



بررسی اثر تزریق نوک بر ساختار جریان نشتی نوک در یک کمپرسور محوری

ناراله عباسی^{۱*}، محمد رئیس زاده اسکویی^۲ و شهاب اسمعیل زاده^۳

^۱ استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک، اراک

^۲ کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران

^۳ کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک، اراک

تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۰۸/۲۲؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۱/۰۶/۱۱؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۰۹/۲۲

چکیده

جریان نشتی نوک پره کمپرسور یکی از عوامل تاثیرگذار بر عملکرد کمپرسورهای محوری است که می‌تواند موجب آسیب زدن به پره‌های کمپرسور نیز گردد. در مقاله حاضر به بررسی اثر تزریق هوا جهت کاهش اثرات مخرب جریان نشتی نوک بر عملکرد کمپرسور محوری، پرداخته می‌شود. بدین منظور تحلیل عددی جریان در کمپرسور محوری ناسا روتور ۳۷ با استفاده از نرم‌افزار CFX انجام می‌گردد. در ابتدا منحنی عملکرد کمپرسور در حالت بدون تزریق با نتایج تجربی مقایسه گردیده و تطابق خوبی مشاهده شده‌است. در ادامه با در نظر گرفتن تزریق هوا برای یک گذرگاه، منحنی‌های عملکردی در مقایسه با حالت بدون تزریق بررسی گردید. با تزریق هوا، نسبت فشار افزایش و راندمان آدیاباتیک کمپرسور در دبی‌های یکسان کاهش می‌یابد. مشخص گردید که تزریق هوا موجب کاهش افت‌های موجود در کمپرسور محوری و تضعیف گردابه‌های ایجاد شده می‌گردد. این امر باعث کاهش ضریب افت روتور و همچنین کاسته شدن زاویه حمله جریان می‌شود. بر این اساس اعمال تزریق موجب افزایش حاشیه واماندگی و افزایش محدوده عملکردی کمپرسور به ترتیب به میزان ۶ و ۶۶ درصد می‌گردد؛ همچنین جریان نشتی نوک نسبت به حالت بدون تزریق دارای قدرت کمتری است که در نتیجه افت کمتری در حالت با تزریق رخ می‌دهد.

کلمات کلیدی: کمپرسور محوری؛ شبیه‌سازی عددی؛ جریان نشتی نوک؛ تزریق هوا؛ واماندگی.

Effect of Tip Injection on Tip Leakage Flow Structure in Axial Compressor

Sarallah Abbasi^{1*}, Mohammad Raiszadeh Oskoui², Shahab Esmailzadeh Vali³

¹ Assis. Prof., Mech. Eng., Arak Univ. of Technology, Arak, Iran

² M.Sc., Mech. Eng., Sharif Univ. of Technology, Tehran, Iran

³ M.Sc., Mech. Eng., Arak Univ. of Technology, Arak, Iran

Abstract

Tip Leakage flow of the compressor blade is one of the effective factors in performance of axial compressors, which can also damage the compressor blades. In this paper, the effect of air jet injection to reduce the destructive effects of tip leakage flow on the performance of the axial compressor is investigated. For this purpose, the numerical analysis of the flow in the NASA rotor 37 axial compressor is performed using CFX software. Initially, the compressor performance curve in the without injection mode was compared with the experimental results and a good agreement was observed. Then, considering the injection of air for one passage the performance curves of the compressor in comparison with the non-injection mode were examined. By injecting air, the pressure ratio increases and the adiabatic efficiency of the compressor decreases at the same mass flow rates. It was found that air injection reduces the drops in the axial compressor and weakens the created vortices. This reduces the rotor drop coefficient and also reduces the angle of attack. Accordingly, injection increases the stall margin and increases the operating range of the compressor by 6% and 66%, respectively. Also, the tip leakage flow has less power than in the without injection condition, which results in less drop.

Keywords: Axial compressor; Numerical simulation; Tip leakage flow; Air injection; stall

۱- مقدمه

یکی از قسمت‌های مهم موتورهای توربین گاز، کمپرسورهای جریان محوری است که تاثیر زیادی بر روی کارایی موتور و محدوده عملکرد پایدار آن دارند [۱]. وجود ناحیه‌ایی در این ماشین‌های دوار بین نوک پره و پوسته موتور غیرقابل اجتناب است. تحقیقات صورت گرفته، بر این موضوع تاکید دارد که جریان نشستی نوک پره، تأثیر قابل توجهی بر عملکرد کمپرسورها دارد. تقابل جریان اصلی با ورود جریان نشستی نوک، یک جریان گردابه‌ای در سطح پرها ایجاد می‌کند که باعث افزایش انسداد در مسیر جریان اصلی و کاهش راندمان کمپرسور می‌شود [۲ و ۳]. مسلماً وجود این ناحیه به دلیل افت‌های ترمودینامیکی و آیرودینامیکی و شکل‌گیری گردابه‌ها روی آن مناسب نمی‌باشد؛ بنابراین کنترل جریان نشستی نوک جهت کاهش تلفات، با توجه به کاربردهای گسترده‌ی کمپرسورها امری ضروری است [۴-۹].

به دلیل زمان‌بر بودن و هزینه زیاد آزمایش‌های تجربی و همچنین وجود محدودیت‌ها در بعضی از تجهیزات آزمایشگاهی مورد نیاز، امروزه استفاده از نرم‌افزارهای عددی و شبیه‌سازی بیشتر مورد استفاده قرار می‌گیرد. تاکنون روش‌های مختلفی برای کنترل جریان نشستی نوک بکار گرفته شده است که می‌توان آن‌ها را به دو روش کنترل غیر فعال و کنترل فعال طبقه‌بندی کرد. در روش کنترل غیرفعال، کنترل جریان نشستی از طریق انجام تغییرات در شکل هندسی پره و پوسته صورت می‌گیرد. در روش کنترل فعال، با انتقال انرژی از راه‌های مختلف نظیر تزریق جریان هوا، جریان نشستی نوک کنترل می‌شود [۱۰].

چونیل و همکاران تاثیر درز نوک بزرگ بر کمپرسور محوری را مورد مطالعه قرار دادند و نشان دادند که با افزایش مقدار درز نوک، انسداد ناشی از جریان نشستی نوک دچار روند کاهشی می‌گردد [۱۱]. شیادونگ رن و همکاران ساختار جریان در درز نوک یک پره از روتور کمپرسور محوری و انسداد جریان در آن را مورد مطالعه قرار دادند. آنها مشاهده کردند که ساختار جریان کمپرسور ناشی از جریان نشستی نوک در شرایط مختلف عملکردی، دچار به هم ریختگی می‌شود [۱۲]. ویسلر نشان داد که با دو برابر شدن اندازه درز نوک، بازدهی کل کمپرسور ۱/۵ درصد کاهش می‌یابد [۱۳]. وایزمن و همکارانش مشاهده

کردند که با کاهش اندکی در اندازه درز نوک، مصرف سوخت به میزان قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد [۱۴].

