

علمی- پژوهشی

بررسی سه‌بعدی تأثیر نسبت فشار کمپرسور تاندم روی گردابه‌های پایین دست

رضا آقایی طوق^{*۲}علیرضا سخاوت بنیس^۱

گروه مهندسی هوافضا، دانشکده فنی و مهندسی
دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات تهران، تهران ایران

گروه مهندسی هوافضا، دانشکده فنی و مهندسی
دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات تهران، تهران، ایران

تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۰۲/۲۰؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۰۵/۲۰

چکیده

برای دستیابی به انرژی پاک و پایدار برای جابه‌جایی و تولید قدرت، طراحان موتور خواستار عملکرد بالا و پیشران قوی هستند. پره‌های کمپرسور وظیفه افزایش ضریب اتلاف را دارند و در طراحی، باید جلوگیری از پدیده‌های مخرب نظیر جدایش جریان در نظر گرفته شود. اگر بتوان فشار معکوس روی پره را به‌گونه‌ای مهندسی نمود که باعث جلوگیری از جدایش جریان و کنترل گردابه‌ها شود، می‌توان به ضریب اتلاف بالاتری دست یافت. یک راه مطمئن برای دستیابی به این هدف، استفاده از تاندم می‌باشد که عبارت است از قرار دادن یک پره ثانویه کوچک در عقب پره اصلی. در تحلیل عددی حاضر، روتور و طبقه دارای تاندم طراحی و تست شده در مرکز تحقیقات لویس ناسا، مطالعه شده است. هندسه موردنظر از منبع مذکور، اخذ و شبکه با کیفیت بالا با حدود ۸۹۶ هزار گره بر آن اعمال گردید و سپس توسط نرم‌افزار تجاری CFX با مدل آشفتگی $k - \omega$ SST مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت. روتور و طبقه آن در ۵ دور و در نتیجه ۵ نسبت فشار متفاوت مطالعه و گردابه‌های پس از آن مورد بررسی و تفسیر قرار گرفته است. در نهایت مشاهده می‌شود که در دور ۲۱۰۵ (نصف دور نامی)، هم در روتور و هم در طبقه کمپرسور دارای تاندم، گردابه‌ها به‌صورت کامل مهار نمی‌شوند و سطح بسیار کمی از نمودار فشار برحسب وتر را اشغال می‌نماید و بدین ترتیب عملکرد مناسبی ندارد. در نسبت فشار ۰٫۹ نیز شاهد آشفتگی فراوان پس از پره هستیم که برای عملکرد کمپرسور مناسب نیست. متقابلاً در دور ۴۲۱۰ (دور نامی) گردابه‌ها به‌خوبی مهار شده و کاهش فشار را به‌خوبی شاهد هستیم؛ همچنین سطح بسیاری را در نمودار فشار برحسب وتر، اشغال می‌نماید. در نسبت فشار ۱٫۱۰۳۸ نیز شاهد شکل‌گیری مناسب و کنترل گردابه‌ها جهت کاهش آشفتگی هستیم.

واژه‌های کلیدی: کمپرسور تاندم، گردابه، نسبت فشار، منحنی مشخصه.

Three-Dimensional Study of the Effect of Tandem Compressor Pressure Ratio on Downstream Vortices

Sekhavat Benis, A.

Aghaei Togh, R.

Department of Aerospace Engineering, Faculty of
engineering, Science and Research Branch,
Islamic Azad University, Tehran, Iran

Department of Aerospace Engineering,
Faculty of Engineering, Science and
Research Branch, Islamic Azad University,
Tehran, Iran

(Received: 20/May /2022; Accepted: 11/August/2022)

ABSTRACT

To achieve clean and sustainable energy for power generation and displacement, the engine designers demand a high performance and powerful propulsion. The compressor blades have the task of increasing the loss coefficient and should be considered in the design to prevent the destructive phenomena such as the flow separation. If the reverse pressure on the vane could be engineered in such a way as to prevent the flow separation and control the vortices, a higher loss coefficient would be achieved. A reliable way to achieve this goal is to use a tandem, which is obtained by placing a small secondary blade behind the main blade. In the present numerical analysis, a tandem rotor and stage designed and tested at NASA's Lewis Research Center are studied. The desired geometry is extracted from the mentioned source and a high-quality network with about 896 thousand nodes is applied to it, and then considering the $k - \omega$ SST turbulence model, it is analyzed by the CFX commercial software. The rotor and its stage are studied in 5 rounds and therefore 5 different pressure ratios, and the resulting vortices are also subject to investigation and interpretation. Finally, it can be seen that at 2105 revolutions (half of the nominal revolution), both in the rotor and in the tandem compressor stage, the vortices are not fully restrained and occupy a very small area of the pressure diagram in terms of chords, thus demonstrating inappropriate performance. At a pressure ratio of 0.9, we also see a lot of turbulence after the vane, which is not suitable for the operation of the compressor. On the other hand, at 4210 rpm (nominal rpm), the vortices are well restrained and a good reduction in the pressure is observed. It also occupies a lot of space in the graph of pressure by chord. Also, at the pressure ratio of 1.1038, we see a proper formation and control of vortices to reduce the turbulence.

Keywords: Tandem compressor, Vortex, Pressure ratio, Characteristic curve.

۱- مقدمه

ضریب افت در زوایای حمله مختلف برای ردیف پره تاندم بررسی نمودند و به این نتیجه رسیدند که با به کارگیری تاندم، میزان افت و جدایش کاهش قابل توجهی می‌یابد. تائیشی و همکاران [۸]، برای بررسی فلاتر ردیف پره تاندم، یک روش شبیه‌سازی را ابداع نمودند و محل وقوع شوک و فلاتر را بررسی نمودند. اشراقی و همکاران [۹]، اثرات استاتور متغیر را بر عملکرد یک کمپرسور محوری به صورت عددی بررسی نمودند و بدین نتیجه رسیدند که عملکرد در واماندگی به میزان ۶۳٪ بهبود می‌یابد.

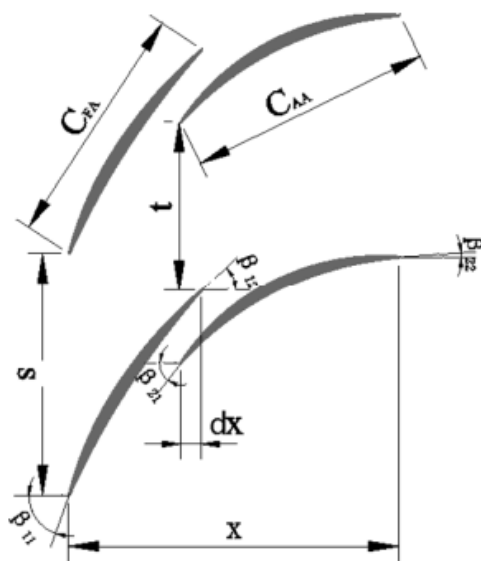
کومار و همکاران [۱۰]، عملکرد روتور را در حالت طراحی و خارج از طراحی بررسی نمودند و به این نتیجه رسیدند که تاندم باعث افزایش اتلاف طبقه کمپرسور می‌شود. ماناس و همکاران [۱۱]، مشخصه‌های پره تاندم کمپرسور محوری را بررسی نمودند و به این نتیجه رسیدند که پره عقب (تاندم) نسبت به تغییرات جریان بالادست حساس‌تر می‌باشد. شالویان و همکاران [۱۲]، ردیف پره دارای تاندم را برای کمپرسور در عملکرد گذر صوتی طراحی و بهبود بخشیدند و مشاهده نمودند که فشار به میزان ۱،۴۴٪ و بازده به میزان ۲،۳۴٪ افزایش می‌یابد. ژنگ و همکاران [۱۳]، فلاتر یک ردیف پره تاندم را با روش کولپینگ سیال-سازه مطالعه نموده و به این نتیجه رسیدند که با نزدیک شدن فرکانس‌های ردیف پره‌های جلو و عقب، پایداری از بین می‌رود. دروشنکو و همکاران [۱۴]، مشخصه‌های آتروآکوستیک طبقه کمپرسور محوری دارای تاندم را مطالعه نمودند و دریافتند که وجود تاندم می‌تواند نسبت فشار طبقه کمپرسور را تا ۱۵٪ افزایش دهد.

