

علمی-پژوهشی

شبیه‌سازی و آزمون رفتار سیال در کمپرسور برای بازطراحی در

منطقه عملیاتی نار جهت برداشت و انتقال گاز به پالایشگاه جم

مجید جباری^{۲*}

داود نقی‌ها^۱

دانشگاه آزاد اسلامی، خمینی شهر، اصفهان، ایران

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۱۲/۱۹؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۲/۰۴/۳۱؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۵/۰۷؛ تاریخ انتشار: ۱۴۰۲/۰۶/۰۳)

DOR: <https://dorl.net/dor/20.1001.1.2323278.1402.12.1.2.1>

چکیده

با توجه به نیاز بازطراحی کمپرسور ۴ مرحله‌ای نار، تحلیل دینامیکی سیال در روتور کمپرسور ضروری است. از آنجایی که دسترسی به این گونه کمپرسورها در عمل بسیار سخت است با تهیه یک مدل کامل از روتور کمپرسور به وسیله ابعاد برداری و نقشه‌کشی و مدل سه‌بعدی، شبیه‌سازی رفتار سیال بر روتور شامل پروفیل فشار بین پره‌ها و دبی حجمی و دمای خروجی حاصل می‌شود. نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج تجربی از عملکرد کمپرسور حاضر شامل انواع داده‌های مختلف کارکرد کمپرسور مقایسه شده است. سپس با شبیه‌سازی کمپرسور بازطراحی، عملکرد آن مورد بررسی قرار می‌گیرد. طبق نتایج به دست آمده ماکزیمم عدد ماخ در ورودی پره‌ها و در دیفیوزرها نیز در ورودی دیفیوزرها اتفاق می‌افتد، لذا برای کنترل عدد ماخ کافی است که عدد ماخ را فقط در ورودی پره و ورودی دیفیوزر کنترل کرد. همچنین می‌توان ایمپلر مرحله آخر را حدود ۱۰ درصد کوتاه‌تر در نظر گرفت. از نتایج حاصله در حصول استحکام و عمر کارکرد روتور بازطراحی شده استفاده می‌شود.

واژه‌های کلیدی: کمپرسور، روتور، دینامیک سیال، بازطراحی

Simulation and Testing of Fluid Behavior in the Compressor for Redesign in the Operational Area of Nar for Gas Collection and Transfer to Jam Refinery

D. Naghiha¹

M. Jabbari^{2*}

Islamic Azad University, Khomeini Shahr, Isfahan, Iran

(Received: 2023/03/10, Revised: 2023/07/22, Accepted: 2024/07/29, Published: 2024/08/25)

ABSTRACT

According to the need to redesign the 4-stage compressor, dynamic analysis of the fluid in the compressor rotor is needed. Since it is very difficult to access such compressors in practice, by preparing a complete model of the compressor rotor by drawing and mapping and a three-dimensional model, simulating the behavior of the fluid on the rotor including the pressure profile between the blades and the flow rate. volume and output are obtained. The results of the simulation have been compared with the experimental results of the current compressor performance including different types of compressor performance data. Then, by simulating the redesigned compressor, its performance is investigated. According to the obtained results, the maximum Mach number occurs at the inlet of the blades and in the diffusers also at the inlet of the diffusers, therefore, to control the Mach number, it is sufficient to control the Mach number only at the inlet of the blade and the inlet of the diffuser. It is also possible to consider the last stage Impeller about 10% shorter. The obtained results are used to obtain the strength and service life of the redesigned rotor.

Keywords: Compressor, Rotor, Fluid Dynamic, Redesign

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد: jabbari_nik@yahoo.com

۲- استادیار (نویسنده پاسخگو): jabbari@iaukhsh.ac.ir

This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license.

۱- مقدمه

خطوط جریان در صفحه میانی پره‌ها و مرحله آخر آنالیز عددی و شبیه‌سازی کمپرسور است.

مینگ و همکاران [۴] بررسی عملکرد کمپرسور و خطوط سرعت آن را به وسیله شبیه‌سازی (CFD) بررسی کردند. آن‌ها از نرم‌افزار CATIA برای مدل سه‌بعدی و ANSYS CFX و ANSYSICEM CFD برای تحلیل استفاده کرده‌اند.

پی‌یو و همکاران [۵] یک روش بهینه‌سازی برای طراحی کمپرسور بر اساس آنالیز هندسی ارائه دادند که شامل دو قسمت است. قسمت اول بهینه‌سازی هندسه ایمپلر و دوم بهینه‌سازی پره‌های ورودی کمپرسور با ایمپلرها با استفاده از سطح مقطع موردنیاز در ورودی پره‌ها می‌باشند.

اسماعیل و همکاران [۶] روشی محاسباتی برای بررسی عملکرد کمپرسور در حالت پایا پیشنهاد داده‌اند. روش محاسباتی بر مبنای همگرایی جرم، مومنتوم و انرژی است و برای پیش‌بینی پارامترهای آیرودینامیکی بکار می‌رود. نتایج نشان داد که مدل ارائه‌شده می‌تواند پارامترهای مربوط به توان کمپرسور و مشخصات موضعی سیال و مشخصات عملکردی کمپرسور را نشان دهد و قابلیت تغییر هندسه و به دست آوردن عملکرد جدید را دارد.

سارنسکی [۷] از روش نوین طراحی بر مبنای بهینه‌سازی‌های چندگانه برای کمپرسور ارائه داد. از مهندسی معکوس برای به دست آوردن پارامترهای درست طراحی استفاده شده است.

گوارشینکو و همکاران [۸] روشی برای طراحی کمپرسورهای گریزازمرکز و جریان مختلط ارائه دادند. این روش جامع برای کمپرسورهای گریزازمرکز، کمپرسورهای جریان محوری و کمپرسورهای جریان مختلط بکار می‌رود.

بر اساس تحقیق شاهانی و اسماعیل‌پور [۹] یکی از شایع‌ترین دلایل واماندگی توربین گازی، شکست در پره‌های آن، ناشی از تمرکز تنش در پره و ایجاد و رشد ترک در آن است. برای این منظور ابتدا نیروهای گریزازمرکز و آیرودینامیکی وارد بر پره محاسبه شده‌اند و میدان تنش ناشی از هر یک از آن‌ها روی پره توسط نرم‌افزار انسیس به دست آورده شده است. نقاطی روی سطح پره که در معرض

کمپرسور وسیله‌ای برای افزایش انرژی گاز است. کمپرسور به دستگاه‌هایی اطلاق می‌شود که برای فشرده کردن و انتقال گازها برای حجم‌ها و فشارهای مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرند. باگذشت زمان و تغییر کاربری یک صنعت و یا برای بهبود یک فرآیند، نیاز به تغییر کمپرسور شعاعی است؛ اما جایگزین کردن یک کمپرسور در حال کار با یک کمپرسور جدید بسیار گران‌قیمت و هزینه‌بر است، همچنین فرآیند جایگزینی باعث خاموش شدن خط برای مدت طولانی می‌شود. لذا صاحبان صنایع ترجیح می‌دهند که کمپرسور فعلی بجای جایگزینی، بازطراحی بشود. در کمپرسورهای امروزی، مراحل کمپرسور باید راندمان و نسبت فشار بالایی را فراهم کنند. نسبت فشار بالا در هر مرحله در کاهش تعداد مراحل کمپرسور اهمیت دارد که این مورد باعث کاهش وزن کلی کمپرسور می‌شود. افزایش نسبت فشار در عمل با افزایش سرعت نوک پره حاصل می‌شود، این وضعیت باعث افزایش سرعت نسبی جریان در نیمه بیرونی و ایجاد میدان جریان گذر صوتی می‌شود (جریان مافوق صوت در نیمه بیرونی و مادون صوت در نیمه داخلی).

زاهدی یک روش طراحی پایه‌ای را برای طراحی کمپرسور ارائه داده است. روش وی با طراحی آیرودینامیک شروع می‌شود و با در نظر گرفتن پارامترهای محدودکننده مثل توان ادامه پیدا می‌کند. این روش برای کمپرسورهایی با نسبت فشار ۱/۵، ۳ و ۵ مناسب است. همچنین ملاحظات تنش و ماکزیمم عدد ماخ در این روش طراحی در نظر گرفته شده است.