وایک و همکاران به مطالعه عددی نتایج مکانیزم جریان کمپرسور در شرایط طراحی و خارج طرح پرداختند. شبیه‌سازی عددی انجام شده نشان داد که در سرعت طراحی، رفتار جریان نشستی نوک و زاویه حمله جریان در نوک پره، عامل تعیین کننده در پایداری جریان کمپرسور است. در شرایط خارج طرح، افزایش زاویه حمله در نزدیک نوک پره موجب جدایش جریان در قسمت مکش پره می‌شود. از این رو آن‌ها یک پوسته اصلاح شده سازگار برای ناسا روتور ۳۷ طراحی کردند [۱۵]. دیویز و یو به بررسی شکل‌گیری واماندگی بصورت عددی و تجربی بر روی روتور کمپرسور محوری گذر صوت پرداختند. آنها مشاهده کردند که در شرایط نزدیک واماندگی، افت‌های ناشی از گردابه‌های نشستی نوک تشدید می‌شود [۱۶]. ژانگ و همکاران به نحوه شکل‌گیری و ایجاد اموج ضربه‌ای در کمپرسور محوری بصورت عددی مورد مطالعه قرار دادند [۱۷]. ادامسیزک و همکاران به بررسی عددی نقش درز نوک در شرایط نزدیک واماندگی در یک فن محوری با سرعت بالا پرداخت. مشاهده گردید که اثر متقابل گردابه نشستی نوک و موج ضربه‌ای ورودی می‌تواند نقش مهمی در عملکرد جریان فن داشته باشد [۱۸]. وایک و همکاران به بررسی تاثیر شکاف‌های محوری بر روی میدان جریان در یک ردیف پره روتور گذر صوت پرداختند. آنها یک پیکربندی پوسته اصلاح شده را پیشنهاد کردند که قدرت گردابه نشستی نوک را کاهش داده و از اثرگذاری آن بر جریان داخل گذرگاه می‌کاهد [۱۹]. اپستین روش کنترل فعال در ناپایداری‌های کمپرسور را به عنوان اولین محقق مطرح کرد [۲۰]. در چند سال اخیر به دلیل ارتقا قابلیت‌های محاسباتی، مطالعات گوناگونی در زمینه افزایش عملکرد کمپرسورهای محوری با روش‌های کنترل فعال به کمک اصلاح پوسته [۲۱] و تزریق نوک انجام شده‌است. وانگ و همکاران اصلاح پوسته را روی عملکرد کمپرسور مورد بررسی قرار دادند که محل قرارگیری آن در نوک روتور است. آنها مشاهده کردند که حاشیه استال به میزان قابل توجهی (۴۲٪) با کمترین میزان کاهش راندمان، افزایش می‌یابد [۲۲]. در ادامه، تحقیقات توسط تانگ جهت افزایش درصد حاشیه واماندگی با دمیدن هوا، ادامه یافت بطوریکه تزریق هوا تا حد ممکن کاهش یابد [۲۳]. از آن جمله سودر و همکارانش نشان

حاشیه استال برای بیشترین دبی در نظر گرفته شده (۴/۳۵٪ دبی جریان) تا حدود چهارده درصد افزایش می‌یابد [۳۴]. سودر و همکاران اثر تزریق نوک گسسته را بر روی عملکرد یک کمپرسور محوری بررسی کردند. آزمایشات نشان داد که افزایش پایداری به میانگین سرعت محوری (جرم) در نوک مربوط است [۳۵]. مشتاق و همکاران اثر پارامترهای تزریق زاویه و دبی تزریق را بر روی عملکرد یک کمپرسور محوری بررسی نمودند. با ایجاد تزریق محیطی آنها مشاهده کردند که با افزایش زاویه و دبی تزریق نسبت فشار و عملکرد کمپرسور افزایشی می‌شود [۳۶].

عمده تحقیقات صورت گرفته نظیر [۳۲، ۳۷ و ۳۸] در زمینه اثر تزریق نوک در کمپرسورهای مادون صوت بوده است. در معدود تحقیقات صورت گرفته در خصوص اثر تزریق جریان در کمپرسورهای گذر صوت در مقالاتی نظیر [۲۷، ۳۹ و ۴۰] به اثر تزریق بر منحنی‌های عملکرد کمپرسور و میزان تغییرات حاشی و اماندگی تمرکز دارند و ساختار جریان و مشخصه‌های جریان در کمپرسور گذر صوت که شامل تداخل جریان‌های نشستی نوک، جریان اصلی و لایه مرزی در حضور امواج ضربه ای است مورد بررسی قرار نگرفته است. در تحقیق حاضر، تزریق از طریق لوله‌ی استوانه‌ای با قطر مشخص انجام شده است و در روی هر گذرگاه یکی از این لوله‌های تزریق تعبیه گردیده است؛ درحالی‌که در اکثر مقالات قسمتی از پوسته کمپرسور سوراخ گردیده و شکل پوسته عوض شده و تزریق به صورت کامل محیطی و یا به صورت دیگری غیر از لوله استوانه‌ای انجام شده است [۳۳-۳۶ و ۴۱]. بر این اساس در تحقیق حاضر به صورت عددی اثر اعمال تزریق به صورت لوله استوانه‌ای را بر عملکرد کلی کمپرسور، بهبود حاشیه و اماندگی و تغییر ساختارهای جریان بخصوص در منطقه نوک (جریان نشستی نوک به صورت دقیق‌تر و متنوع‌تر) مورد تحقیق قرار گرفته است. بدین منظور یک مجرای تزریق هوا بر روی پوسته کمپرسور محوری ناسا روتور ۳۷ در نظر گرفته شده است و اثر این روش کنترلی فعال بر عملکرد این کمپرسور و میدان جریان استخراج می‌گردد.

دادند که بازده عملکرد کمپرسور در اثر تزریق هوا افزایش می‌یابد [۲۴].

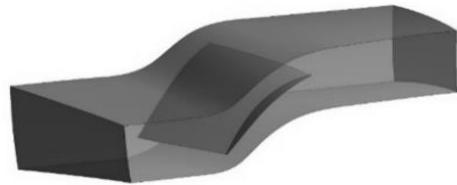
خالقی مطالعه‌ای عددی در خصوص تأثیر دمیدن نوک روی یک ردیف روتور منفرد با استفاده از مجاری چرخشی انجام داد و نشان داد که بازچرخش مقدار جرمی بسیار کمی در کمپرسور، منجر به توسعه حاشیه و اماندگی می‌شود [۲۵]. مطالعات گوناگونی روی اثر تزریق نوک در کمپرسورهای محوری صورت گرفته است که تمرکز اصلی آنها بررسی و مقایسه نمودارهای عملکردی کمپرسور بوده‌اند [۲۶-۲۹]. در این راستا، یانگ و همکاران به مطالعه تزریق ثابت هوا در بالادست لبه منتهی تیغه نوک در یک کمپرسور محوری پرداختند. تمرکز بیشتر آنها به بررسی نمودارهای عملکردی کمپرسور در زوایای مختلف تزریق بود. آنها مشاهده کردند که در زاویه تزریق حدود ۲۰ درجه (نسبت به راستای جریان ورودی) مقدار عملکرد کمپرسور بیشتر افزایش یافته است [۳۰]. لیو و همکاران به محاسبه افزایش حاشیه و اماندگی با استفاده از تزریق در کمپرسور محوری پرداختند. آنها همچنین مشاهده کردند که وجود فاصله محوری کم بین موقعیت تزریق و لبه حمله روتور و همچنین افزایش سرعت تزریق در بهبود حاشیه و اماندگی مفید است [۳۱]. ژانگ و همکاران به مطالعه تجربی و عددی تزریق نوک در کمپرسور جریان محوری مادون صوت پرداختند. در این تحقیق ارتفاع دهانه لوله تزریق از ۲ تا ۶ برابر اندازه درز نوک روتور تغییر داده شده و پوشش محیطی تزریق از ۸/۳ تا ۲۵ درصد کل محیط کمپرسور را در بر گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که حداکثر بهبود پایداری زمانی حاصل می‌شود که جریان در لوله‌های تزریق به محدوده خفگی برسد. تأثیر درصد پوشش محیطی بر پایداری کمپرسور به مقدار ارتفاع دهانه لوله تزریق در حالت‌های خفه نشده بستگی دارد [۳۲].

بهشتی و همکاران به بررسی تزریق نوک همراه با اصلاح پوسته جهت افزایش عملکرد در یک کمپرسور محوری پرداختند. آنها مشاهده کردند که حاشیه استال تا هفت درصد می‌تواند افزایش یابد [۳۳]. در تحقیقی دیگر طراحی جدید برای تزریق در کمپرسورهای محوری ارائه دادند. این طرح شامل تزریق مستقیم جت گازی با فشار بالا به یک شیار پوسته محیطی است که در مجاور نوک پره ایجاد شده است. آنها برای سه دبی جریان این کار را تکرار نمودند و مشاهده کردند که

۲- شبیه سازی کمپرسور ناسا روتور ۳۷

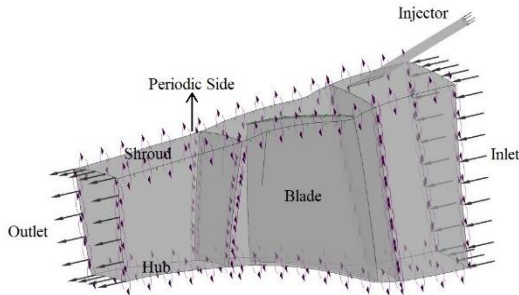
۲-۱- هندسه محاسباتی

در این پژوهش از یک کمپرسور محوری گذر صوت به نام ناسا روتور ۳۷ استفاده می‌گردد که در مرکز تحقیقات ناسا طراحی و آزمایش شده است. روی این روتور تحقیقات زیادی به همراه نتایج تجربی و عددی مختلفی صورت گرفته است. در شکل ۱ نمای کلی از یک گذرگاه ناسا روتور ۳۷ و در جدول ۱ برخی از مشخصات این روتور نشان داده شده است [۴۲]. به منظور تولید هندسه ناسا روتور ۳۷ از نرم افزار بلید جن استفاده شده است. اطلاعات هندسه از مرجع [۴۲] استخراج گردیده است. در این نرم افزار با استفاده از اطلاعات صفحه نصف النهاری و پروفیل پره در مقاطع مختلف ایجاد شده است.