پان و همکاران [۱۵]، تاندم روتور سوپرسونیک را در شرایط بهینه طراحی و مطالعه نمودند و به این نتیجه رسیدند که با پره مورد نظر، بازده به میزان ۱،۶٪ و میزان واماندگی نیز ۲،۷۵٪ افزایش می‌یابد. تاو و همکاران [۱۶]، روش جدید برای طراحی بهینه و سریع پره تاندم مادون صوت را به صورت عددی و در دو بعد ابداع نمودند. وی همچنین [۱۷]، مشخصه‌های جریان را برای تاندم روتور در شرایط گذر صوتی بررسی و بهینه‌سازی نمود و به این نتیجه دست یافت که افت فشار به میزان ۲۰٪ بهبود می‌یابد.

طراحی آیرودینامیکی کمپرسور بدین گونه است که چالش‌های فراوانی برای افزایش عملکرد و افزایش ظرفیت جذب کار کمپرسور پیش‌رو است که در نتیجه آن، کارایی، نسبت فشار و پایداری عملکرد افزایش می‌یابد. برای دستیابی به این منظور، طراحان با قرار دادن پره‌ای کوچک در عقب پره اصلی که به آن تاندم گفته می‌شود، علاوه بر تقسیم بار وارده به طبقه کمپرسور، باعث کنترل لایه مرزی و در نتیجه آن افزایش نسبت فشار می‌شود. بدین ترتیب تاندم علاوه بر افزایش بار اعمالی بر طبقه، به دلیل کاهش طبقات موتور، باعث کاهش وزن موتور شده است.

سعیدی و همکاران [۱] جدایش روی ایرفویل NREL S809 را در زاویه حمله ۱۶،۲۲ درجه با اثر نیم‌پره و شیاری طولی به تعویق انداختند و مشاهده نمودند که ضریب برا از مقدار ۱،۱۷ تا مقدار ۱،۹۲ و به میزان ۶۴٪ افزایش یافته. بامرت و همکاران [۲]، ردیف پره تاندم را در کمپرسور محوری مطالعه نموده و افزایش نسبت فشار و سایر مؤلفه‌ها را با به کارگیری پره تاندم اندازه‌گیری نمودند. مک‌گلامفی و همکاران [۳]، با بررسی عددی پره‌های تاندم برای کمپرسور محوری مادون‌صوت، دریافتند که پره تاندم در حالت خارج از طراحی عملکرد مناسب‌تری نسبت به پره عادی دارد. مک‌گلامفی و همکاران [۴]، پره تاندم را برای روتور اصلی کمپرسور به صورت عددی و سه‌بعدی بررسی نمودند و دریافتند که پره تاندم به جریان دریافتی از پره اصلی بسیار حساس است و اثرات سه‌بعدی و ناهمگونی جریان در این پره بسیار مشهود می‌باشد.

یون و همکاران [۵]، فلاتر یک فن گذر صوتی را به روش کولپینگ سیال-سازه بررسی و مؤلفه‌های لرزش و ارتعاش پره را محاسبه نمودند. تش و همکاران [۶]، مشخصه‌های جریان حول استاتور دارای تاندم را در کمپرسور محوری سرعت پایین به صورت تجربی مطالعه و نتایج را با داده‌های عددی مقایسه نمودند و دریافتند که هندسه طراحی شده توانایی عملکرد مفید را در شرایط مختلف جریان دارد. سلطانی و همکاران [۷]، تغییرات

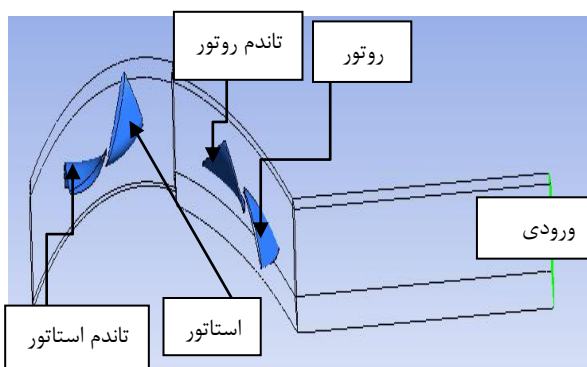


شکل (۱). هندسه طبقه دارای تاندم [۱۸]

جدول (۲). مشخصات هندسی طبقه تاندم [۱۸]

معادله	عنوان
$\varphi_{FA} = \beta_{11} - \beta_{12}$	وتر ایرفویل جلویی
$\varphi_{AA} = \beta_{21} - \beta_{22}$	وتر ایرفویل عقبی
$\varphi_{OV} = \beta_{11} - \beta_{22}$	وتر کلی
$C_{eff} = (1 - 0.5 * AO) * s$	وتر متوسط
$\sigma_{eff} = C_{eff} / s_{eff}$	صلبیت موثر
$AO = dx / x$	همپوشانی محوری
$PP = t / s$	درصد گام

سپس هندسه مورد نظر در سه بعد به صورت زیر رسم شد:



شکل (۲). هندسه رسم شده روتور، تاندم روتور، استاتور و

تاندم استاتور مورد مطالعه در سه بعد

با بررسی موارد اشاره‌شده بالا می‌توان دریافت که در هیچ‌کدام از موارد فوق، گردابه‌ها و تأثیر نسبت فشار و دور کمپرسور روی گردابه‌های اشاره‌شده، به صورت سه‌بعدی بررسی نشده و تحقیق حاضر می‌تواند گامی ارزشمند جهت پیشبرد مطالعات پیشین باشد.

۲- هندسه مسئله

هندسه به‌کاررفته در این مطالعه، مدل مطالعه شده در مرکز تحقیقاتی لوئیس ناسا [۱۸] می‌باشد. نکات قابل توجه در هندسه در جدول ۱ بیان شده است.

جدول (۱). نکات مربوط به هندسه روتور و تاندم روتور

[۱۸]

مقدار	عنوان
حدافل ۳۰ اینچ	قطر نوک روتور
۰/۷ الی ۰/۸	نسبت نوک به ریشه
کمتر از ۰/۵۵	فاکتور پخشندگی نوک روتور
۱/۴ الی ۱/۵	استحکام نوک روتور

همچنین موارد ذیل در باید در هندسه اشاره‌شده مورد توجه قرار گیرند:

(الف) پره راهنمای ورودی^۱ در هندسه وجود ندارد (جریان ورودی محوری).

(ب) خروج جریان به صورت محوری در خروجی استاتور.

(ج) پره به صورت دو کمان دایروی^۲ می‌باشد.

همان گونه که پیش‌تر اشاره‌شده، تاندم عبارت است از وجود یک پره در عقب پره اصلی. می‌توان اینگونه برداشت نمود که تاندم پشت پره، همان فلپ روی بال است و چه‌بسا ایده تاندم از فلپ گرفته شده باشد. شکل کلی روتور بررسی‌شده در این تحقیق با الهام از گزارش تحقیقاتی لوئیس ناسا در شکل ۱ و جدول ۲ بیان شده است.

¹ Inlet Guide Vane

² Double-Arc-Circular

حل می‌کند. سی‌اف‌ایکس برای گسسته‌سازی محیط محاسباتی، از روش راس سلول استفاده می‌کند، یعنی متغیرهای پایه مانند بردارهای سرعت، دما، فشار و غیره در نقاط گوشه اجزا ذخیره می‌شوند. با استفاده از تئوری گاوس انتگرال حجمی به انتگرال سطحی تبدیل می‌شود و معادلات ناویراستوکس متوسط گیری شده رینولدز در این سطح با انتگرال گیری به معادلات جبری تبدیل می‌شوند که با روش ضمنی حل می‌شوند.

۵- شرایط مرزی

شرایط مرزی که در ادامه بیان خواهد شد، برای همه شبیه‌سازی‌های این مطالعه استفاده شده است:

الف) برای ورودی طبقه از فشار و دمای کل استفاده شده است که فشار کل برابر ۱ اتمسفر، دمای کل برابر ۲۸۸ کلون می‌باشد. در ضمن جهت جریان در ورودی محوری می‌باشد.

ب) تمامی دیوارها یعنی پره، پوسته و ریشه بدون زبری در نظر گرفته شده است.

ج) در خروجی هم از شرط فشار استاتیک میانگین گیری شده استفاده شده است.

یک کانال از روتور و یک کانال از استاتور مدل شده است. معادلات به صورت پایا حل شده‌اند. برای بدست آوردن منحنی عملکرد طبقه، فشار خروجی پیوسته افزایش می‌یابد تا زمانی که ناپایداری عددی مشاهده شود. نسبت فشار و راندمان آیزنتروپیک بر حسب دبی جرمی ترسیم شده است.