معرفت و همکاران [۲] یک روش برای طراحی کمپرسور چندمرحله‌ای ارائه دادند. این روش بر مبنای طراحی یک‌بعدی انجام می‌گیرد. روش طراحی با محاسبات از ورودی یک مرحله شروع شده و سپس محاسبات مراحل بعدی انجام می‌شود و راندمان کل، راندمان هر مرحله و نشی محاسبه می‌شود. پارامترهای مهم در طراحی سرعت نوک پره‌ها، عدد ماخ و قطر ورودی ایمپلر می‌باشند.

کاروچی [۳] طراحی یک کمپرسور گریزازمرکز برای گاز طبیعی را در سه مرحله توسعه داده است. مرحله اول طراحی اولیه بر اساس داده‌های اولیه، مرحله دوم بررسی

مرحله‌ای منطقه عملیاتی نار بررسی شود. از آنجایی که دسترسی به این گونه کمپرسورها در عمل بسیار سخت است با تهیه یک مدل کامل از روتور کمپرسور به وسیله ابعاد برداری و نقشه‌کشی و مدل سه‌بعدی، شبیه‌سازی رفتار سیال بر روتور شامل پروفیل فشار بین پره‌ها و دبی حجمی و دمای خروجی حاصل می‌شود. نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج تجربی از عملکرد کمپرسور حاضر شامل انواع داده‌های مختلف کارکرد کمپرسور مقایسه شده است. سپس با شبیه‌سازی کمپرسور بازطراحی، عملکرد آن مورد بررسی قرار می‌گیرد. از نتایج حاصله در حصول استحکام و عمر کارکرد روتور بازطراحی شده استفاده می‌شود.

۲- هندسه روتور کمپرسور نار

کمپرسور نار یک کمپرسور ۴ مرحله‌ای دریکی از مناطق جنوبی کشور (نار و کنگان) است و وظیفه برداشت گاز از چاه گاز و تزریق آن به سمت پالایشگاه جم را دارد. وضعیت طرح کمپرسور فعلی جهت برداشت ۵/۵ میلیون مترمکعب گاز در روز با فشار ورودی مخزن ۵۰ بار و فشار خروجی ۸۵ بار است (شکل ۱). با مرور زمان فشار ورودی مخزن کم شده و پیش‌بینی می‌شود تا ۴۰ بار کاهش پیدا کند. لذا نیاز است تا کمپرسور در شرایط جدید بازطراحی شود. بازطراحی این کمپرسور و طراحی رتور جدید نیاز به تحلیل تنش‌ها بر روی ایمپلرهای جدید است.



شکل (۱): کمپرسور نار

برای بازطراحی یک کمپرسور مهم‌ترین عامل محدودکننده، محدودیت هندسی کمپرسور است. دلیل آن ثابت بودن پوسته کمپرسور و تغییر کردن محتوای داخلی کمپرسور است. برای بازطراحی ابتدا باید تعداد مرحله

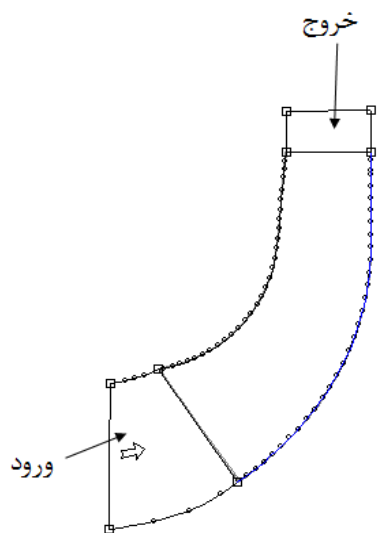
بیشترین آسیب‌های ناشی از برخورد اشیاء خارجی و پدیده خوردگی هستند شناسایی شده‌اند و از طریق تحلیل تنش انجام‌گرفته، مقادیر تنش‌های کششی و خمشی در این نقاط تعیین شده است. سپس در این نقاط ترک اولیه با شکل نیم بیضی مدل شده و با استفاده از روش راجو - نیومن ضرایب شدت تنش در این نقاط محاسبه شده‌اند. سرانجام با استفاده از رابطه پاریس عمر پره و نرخ رشد هر یک از ترک‌های مدل شده در نقاط یادشده جداگانه به دست آورده شده است. نتایج نشان می‌دهد که هر چه تنش تشکیل شده به ریشه پره نزدیک‌تر باشد عمر پره به شدت کاهش یافته و همچنین عمر پره در اثر وجود ترک در سطح مکشی پره به مراتب کمتر از وجود ترک در موقعیتی مشابه روی سطح فشاری است.

گالرکین [۱۰] روشی کلی برای طراحی کمپرسورهای سرعت بالا ارائه کرده و به وسیله شبیه‌سازی آن‌ها را تأیید کرده است. وی معتقد است طراحی یک کمپرسور به روش تحلیلی محض غیرممکن است و روش‌های تجربی و شبیه‌سازی حتماً باید در کنار روش‌های تحلیلی قرار بگیرند. بر اساس روش گالرکین ابتدا معادلات کلی تحلیلی برای طراحی یک کمپرسور حل شده و هندسه به دست آمده به رایانه منتقل می‌شود. سپس در رایانه به وسیله شبیه‌سازی هندسه بهینه‌سازی می‌شود.

البوسیدی [۱۱] روشی بر مبنای تکرار برای پیش‌بینی نمودار عملکرد یک کمپرسور تحت شرایط مختلف کاری ارائه کرده است. در این روش با استفاده از روش تحلیلی و اثر دادن تقریب‌های حیاطی، می‌توان نمودار عملکرد یک کمپرسور را به طور کامل پیش‌بینی کرد. بر اساس این روش ابتدا پارامترهای عملکرد کمپرسور، بر اساس فشار خروجی نوشته می‌شود و سپس با استفاده شرایط جدید ورودی گاز مشخصات گاز معادل‌سازی می‌گردد. سپس با جای‌گذاری پارامترهای به دست آمده و با روش‌های تحلیلی، نمودار عملکرد کمپرسور پیش‌بینی می‌شود.

با توجه به تحقیقات انجام‌شده، در این مقاله تلاش می‌شود رفتار دینامیکی سیال در روتور کمپرسور با شبیه‌سازی و نتایج تجربی جهت بازطراحی کمپرسور ۴

برای سهولت در شبکه بندی این هندسه با استفاده از مقاطع متعدد در ارتفاعهای مختلف، این پره در نرم افزار بلید جن^۱ ایجاد شده است. شکل نمای نصف النهاری از روتور ردیف اول کمپرسور را نشان می دهد. برای تولید هندسه از روش تعیین منحنی های سطوح مکش و فشار استفاده شده است؛ ولی برای ایجاد تغییرات و تولید هندسه های جدید بر اساس نیاز از قسمت تعریف زاویه کمبر^۲ و ضخامت پره^۳ بهره گرفته می شود. این پره دارای نسبت ریشه به نوکی^۴ برابر با ۰/۴۷ است. نسبت فشار در نقطه طرح آن برابر با ۱/۳۲ بوده و دبی آن برابر با ۵۰ kg/s است. این پره دارای سرعت چرخشی برابر با ۹۵۰۰ rpm در نقطه طرح است. نواحی ورود و خروج به پره در شکل ۴ مشخص شده است.



شکل (۴): نواحی ورود و خروج به پره

۳- تولید شبکه و شرایط مرزی

شبیه سازی با استفاده از روش حجم محدود انجام می شود. در این روش بقای متغیرهایی از قبیل جرم، ممنتوم و انرژی در حجم های محدود استفاده می شود. تمام متغیرهای حل و ویژگی های سیال در گره ها ذخیره می شوند. یک حجم کنترل^۵ در اطراف هر گره با وصل کردن مرکز المان های اطراف گره به وسط لبه های خارج شده از گره ایجاد می شود [۱۱ و ۱۲].