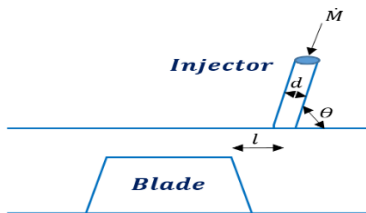


شکل ۱- هندسه یک گذرگاه روتور ۳۷ بدون تزریق

۳ نمایی از یک گذرگاه جریان و مشخصه‌های مجرای تزریق نشان داده شده است؛ همچنین در جدول ۲ اطلاعات مربوط به تزریق، ارائه گردیده است. (منظور از راستای افق، راستای مسیر جریان از ورودی به خروجی می باشد). جهت تعیین مقادیر پارامترهای تزریق معیار دقیق و مشخصی وجود ندارد. بر این اساس با مطالعه تحقیقات انجام شده نظیر [۲۶-۳۰] و [۳۲] محدوده‌های تخمینی برای مقادیر این پارامترها مشخص گردید. با در نظر گرفتن مقادیر مختلف برای پارامترهای تزریق و شبیه‌سازی جریان داخل کمپرسور در حالت‌های مختلف مقادیر این پارامترها استخراج گردیده است. شایان ذکر است که در تحقیق حاضر هدف بررسی اثر اعمال تزریق بر رفتار جریان و عملکرد کمپرسور است و تعیین بهترین حالت مد نظر نبوده است.



شکل ۲- شرایط مرزی در یک گذرگاه روتور ۳۷ با تزریق



شکل ۳- طرح شماتیکی از مشخصه‌های لوله تزریق

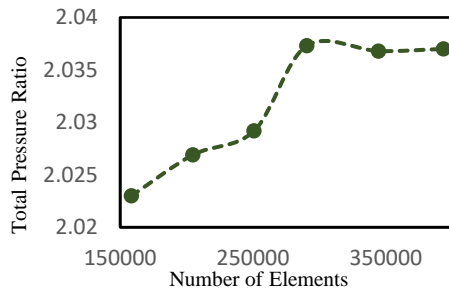
جدول ۱- مشخصات روتور ۳۷ [۴۲]

مقدار مشخصه	مشخصات
۳۶	تعداد پرها
۲/۱۵	بیشترین نسبت فشار
۰/۸۷۶	بیشترین بازده آدیاباتیک
۲/۰۵۶	نسبت فشار در بیشترین بازده
۲۰/۷۴ کیلوگرم بر ثانیه	دبی در بیشترین بازده
۰/۳۵۶ میلیمتر	درز نوک روتور
۱۷۱۸۸/۷ دور بر دقیقه	سرعت چرخش روتور
۴۵۵ متر بر ثانیه	سرعت نوک روتور

هندسه بخش‌های مختلف پرها و ابعاد دامنه‌ها بر اساس اطلاعات ناسا [۴۳] استخراج گردیده است. در تحقیق حاضر، تحلیل‌های عددی جریان بر اساس مدل‌سازی یک گذرگاه انجام شده است. این کار جهت کاهش زمان حل و هزینه محاسباتی صورت گرفته است. هر گذرگاه شامل سه قسمت ورودی روتور، پره روتور و خروجی روتور است. در شکل ۲ نمای کلی از ناسا روتور ۳۷ در یک گذرگاه روتور به همراه شرایط مرزی و مجرای تزریق اضافه شده، مشاهده می‌گردد. در شکل

جدول ۲- مشخصات لوله تزریق

مقدار مشخصه	مشخصات
۴ میلی متر	قطر لوله (d)
۰/۰۳۴	نسبت دبی لوله به دبی کمپرسور
۱۸ درجه	زاویه تزریق لوله (θ)
۱۲/۴۵ میلی متر	فاصله تزریق از لبه حمله در راستای افق (l)



شکل ۵- استقلال حل از تعداد سلول‌های محاسباتی

۳-۲- تنظیمات حل

در تحقیق حاضر، نرم‌افزار ANSYS CFX به عنوان حلگر انتخاب شده است. این نرم‌افزار از روش حجم محدود برای حل معادلات حاکم شامل مومنتوم (معادله ۱)، پیوستگی (معادله ۲) و انرژی (معادله ۳) بهره می‌برد. این حلگر قابلیت تحلیل جریان لزج و سه‌بعدی را دارا است. در تحقیق حاضر، از مدل توربولانسی دو معادله‌ای $k-\omega$ -SST جهت تخمین ویسکوزیته و استخراج تنش‌های رینولدز، استفاده شده است [۴۴ و ۴۵].

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial \rho H u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i \tau_{ij}) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_l}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (3)$$

همچنین تانسور تنش ویسکوز τ_{ij} ، تانسور نرخ کرنش s_{ij} و آنتالپی کل H به شرح زیر است [۴۴ و ۴۵]:

$$\tau_{ij} = 2(\mu_l + \mu_t) \left(s_{ij} - \frac{1}{3} s_{kk} \delta_{ij} \right) \quad (4)$$

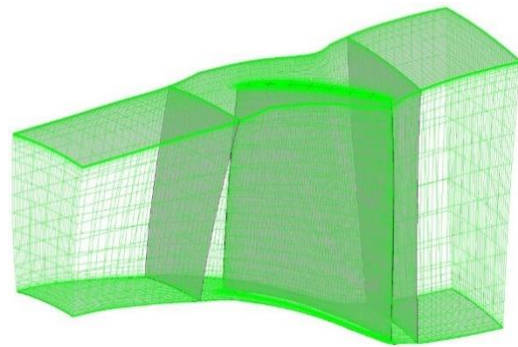
$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

$$H = E + \frac{P}{\rho} \quad (6)$$

در تحقیق حاضر، از مدل توربولانسی دو معادله‌ای $k-\omega$ -SST جهت تخمین ویسکوزیته و استخراج تنش‌های رینولدز، استفاده شده است. معادلات انتقال انرژی جنبشی آشفتگی k

۲-۲- شبکه بندی

شبکه بندی کمپرسور به صورت سازمان یافته در نرم افزار انسیس توربوگرید انجام شده است. برای تولید شبکه، هر گذرگاه به ۳۰ قسمت در راستای شعاعی، ۶۹ قسمت در راستای مماسی و ۱۰۰ قسمت در راستای محوری و فاصله درز نوک به ۱۲ قسمت، تقسیم شده است و یک شبکه بندی سازمان یافته ایجاد گردیده است. تراکم شبکه در نزدیکی دیواره‌ها به گونه‌ای است که مقدار y^+ از ۵ کوچک‌تر است و میدان محاسباتی برای یک گذرگاه شامل ۲۹۰۵۱۴ سلول محاسباتی است (شکل ۴).



شکل ۴- شبکه بندی سه بعدی کل گذرگاه

جهت اطمینان از شبکه بندی و تعداد شبکه‌ها، استقلال نتایج از تعداد شبکه مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور عملکرد کمپرسور در ۶ نوع مختلف شبکه بندی جریان بررسی می‌گردد. در شکل ۵ به ترتیب حالت‌های مختلف شبکه بندی به همراه مقادیر نسبت فشار حاصله ارائه و ترسیم گردیده است. مشخص است که با افزایش تعداد المان‌ها از ۲۹۰۰۰۰ سلول محاسباتی تا ۳۹۰۰۰۰ سلول محاسباتی تغییر محسوسی در مشخصه‌های عملکردی کمپرسور ایجاد نمی‌گردد؛ اما با افزایش تعداد شبکه از ۱۵۰۰۰۰ سلول محاسباتی تا ۲۹۰۰۰۰ سلول محاسباتی مقادیر نسبت فشار تغییر می‌کنند؛ بنابراین تعداد ۲۹۰۰۰۰ المان برای تحلیل حاضر مناسب بوده و این شبکه بندی مورد استفاده قرار گرفته است.