۶- ارائه شبکه محاسباتی و صحنه‌گذاری بر شبکه

مورد نظر

به منظور مطمئن شدن استقلال نتایج از شبکه محاسباتی، ۵ شبکه با تعداد گره‌های متفاوت، همان‌گونه که در جدول ۳ نمایان است، ایجاد شده است. این شبکه‌ها با شرایط مرزی گفته‌شده، در دور نامی و در نقطه حداکثر راندمان حل شده‌اند.

با رسم هندسه مورد نظر، مش با کیفیت بالا بر روی هندسه مورد نظر اعمال شد.

۳- معادلات حاکم

جهت مدل‌سازی سه‌بعدی جریان، از معادلات تراکم پذیر متوسط گیری شده رینولدز ناویر استوکس استفاده شده است [۱۹].

برای مدل‌سازی جریان آشفته در توربوماشین‌ها، مدل‌های مختلفی در کدهای تجاری وجود دارد. ولی مدل آشفته‌گی واحدی برای همه این جریان‌ها وجود ندارد. انتخاب مدل آشفته‌گی، بستگی زیادی به فیزیک حاکم بر جریان، دقت محاسبات، کیفیت شبکه و امکانات محاسباتی دارد. مدل‌های دومعادله‌ای نسبت به سایر مدل‌ها دارای کاربرد عملی بیشتری هستند. این مدل‌ها مصالحه خوبی بین تلاش‌های عددی و دقت محاسباتی ارائه نموده‌اند. مدل $k - \omega$ با استفاده از المان‌های متراکم در نزدیک دیوار، به صورت مناسبی رفتار جریان تا نزدیکی دیوار را پیش‌بینی می‌کند.

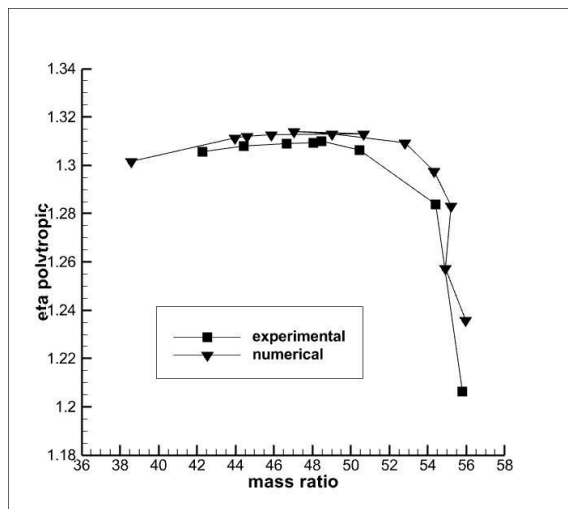
در این تحقیق از روش SST استفاده شده است، در بسیاری از جریان‌ها، مثل جریان‌های دارای گرادیان فشار معکوس دقیق‌تر و مطمئن‌تر عمل می‌کند. با وجود اینکه این مدل قابلیت‌های دو مدل را دارا است، اما به‌واسطه سوئیچ کردن از یک مدل به مدل دیگر ممکن است با ناپایداری‌هایی در حل و یا همگرایی ضعیف مواجه باشد. در مدل $k - \omega$ از تئوری دیفیوژن گرادیانی برای ارتباط تنش‌های رینولدز با گرادیان سرعت متوسط و لزجت آشفته استفاده می‌شود. لزجت آشفته به عنوان محصولی از سرعت آشفته و مقیاس طول آشفته مدل می‌شود [۲۰].

۴- مدل عددی

آنالیز عددی جریان سه‌بعدی با نرم‌افزار تجاری سی‌اف‌ایکس انجام شده است. این نرم افزار یک حل‌گر همه منظوره می‌باشد که معادلات تراکم پذیر، تراکم ناپذیر، پایا و گذرای ناویر استوکس را با استفاده از مدل حجم محدود بر پایه المان محدود برای گسسته‌سازی معادلات حاکم بر جریان

نزدیک‌تر می‌شود. با بیشتر نمودن تعداد گره‌ها از ردیف ۱ الی ۳، تغییر نسبتاً زیادی در مقدار نسبت فشار، ملاحظه می‌شود. اما با ریزتر نمودن از ردیف ۴ به ۵ مشاهده می‌شود که نسبت فشار روتور تغییر چندانی نمی‌نماید و تقریباً ثابت می‌ماند. پس جهت کاهش هزینه محاسباتی از شبکه ۴ برای تحلیل استفاده شده است، چراکه نتایج حاصل از این شبکه، مستقل از تعداد گره محاسباتی است.

جهت صحت‌گذاری نتایج حاصله، بازده پلی‌تروپیک به دست آمده از نتایج آزمایشگاهی گزارش لوپس ناسا [۲۱] با تحلیل سه‌بعدی تحقیق حاضر، در شکل ۴، مقایسه شده است. همان‌گونه که در شکل مشاهده می‌شود نتایج عددی و آزمایشگاهی، قرابت بسیار زیادی با یکدیگر دارند. با توجه به موارد اشاره‌شده بالا، هندسه مدل‌شده و شبکه اعمال‌شده، کیفیت لازم جهت شبیه‌سازی عددی را دارد.



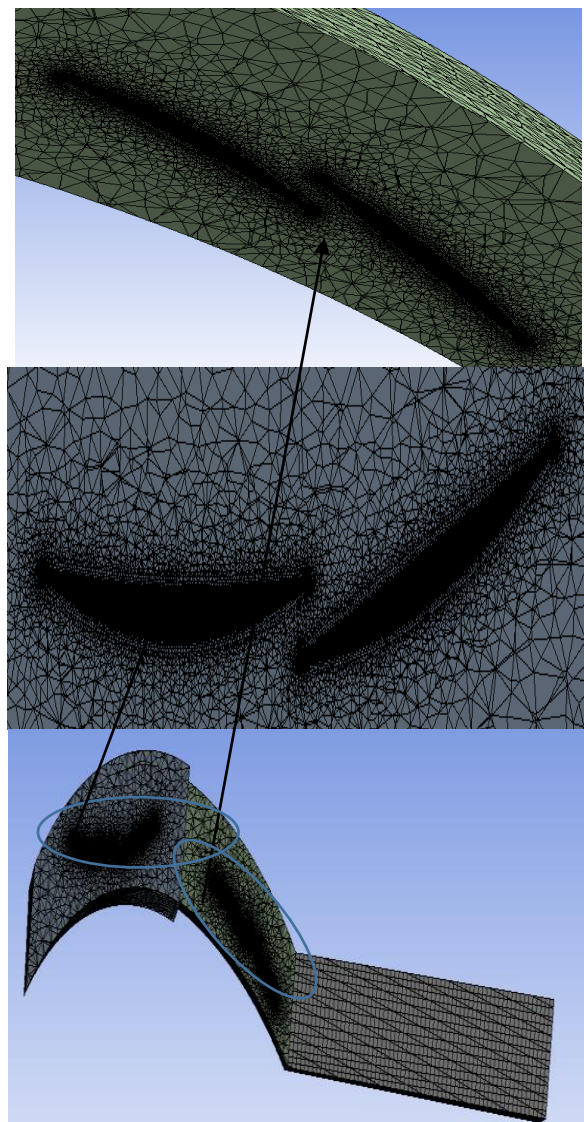
شکل (۴) مقایسه بازده پلی‌تروپیک روتور تحلیل عددی و آزمایشگاهی در سرعت ۴۲۱۰

۷- بحث و نتایج

در شکل ۵، کانتور و بردارهای سرعت برای روتور دارای تاندم در دورهای مختلف نشان داده شده است. در دور ۲۱۰۵، گردابه پس از روتور، در فاصله دورتر و بالاتری نسبت به تاندم قرار دارد و سرعت گردابه هنوز به حد مورد نظر کاهش نیافته است و به دلیل اینکه در ۵۰٪ دور نامی قرار داریم، نمی‌توان انتظار داشت که تاندم بتواند به‌خوبی گردابه را مهار نماید. در دور ۳۷۸۹، مشاهده شده که سرعت

جدول (۳). نتایج مطالعه ۵ شبکه

ردیف	تعداد گره‌ها	نسبت فشار طبقه
۱	۱۹۴۸۶۵	۱,۲۸۵۶
۲	۳۳۵۴۷۵	۱,۳۲۵۱
۳	۵۲۴۸۹۹	۱,۳۵۵۸
۴	۷۴۵۶۲۱	۱,۳۷۰۲
۵	۸۹۶۵۲۲	۱,۳۷۸۸

