

اثرات درز نوک پره بر عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز

رضا تقوی زنوز*

دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

احسان سلکی

دکترای مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران،

تهران، ایران

چکیده

در نظر گرفتن درز نوک در پره‌های کمپرسور منجر به ناپایداری و در نتیجه تضعیف عملکرد ایرودینامیکی و مکانیکی کمپرسور می‌گردد. در مقاله حاضر، اثر میزان درز نوک پره بر عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز به ویژه در شرایط نزدیک وامانش بررسی شده است. تحقیق حاضر بر روی سامانه آزمون کمپرسور گریز از مرکز دانشگاه علم و صنعت ایران صورت پذیرفته است. روش کار مبتنی بر تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی می‌باشد. در این مقاله از نرم‌افزار FLUENT برای شبیه‌سازی عددی جریان استفاده شده است. معادلات میانگین‌گیری‌شده رینولدز در حالت سه‌بعدی و لزج به‌روش ضمنی مرتبه دو بر روی شبکه‌های محاسباتی شامل ۲,۵۵۰,۰۰۰ سلول سازمان‌یافته شش‌وجهی، حل می‌شوند. به‌منظور اعتبارسنجی نتایج تحلیل عددی، منحنی‌های عملکرد کمپرسور و توزیع فشار استاتیک روی پوسته اطراف پره‌های پروانه در دو حالت تجربی و عددی با یکدیگر مقایسه شده‌اند. نتایج نهائی دارای تطابق مناسب پاسخ‌های عددی با داده‌های تجربی هستند. پس از حصول اطمینان نسبت به روش حل عددی، پنج اندازه درز نوک مختلف پره مورد تحلیل عددی قرار گرفتند. نتایج نهائی نشان دادند که ازدیاد اندازه درز نوک پره از ۱/۳ درصد وتر پره در نوک پره به ۳/۷ درصد وتر پره در نوک پره باعث کاهش ضریب بار و بازده کمپرسور گریز از مرکز به ترتیب به میزان ۳/۷ درصد و ۴/۷ درصد می‌گردد.

واژه‌های کلیدی: کمپرسور گریز از مرکز، درز نوک پره، منحنی عملکرد، وامانش، جریان ناشی نوک پره.

Effects of Blade Tip Clearance Size on Performance of a Centrifugal Compressor

R. Taghavi Zenouz

School of Mechanical Engineering, Iran University of Science & Technology, Tehran, Iran

E. Solki

School of Mechanical Engineering, Iran University of Science & Technology, Tehran, Iran

Abstract

Considering tip clearance in compressor blades results in the flow instabilities and leads to weekend aerothermo-dynamical and fluid-dynamical performances. In the present paper, effects of blade tip clearance size on a centrifugal compressor performance especially at near stall condition have been investigated. The current study is carried out on Iran University of Science and Technology centrifugal compressor test rig. The method of investigation is on the basis of computational fluid dynamics technique. In this paper, the Fluent solver package has been used for simulations. The Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) equations in three-dimensional and viscous form have been solved by a segregated implicit second-order scheme. The grid consists of 2,550,000 cells with structured hexahedral meshes. To validate the numerical simulation results, overall performance curves and static pressure distribution on the impeller casing were compared with each other in numerical and experimental conditions. The results showed good agreement of numerical results and experimental data. After validating numerical solutions, 5 blade tip clearance size conditions have been investigated numerically. Final results showed that increasing tip clearance size from 1.3 up to 3.7 percent of blade chord lowers the loading factor and efficiency 3.7% and 4.7% respectively.

Keywords: Centrifugal Compressor, Blade Tip Clearance, Performance Curve, Stall, Tip Leakage Flow.

۱- مقدمه

کمپرسورهای گریز از مرکز امروزه کاربرد وسیعی در صنایع مختلف از جمله موارد زیر دارند.