¹ turbulent kinetic energy

با توجه به شکل ۱ در مرز ورودی، دمای کلی و فشار به ترتیب ۱۵ درجه سانتی گراد و ۱ اتمسفر و در مرز خروجی، فشار استاتیک اعمال گردیده است. توزیع فشار استاتیک با به کارگیری شرط تعادل شعاعی در خروج، به عنوان شرایط مرزی خروجی مورد استفاده قرار گرفته است. بر روی دیوار آدیاباتیک، شرط مرزی عدم لغزش و در طرفین میدان حل، شرط مرزی پرئودیک اعمال گردیده است. شرایط ورودی و خروجی نسبت به صورت ثابت در نظر گرفته شده است؛ ولی کل دامنه چرخان در نظر گرفته شده است. در دیواره‌های پره‌ها و پوسته شرایط آدیاباتیک در نظر گرفته شده است. در جریان ورودی جریان به صورت عمود بر سطح ورودی وارد می‌شود. شدت توربولانس جریان آزاد ورودی ناچیز (حدود ۲ درصد) در نظر گرفته شده است.

در لوله تزریق با توجه به شکل ۳ و جدول ۲ در مرز ورودی لوله، دبی جرمی جریان اعمال گردیده است؛ همچنین دمای ورودی جریان تزریق ۳۰۰ کلوین لحاظ گردیده است. در مرز خروجی لوله تزریق شرط فصل مشترک بین لوله و پوسته از نوع روتور یخ زده^۲ استفاده شده است. بر روی دیوار آدیاباتیک لوله تزریق نیز شرط مرزی عدم لغزش اعمال گردیده است.

۲-۴- بررسی اعتبار سنجی

به منظور اطمینان از از نتایج حاصل، نتایج تحلیل حاضر با نتایج تجربی موجود در سند ناسا [۴۲] و همچنین نتایج عددی مرجع [۳۰] مقایسه و صحت آنها ارزیابی می‌گردد. بدین منظور نمودارهای عملکردی کمپرسور به صورت منحنی‌های نسبت فشار - نرخ دبی جرمی و بازده آدیاباتیک - نرخ دبی جرمی مطابق شکل ۶ استخراج شده است. ملاحظه می‌گردد، نتایج شبیه سازی عددی حاضر تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی [۴۲] و نتایج عددی [۳۰] دارد.

نرخ اتلاف ویژه آشفتگی^۱ ϵ به صورت زیر نوشته می‌شود [۴۴] و [۴۵]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu_l + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho \omega k \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu_l + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + P_\omega - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - f_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (8)$$

که در آن P_k و P_ω به ترتیب ترم‌های k و ω هستند و به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$P_k = \mu_t \Omega^2, P_\omega = c_\omega \rho \Omega^2 \quad (9)$$

که در آن Ω نشان دهنده بزرگی گردابه است. μ_t ویسکوزیته گردابی است که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\mu_t = \frac{a_1 \rho k}{\max(a_1 \omega, f_2 \|\Omega\|)} \quad (10)$$

σ_ω , β و c_ω مقادیر ثابتی هستند که با فرمول زیر محاسبه می‌شوند:

$$\varphi = f_1 \varphi_1 + (1 - f_1) \varphi_2 \quad (11)$$

تابع f_1 و f_2 به صورت زیر محاسبه می‌شود [۴۴] و [۴۵]:

$$f_1 = \tanh(\Gamma_1^4), f_2 = \tanh(\Gamma_2^4) \quad (12)$$

$$\Gamma_1 = \min \left[\max \left(\frac{500 \mu_l}{\rho \omega D^2}, \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega D} \right), \frac{4 \rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{K\omega} D^2} \right] \quad (13)$$

$$CD_{K\omega} = \max \left(2 \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1 \times 10^{-20} \right) \quad (14)$$

$$\Gamma_2 = \max \left(\frac{2 \sqrt{k}}{0.09 \omega D}, \frac{500 \mu_l}{\rho \omega D^2} \right) \quad (15)$$

که D فاصله دیوار است، a_1 مقدار ثابت ۰٫۳۱ و k برابر ۰٫۴۱ می‌باشد. مجموعه مقادیر ثابت ضرایب φ_1 و φ_2 به صورت زیر می‌باشد [۴۴] و [۴۵]:

$$\varphi_1: \partial k_1 = 0.85, \partial \omega_1 = 0.5, \beta_1 = 0.075, C\omega_1 = 0.53 \quad (16)$$

$$\varphi_2: \partial k_2 = 1, \partial \omega_2 = 0.85, \beta_2 = 0.0828, C\omega_2 = 0.44 \quad (17)$$

² frozen Rotor

¹ turbulence specific dissipation rate

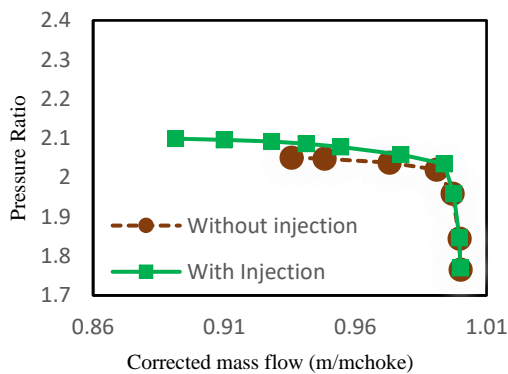
محدوده عملکردی کمپرسور به میزان ۶۶ درصد افزایش می‌یابد. منظور از نقاط A و B به ترتیب نقطه دبی عملکردی نزدیک واماندگی برای حالت بدون تزریق و نقطه دبی جریان در حالت نزدیک واماندگی برای حالت با تزریق (شکل ۷-الف) را نشان می‌دهد.

$$SM = \frac{(\dot{m}_{stall})_{بدون\ تزریق} - (\dot{m}_{stall})_{با\ تزریق}}{(\dot{m}_{stall})_{بدون\ تزریق}} \quad (18)$$

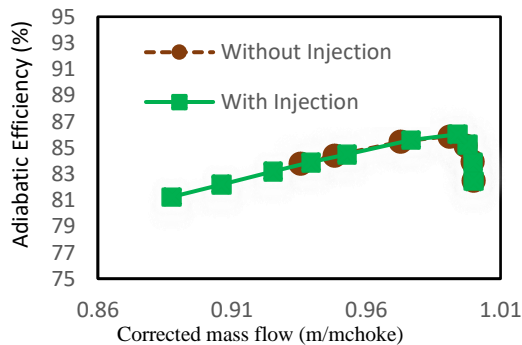
$$\times 100 = 6\%$$

$$SRE = \frac{(\dot{m}_{choke} - \dot{m}_{stall})_{بدون\ تزریق} - (\dot{m}_{choke} - \dot{m}_{stall})_{با\ تزریق}}{(\dot{m}_{choke} - \dot{m}_{stall})_{بدون\ تزریق}} \quad (19)$$

$$\times 100 = 66\%$$



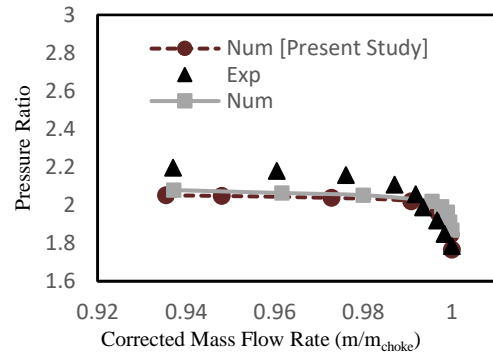
(الف)



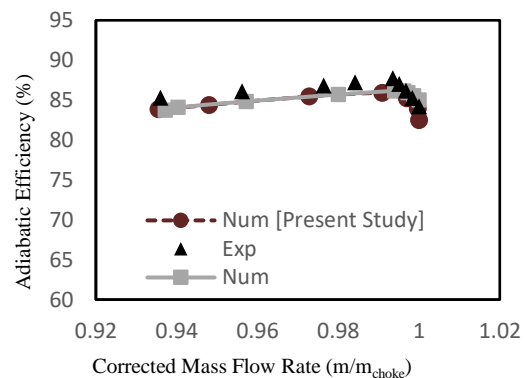
(ب)

شکل ۷- نمودارهای عملکردی کمپرسور؛ (الف) نسبت فشار - نرخ دبی جرمی، (ب) بازده آدیاباتیک - نرخ دبی جرمی