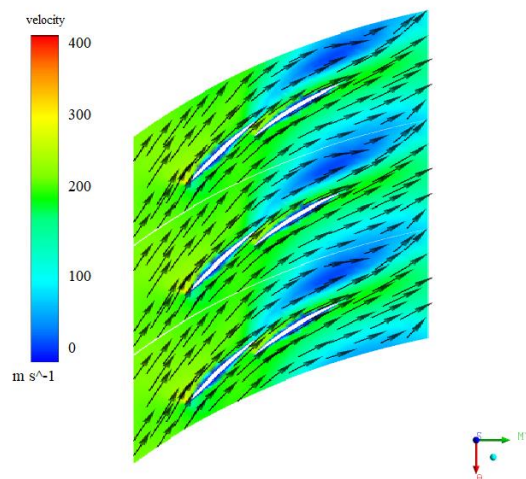


شکل (۳). مش اعمال شده بر هندسه روتور و تاندم روتور مورد مطالعه

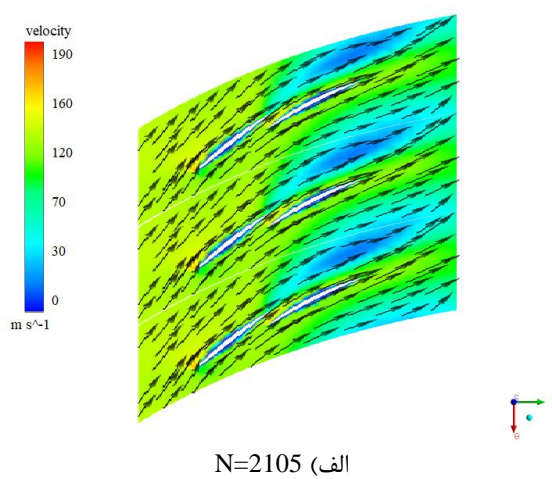
همان‌گونه که در جدول ۳ مشاهده می‌شود، با ریز نمودن تعداد گره‌ها، مقدار نسبت فشار طبقه به مقدار اصلی خود (۱,۴۰) که در گزارش لوپس ناسا [۱۸] نیز ذکر شده،

آن فاصله گرفته‌اند و همچنین مشاهده می‌شود که با گذر از دور نامی، کاهش سرعت گردابه‌ها که مد نظر بوده کمتر شده و برای کمپرسور اصلاً مناسب نیست. در نهایت این‌گونه برداشت می‌شود که با افزایش دور کمپرسور تا دور نامی، سرعت گردابه روی تاندم کاهش یافته و همچنین گردابه زائد پس از تاندم نیز بسیار کوچک می‌شود و با عبور از دور نامی، کاهش سرعت و نظم گردابه پس از پره با افزایش میزان دور کمپرسور از بین رفته و برای عملکرد کمپرسور به هیچ عنوان مناسب نیست.

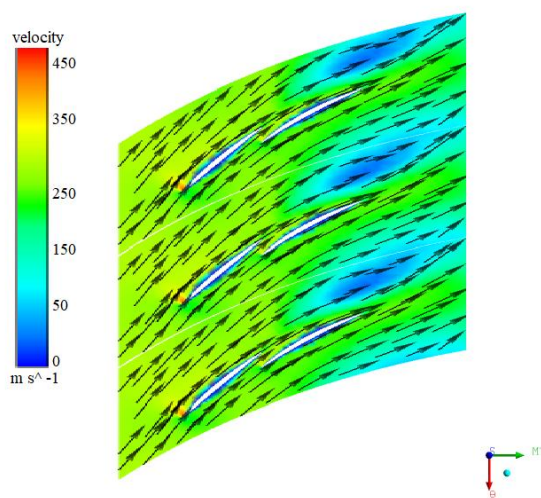
گردابه پس از روتور، کاهش یافته و تاندم توانسته تا حدی از رشد گردابه‌های زائد، جلوگیری نماید. در دور نامی (۴۲۱۰)، مشاهده شده که گردابه پس از روتور اصلی به‌خوبی روی تاندم دچار کاهش سرعت شده و از افزایش سرعت و گردابه‌های زائد روی تاندم خبری نیست. همچنین مشاهده شده که در دور نامی، گردابه پس از تاندم نیز به میزان قابل توجهی کوچک شده و این موضوع به بهبود عملکرد کمپرسور کمک شایانی نموده است. در ۱۱۰٪ دور نامی (۴۶۳۱) مشاهده شده که گردابه‌ها دیگر به تاندم نزدیک نیستند و از



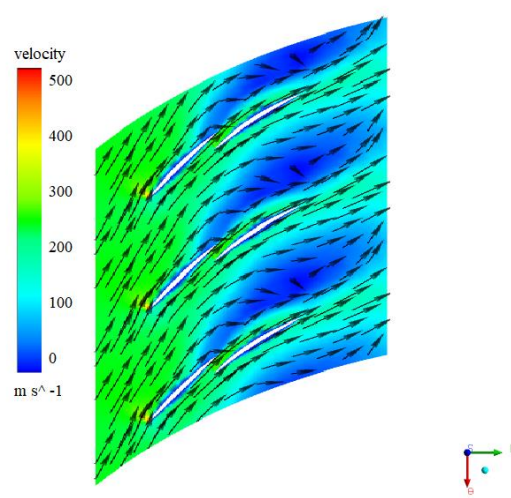
(ب) N=3789



(الف) N=2105

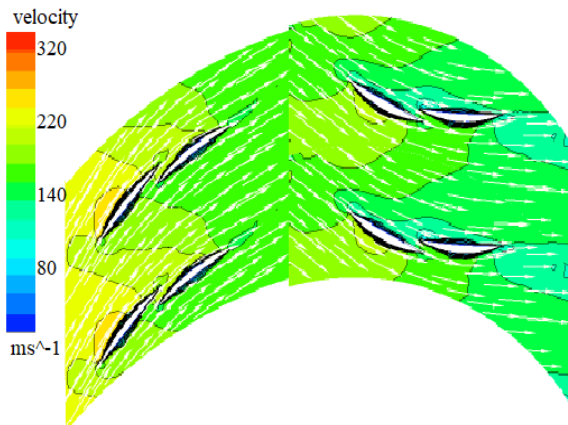


(د) N=4631

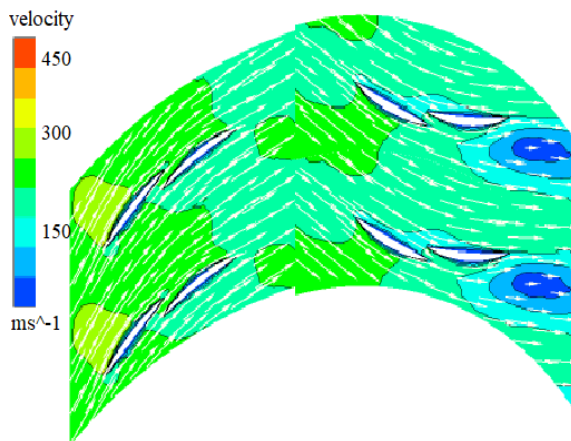


(ج) N=4210

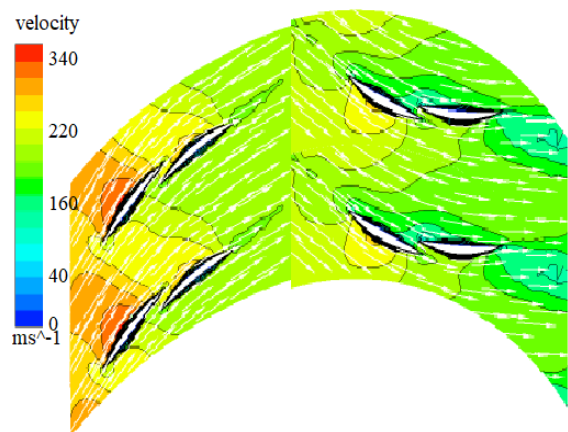
شکل (۵). کانتورهای سرعت برای روتور کمپرسور دارای تاندم در دورهای مختلف