- موتورهای توربین گازی به‌منظور کاربردهای زمینی هم‌چون تولید برق، کاربردهایی دریایی هم‌چون سامانه‌های پیشران کشتی‌ها و زیردریایی‌ها و یا کاربردهای هوایی هم‌چون موتورهای توربوجت، توربوفن و یا توربوپراپ در هواپیماها و بالگردها.
- صنایع شیمیایی و نفت و گاز جهت تراکم و انتقال گازها.
- صنایع خودرو به عنوان سوپرشاژرها و توربوشاژرهای وسایل نقلیه سبک و سنگین به‌منظور ارتقاء عملکرد موتورهای احتراق داخلی.
- صنایع تبرید در پمپ‌های گرمایی شامل کمپرسورهای گریز از

- مرکز کوچک.

کمپرسورهای گریز از مرکز با پروانه‌های با پوسته فاقد درز^۱ به‌صورت گسترده‌ای در صنایع مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرند. این نوع از ایمپلر، ذاتاً در معرض جریان ناشی نوک پره بوده که منجر به ازدیاد پیچیدگی جریان و نیز تخریب عملکرد کمپرسور می‌گردند. تخریب عملکرد کمپرسور از تقویت ناپایداری‌های جریان نشأت گرفته و در نهایت می‌تواند منجر به رخداد وامانش دورانی و یا کوبش در طبقه کمپرسور گردد. در این شرایط پره‌های ایمپلر می‌توانند در معرض ارتعاشاتی با مدهای مختلف قرار می‌گیرند. جریان ناشی نوک پره در اثر اختلاف فشار بین سطوح مکش و فشار پره در نوک که ناشی از حرکت نسبی بین رتور و پوسته است، ایجاد می‌شود. برهم‌کنش جریان گردابه ناشی نوک پره و نیز جریان اصلی عبوری از

¹ Unshrouded Impeller

گذرگاه میان دو پره، یک ساختار جریان بسیار پیچیده را تشکیل می‌دهند [۱].

جریان نشتی نوک پره اثرات گسترده‌ای بر عملکرد توربوماشین‌ها بر جای می‌گذارد؛ از جمله ازدیاد افت، کاهش بازده ایرودینامیکی، ازدیاد دما در منطقه درز نوک پره، ایجاد لرزش و نویز و نیز تولید و گسترش ناپایداری‌ها در جریان (از جمله وامانش دورانی و کوبش) [۲]. کنترل جریان نشتی نوک پره و اثرات نامطلوب منتج از این جریان جهت دستیابی به عملکرد بهتر، قابلیت اطمینان بالاتر و عمر بیشتر ضروری است.

وجود درز نوک پره می‌تواند سبب انسداد جریان در گذرگاه و در نتیجه کاهش مساحت مؤثر جریان گردد. در نتیجه این امر ازدیاد فشار و گستره عملکردی جریان در کمپرسور کاهش می‌یابد. هم‌چنین ازدیاد افت ناشی از برهمکنش جریان نشتی نوک پره با جریان اصلی گذرگاه سبب کاهش بازده کمپرسور می‌گردد [۳]. فریمن [۴] مشاهده نمود که ۱٪ افزایش در میزان درز نوک پره^۱ سبب کاهش ۱/۴٪ در بازده کمپرسور می‌گردد. شومن و همکاران [۵] نیز ضمن انجام آزمون‌هایی بر روی یک کمپرسور گریز از مرکز با چهار درز نوک مختلف دریافتند که به ازاء هر ۱٪ افزایش در میزان درز نوک پره، بازده کمپرسور ۰/۴٪ کاهش می‌یابد. ویزلر [۶] گزارش داد که ازدیاد نسبت درز نوک پره یک کمپرسور از ۱/۳۸٪ به ۲/۸٪ سبب کاهش ۱/۵٪ در بازده کمپرسور، ۹/۷٪ در بیشینه نسبت فشار کمپرسور و ۱/۱٪ در گستره دبی جرمی کمپرسور می‌گردد.