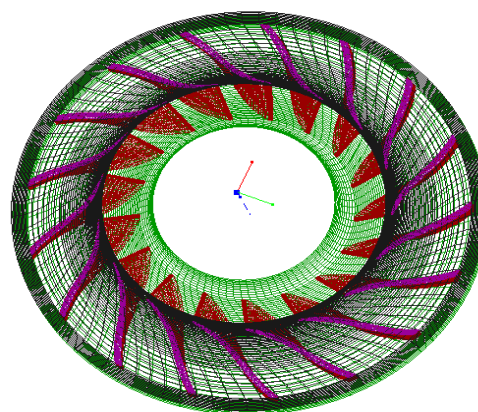
کمپرسور جدید مشخص شود. ممکن است با توجه به نقطه کارکرد جدید، تعداد مرحله کمپرسور ثابت و یا تعداد آن زیاد بشود. مرحله بعدی مشخص کردن قطر جدید ایمپلرها است. قطر ایمپلر تعیین کننده نسبت فشار هر مرحله است. با مشخص شدن قطر ایمپلر و داشتن قطر داخلی پوسته می توان قطر دیفیوزرهای کمپرسور را مشخص کرد. نقطه کارکرد جدید کمپرسور مشخص کننده مقدار هد و دبی و نسبت فشار کمپرسور جدید است. با داشتن دبی، ضخامت هر مرحله مشخص می شود. با داشتن هد پلی تروپیک زوایای ورود و خروج سیال مشخص می شود.

با به دست آمدن هندسه ایمپلر و دیفیوزر و کانال برگشت، عملکرد کل کمپرسور به وسیله شبیه سازی بررسی می شود و در صورتی که نقطه طرح دلخواه حاصل نشود، هندسه مرحله به مرحله بررسی و بهینه سازی می شود. این روند تا زمان حاصل شدن شرایط دلخواه ادامه پیدا می کند (شکل ۲). هندسه پره ردیف اول تا چهارم کمپرسور نار با استفاده از ابرنقاط به دست آمده است. برای این کار یک ابعاد برداری میدانی به وسیله CMM انجام شده و ابرنقاط حاصل در نرم افزار Solid work به صورت مدل های سه بعدی در آمده است (شکل ۳).



شکل (۲): نقطه گذاری بر روی کمپرسور برای ابعاد برداری

ابرنقاط.



شکل (۳): هندسه سه بعدی روتور

1-Bladegen
2-Camber Angle
3-Blade Thickness
4-Hub To Tip Ratio
5-Control volume

مدل انرژی کل^۳ استفاده شده است. نوع شبیه‌سازی حالت پایا^۴ است (به این مفهوم که گام‌های زمانی به صورت خودکار توسط نرم افزار انتخاب می‌شود و اطلاعاتی از زمان‌های بین آغاز و پایان فرایند حل نمی‌توان کسب کرد). البته برای به دست آوردن جواب‌های صحیح‌تر، به نظر می‌رسد که بهتر است از حالت گذرا^۵ بهره برد که گام‌های زمانی به صورت دقیق مشخص شوند، اما با توجه به اینکه فرایند حل در این نوع تحلیل بسیار زمان‌بر است حالت پایا در نظر گرفته شده است. فشار مرجع^۶، صفر پاسکال و معیار همگرایی (RMS^۴) در نظر گرفته شده است. حل با استفاده از مقدار فشار کل در ورودی و مقدار دبی در خروجی شروع می‌شود.

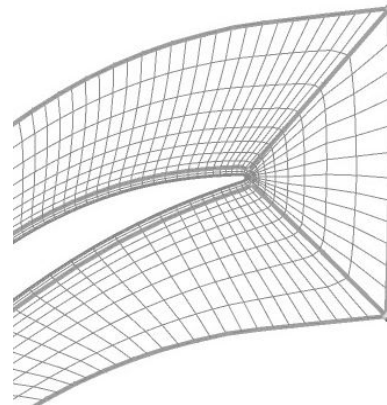
۴- بررسی استقلال از شبکه و شبیه‌سازی و تحلیل نتایج کمپرسور

برای بررسی استقلال از شبکه، ۴ نمونه شبکه محاسباتی مشابه شکل ۶ ایجاد گردید و پارامترهای سرعت نسبی میانگین و زاویه جریان نسبی نسبت به محور روتور، در ارتفاع میانگین خروجی، در هر کدام از آن‌ها محاسبه شدند. طبق شکل ۷ ملاحظه گردید که پارامترهای فوق در دو مورد آخر تقریباً ثابت باقی‌مانده‌اند. لذا برای کاهش هزینه و زمان محاسبات، از شبکه با ۳۲۴۲۶۸ گره استفاده شد.

در این تعداد گره، نسبت گسترش^۷ اندازه المان‌ها از کنار دیواره، ۱/۲ در نظر گرفته شده است. بدین ترتیب برای هر یک از پره‌ها تعداد ۹ المان داخل ناحیه O-Grid موجود بوده و تعداد ۸ المان در خارج از این ناحیه (تا ناحیه متناوب^۸) وجود دارد.

در شبکه بندی، یکی از معیارهای مهم، اندازه اولین المان کنار دیواره (Y+) است که مقدار آن پس از حل میدان جریان به دست می‌آید. مقدار این پارامتر باید کمتر از ۱۰۰ باشد.

هندسه سه‌بعدی روتور به نرم افزار توربوگرید^۱ منتقل می‌شود. در تمامی نواحی محدوده محاسباتی (نواحی مجرای جریان)، شبکه محاسباتی از نوع هگزاهدراال ایجاد شده است. شبکه محاسباتی ایجاد شده از نوع H/J/C/L است و نوعی از شبکه محاسباتی که نرم‌افزار به صورت هوشمند در هر جایگاه، شبکه محاسباتی مناسب را ایجاد می‌کند. به عنوان مثال در نزدیک لبه فرار و حمله از نوع C استفاده می‌کند (شکل ۵). همچنین در اطراف پره‌ها با عرض ۰/۵ عرض پره در هر ارتفاع پره، شبکه محاسباتی از نوع O (از این توپولوژی برای ایجاد یک حلقه پیوسته در اطراف پره جهت حل مطلوب و مناسب المان‌های متعامد نزدیک پره و شرایط مرزی استفاده می‌شود) و در دامنه‌های ورودی و خروجی، شبکه محاسباتی نوع H استفاده شده است. همچنین تراکم مناسبی در نواحی نزدیک به دیواره‌ها برای پیش‌بینی دقیق‌تر جریان اعمال شده است.



شکل (۵): توپولوژی نوع C-grid

مقدار لقی موجود بین پره و بدنه، بر اساس مقدار فاصله نرمال^۲ ثابت تعریف شده است. با مشخص کردن مقدار این فاصله، نرم‌افزار به صورت خودکار لقی بین پره و بدنه را ایجاد می‌کند. مرزهای ناحیه حل به این صورت تعریف می‌شوند که پره روتور و طوقه روتور و پوسته روتور حالت دیواره آدیاباتیک و بدون لغزش و صاف، خروجی روتور حالت جریان زیر صوت با فشار استاتیک مشخص و ورودی روتور حالت جریان زیر صوت با دبی جرمی مشخص و دمای کل معین می‌باشند.

در مورد شرط مرزی ورودی باید به این نکته اشاره کرد که جهت جریان در ورودی به صورت نرمال بر مرز ورودی در نظر گرفته شده است. برای محاسبات مربوط به آنتالپی، از