ج) N=3789



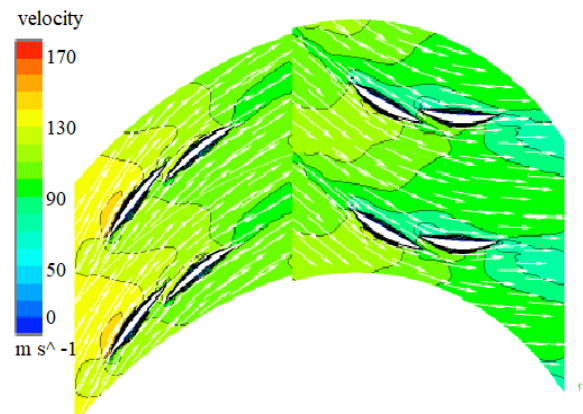
د) N=4210



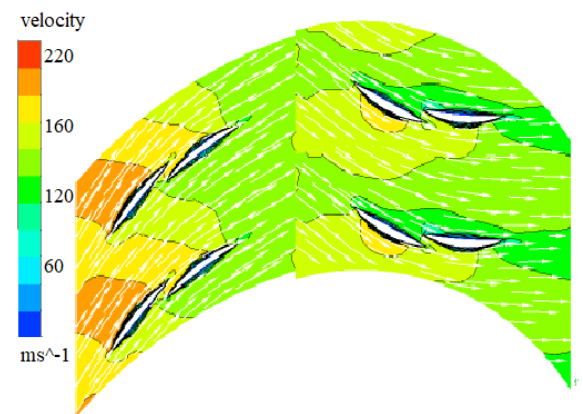
ه) N=4631

شکل (۶). کانتورهای سرعت برای طبقه کمپرسور دارای تاندم در دوره‌های مختلف

در شکل ۶، کانتور و بردارهای عدد ماخ برای طبقه کمپرسور دارای تاندم در دوره‌های مختلف نشان داده شده است. همان‌گونه که در دوره‌های ۲۱۰۵ و ۲۹۴۷ مشاهده شده، گردابه‌های پس از تاندم استاتور، به صورت نامنظم وجود دارند و این موضوع باعث اغتشاش و کاهش کارایی کمپرسور شده است. با افزایش دور کمپرسور به ۳۷۸۹، به آرامی شاهد شکل‌گیری گردابه‌هایی پس از استاتور هستیم و این گردابه‌ها به کاهش سرعت در طبقه کمپرسور، کمک شایانی نموده است. در دور ۴۲۱۰ نیز مشاهده شده است که پس از تاندم استاتور، گردابه‌هایی به صورت منظم شکل گرفته و این گردابه‌ها با سرعت پایینی که دارند، باعث بهبود عملکرد و کارایی کمپرسور می‌شوند. پس از عبور از دور نامی نیز گردابه‌های مذکور با افزایش میزان دور کمپرسور محو می‌شوند.



الف) N=2105



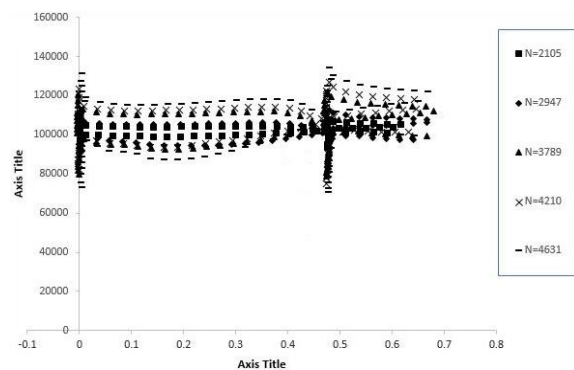
ب) N=2947

شکل ۸، کانتورهای ماخ برای روتور کمپرسور دارای تاندم در نسبت فشارهای مختلف را در ۵ شکل نشان می‌دهد. همان گونه که مشاهده شده، در نسبت فشار ۰/۹، گردابه‌های پس از تاندم روتور به صورت بسیار نامنظم قرار دارند و میزان سرعت روی تاندم کاهش نیافته است که این موضوع باعث به وجود آمدن گردابه‌های زائد و اغتشاش شده است. با افزایش نسبت فشار از ۱،۰۳ الی ۱،۱۰۳، شروع شکل‌گیری گردابه‌ها پس از تاندم رخ داده که به میزان قابل توجهی باعث کاهش سرعت پس از تاندم شده است. در نسبت فشار ۱،۱۰۳۸، نیز شکل‌گیری کامل گردابه‌ها و همچنین کاهش شدید سرعت پس از تاندم مشاهده شده که باعث افزایش عملکرد کمپرسور و ظرفیت جذب کار آن شده است؛ همچنین مشاهده شده که با افزایش نسبت فشار، گردابه زائد چسبیده به لبه فرار تاندم روتور کوچک‌تر شده و باعث کاهش ضریب پسا ی پره نیز شده است.

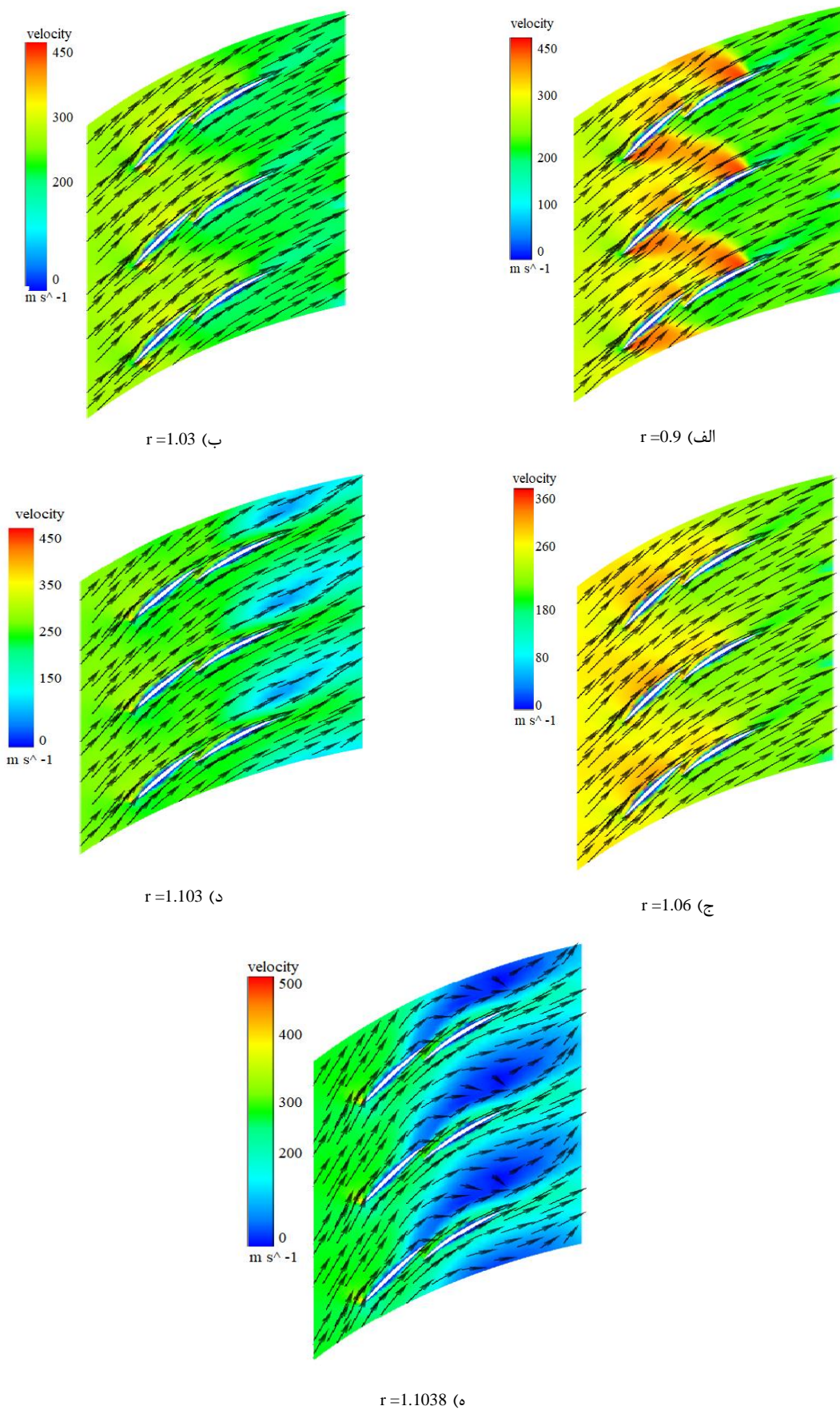
در شکل ۹، کانتورهای سرعت برای طبقه کمپرسور دارای تاندم در نسبت فشارهای مختلف در دور نامی نشان داده شده است. در نسبت فشار ۰،۹، آشفتگی فراوان در کل طبقه کمپرسور موجود بوده و این آشفتگی و وجود گردابه‌های زائد، بیشتر در روتور نمایان است. با افزایش نسبت فشار، مشاهده شده که اولاً گردابه‌های زائد روی پره‌ها (اعم از اصلی یا تاندم)، کوچک‌تر شده و همچنین، یک گردابه زائد که در لبه فرار تاندم استاتور قرار دارد نیز با افزایش نسبت فشار به میزان قابل توجهی کاهش یافته و باعث کاهش پسا و افزایش عملکرد می‌شود. در نسبت فشار ۱،۱۰۳۸، شکل‌گیری گردابه‌های منظم، پس از تاندم استاتور مشاهده شده است. همان‌طور که از رنگ این گردابه‌ها مشخص است، سرعت آن‌ها بسیار کم شده که این مطلب بسیار برای کمپرسور مفید است. در نهایت این‌گونه بیان شده که افزایش نسبت فشار به دو طریق باعث افزایش کارایی طبقه کمپرسور می‌شود. اول از طریق ایجاد گردابه‌های منظم و مفید دارای سرعت کم، ثانیاً با کوچک نمودن گردابه زائد چسبیده به لبه فرار تاندم استاتور.