در شکل ۸ مقدار نسبت فشار در شرایط نزدیک واماندگی هر یک از حالت‌های بدون تزریق و با تزریق نشان داده شده‌است. مشخص است که نسبت فشار کل کمپرسور با اعمال تزریق در شرایط واماندگی متناظر (نقطه B) نسبت به حالت



(الف)



(ب)

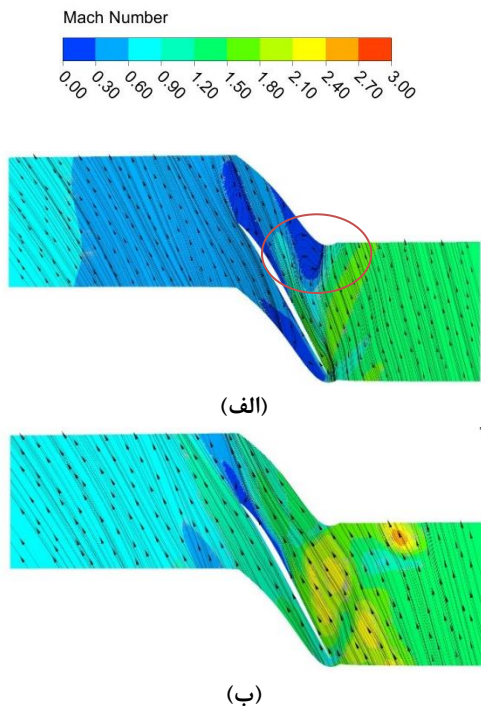
شکل ۶- نمودارهای عملکردی کمپرسور؛ (الف) نسبت فشار - نرخ دبی جرمی، (ب) بازده آدیاباتیک - نرخ دبی جرمی

۳- نتایج

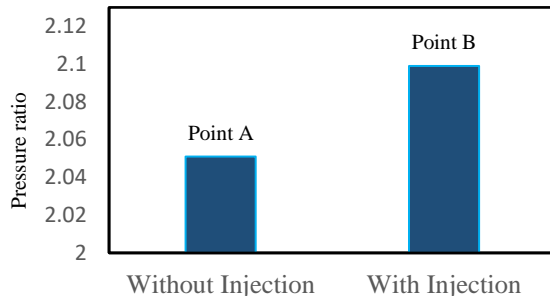
به منظور بررسی عملکرد کلی کمپرسور گذر صوت، بر اساس تحلیل عددی جریان، نمودارهای عملکردی کمپرسور به صورت منحنی‌های نسبت فشار - نرخ دبی جرمی و بازده آدیاباتیک - نرخ دبی جرمی، در حالت‌های بدون تزریق و با اعمال تزریق در شکل ۷ نمایش داده شده‌اند. ملاحظه می‌گردد که در حالت با تزریق، نسبت فشار کل افزایش می‌یابد ولی راندمان آدیاباتیک نسبت به حالت بدون تزریق در دبی‌های یکسان اندکی کاهش یافته است. رابطه ۱۸ [۳۸] برای استخراج میزان بهبود حاشیه واماندگی در اثر اعمال تزریق در مقایسه با حالت بدون تزریق ارائه شده‌است که با توجه به شکل ۷-الف ملاحظه می‌شود که در حالت با تزریق حاشیه واماندگی تا ۶ درصد نسبت به حالت بدون تزریق بهبود یافته‌است؛ همچنین رابطه ۱۹ [۴۶] جهت محاسبه تغییرات محدوده عملکردی با اعمال تزریق استفاده می‌شود. مشخص است که با اعمال تزریق

با تزریق دارد؛ همچنین خطوط جریان بدون وجود جریان برگشتی ایجاد گردیده و سلول واماندگی مشاهده نمی‌گردد. قابل ملاحظه است که در حالت بدون تزریق (شکل ۹-الف) با افزایش فشار استاتیک خروجی (کاهش دبی جرمی جریان) امواج ضربه‌ای از لبه فرار به سمت بالادست حرکت کرده و به لبه حمله نزدیک می‌شود. در نتیجه منجر به وقوع افت‌های بیشتری در جریان و افزایش آنتروپی می‌گردد. همچنین با کاهش دبی جرمی جریان، میزان سرعت نسبی ورودی به پره‌های روتور افزایش یافته و بر این اساس رخداد شوک زودتر اتفاق می‌افتد.

بررسی شکل ۹-پ نشان می‌دهد که با اعمال تزریق در نقطه عملکردی B، جریان‌های برگشتی بیشتری رخ داده است. پرواضح است که کمپرسور بدون تزریق جریان در نقطه عملکردی B قابل استفاده نبوده و جریان برگشتی شدیدی رخ می‌دهد که منجر به انسداد جریان اصلی می‌گردد. همانطور که مشخص است، در حالت بدون تزریق عدد ماخ زیر ۲ است. در حالت با تزریق در منطقه کوچکی از اطراف محل تزریق عدد ماخ بیشتر از ۲ گردیده است. این موضوع به علت تداخل جریان خروجی از لوله تزریق و جریان اصلی است که موجب بالا رفتن موضعی ماخ جریان می‌گردد.



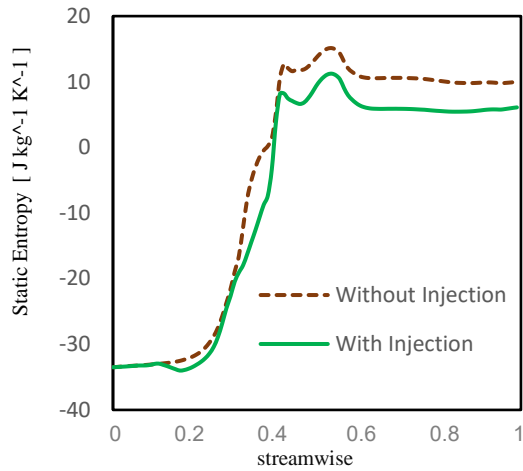
بدون تزریق (نقطه A) افزایش یافته است. در واقع، در حالت با تزریق، کمپرسور قادر است در دبی‌های کمتر کار کند. بدین منظور که دبی‌های کمتر متناظر با فشار استاتیک بیشتر در خروجی جریان است؛ بنابراین با اعمال تزریق، رفتار جریان به نحوی اصلاح می‌گردد که شرایط واماندگی از نقطه A به نقطه B می‌رسد که در آن دبی کمتر و فشار خروجی بیشتر است که با توجه به یکسان بودن فشار ورودی در هر دو حالت، نقطه B نسبت فشار بیشتری را نتیجه می‌دهد. بر این اساس تزریق هوا موجب بهبود عملکرد کمپرسور از حیث فشار کل در شرایط واماندگی می‌گردد.



شکل ۸- نسبت فشار در حالت بدون تزریق و با تزریق

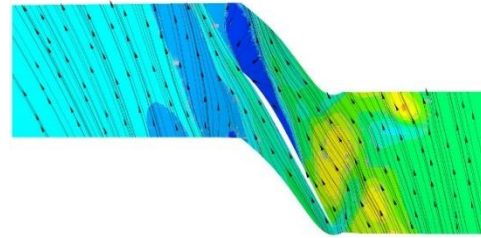
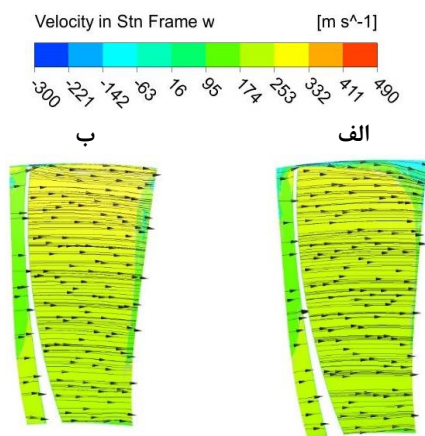
در شکل ۹ خطوط جریان در فاصله شعاعی ۹۸ درصد در دو شرایط با تزریق و بدون تزریق نشان داده شده است. نتایج در دو دبی عملکردی A (برای هر دو حالت با تزریق و بدون تزریق) و دبی عملکردی B (فقط برای حالت با تزریق) استخراج گردیده است. مشخص است که جریان نسبی ورودی به روتور کمپرسور محوری مافوق صوت است و با راستای پره زاویه دارد. از این رو امواج انبساطی در ورودی روتور به منظور چرخش جریان از این گوشه محدب، تشکیل می‌گردند. این امر سبب زیاد شدن ماخ نسبی در ورودی روتور می‌شود. از این جهت، امواج انبساطی ضعیف در این ناحیه، موجب تغییرات کم سرعت در ورودی پره‌های کمپرسور می‌شود.