3-Total Energy

4-Steady State

5-Transient

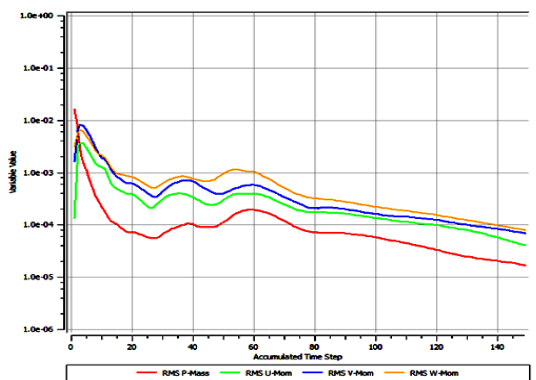
6-Reference Pressure

7-Expansion Rate

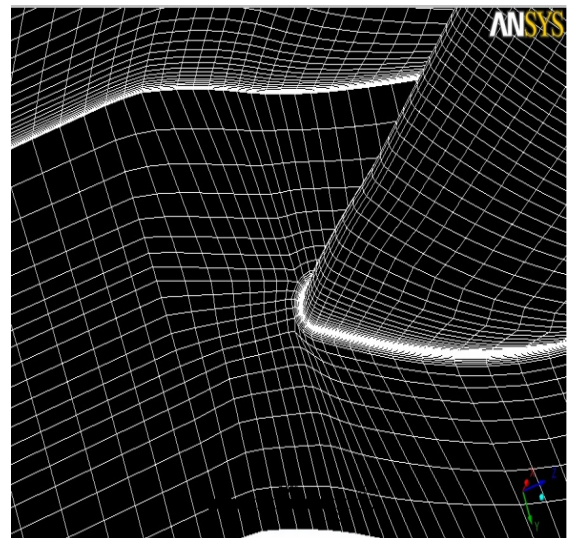
8-periodic

1-Turbogrid

2-Normal distance

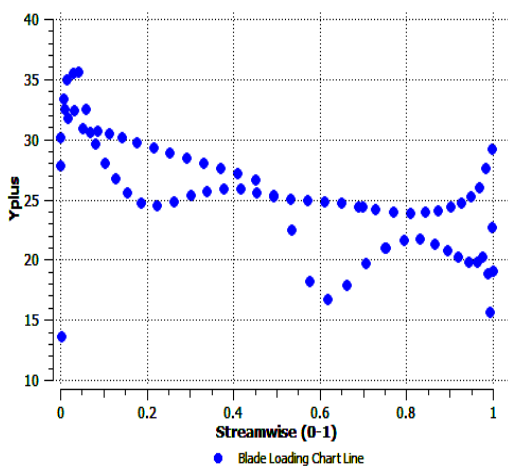


شکل (۸): همگرایی معادلات ممنوم

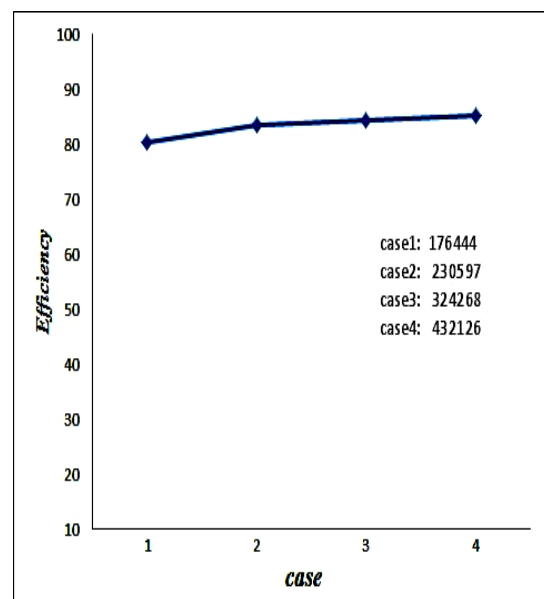


شکل (۵): شبکه محاسباتی ایجادشده

شکل ۹: توزیع Y^+ در سطوح مکش و فشار در ارتفاع ۵۰ درصد

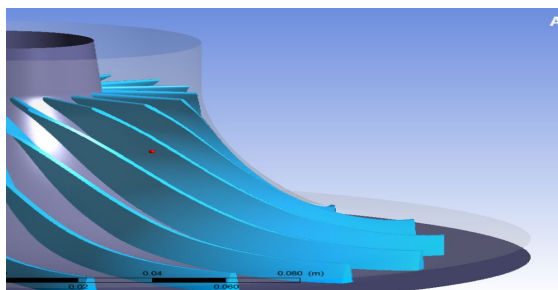


شکل (۹): توزیع Y^+ در سطوح مکش و فشار در ارتفاع ۵۰ درصد



شکل (۷): بررسی استقلال از شبکه در روتور موردنظر

شبیه‌سازی یک کمپرسور چندمرحله‌ای کامل شامل نازل‌های ورودی و خروجی و ایمپلرها و دیفیوزر و کانال برگشت و ولوات است. ایمپلر قلب کمپرسور و اصلی‌ترین قسمت روتور است. ایمپلر از تعدادی پره تشکیل شده است که با شکل هندسی خود انرژی را به گاز منتقل می‌کند. در شکل ۱۰ می‌توان یک نمونه پره را مشاهده کرد.

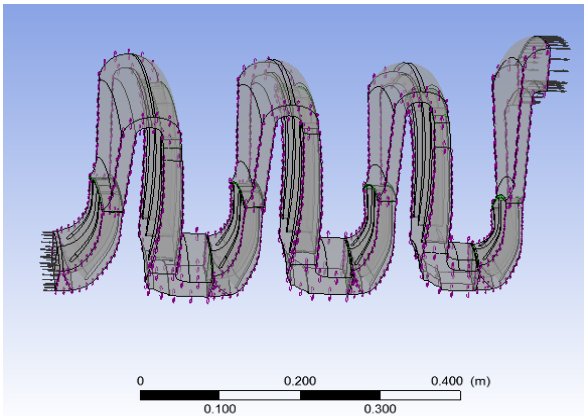


شکل (۱۰): نمای کلی یک پره ایمپلر خاص

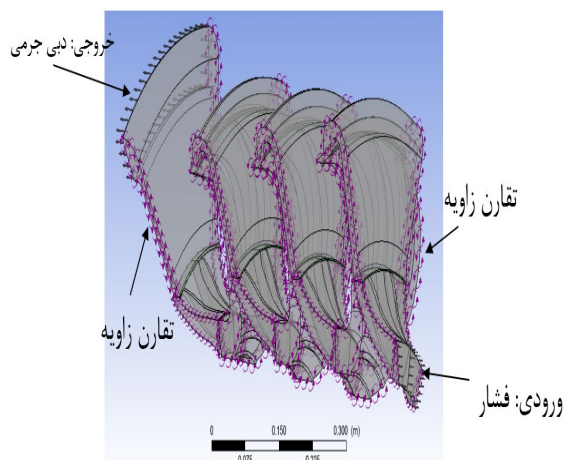
نمودار همگرایی برای معادلات ممنوم در شکل ۸ قابل مشاهده است. همچنین برای اطمینان از صحت شبکه ایجادشده، باید مقدار Y^+ را بر روی دیواره‌ها بررسی کرد تا از مقدار مجاز بیشتر نباشد. شکل ۹ توزیع Y^+ را بر روی سطوح مکش و فشار پره در ارتفاع ۵۰ درصد نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که مقدار این پارامتر از ۱۰۰ کمتر است؛ بنابراین شبکه ایجادشده دارای دقت مناسبی است.

و خروجی صرفاً انتقال گاز است و تبدیل فشار به سرعت در این نواحی نسبت به سایر اجزای کمپرسور ناچیز است؛ بنابراین می‌توان با دقت خوبی از نازل ورودی و خروجی صرف‌نظر کرد. همچنین وظیفه ولوت جمع‌آوری گاز داخل کمپرسور و انتقال آن به نازل خروجی است و ممکن است فشار در آن‌ها افزایش، کاهش و یا ثابت بماند. در کمپرسور نازل ورودی از نوع فشار ثابت است و تبدیل سرعت به فشار در آن وجود ندارد. لذا می‌توان از ولوت هم در شبیه‌سازی صرف‌نظر کرد.

مطابق شکل ۱۳ با حذف ولوت و نازل ورودی و خروجی از شرط تقارن برای شبیه‌سازی کمپرسور استفاده کرده و تعداد مش‌بندی به طور قابل‌ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد (در مدل نهایی شبیه‌سازی حدود ۶ میلیون مش وجود دارد).

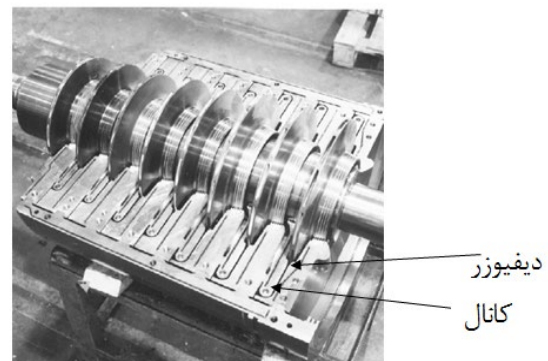


شکل (۱۳): شبیه‌سازی قطعی از کمپرسور بجای کمپرسور کامل شرایط مرزی قابل‌استفاده در این شبیه‌سازی طبق شکل ۱۴ به صورت فشار کلی در ورودی و دبی جرمی و یا سرعت در خروجی ارائه شده است.