شکل ۷، نمودار تغییرات فشار طبقه کمپرسور تاندم‌دار بر حسب ۵۰٪ طول وتر پره در دورهای مختلف، نشان می‌دهد. در ابتدا بیان این نکته ضروری است که در فاصله ۰ الی ۰/۲۵، وتر، روتور اصلی و از آن تا فاصله ۰،۵، وتر، تاندم روتور را داریم. از ۰/۵ فاصله وتر تا ۰/۷۵ آن، استاتور و پس از آن تاندم استاتور نمایش داده شده است.

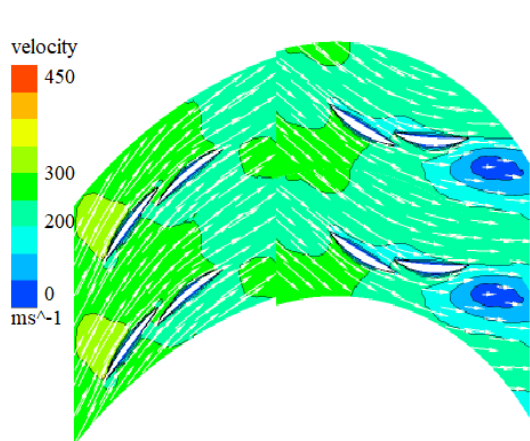
همان‌گونه که مشاهده شده، با افزایش دور کمپرسور، مساحت میان فشارهای رو و زیر پره نیز افزایش می‌یابد که برای نسبت بار کمپرسور بسیار مفید می‌باشد. در دور ۲۱۰۵، مشاهده شده که این سطح، بسیار کوچک است و با افزایش دور کمپرسور به ۳۷۸۹، نسبت فشارها به مقدار واقعی خود نزدیک شده است و خطوط نشان دهنده سرعت نیز انحنای مورد نظر را رسم می‌نمایند. در دور نامی نیز مشاهده شده که نسبت فشارها به میزان قابل قبولی رسیده و با افزایش ۱۰ درصدی آن نیز، باز هم نسبت فشارها افزایش یافته ولی بایستی مراقب پسا و گردابه‌های زائد بود. همچنین مشاهده شده که در موقعیت تاندم روتور، افزایش در سطح فشار و همچنین در میزان آن به وجود آمده و این افزایش سطح فشار و میزان آن در قسمت تاندم استاتور بسیار نمایان است و می‌توان بیان نمود که تاندم می‌تواند کمک عمده‌ای در عملکرد کمپرسور داشته باشد. همچنین مشاهده شده که در قسمت خروجی تاندم استاتور، با افزایش دور کمپرسور، میزان فشار خروجی افزایش یافته و این موضوع برای عملکرد کمپرسور بسیار مفید و موجب کنترل گردابه‌ها شده است.



شکل (۷). نمودار تغییرات فشار طبقه کمپرسور تاندم دار بر حسب ۵۰٪ طول وتر پره در دورهای مختلف



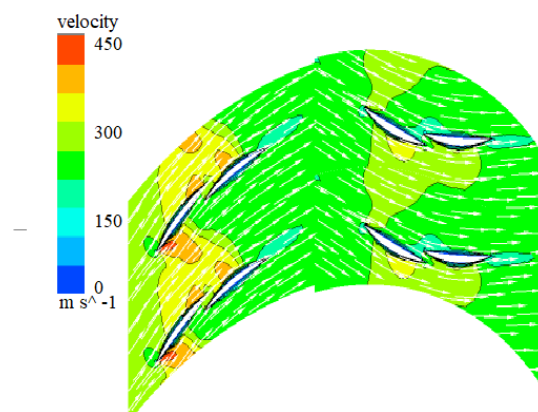
شکل (۸). کانتورهای سرعت برای روتور کمپرسور دارای تاندم در نسبت فشارهای مختلف در دور نامی



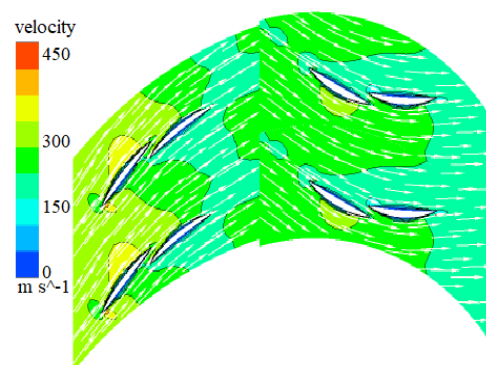
r=1.1038 (ه)

شکل (۹). کانتورهای سرعت برای طبقه کمپرسور دارای تاندم در نسبت فشارهای مختلف در دور نامی

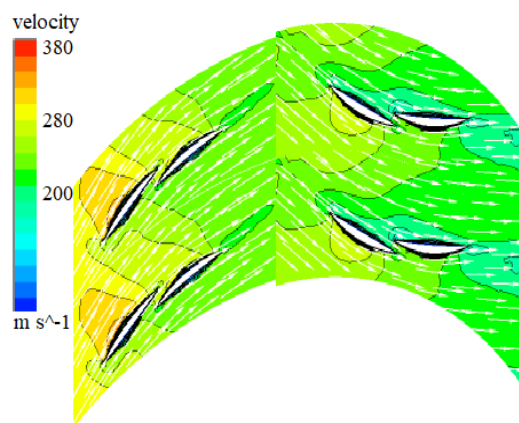
شکل ۱۰، نمودار تغییرات فشار طبقه کمپرسور تاندمدار بر حسب 50% طول وتر پره در نسبت فشارهای مختلف و در دور نامی نشان می‌دهد. همان‌گونه که در شکل نمایان است، با افزایش نسبت فشار، موقعیت عمودی میزان فشار بالاتر رفته و سطح مربوط به آن نیز کوچک‌تر می‌شود. در نسبت فشار 0.9 مشاهده شده که سطح میان نسبت فشار زیر و روی طبقه کمپرسور تاندمدار از سایرین بیشتر است و در نتیجه دارای ضریب برآی بالاتری نیز هست اما به دلیل وجود گردابه‌های زائد در این نسبت فشار و وجود ضریب پسای بالا، این نسبت فشار برای کارکرد کمپرسور تاندم، مناسب نیست. نمودار نسبت فشارهای 1.03 و 1.06 تقریباً نزدیک به هم و در یک سطح قرار دارد. در این دو نسبت فشار نیز گردابه‌های زائدی وجود داشته و برای عملکرد کمپرسور، مناسب نیست. نمودار نسبت فشارهای 1.03 و 1.06 تقریباً در یک بازه قرار دارند و شاید بتوان بیان نمود که این دو شبیه یکدیگر عمل می‌نمایند و برای صرفه‌جویی بهتر است از نسبت فشار کمتر استفاده شود؛ اما در نسبت فشار 1.03 به دلیل عدم شکل‌گیری مناسب گردابه‌ها پسای بالایی مشاهده شده که می‌تواند برای به وجود آمده را از بین ببرد. از طرف دیگر مشاهده می‌شود که با افزایش نسبت فشار، میزان فشار خروجی از لبه فرار تاندم استاتور نیز افزایش می‌یابد که نشان از کم شدن مقدار گردابه زائد در این موقعیت است.