در شکل ۹-الف مشخص است که در شرایط نزدیک واماندگی با حالت بدون تزریق، تغییر ناگهانی عدد ماخ مشاهده گردیده و بر این اساس امواج ضربه‌ای در ورودی جریان به پره رخ می‌دهد. مقایسه کانتور ماخ در حالت با تزریق (شکل ۹-ب) با حالت بدون تزریق (شکل ۹-الف) در نقطه عملکردی A، نشان از حذف امواج ضربه‌ای و کاهش زیاد عدد ماخ در حالت



شکل ۱۰- نمودار آنتروپی در اسپین ۰/۹۸ در حالت‌های بدون تزریق و با تزریق هوا

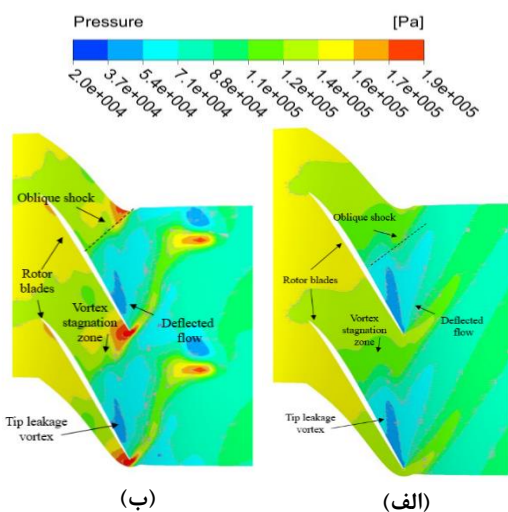
به منظور بررسی نحوه رخداد سلول‌های واماندگی و چگونگی پخش محیطی و شعاعی آن، کانتور سرعت محوری در حالت‌های بدون تزریق و با تزریق هوا (در شرایط عملکردی A) و در صفحات مختلف (در راستای جریان) در شکل ۱۱ ترسیم گردیده است. مشخص است که در شرایط با تزریق هوا، جریان برگشتی و رخداد گردابه قابل ملاحظه‌ای مشاهده نمی‌گردد و فقط در منطقه بسیار کوچکی در نزدیکی نوک پره در اثر جریان نشستی نوک، کاهش سرعت محوری جریان ایجاد می‌گردد. بررسی کانتور سرعت محوری در شرایط بدون تزریق هوا در مقایسه با حالت با تزریق هوا، از رخداد گردابه نشستی نوک و کاهش سرعت محوری جریان در مناطق نزدیک لبه حمله خبر می‌دهد.



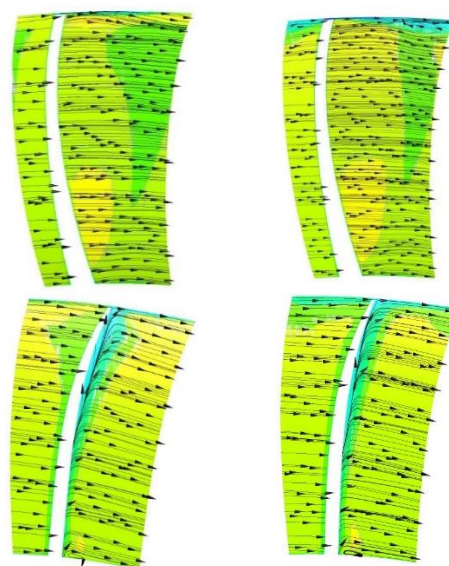
(پ)

شکل ۹- خطوط جریان عدد ماخ در اسپین ۰/۹۸ (الف) بدون تزریق هوا در شرایط عملکردی A (ب) با تزریق هوا در شرایط عملکردی A (پ) با تزریق هوا در شرایط عملکردی B

در شکل ۱۰ نمودار آنتروپی در راستای جریان برای شرایط بدون تزریق و با تزریق هوا در نقطه عملکردی A نشان داده شده است. مشخص است که در هر دو حالت، آنتروپی اولیه جریان تا قبل از رسیدن به پره روتور با یکدیگر برابر است؛ اما با رسیدن جریان به روتور آنتروپی به یکباره افزایش می‌یابد. افزایش ناگهانی در آنتروپی در هر دو حالت رخ می‌دهد؛ اما در حالت بدون تزریق این پدیده زودتر از حالت با تزریق هوا رخ می‌دهد. بعلاوه میزان افزایش آنتروپی در حالت بدون تزریق بیشتر از حالت با تزریق است. با توجه به موارد ذکر شده رخداد جریان نشستی نوک قویتر و بالتبع ایجاد افت‌های بیشتر در شرایط بدون تزریق نسبت به حالت با تزریق قابل توجه می‌باشند. به عبارت دیگر افزایش آنتروپی علاوه بر رخداد امواج ضربه‌ای، ناشی از وقوع گردابه‌های نشستی نوک در اثر تداخل جریان نشستی نوک و جریان اصلی است. طبیعتاً اعمال تزریق جریان در پوسته، منجر به تضعیف امواج ضربه‌ای و همچنین کاهش قدرت جریان نشستی نوک، بالتبع کاهش قدرت گردابه نشستی نوک و افزایش آنتروپی می‌گردد. بر این اساس افت جریان با اعمال تزریق کاهش یافته و بالتبع آنتروپی کمتر افزایش می‌یابد؛ همچنین محل افزایش آنتروپی به دلیل حرکت فصل مشترک جریان نشستی نوک و جریان اصلی و نیز خط شوک جریان به سمت بالادست در حالت بدون تزریق (شرایط استال)، به سمت بالادست حرکت می‌کند. موقعیت پره روتور بین ۰/۴ تا ۰/۶ است از این رو افت‌های مرتبط با آن از قبیل افت مقطعی و افت‌های جریان نشستی نوک، بعد از عبور جریان از روتور، به واسطه نبود روتور، از بین می‌رود که این امر منجر به کاهش بی‌نظمی موجود در ساختار جریان می‌شود.



شکل ۱۲- کانتور توزیع فشار استاتیک در ۹۸٪ فاصله شعاعی (الف) بدون تزریق هوا در شرایط عملکردی A (ب) با تزریق هوا در شرایط عملکردی A



شکل ۱۱- کانتور سرعت محوری در سه مکان پره در حالت‌های (الف) بدون تزریق (ب) با اعمال تزریق هوا

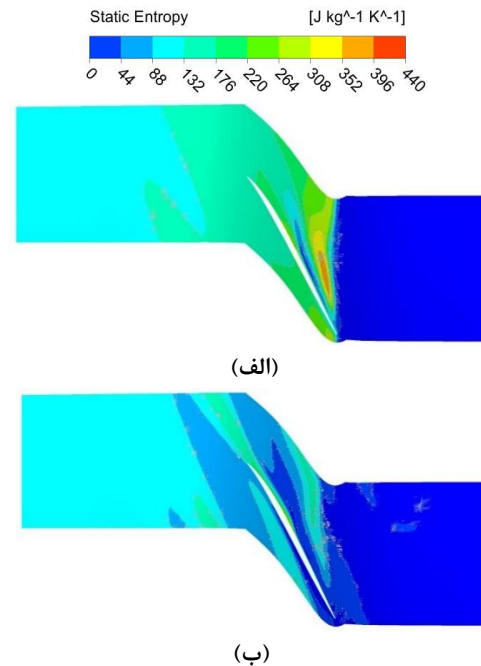
در شکل ۱۳ کانتور آنتروپی برای شرایط بدون تزریق و با تزریق هوا در نقطه عملکردی A نشان داده شده است. مشخص است که مقدار افزایش آنتروپی در حالت با تزریق کمتر از حالت بدون تزریق است؛ همچنین قابل مشاهده است که جریان نشتی نوک در حالت با تزریق نسبت به حالت بدون تزریق از قدرت کمتری برخوردار است و در نتیجه افت کمتری در حالت با تزریق ایجاد می‌شود. در شکل ۱۳-الف مشخص است که بر خلاف شکل ۱۳-ب با شروع پرها و ایجاد جریان نشتی نوک میزان آنتروپی جریان افزایش یافته است. به عبارت دیگر فصل مشترک جریان اصلی و جریان نشتی نوک دقیقاً در این تغییر آنتروپی مشخص می‌گردد، جایی که آنتروپی بسیار کم در ورودی جریان که با رنگ آبی مشخص است به یکباره تغییر رنگ داده است؛ اما این وضعیت در حالت با تزریق ملاحظه نمی‌شود. مشخص است که اعمال تزریق موجب کاهش میزان آنتروپی در میانه‌های گذرگاه می‌شود. با توجه به اینکه افزایش آنتروپی ناشی از شدت جریان نشتی نوک و برخورد آن با جریان اصلی است مشخصاً تزریق از طریق کاهش قدرت جریان نشتی نوک موجب کاهش آنتروپی گردیده است.