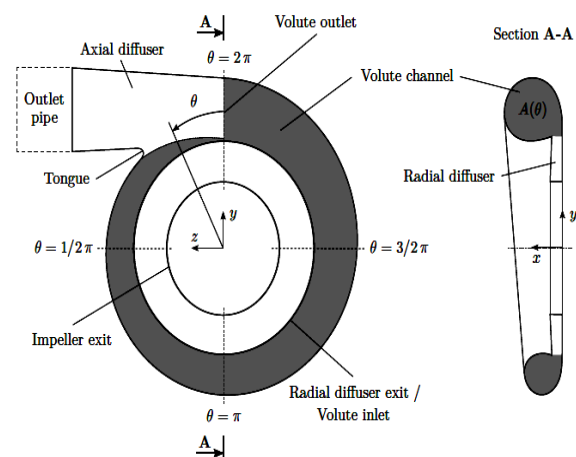
شکل (۱۴): شرایط مرزی

گاز پس از متراکم شدن و سرعت گرفتن در ایمپلر بلافاصله وارد دیفیوزر می‌شود. در این ناحیه قسمتی از سرعت زیاد سیال به فشار تبدیل شده و سیال وارد کانال برگشت می‌شود. در کانال برگشت سیال وارد پره‌های ثابتی می‌شوند که باعث چرخش سیال و تصحیح زاویه آن برای ورود به مرحله بعدی می‌شود. در شکل ۱۱ می‌توان تصویر و مکان جای‌گیری دیفیوزر را مشاهده کرد.



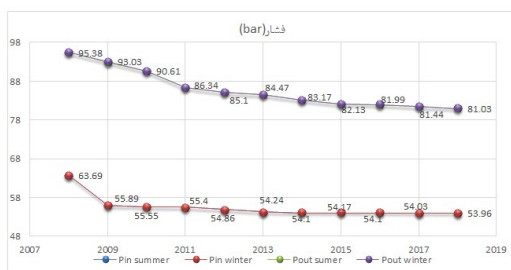
شکل (۱۱): مکان قرارگیری دیفیوزر و کانال برگشت

ولوت یا جمع‌کننده در پایان کمپرسور قرار دارد و وظیفه جمع‌آوری سیال و انتقال آن به نازل را بر عهده دارد و ولوت‌ها انواع مختلفی دارند و بر اساس سطح مقطع و نحوه افزایش سطح مقطع و فاصله خط مرکزی خود طبقه‌بندی می‌شوند (شکل ۱۲).



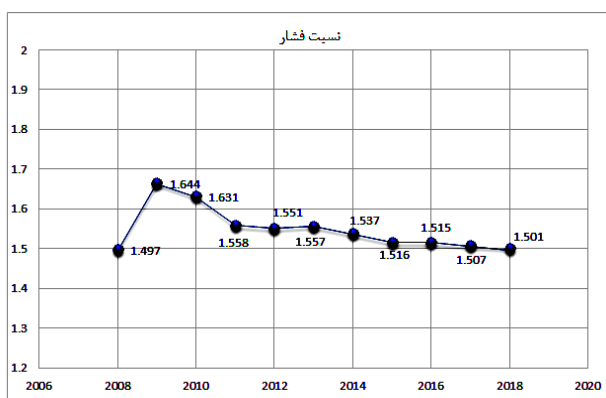
شکل (۱۲): شکل کلی یک ولوت [۱۱]

به علت حجم بالای مش‌بندی برای کمپرسور کامل (برای کمپرسور نازل حدود ۵۸ میلیون مش) شبیه‌سازی کمپرسور بسیار گران‌قیمت و زمان‌بر خواهد بود و نیاز به برابری برای شبیه‌سازی است. از طرفی وظیفه نازل ورودی



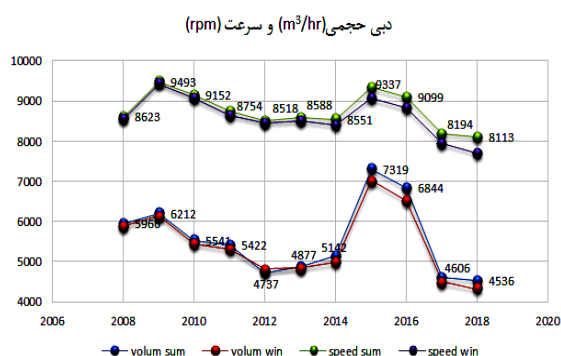
شکل (۱۶): فشار ورودی و خروجی کمپرسور نار از ۲۰۰۸ تا ۲۰۱۸.

در شکل ۱۷ نسبت فشار کمپرسور برای سال‌های ۲۰۰۸ تا ۲۰۱۸ مشخص شده است. مطابق این نمودار نسبت فشار کلی کمپرسور مشخص شده است که بیشترین مقدار آن در سال ۲۰۰۹ و مقدار ۱/۶۴۴ و کمترین مقدار آن در سال ۲۰۱۸ و مقدار ۱/۵۰۱ است.



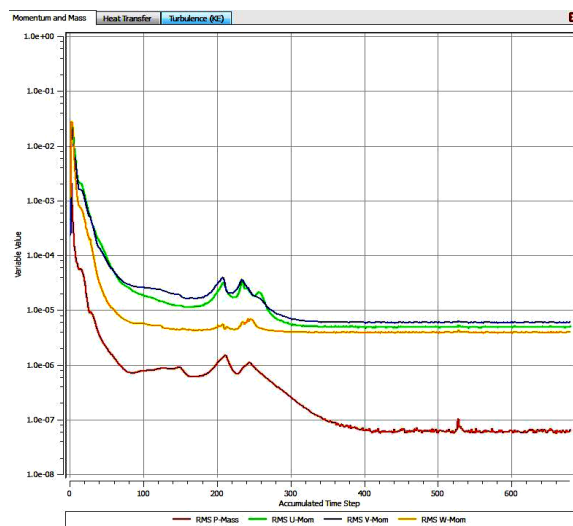
شکل (۱۷): نسبت فشار کلی کمپرسور از سال ۲۰۰۸ تا سال ۲۰۱۸

بین تغییرات سرعت روتور و تغییر دبی حجمی یک تناظر مشاهده می‌شود. همان‌طور که در شکل ۱۸ قابل مشاهده است با تغییر سرعت روتور، دبی حجمی به شدت تغییر می‌کند.



شکل (۱۸): تغییر دبی حجمی و تغییر سرعت روتور از سال ۲۰۰۸ تا ۲۰۱۸

در شکل ۱۵ تغییرات مانده‌ها کمتر از ۰/۰۱ و برای همگرایی مقدار مانده کمتر از 10^{-6} انتخاب شده است.



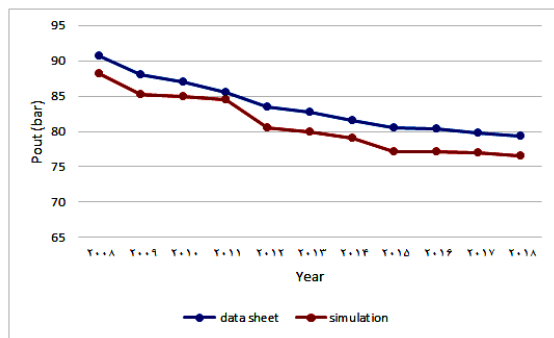
شکل (۱۵): نمونه یک همگرایی در شبیه‌سازی کمپرسور نار

۵- بررسی تجربی داده‌های کمپرسور

دیتاشیت کمپرسور حاضر شامل انواع داده‌های مختلف کارکرد کمپرسور است. این داده‌ها شامل فشار ورود و خروج، دمای ورود و خروج، توان مورد نیاز کمپرسور در شرایط مختلف کارکرد، دبی حجمی گاز و اطلاعات مربوط به فرکانس طبیعی و مدهای طبیعی آن و جنس ایمپلرها و روتور است. با توجه به گستردگی اطلاعات و حجم آن، آن دسته از داده‌هایی که در راستای این پژوهش قابل استفاده است جداسازی شده و برای درک بهتر بر روی نمودار آورده شده است.

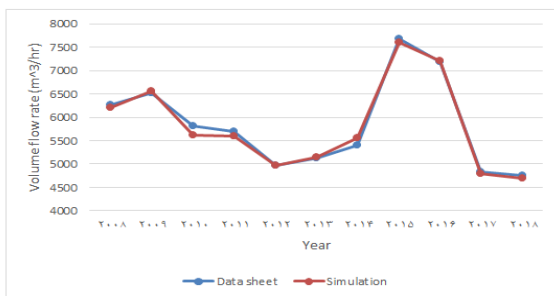
در شکل ۱۶ فشار ورودی و خروجی کمپرسور نار از سال ۲۰۰۸ تا ۲۰۱۸ قابل مشاهده است. فشارهای ورود و خروج در زمستان و تابستان هرسال دقیقاً مشابه بوده و نمودارها کاملاً بر هم منطبق هستند. همچنین فشار ورودی از ۶۳/۶۹ بار در سال ۲۰۰۸ به ۵۳/۹۶ بار در سال ۲۰۱۸ رسیده که نشان‌دهنده سیر نزولی فشار ورودی به کمپرسور است و نیاز به بازطراحی آن را نشان می‌دهد.