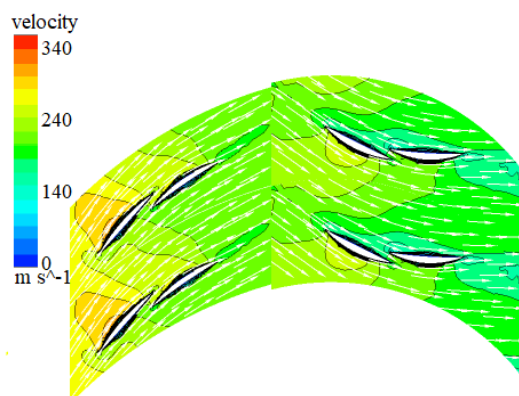
r=0.9 (الف)



r=1.03 (ب)



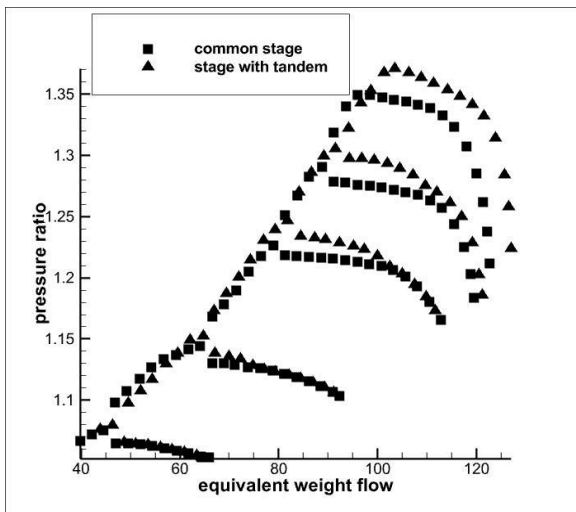
r=1.06 (ج)



r=1.103 (د)

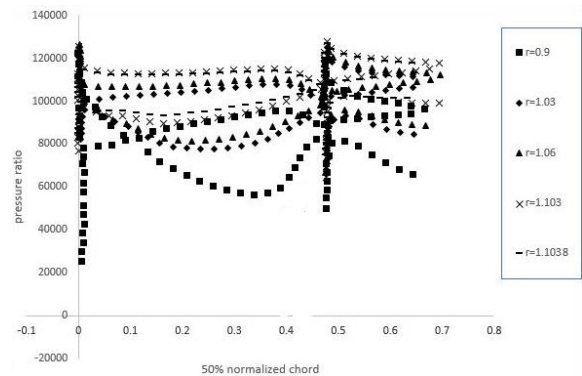
در شکل ۱۲، نمودار نسبت فشار بر حسب دبی جرمی نشان داده شده است. در کلیه دوره‌ها، نسبت فشار در طبقه کمپرسور دارای تاندم، بیشتر از طبقه فشار عادی است و دلیل این امر، عبور دبی جرمی بیشتر، به دلیل وجود تاندم است. همچنین خط سرج طبقه دارای تاندم، بین دبی جرمی ۶۵ الی ۸۸، بالاتر از خط سرج طبقه عادی می‌باشد؛ به عبارت دیگر در دور طراحی، وجود تاندم باعث بهبود خط عملکرد طبقه شده است.

همان گونه که در شکل ۱۰ نیز اشاره شد، تاندم با کاهش گردابه‌های اضافی و جدایش، باعث افزایش ظرفیت جذب کار و بهبود عملکرد کمپرسور می‌شود.



شکل (۱۲). مقایسه نسبت فشار بر حسب جریان جرمی برای طبقه عادی و طبقه همراه با تاندم

در شکل ۱۳، کار روتور برای روتور عادی و روتور تاندم دار مقایسه شده است. همان گونه که در شکل مشاهده می‌شود، کار روتور تاندم دار بیشتر از روتور عادی است. بدین معنا که نسبت سرعت‌های خروجی و ورودی روتور تاندم دار بیشتر از روتور عادی است، در نتیجه با وجود تاندم، نسبت فشار تاندم بسیار افزایش می‌یابد و به عبارت دیگر کار روتور تاندم‌دار بیشتر از روتور عادی است. علاوه بر افزایش کار روتور با به‌کارگیری تاندم، ظرفیت جذب کار نیز با بهبود عبور جریان، افزایش می‌یابد. کوهن و راجرز [۲۲] ظرفیت جذب کار کمپرسور را بدین گونه تعریف نموده‌اند که کاری را که توربین تولید کرده و در اختیار کمپرسور قرار می‌دهد، کمپرسور باید ظرفیت و توانایی آن را داشته باشد

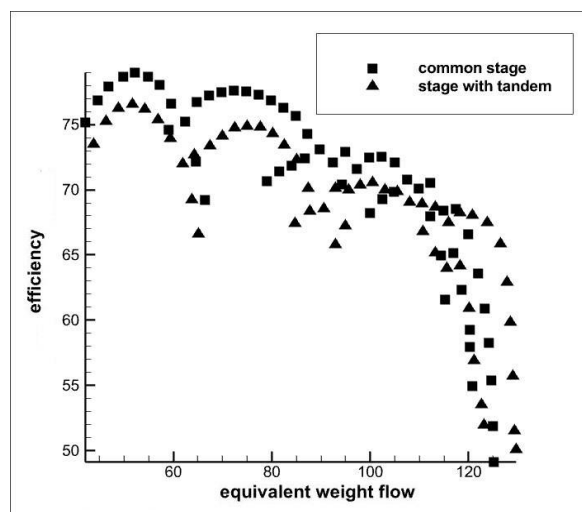


شکل (۱۰). نمودار تغییرات فشار طبقه کمپرسور تاندم دار بر حسب ۵۰٪ طول وتر پره در نسبت فشارهای مختلف

در شکل ۱۱، نمودار بازده آیزنتروپیک بر حسب دبی جرمی برای طبقه کمپرسور نشان داده شده است. برای کلیه دوره‌ها مشاهده شده که بازده طبقه عادی بیشتر از طبقه دارای تاندم می‌باشد، چراکه طبقه دارای تاندم، با عبور دبی جرمی بیشتر، بازده کمتری نسبت به طبقه عادی دارا بوده. در ضمن همان گونه که در شکل ۷ مشاهده شده، طبقه دارای تاندم، دبی جرمی بیشتری از خود عبور داده است که بیانگر عبور جریان بیشتر به دلیل وجود تاندم است.

رابطه بازده آیزنتروپیک طبقه کمپرسور نیز به صورت زیر بیان شده است:

$$\eta_{ad} = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - 1} \quad (1)$$



شکل (۱۱). مقایسه بازده آیزنتروپیک بر حسب جریان جرمی برای طبقه عادی و طبقه همراه با تاندم

ب) با مشاهده کانتورهای ماخ برای دورهای کمپرسور، می‌توان دریافت که با عبور از دور نامی، گردابه‌های زائد محو می‌شوند و عملکرد کمپرسور تاندم بهبود می‌یابد.

ج) برای نمودار فشار برحسب وتر پره، هرچقدر میزان دور کمپرسور تاندم افزایش می‌یابد، سطح اشغال شده زیر نمودار افزایش و در نتیجه بهره‌وری افزایش خواهد یافت.

د) در نسبت فشار ۰/۹ گردابه‌های پس از تاندم بسیار نامنظم هستند و باعث به وجود آمدن اغتشاش می‌شوند. با افزایش نسبت فشار، شاهد شکل‌گیری تدریجی گردابه‌ها و کاهش پسای پره هستیم.

