱۹) کانتور عدد ماخ نسبی در پروانه‌ی کمپرسور شعاعی در دور طراحی و در دبی‌های ۲,۹۵ و ۲,۳۵ باهم مقایسه شده‌اند. همانطور که در شکل‌ها مشخص می‌باشد در دبی ۲,۳۵ مقدار افت عدد ماخ در ناحیه بین پره و جداکننده بیشتر می‌باشد.



شکل ۲۲- راندمان کمپرسور در دور طراحی برحسب دبی مختلف

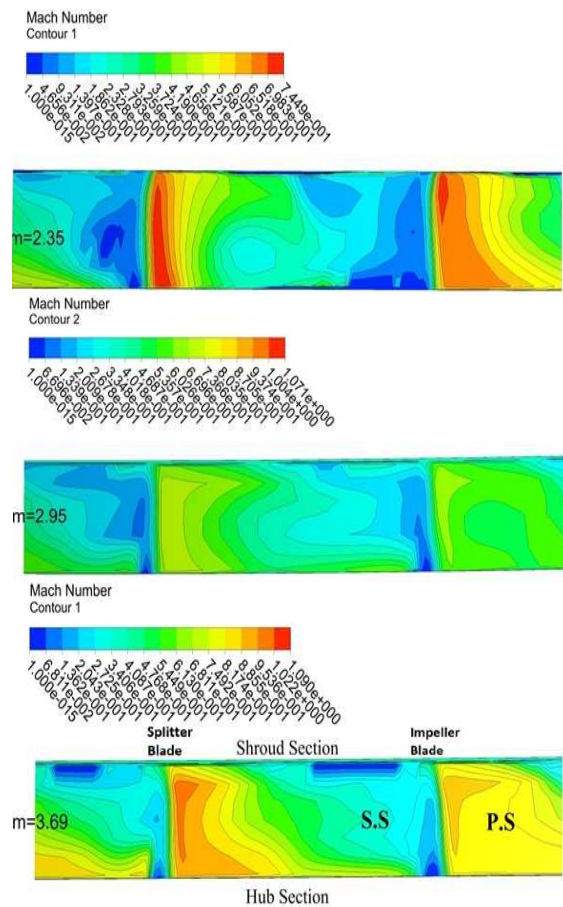
در شکل (۲۳) نمودار عملکردی کمپرسور در دورهای مختلف نشان داده شده است. برای به دست آوردن نمودار عملکردی کمپرسور در دورهای مختلف با توجه با اینکه فشار کل ورودی به کمپرسور، فشار جو می‌باشد در دورهای دلخواه ابتدا در دبی موردنظر که ۲/۹۵ می‌باشد، با تغییر فشار استاتیک خروجی به فشار سکون جو در ورودی باید رسید؛ با تکرار این روش درباره‌ی دبی‌های کمتر و بیشتر از دبی فوق راندمان‌ها و نسبتهای فشار در این نقاط نیز به دست می‌آید، با انجام این شبیه‌سازی در دورهای دیگر نمودار عملکردی کمپرسور در دورهای مختلف به دست می‌آید. در این پژوهش این گونه شبیه‌سازی برای دورهای طراحی (۳۸۳۰۰)، ۳۴۴۷۰، ۳۰۶۴۰، ۲۶۸۱۰، ۲۲۹۸۰ به دست آمده است.



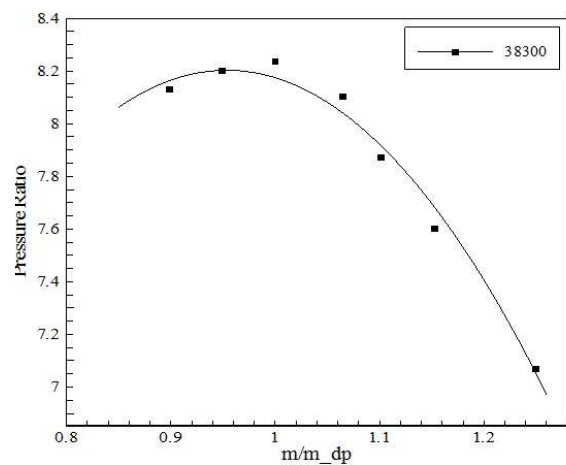
شکل ۲۳- نمودار عملکردی کمپرسور در دورهای مختلف

در شکل (۲۴) کانتور فشار سکون در مقطع نصف النهری را نشان می‌دهد. همانطور که انتظار می‌رود آنتالپی سکون بعنوان پارامتری که بیانگر انتقال انرژی در کمپرسور است، در طول طبقات کمپرسور افزایش می‌یابد.

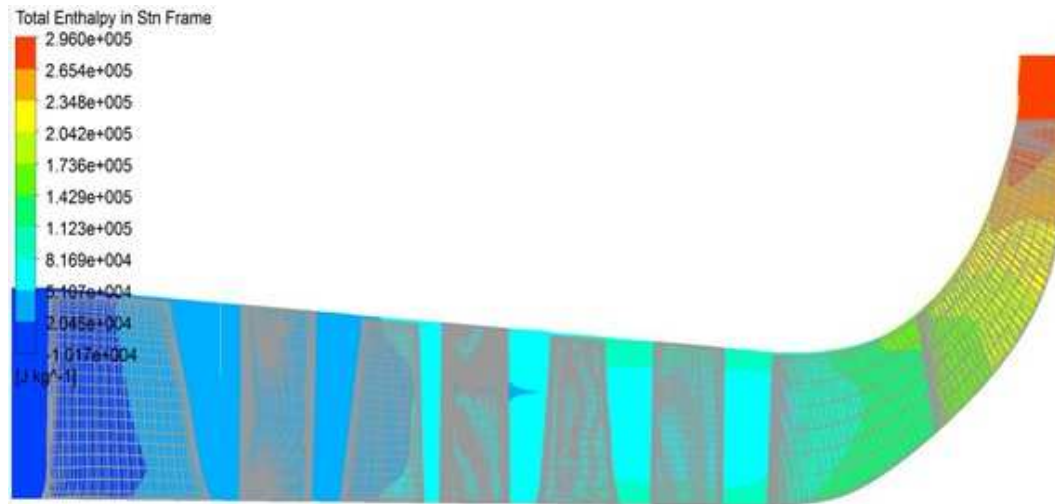
ترتیب نمودار عملکردی کمپرسور در دور طراحی و به‌زای دبی‌های مختلف در برابر نسبت فشار سکون و راندمان کل به کل نشان داده شده است.