همان‌طور که در شکل مشخص است روند شبیه‌سازی مناسب بوده و خطا در طول دوره شبیه‌سازی کمتر از ۵ درصد بوده است. کمترین خطا مربوط به سال ۲۰۱۱ است که ۲/۲ درصد و بیشترین خطا مربوط به سال ۲۰۱۵ و مقدار ۴ درصد است.



شکل (۲۱): مقایسه فشار کاری کمپرسور نار با شبیه‌سازی

در شکل ۲۲ دبی حجمی خروجی دیتاشیت با نتایج شبیه‌سازی مقایسه شده است. همان‌طور که قابل مشاهده است نتایج شبیه‌سازی و دیتاشیت اختلاف بسیار کمی باهم دارند. بیشترین خطا مربوط به سال ۲۰۱۰ و مقدار ۳/۵ درصد و کمترین مقدار خطا مربوط به سال ۲۰۱۷ و ۱ درصد است.

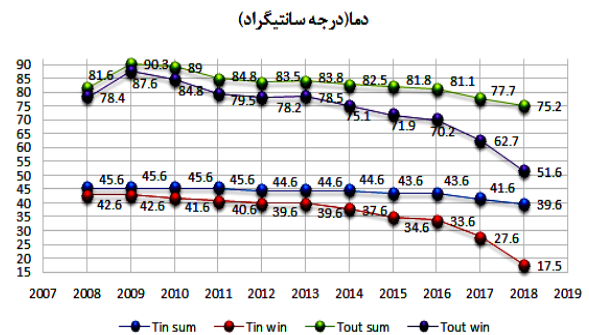


شکل (۲۲): مقایسه دبی حجمی دیتاشیت و شبیه‌سازی

۷- بازطراحی کمپرسور

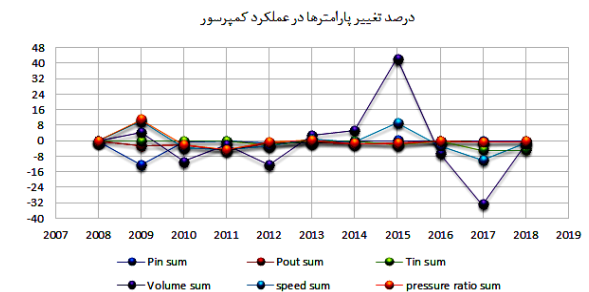
تمام اثری که یک ایمپلر بر روی سیال دارد به وسیله شکل هندسی پره و سرعت دورانی آن اعمال می‌شود. در شکل ۲۳ ابعاد مهم یک پره قابل مشاهده است. d_2 نشان‌دهنده قطر چشم ایمپلر، d_5 قطر شرو، d_1 قطر نزدیک‌ترین نقطه پره تا مرکز دوران، d_2 قطر خارجی ایمپلر، b_2 عرض سطح مقطع خروجی و L طول پره در راستای محوری است. از

در شکل ۱۹ دمای ورود و خروج به کمپرسور در زمستان و تابستان به صورت مجزا قابل مشاهده است.



شکل (۱۹): دمای ورود و خروج به کمپرسور در زمستان و تابستان از ۲۰۰۸ تا ۲۰۱۸

نکته مهم در بازطراحی یک کمپرسور و تعیین اثر وزن هر پارامتر در عملکرد کمپرسور است. معمولاً فشار خروجی برای طراحان کمپرسور اهمیت خاصی دارد و می‌توان اثر سایر پارامترها را بر فشار خروجی سنجید. در شکل ۲۰ درصد تغییر همه داده‌های موردنیاز و همچنین فشار خروجی را می‌توان مشاهده کرد.



شکل (۲۰): درصد تغییر پارامترهای مؤثر در عملکرد کمپرسور

در شکل ۲۰ درصد تغییر هر پارامتر نسبت به نقطه قبلی خودش قابل مشاهده است. برای مثال در سال ۲۰۰۹ نسبت به ۲۰۰۸ فشار ورودی ۱۲/۲۳ درصد کاهش و دمای ورودی بدون تغییر و دبی حجمی، ۴/۱ درصد و سرعت ۱۰ درصد افزایش یافته و در نهایت فشار خروجی ۲/۹ درصد کاهش یافته است.

۶- مقایسه نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی

در شکل ۲۱ فشار خروجی دیتاشیت کمپرسور با فشار خروجی حاصل از شبیه‌سازی مقایسه شده است.

دستگاه‌هایی که بر روی کمپرسور نصب می‌شوند؛ مانند نشت‌بندها هم باید تغییر کنند. لذا طراحی بهینه تغییر رتور به نحوی است که قطر داخلی ایمپلرها تغییر نکند و رتور ثابت بماند. قطر رتور برابر ۱۵۵ میلی‌متر است. ابعاد ۴ مرحله کمپرسور در جدول ۱ قابل مشاهده است.

جدول (۱): ابعاد هندسی پره کمپرسور

شماره مرحله	شماره مرحله	شماره مرحله	شماره مرحله	شماره مرحله
۱۷۱	۱۷۸	۱۷۴	۱۸۰	d_1 (mm)
۱۴۴	۱۴۴	۱۴۴	۱۴۴	d_H (mm)
۲۳۴	۲۴۰	۲۴۴	۲۴۶	d_E (mm)
۳۵۰	۳۷۵	۳۷۵	۳۷۵	d_2 (mm)
۲۱,۳	۲۱,۳۳	۲۳	۲۳,۷	b_2 (mm)
۴۹	۴۸,۸	۵۱,۱	۵۸,۵۲	L(mm)
۷۱۰	۷۱۰	۷۱۰	۷۱۰	d_{air} (mm)

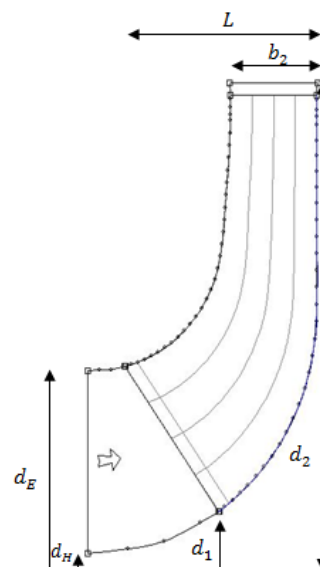
۸- نتایج شبیه‌سازی کمپرسور نار

برای شبیه‌سازی کمپرسور موجود ابتدا کمپرسور در نقطه طرح شبیه‌سازی می‌شود و نتایج با جزئیات کامل ارائه می‌گردد. با توجه به داده‌های کمپرسور حداقل فشار خروجی کمپرسور باید ۸۲ بار و فشار ورودی آن در نقطه طرح ۵۵ بار است. در جدول ۲ عملکرد کلی کمپرسور در شبیه‌سازی قابل مشاهده است.

جدول (۲): عملکرد کلی کمپرسور در نقطه طرح

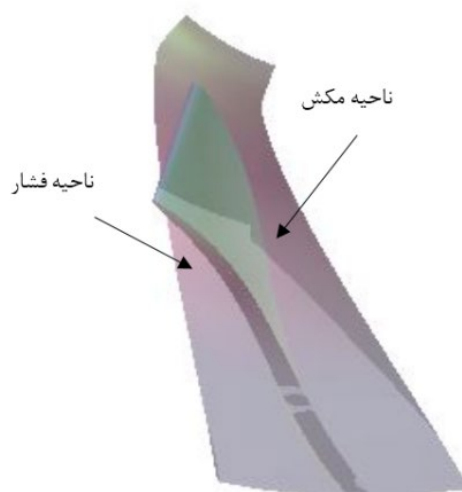
واحد	مقدار b_2 (mm)	پارامتر d_2 (mm)
Kg/s	۵۵,۳۳۲	دبی جرمی ورودی
m ³ /s	۱,۵۰۹	دبی حجمی ورودی
-	۱,۵۳۰۶	نسبت فشار کلی
-	۱,۱۱۱	نسبت دمای کلی
-	۸۷,۷۳	راندمان پلی‌تروپیک

بین ابعاد بالا قطر ایمپلر مهم‌ترین اثر را بر روی نسبت فشار و عرض خروجی کنترل‌کننده دبی حجمی عبوری از پره است.