فهرست علائم

C	وتر پره
S	طول محیطی پره تا پره
t	طول محیطی پره جلو تا پره عقب
X	فاصله محوری
AO	همپوشانی محوری
P	گام
P	فشار
T	دما
V	سرعت پره
u	سرعت جریان
ω	سرعت دورانی
N	سرعت دورانی پره با واحد دور بر دقیقه
ρ	چگالی
ϕ	ضریب جریان
σ	مقدار صلیبیت
k	ضریب پخش حرارتی
μ	ضریب لزجت دینامیکی
β	زاویه تیغه

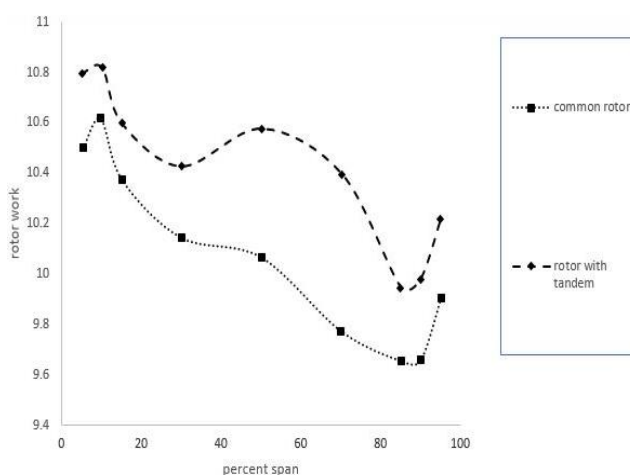
۹- مراجع

- Saidi, M., & Aghaei Touq, R. (1400). "Delaying the flow separation on the wind turbine blade by combining the effect of half blade and longitudinal grooves." *Journal of Fluid Mechanics and Aerodynamics*, 9(2), 39-52. (in persian)

که حداکثر کار ورودی را جذب نماید که به این مورد، ظرفیت جذب کار کمپرسور می‌گویند.

$$\text{rotor work} = \frac{U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1}}{2 \cdot g l} \quad (2)$$

که در رابطه بالا، U سرعت روتور، V_{θ} مؤلفه سرعت شعاعی، g ثابت گرانش و l معادل مکانیکی گرما^۱ می‌باشد.



شکل (۱۳). مقایسه کار روتور عادی و روتور با تاندم بر حسب دهانه پره

۸- نتیجه‌گیری

مطالعه حاضر، تاثیر نسبت فشار و دور کمپرسور را روی گردابه‌های پدید آمده در پایین دست جریان در اثر استفاده از تاندم برای پره‌های کمپرسور بررسی می‌نماید. روش این تحقیق، عددی، سه بعدی و به صورت پایا می‌باشد. دوره‌های کمپرسور که مورد مطالعه قرار گرفته شده است، دقیقاً برابر همان دوره‌هایی است که در مرکز تحقیقات لوئیس ناسا، بررسی شده‌اند. موارد مشاهده شده به‌قرار زیر می‌باشند:

الف) در دور ۲۱۰۵، گردابه‌ها به طور کامل مهار نمی‌شوند و شاهد گردابه‌های زائد هستیم. ولی در دور نامی، پس از روتور اصلی، گردابه به‌خوبی باعث کاهش سرعت پس از روتور می‌شود و از افزایش سرعت و ایجاد گردابه‌های زائد پس از پره اصلی، جلوگیری می‌نماید.

¹ Mechanical Equivalent Of Heat

11. [10] Manas M. P. & Shine S. R, "Characterization Of Tandem Airfoil Configurationsof Axial Compressors", Int J Turbo Jet Eng 2018; Aop, <https://doi.org/10.1515/Tjj-2018-0018>.
12. Shaoyuan Yue, Yangang Wang *, Haitong Wang, "Design And Optimization Of Tandem Arranged Cascade In A Transonic Compressor", Aerospace Eng Vol.27, No.4 (2018) 349-358, <https://doi.org/10.1007/S11630-018-1013-4>.
13. Weiwei Zhang; Yabin Xu; Dan Su; And Yiqi Gao, "Flutter Analysis Of Tandem Cascades Based On A Fluid-Structure Coupling Method", Aerospace Eng., 2019, 32(2): 04018147, Doi: 10.1061/(Asce)As.1943-5525.0000975.
14. Doroshenko E. V., Tereshchenko Yu. M., Tereshchenko Yu. Yu., A. O. Kushchinskiy, "Aero Acoustic Characteristics Of The Axial Compressor Stage With Tandem Impeller", Doi: 10.29202/Nvngu/2019-1/9.
15. Ruochi Pan, Zhaoyun Song, Bo Liu, "Optimization Design And Analysis Of Supersonic Tandem Rotor Blades, Energies 2020, 13, 3228; Doi:10.3390/En13123228.
16. Yuan Tao, Xianjun Yu, Baojie Liu, "A New Method For Rapid Optimization Design Of A Subsonic Tandem Blade", Appl. Sci. 2020, 10, 8802; Doi:10.3390/App10248802.
17. Yuan Tao, Yifei Wu, Xianjun Yu, Baojie Liu, "Analysis Of Flow Characteristic Of Transonic Tandem Rotor Airfoil And Its Optimization", Appl. Sci. 2020, 10, 5569; Doi:10.3390/App10165569.
18. J. A. Brent, J. G. Cheatham, And D. R. Clemmons, "Single-Stage Experimental Evaluation Of Tandem-Airfoil Rotor And Stator Blading For Compressors, Part V - Analysis And Design Of Stages D And E", December 1972, Pratt & Whitney Aircraft, Division Of United Aircraft Corporation, Florida Research And Development Center, Prepared For National Aeronautics And Space Administration, Nasa Lewis Research Center, Contract Nas3-11158.
19. Shams Al-Dini Lori, Reza, Masgarpour Tousi, Abulqasem, Eshraghi, Hamza. (2018). "Transient Numerical Analysis Of A Tandem Compressor Stage". Amirkabir Mechanical Engineering Journal, 51(2), 399-412. Doi: 10.22060/Mej.2017.12446.5338 (In Persian)
20. Cfx-Ansys Canada Ltd. "Cfx-5.7: Solver Theory", Canada, 2004.
2. K. Bammert, H.Beelte, "Investigation Of An Axial Flow Compressor With Tandem Cascade", Journal Of Engineering For Power, 1980, Doi: 10.1115/1.2952366.
3. Jonathan Mcglumphy, Wing-Fai Ng, Steven R. Wellborn, Severin Kempf, "Numerical Investigation Of Tandem Airfoils For Subsonic Axial-Flow Compressor Blades", Turbomach Int,2009, Doi: 10.1115/1.2952366.
4. Jonathan Mcglumphy, Wing-Fai Ng, Steven R. Wellborn, Severin Kempf, "3d Numerical Investigation Of Tandem Airfoils For A Core Compressor Rotor", Turbomach Int, July 2010. Doi: 10.1115/1.3149283.
5. Zheng Yun, Yang Hui, "Coupled Fluid-Structure Flutter Analysis Of A Transonic Fan", Chinese Journal Of Aeronautics 24 (2011) 258-264.
6. Alrik Tesch, Jens Ortmanns, "An Experimental Investigation Of A Tandem Stator Flow Characteristic In A Low Speed Axial Research Compressor", Asme Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference And Exposition, June 16 – 20, 2014, Düsseldorf, Germany. Gt2014-26104.
7. Soltani Dehkharghani Arash, Boroomand Masoud, Eshraghi Hamzeh, "A Numerical Investigation Of Loss Coefficient Variation In Various Incidence Angles In Tandem Blades Cascade", Asme 2014 International Mechanical Engineering Congress And Exposition, Imece2014, November 14-20, 2014, Montreal, Quebec, Canada.
8. Tateishi Atsushi, Watanabe Toshinori, Himeno Takehiro, Aotsuka Mizuho, Murooka Takeshi, "Verification And Application Of Fluid-Structure Interaction And A Modal Identification Technique To Cascade Flutter Simulations", International Journal Of Gas Turbine, Propulsion And Power Systems, 2016.
9. Eshraghi Hamzeh, Boroomand Masoud , M. Tousi Abolghasem, Toude Fallah Mohammad, Mohammadi Ali, "The Effect Of Variable Stator On Performance Of A Highly Loaded Flow Compressor Stage Tandem Axial", Journal Of Thermal Science Vol.25, No.3 (2016) 223-230, Doi: 10.1007/S11630-016-0854-Y.
10. Kumar Amit, Pradeep A M, "Performance Evaluation Of A Tandem Rotor Under Design And Off-Design Operation", Asme Turbo Expo 2018, Turbomachinery Technical Conference And Exposition, Gt2018, June 11-15, 2018, Oslo, Norway, Gt2018-75478.

21. J. A. Brent, J. G. Cheatham, And D. R. Clemmons, "Single-Stage Experimental Evaluation Of Tandem-Airfoil Rotor And Stator Blading For Compressors, Part Vii - Data And Performance For Stage E", January 1972, Pratt & Whitney Aircraft, Division Of United Aircraft Corporation, Florida Research And Development Center, Prepared For National Aeronautics And Space Administration, Nasa Lewis Research Center, Contract Nas3-11158.
22. H. Cohen, Cfc Rogers, Hih Saravanamutto, "Gas Turbine Theory", Longman Group Limited, 1996, P.179