شکل ۲۰- عدد ماخ نسبی خروجی بازی دور ۳۸۳۰۰ و نسبت دبی ۱،۰۸ و ۱،۲۵ :



شکل ۲۱- نسبت فشار کمپرسور برحسب دبی‌های مختلف در دور طراحی



شکل ۲۴- کانتور آنتالپی سکون در کل طبقات کمپرسور در مقطع نصف‌النهاری

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله شبیه‌سازی سه بعدی کمپرسور یک موتور توربوشفت انجام شد. نتایج به دست آمده از نرم افزار ANSYS که حاوی خطوط جریان و بردارهای سرعت و دیگر نتایج میدان جریان می‌باشند نشان داد که کمپرسور در شرایط مناسبی کار می‌کند. علاوه بر این، با تغییر شرایط مرزی منحنی عملکرد کمپرسور در دوره‌های مختلف حاصل شد. نتایج دیگری نیز به دست آمد که در ذیل به آن اشاره می‌شود.

- در روتور طبقه اول کمپرسور محوری جریان ثانویه‌ای از پایه تا نوک این پره شکل گرفته است که دلیل آن را می‌توان به طول محوری زیاد این روتور و شوک ایجاد شده روی سطح مکشی پره نسبت داد.
- پره روتور طبقه‌ی اول گذر صوت می‌باشد.
- مقدار لقی نوک پره‌های روتور تأثیر زیادی در راندمان و افت انرژی سیال دارد که مقدار بهینه‌ی آن در پژوهش فعلی دو درصد ارتفاع پره به دست آمده است.
- در پروانه کمپرسور گریز از مرکز دلیل استفاده از جداکننده در بین پره‌های این کمپرسور در کانتور تولید آنتروپی به وضوح دیده شد.
- از بردارهای سرعت نسبی در صفحه نصف‌النهاری پروانه‌ی کمپرسور گریز از مرکز مشخص است که شعاع انحنا‌ی این پروانه بخوبی طراحی شده است به صورتی که جریان در خروجی پروانه از یکنواختی مناسبی برخوردار است.

مراجع

- [1] Kamps, "Thomas. Model Jet Engines". Traplet Publications. ISBN 190037191X. 2005.
- [2] Rao A., "Gas Turbines in Simple Cycle & Combined Cycle Applications", University of California, Advanced Power and Energy Program.
- [۳] عنوانی ، احمد ، "توربین‌های گاز" ، انتشارات ارکان ، ۱۳۸۸.
- [4] Ding M. Y., Groth C., Kacker S. and Roberts D., "CFD Analysis of Off-design Centrifugal Compressor Operation and Performance" ASME Turbo Expo . 2006.
- [5] Roberts D. A. and Kacker S. C., "Numerical investigation of tandem-impeller designs for a gas turbine Compressor". Report 2001-GT-324, Pratt and Whitney Canada for ASME, 2001.
- [6] Shepherd D. G., "Principles of Turbomachinery", The Macmillan Company, New York, 1956.
- [7] Pierret S. and R.A.Van den Braembussche, "Turbomachinery Blade Design Using a Navier-Stokes Solver and Artificial Neural Network" RTO MP-8, Design Principles and Methods for Aircraft Gas Turbine Engines. 1998.
- [8] Pierret S., and Van den Braembussche R.A., "Turbomachinery blade design using a Navier-Stokes solver and artificial neural network". ASME paper, 1998.
- [9] Asuaje M., Bakir F., Kouidri S., Kenyery F., R.Rey ., "Numerical Modelization of the Flow in Centrifugal Pump: Volute Influence in Velocity and Pressure Fields" International Journal of Rotating Machinery. 2004.
- [10] Asuaje M., Bakir F., Kouidri S., Noguera R., and Rey R., "Validation d'une démarche de dimensionnement optimisée des roues centrifuges 2D par comparaison avec les outils de la simulation numérique (CFD)," in 10^{ème} Conférence

Annuelle de la Soci'et'e Canadienne de la CFD, pp. 560-565, 2002.

[11] ANSYS 12.1 Help Document.

[۱۲] احسانی درخشان، فائزه، "بررسی تأثیر زبری و تغییرات هندسی ناشی از عیوب پره بر کارایی توربین" پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه شهید رجایی تهران، ۱۳۹۰.

[13] Sayers A.T., "Hydraulic and Compressible Flow Turbomachines", McGraw-Hill, 1990.

[14] Dixon S. L., "Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery", Butterworth-Heinemann, 1998.

[15] Wilson D. G., and Korakianitis, "The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines". 2nd Edition. 1998.

[۱۶] وایت فرانک، مترجم محمد رضایی‌نیا، "مکانیک سیالات پیشرفته"، انتشارات امید انقلاب، ۱۳۸۴.