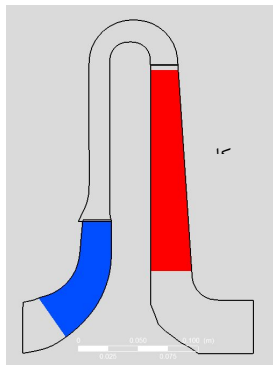
شکل (۲۳): ابعاد مهم یک پره

سیال در حین عبور از ایمپلر از هر دو طرف جریان می‌یابد و با توجه به انحنای پرها در فضا توزیع فشار و دما در دو طرف پره متفاوت است. به آن طرف از پره که انحنا به سمت بیرون است، سمت مکنده پره و به آن ناحیه از پره که سرعت سیال کمتر و فشار بیشتر است ناحیه پرفشار گفته می‌شود (شکل ۲۴).



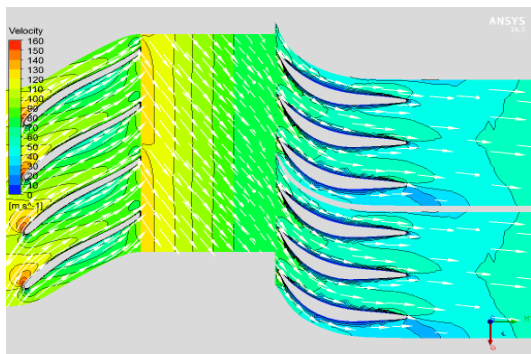
شکل (۲۴): ناحیه مکش و ناحیه پرفشار در پره

در بازطراحی با تغییر ایمپلر ممکن است قطر رتور تغییر کند و اگر قطر رتور تغییر کند خیلی از ابزار و



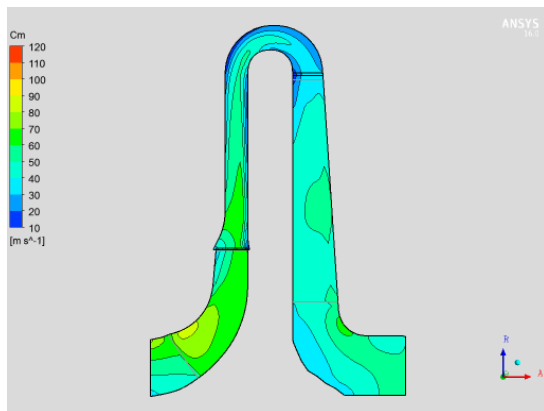
شکل (۲۵): اجزای یک مرحله

در شکل ۲۶ کانتور فشار و سرعت در صفحه میانی مرحله ۱ قابل مشاهده است.



شکل (۲۶): کانتور فشار و خطوط سرعت در مرحله ۱

بررسی خطوط جریان از این جهت اهمیت دارد که می‌توان جدایش بر روی دیوارها را بررسی کرد. در واقع اگر زاویه سیال خروجی از ایمپلر با زاویه پره موجود در کانال برگشت همخوانی نداشته باشد، بر روی دیواره کانال برگشت جدایش به وجود می‌آید و تلفات به شدت افزایش می‌یابد.



شکل (۲۷): کانتور سرعت محوری در صفحه میانی پره مرحله ۱

همچنین می‌توان عملکرد همه مرحله‌ها قابل‌ارائه می‌باشند که در جدول ۳ جهت مرحله ۱ نشان داده شده است. هر مرحله شامل ایمپلر و دیفیوزر و کانال برگشت است.

جدول (۳): عملکرد مرحله ۱

واحد	مقدار	پارامتر
Kg/s	۵۵,۳۳۲	دبی جرمی ورودی
m ³ /s	۱,۵۰۹	دبی حجمی ورودی
W	۱۱۵۶۰۷۰	توان ورودی
-	۰,۰۰۶	ضریب جریان ورودی
J/kg	۱۷۰۸۰,۰۵	هد پلی‌تروپیک
-	۱,۱۱۵۳	نسبت فشار کلی
-	۱,۰۰۲۹۲	نسبت دمای کلی
%	۸۴,۰۲	راندمان پلی‌تروپیک

همچنین با بررسی عملکرد مرحله‌ها ملاحظه می‌شود ضریب جریان مرحله به مرحله کاهش می‌یابد. دلیل این امر کاهش حجم سیال و دبی حجمی آن است. همچنین نسبت فشار در هر مرحله تقریباً یکسان و برابر هستند. نسبت فشار نیز در هر مرحله تقریباً یکسان است. نکته قابل توجه دیگر مقدار توان ورودی در هر مرحله است که با جمع آن‌ها مقدار توان ورودی کل کمپرسور به دست می‌آید که برابر ۴/۵ مگاوات است.

مطابق شکل ۲۵ یک مرحله کمپرسور شامل ایمپلر و دیفیوزر و کانال برگشت است. برای بازطراحی لازم است عملکرد تک تک اجزا مشخص و واضح باشد. برای این موضوع در ادامه برای هر مرحله سه جدول ارائه می‌شود که همه پارامترهای مهم در یک مرحله را نشان می‌دهد.

جدول (۴): نتایج حاصله برای حالات مرحله‌های مختلف

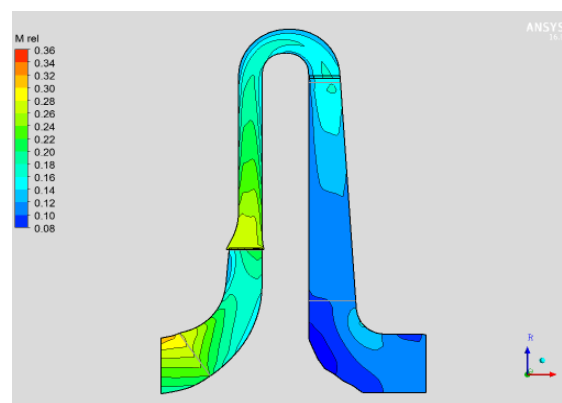
مرحله	بیشترین مقدار فشار در صفحه میانی MPa	بیشترین مقدار سرعت محوری در صفحه میانی m/s	بیشترین مقدار عدد ماخ در صفحه میانی
۱	۵,۰۹۹	۱۲۰	۰,۳۶
۲	۶,۸۴۶	۱۲۰	۰,۳۴
۳	۷,۶۲۵	۱۰۰	۰,۳۴
۴	۸,۳۵۴	۹۵	۰,۳۳

بر روی کانتور فشار می‌توان افزایش فشار در صفحه میانی مرحله ۲ را مشاهده کرد. بیشترین افزایش فشار در پره اتفاق می‌افتد و پس از آن در دیفیوزر مقداری از سرعت به فشار تبدیل می‌شود. با بررسی تغییرات سرعت محوری در صفحه میانی مرحله ۲ مشاهده می‌شود نحوه توزیع سرعت به گونه‌ای است که در میانه فضای ایمپلر و کانال برگشت و دیفیوزر بیشترین سرعت را دارد. همچنین مقداری جدایش در آخر دیفیوزر و در محل کانال برگشت ۱۸۰ درجه مشاهده می‌شود.

در کنار جداره پره‌های کانال برگشت ناحیه‌ای که آبی‌رنگ است محل‌های مستعد جدایش جریان است. در مرحله ۳ مشاهده می‌شود که این ناحیه کمی ادامه دار شده است که نشان‌دهنده ناپایداری بیشتر مرحله ۳ در نقطه طرح است. کانتور سرعت در مرحله ۳ نشان می‌دهد که تغییر سرعت محوری در مرحله کمتر بوده و سیال به صورت یکنواخت‌تر در میانه مرحله ۳ حرکت کرده است. همچنین کانتور عدد ماخ نشان‌دهنده حرکت مناسب گاز از میانه پره‌های ایمپلر و ورود به دیفیوزر است.