شکل ۱۲ توزیع فشار استاتیک را در ۹۸٪ فاصله شعاعی و در شرایط عملکردی A (استال) در حالت‌های بدون تزریق و با تزریق نشان می‌دهد. قابل مشاهده است که جریان اصلی به دلیل انسداد ناشی از ایجاد منطقه سکون بزرگ منحرف شده است. توضیح این پدیده این است که در نزدیکی نوک پره زاویه ورودی جریان بسیار زیاد می‌شود. بر این اساس جریان اصلی نمی‌تواند هندسه پره را دنبال کند. این امر باعث جدا شدن جریان در سمت مکش پره می‌شود و کاهش چشمگیر جریان ورودی در بالادست سمت مکش پره را به همراه دارد. جریان عبوری از درز نوک با جریان جداشده از طرف مکش پره برخورد کرده و موجب تشکیل گردابه نشتی نوک می‌گردد. جریانی که در سایر قسمت‌های گذرگاه پره جاری هستند، حول هسته گردابه می‌چرخند و به شدت چرخش جریان در گذرگاه می‌افزایند. این امر باعث ایجاد یک منطقه سکون در گذرگاه جریان می‌شود که موجب مسدود شدن جریان اصلی ورودی می‌گردد. با اعمال تزریق و کاهش قدرت جریان نشتی نوک و افزایش قدرت جریان ورودی، قدرت ورتکس نشتی نوک کاهش می‌یابد. بر این اساس منطقه سکون کوچکتر و ضعیف تر شده و انسداد در مسیر جریان کاهش می‌یابد و جریان مسیر هندسه پره را با انحراف کمتری طی می‌کند.

حالی که با ایجاد تزریق این مشکل به صورت زیادی کاهش یافته و سلول واماندگی مشاهده نمی‌گردد.

ملاحظه شد که در حالت بدون تزریق افزایش ناگهانی در آنتروپی زودتر از حالت با تزریق هوا رخ می‌دهد؛ همچنین میزان افزایش آنتروپی در حالت بدون تزریق نسبت به حالت با تزریق بیشتر است. بدین ترتیب رخداد جریان نشستی نوک قویتر و ایجاد افت‌های بیشتر در شرایط بدون تزریق نسبت به حالت با تزریق اتفاق افتاد. با اعمال تزریق جریان در پوسته، امواج ضربه‌ای و قدرت جریان نشستی نوک کاهش یافت که موجب تضییع قدرت گردابه نشستی نوک گردید.

در شرایط با تزریق هوا در منطقه محدودی در نزدیکی نوک پره در اثر جریان نشستی نوک، کاهش سرعت محوری جریان ایجاد گردید. به غیر از این منطقه هیچ جریان برگشتی و رخداد گردابه قابل ملاحظه‌ای دیگری مشاهده نشد؛ همچنین رخداد گردابه نشستی نوک و کاهش سرعت محوری جریان در مناطق نزدیک لبه حمله با بررسی کانتور سرعت محوری در شرایط بدون تزریق هوا در مقایسه با حالت با تزریق هوا، مشاهده گردید.



شکل ۱۳- کانتور آنتروپی در ۹۸٪ فاصله شعاعی در (الف) بدون تزریق هوا در شرایط عملکردی A (ب) با تزریق هوا در شرایط عملکردی A

۵- علائم، نشانه‌ها و ارقام

دبی جرمی تزریق، kg/s	\dot{M}
قطر، mm	D
فاصله، mm	l
دبی جرمی، kg/s	\dot{m}
زاویه، درجه	θ
ضریب ویسکوزیته آشفته، kg.m-s	μ_t
ضریب ویسکوزیته آرام، kg.m-s	μ_l
انرژی کل، (j)	E
چگالی، ($\frac{kg}{m^3}$)	ρ
فشار، (pa)	P
نیروهای خارجی وارد به سیستم، (N)	F
سرعت در جهت xi، (m/s)	u_i
سرعت در جهت xj، (m/s)	u_j
محور جهت جریان	x_i
دما، (k)	T
عدد پرانتل آرام	Pr
	$= 0.72$
عدد پرانتل آشفته	$Pr_t = 0.9$

۴- جمع بندی

در مقاله حاضر به بررسی عددی اثر تزریق هوا به عنوان یک روش کنترل فعال بر عملکرد کلی کمپرسور ناسا روتور ۳۷ و جزئیات ساختار جریان آن پرداخته شد. به منظور اطمینان از صحت نتایج عددی، منحنی‌های عملکرد در کمپرسور با نتایج تجربی موجود در سند ناسا مقایسه و تطابق مناسبی مشاهده گردید.

مشخص گردید که در حالت با تزریق، نسبت فشار کل افزایش ولی راندمان آدیاباتیک نسبت به حالت بدون تزریق در دبی‌های یکسان کم می‌گردد. در شرایط با تزریق حاشیه واماندگی تا ۶ درصد نسبت به حالت بدون تزریق بهبود یافته است؛ همچنین مشخص شد که با اعمال تزریق محدوده عملکردی کمپرسور به میزان ۶۶ درصد افزایش می‌یابد.

مشاهده گردید که در حالت با تزریق امواج ضربه‌ای حذف و عدد ماخ بطور قابل توجهی دچار کاهش شده است. ملاحظه شد که در حالت بدون تزریق امواج ضربه‌ای از لبه فرار به سمت بالادست حرکت کرده و به لبه حمله نزدیک می‌شود که منجر به ایجاد افت در میدان جریان و افزایش آنتروپی می‌گردد؛ در

- [5] S. Abbasi, A. Pirnia, and R. Taghavi-Zenouz. (2018) Investigation of inlet distortion effects on axial compressor performance based on streamline curvature method. JTAM. vol. 56, pp. 1.۱۰۱۵-۰۰۵.
- [6] S. Abbasi and A. Joodaki. (2020) Effect of blade profile on the performance characteristics of axial compressor in design condition. JCARME. vol. 9, pp. 287-296.
- [7] S. Abbasi and A. Gholamalipour. (2020) Parametric study of injection from the casing in an axial turbine. P I MECH ENG A-J POW. vol. 234, pp. 582-593.
- [۸] م. محمودی، م. جهرمی، ع. کیالی و ع. امینایی. (۱۳۹۹) اعتبار سنجی روش های پیش بینی مشخصه های عملکردی کمپرسور محوری در محدوده واماندگی. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز.
- [۹] ش. فرد، ر. اسلامی و زارع. (۱۳۹۵) تحلیل فرکانسی ریزش گردابه در کسکید کمپرسور محوری در اعداد رینولدز متوسط. مکانیک سازه ها و شاره ها.
- [10] H. Chen, X. Huang, K. Shi, S. Fu, M. Ross, M. A. Bennington, et al. (2014) A computational fluid dynamics study of circumferential groove casing treatment in a transonic axial compressor. J. Turbomach. vol. 136.
- [11] C. Hah. (2017) Effects of double-leakage tip clearance flow on the performance of a compressor stage with a large rotor tip gap. J. Turbomach. vol. 139.
- [12] X. Ren and C. Gu. (2016) A numerical study on the tip clearance in an axial transonic compressor rotor. Appl. Therm. Eng. vol. 103, pp. 282-290.
- [13] D. Wisler. (1984) Loss reduction in axial-flow compressors through low-speed model testing. ASME paper p. 184.
- [14] M. W. Wiseman and T.-H. Guo (2001) An investigation of life extending control techniques for gas turbine engines. ACC (Cat. No. 01CH37148) pp. 3706-3707.
- [15] I. Wilke, H.-P. Kau, and G. Brignole (2005) Numerically aided design of a high-efficient casing treatment for a transonic compressor in Turbo Expo. JPLCA pp. 353-364.
- [16] R. Davis and J. Yao (2006) Axial compressor rotor flow structure at stall-inception. in 44th AIAA ASME. p. 419.
- [17] M. Zhang and A. Hou. (2017) Investigation on stall inception of axial compressor under inlet rotating distortion. P I MECH ENG A-J Mech. Eng. Sci.. vol. 231, pp. 1859-1870.
- تانسور تنش ویسکوز τ_{ij}
- تانسور نرخ کرنش S_{ij}
- انتالپی کل، z H
- انرژی جنبشی آشفته K
- نرخ اتلاف ویژه آشفستگی ω
- فاصله، m D
- نشان دهنده بزرگی گردابه Ω
- ضریب ثابت σ_k
- ضریب ثابت σ_ω
- ضریب ثابت β
- ضریب ثابت c_ω
- ضریب ثابت a_1
- ضریب ثابت φ_1
- ضریب ثابت φ_2
- تابع انتشار موثر k f_1
- تابع انتشار موثر w f_2
- انتشار موثر k Γ_1
- انتشار موثر w Γ_2
- تانسور واحد δ_{ij}
- تانسور نرخ برش S_{ij}
- نمایانگر ترم k P_k
- نمایانگر ترم w P_ω