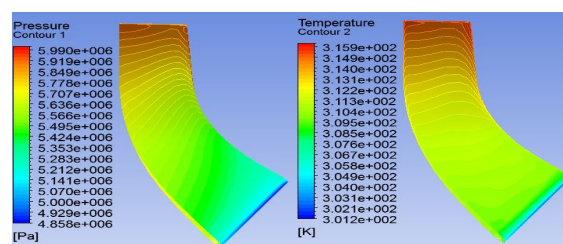
مرحله ۴ به علت نداشتن کانال برگشت، مسئله جریان برگشتی در پره کانال برگشتی را ندارد. همچنین به علت اینکه بعد از این مرحله سیال وارد ولوت می‌شود تا جای ممکن باید سرعت سیال به فشار تبدیل شود، از آنجایی که تبدیل سرعت به فشار در دیفیوزر انجام می‌شود، می‌توان ایمپلر مرحله آخر را حدود ۱۰ درصد کوتاه‌تر در نظر گرفت تا بتوان از دیفیوزر بلندتری استفاده کرد و تبدیل فشار بیشتر انجام بشود.

در شکل ۲۷ می‌توان تغییرات سرعت محوری در صفحه میانی مرحله ۱ را مشاهده کرد. سرعت در صفحه میانی برای بررسی سرعت موضعی سیال در کنار دیواره‌ها اهمیت دارد و با داشتن کانتور عدد ماخ می‌توان صحت طراحی در فرضیه‌های اولیه را مورد تأیید قرارداد (شکل ۲۸).

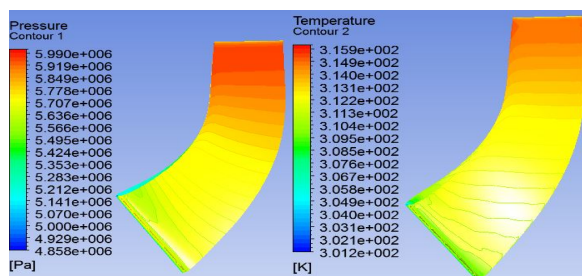


شکل (۲۸): کانتور عدد ماخ در صفحه میانی مرحله اول

پس از به دست آوردن میدان فشار و دمای سیال در بین پره‌ها می‌توان پروفیل فشار و دما را بر روی خود پره‌ها به دست آورد. میدان فشار و دما بر روی پره‌ها برای ناحیه مکش و فشار جهت مرحله‌های ۱ تا ۴ حاصل شده که در شکل‌های ۲۹ و ۳۰ کانتور فشار و دما بر روی قسمت مکش و ناحیه فشار پره مرحله ۱ نشان داده شده است.



شکل (۲۹): کانتور فشار و دما بر روی قسمت مکش پره مرحله ۱



شکل (۳۰): کانتور فشار و دما بر روی ناحیه فشار پره مرحله ۱

نتایج حاصله برای حالات مرحله‌های مختلف در جدول

۴ نشان داده شده است.

۱۰- مراجع

- [1] HamzaZahed, A., and Bayomi, N. N. "Design Procedure of Centrifugal Compressor", J. Science. Tech. Vol. 10, No. 17, pp. 77-91, 2014.
- [2] Marefat, H. A., Shahhosseini, M. R., and Ashjari, M. A. "Adapted Design of Multistage Centrifugal Compressor and Comparison with Available Data", Int. J. Mat. Mech. Man. Vol. 1, No. 2, 2013.
- [3] Kurauchi, S. K., and Barbosa, J. R. "Design of Centrifugal Compressor for natural gas", Ther. Eng. Vol. 12, No. 2, pp. 40-45, 2013.
- [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] Li, P. Y., Gu, C. W., and Song, Y. "A New Optimization Method for Centrifugal Compressors based on 1D Calculations and Analyses", Energies. Vol. 8, pp. 4317-4334, 2015.
- [6] Ismail, K.A.R., Roselen, C.V.A.G., Benevenuto, F. J., and Lucato, D. "Small Radial Compressors: Aerodynamic Design and Analysis", Int. J. Rot. Mach. Vol. 4, No. 3, pp. 189-200, 1998.
- [7] Czarnecki, M. "Reverse Engineering of Centrifugal Compressor Flow Map", J. Kones. Power. Transport. Vol. 21, No. 4, 2014.
- [8] Govoruschenko, L. M. U., Pagur, P., and Romaneko, L. "Integrated Conceptual Design Environment for Centrifugal Compressors Flow Path Design", Proceedings, IMECE2008-69122, 2008.
- [9] Shahani, A., and Ismailpour Hajilak, Z. "Simulation of crack growth in T56 jet engine compressor blade using Raju-Newman semi-analytical method", Mechanik Modares. Volume 17, Number 11, pp. 21-30 February 2016.
- [10] Galerkin, Y., Rekestin, A., and Soldatova, K. "Aerodynamic Designing of Supersonic Centrifugal Compressor Stages", Inter. J. Mech. Aero. Ind, Mech. Man. Eng. Vol.9, No.1, 2015
- [11] Albusaidi, W., and Pilidis, P. "An Iterative Method to Derive the Equivalent Centrifugal Compressor Performance at Various Operating Conditions: Part I: Modelling of Suction Parameters Impact", J. Energies. Vol. 8, pp. 8497-8515, 2015.
- [12] Reid, L., and Moore, R.D. "Design and Overall Performance of Four Highly-Loaded, High-Speed Inlet Stages for an Advanced High-Pressure-Ratio Core Compressor", NASA. TP. 1337, 1978.
- [13] Menter, F.R., Langtry, R., and Hansen, T. "CFD Simulation of Turbo machinery Flows Verification, Validation and Modeling", Euro Cong. Comp. Meth. Applied Sciences. Eng. 2004.
- [14] Dunham, J. "CFD Validation for Propulsion System Components", Agard-AR-355, 1998.
- [15] ANSYS, Ltd. "CFX-5 Reference Guide", Waterloo, Ontario, Canada, 2004.

از مقایسه کانتورهای فشار در هر ۴ مرحله می‌توان مشاهده کرد که ماکزیمم عدد ماخ در پره‌های در ورودی پره‌های اتفاق می‌افتد. همچنین ماکزیمم عدد ماخ در دیفیوزرها نیز در ورودی دیفیوزرها اتفاق می‌افتد، لذا برای کنترل عدد ماخ در طول مرحله کافی است که عدد ماخ را فقط در ورودی پره و ورودی دیفیوزر کنترل کرد.

۹- نتیجه‌گیری

در این پژوهش ابتدا جریان سیال داخل کمپرسور شبیه‌سازی شده است و پروفیل فشار و دما محاسبه شده است. نتایج حاصله با نتایج تجربی مقایسه و صحت‌سنجی شد. طبق نتایج به دست آمده عملکرد کمپرسور در سال‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفت و خطای فشار خروجی کمتر از ۵ درصد و دبی حجمی حدود ۳/۵ درصد حاصل شده است. با بررسی مرحله‌های مختلف نتایج زیر حاصل شد:

در صفحه میانی مرحله ۲ نحوه توزیع سرعت به گونه‌ای است که در میانه فضای ایمپلر و کانال برگشت و دیفیوزر بیشترین سرعت را دارد.

کانتور سرعت در این مرحله ۳ نشان می‌دهد که تغییر سرعت محوری در مرحله کمتر بوده و سیال به صورت یکنواخت‌تر در میانه مرحله ۳ حرکت کرده است.

مرحله ۴ به علت نداشتن کانال برگشت، مسئله جریان برگشتی در پره کانال برگشتی را ندارد. همچنین به علت اینکه بعد از این مرحله سیال وارد ولوت می‌شود تا جای ممکن باید سرعت سیال به فشار تبدیل شود، از آنجایی که تبدیل سرعت به فشار در دیفیوزر انجام می‌شود، می‌توان ایمپلر مرحله آخر را حدود ۱۰ درصد کوتاه‌تر در نظر گرفت تا بتوان از دیفیوزر بلندتری استفاده کرد و تبدیل فشار بیشتر انجام بشود. از مقایسه کانتورهای فشار در هر ۴ مرحله می‌توان مشاهده کرد که ماکزیمم عدد ماخ در ورودی پره‌ها اتفاق می‌افتد. همچنین ماکزیمم عدد ماخ در دیفیوزرها نیز در ورودی دیفیوزرها اتفاق می‌افتد، لذا برای کنترل عدد ماخ در طول این مرحله کافی است که عدد ماخ را فقط در ورودی پره و ورودی دیفیوزر کنترل کرد. از نتایج به دست آمده جهت بازطراحی کمپرسور استفاده می‌شود.