مراجع

- [1] K. Yamada, H. Kikuta, K.-i. Iwakiri, M. Furukawa, and S. Gunjishima. (2013) An explanation for flow features of spike-type stall inception in an axial compressor rotor. J. Turbomach. vol. 135.
- [۲] عباسی، ثاراله، ب. زاده. (۱۳۹۸) بررسی عددی ساختار جریان نشتی نوک در روتور کمپرسور محوری گذر صوت در شرایط عملکردی مختلف. نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر.
- [۳] زینعلی، مرحمت، عباسی، ثاراله و ت. زنوز. (۱۳۹۶) بررسی تجربی و عددی اثر پوسته شیاردار بر اغتشاشات جریان نشتی نوک در یک کمپرسور محوری. مکانیک سازه ها و شاره ها.
- [4] C.-T. Dinh, M.-W. Heo, and K.-Y. Kim. (2015) Aerodynamic performance of transonic axial compressor with a casing groove combined with blade tip injection and ejection. Aerosp Sci Technol. vol. 46, pp. 176-187.

- with micro-tip injection in an axial compressor. *J. Fluids Eng.* vol. 141.
- [32] W. Wei, C. Wuli, H. Zhang, and H. Kuang. (2017) Experimental and numerical study of tip injection in a subsonic axial flow compressor. *CJA.* vol. 30, pp. 907-917.
- [33] B. Beheshti, B. Farhanieh, K. Ghorbanian, J. Teixeira, and P. Ivey. (2005) Performance enhancement in transonic axial compressors using blade tip injection coupled with casing treatment. *Proc. Inst. Mech. Eng. A: J. Power Energy.* vol. 219, pp. 321-331.
- [34] B. H. Beheshti, K. Ghorbanian, B. Farhanieh, J. A. Teixeira, and P. C. Ivey (2006) A new design for tip injection in transonic axial compressors. *Turbo Expo. PLSA.* pp. 39-47.
- [35] K. L. Suder, M. D. Hathaway, S. A. Thorp, A. J. Strazisar, and M. B. Bright (2000) Compressor stability enhancement using discrete tip injection. *Turbo Expo. PLSA.* p. V001T03A110.
- [36] A. Mushtaq, K. Parvez, S. Ahmad, and J. Khan (2011) Parametric Study of Tip Injection on Stability of Transonic Axial Flow Compressor. in 49th AIAA ASM. 2011, p. 744.
- [37] X. Lu, W. Chu, J. Zhu, and Z. Tong. (2006) Numerical and experimental investigations of steady micro-tip injection on a subsonic axial-flow compressor rotor. *Int. J. Rotating Mach.* vol. 2006.
- [38] B. H. Beheshti, K. Ghorbanian, B. Farhanieh, J. A. Teixeira, and P. C. Ivey (2006) A new design for tip injection in transonic axial compressors. *Turbo Expo. PLSA.* pp.39-47.
- [39] N. Ahmad, J. Bin, Z. Qun, S. A. Ahmad, and H. Fawzy. (2020) Performance enhancement of a transonic axial flow compressor with circumferential casing grooves to improve the stall margin. *J. Appl. Fluid Mech.* vol. 13, pp. 221-232.
- [40] J. Li, J. Du, S. Geng, F. Li, and H. Zhang. (2020) Tip air injection to extend stall margin of multi-stage axial flow compressor with inlet radial distortion. *Aerosp. Sci. Technol.* vol. 96, p. 105554.
- [41] J. Li. (2017) Self-adaptive stability-enhancing technology with tip air injection in an axial flow compressor. *J. Turbomach.* vol. 139, p. 011008.
- [42] R. D. Moore (1980) Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26 respectively, and with design pressure ratio of 2.05. NASA.
- [43] L. Reid and R. D. Moore. (1978) Design and overall performance of four highly loaded, high speed inlet
- [18] J. J. Adamczyk, M. Celestina, and E. Greitzer. (1993) The role of tip clearance in high-speed fan stall. *ASME* 345 E.47.
- [19] I. Wilke and H.-P. Kau (2003) A numerical investigation of the flow mechanisms in a HPC front stage with axial slots. *Turbo Expo PLSA.* pp. 465-477.
- [20] A. Epstein, J. F. Williams, and E. Greitzer. (1989) Active suppression of aerodynamic instabilities in turbomachines. *Propuls. Power.* vol. 5, pp. 204-211.
- [21] R. Taghavi-Zenouz and S. Abbasi. (2015) Alleviation of spike stall in axial compressors utilizing grooved casing treatment. *CJA.* vol. 28, pp. 649-658.
- [22] T.-D. Vuong, K.-Y. Kim, and C.-T. Dinh. (2021) Recirculation-groove coupled casing treatment for a transonic axial compressor. *Aerosp. Sci. Technol.* vol. 111, p. 106556.
- [23] C. Nie, Z. Tong, S. Geng, J. Zhu, and W. Huang. (2007) Experimental investigations of micro air injection to control rotating stall. *J. Therm. Sci.* vol. 16, pp. 1-6.
- [24] K. L. Suder ,M. D. Hathaway, S. A. Thorp, A. J. Strazisar, and M. B. Bright. (2001) Compressor stability enhancement using discrete tip injection. *J. Turbomach.* vol. 123, pp. 14-23.
- [25] H. Khaleghi. (2014) Effect of discrete endwall recirculation on the stability of a high-speed compressor rotor. *Aerosp. Sci. Technol.* vol. 37, pp. 130-1370.
- [26] G. Cassina, B. H. Beheshti, A. Kammerer, and R. S. Abhari (2007) Parametric study of tip injection in an axial flow compressor stage. *Turbo Expo. PLSA.* pp. 137-145.
- [27] J. Li. (2017) Self-adaptive stability-enhancing technology with tip air injection in an axial flow compressor. *J. Turbomach* vol. 139.
- [28] J. Li, F. Lin, Z. Tong, C. Nie, and J. Chen. (2015) The dual mechanisms and implementations of stability enhancement with discrete tip injection in axial flow compressors. *J. Turbomach.* vol. 137.
- [29] J. Li, J. Du, Z. Li, and F. Lin. (2018) Stability enhancement with self-recirculating injection in axial flow compressor. *J. Turbomach.* vol. 140.
- [30] I. Benhegouga and Y. Ce. (2013) Steady Air Injection Flow Control Parameters in a Transonic Axial Compressor. *Res. J. Appl. Sci.* vol. 5, pp. 1441-1448.
- [31] X .Liu, J. Teng, J. Yang, X. Sun, D. Sun, C. He, et al. (2019) Calculation of stall margin enhancement

- [45] T. Cebeci and A. Smith. (1974) Analysis of Turbulent Boundary Layers. New York; San Francisco, London, Academic Press.
- [46] M. D. Hathaway (2002) Self-recirculating casing treatment concept for enhanced compressor performance. NASA/TM-211569 vol. 3610.
- stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor. TP, Doc. ID. 19780025165.
- [44] D. Anderson, J. C. Tannehill, and R. H. Pletcher (2016) Computational fluid mechanics and heat transfer: Taylor and Francis. 3th edn. Taylor and Francis.