مطالعات در زمینه جریان نشتی نوک پره‌ها در کمپرسورهای گریز از مرکز در مقایسه با کمپرسورهای محوری نسبتاً جدیدتر می‌باشند. شلیر و همکارانش [۷] اثر درز نوک را بر شروع شکل‌گیری پدیده وامانش دورانی در یک کمپرسور گریز از مرکز به‌صورت تجربی بررسی نمودند. آزمون‌ها در این مطالعه بر روی بستر آزمون تحقیقاتی موسوم به "ریگی"^۲ در آزمایشگاه توربوماشین در موسسه فناوری فدرال سوئیس صورت پذیرفت. با ازدیاد میزان درز نوک، آغاز رخداد پدیده وامانش دورانی در دبی‌های جرمی بالاتری رخ خواهد داد.

ماشیمو و همکارانش [۸] توانستند یک رابطه تجربی را برای افت نشتی در یک کمپرسور گریز از مرکز ارائه نمایند. در این مطالعه، اثرات شرایط عملکردی، عدد رینولدز و میزان درز نوک به‌صورت مستقل از یکدیگر در طول آزمایش مورد ارزیابی قرار گرفتند. ایشان دریافتند که افت منتج از جریان نشتی نوک وابسته به عدد رینولدز بوده و با ازدیاد عدد رینولدز این افت هم افزایش می‌یابد. آن‌ها هم‌چنین مشاهده کردند که با ازدیاد درز نوک از ۰/۱۲۵ به ۰/۱۲۵ میلی‌متر، بازده به میزان ۴٪ کاهش خواهد یافت.

هانگ و همکارانش [۹] جریان خروجی از یک کمپرسور گریز از مرکز را در شش فاصله درز نوک مختلف، مطالعه نمودند. این بررسی که به صورت تجربی صورت پذیرفته، نشان داد که ناحیه دنباله^۳ با ازدیاد درز نوک، افزایش یافته و آن هم به نوبه خود سبب کاهش فشار کل می‌گردد.

اوم و همکارانش [۱۰] تأثیر ۶ فاصله درز نوک مختلف را بر کارایی

ایمپلر یک کمپرسور گریز از مرکز بررسی نمودند. آن‌ها دریافتند که جریان نشتی نوک می‌تواند سبب ایجاد انسداد در نزدیکی پوسته گردد. با کاهش درز نوک، اثرات انسداد نیزاهمیت بیشتری پیدا خواهد کرد.

در مقاله حاضر، ضمن بررسی عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز با وجود میزان درزهای نوک مختلف، اثر جریان نشتی نوک و نیز میزان درز نوک پره کمپرسور در شرایط نزدیک وامانش مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. آثار نامطلوب ذکر شده برای جریان نشتی نوک پره‌ها بر عملکرد توربوماشین‌ها، در شرایط نزدیک وامانش از اهمیت بیشتری برخوردار است [۱۱-۱۳]. این در حالی است که مطالعات صورت گرفته در زمینه اثرات میزان درز نوک پره‌ها بر عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز (که در سطور پیشین به آن‌ها اشاره گردید) عموماً متوجه شرایط نقطه طراحی است. لذا ارزیابی دقیق‌تر اثر درز نوک پره بر عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز می‌بایست توأماً در شرایط عملکردی نقطه طراحی و به‌ویژه شرایط نزدیک وامانش صورت پذیرد. در مقاله حاضر، در ابتدا، کمپرسور مورد آزمون و نیز حالات مختلف درز نوک بررسی شده، معرفی می‌گردند. در ادامه روش شبیه‌سازی عددی و شبکه محاسباتی معرفی شده و صحت‌سنجی روش عددی مورد استفاده ارزیابی گرفت است. در پایان، نیز عملکرد کلی کمپرسور در درزهای نوک پره مختلف و به‌ویژه در شرایط عملکردی نزدیک وامانش ارائه گردیده‌اند.

۲- کمپرسور مورد آزمون و حالات مختلف درز نوک پره پروانه

تحقیق عددی حاضر بر روی سامانه آزمون کمپرسور گریز از مرکز سرعت پایین آزمایشگاه ایرودینامیک و توربوماشین‌های تراکم‌پذیر دانشگاه علم و صنعت ایران صورت پذیرفته است. شکل ۱ (الف) تصویری از این بستر آزمون را ارائه می‌نماید. کمپرسور موجود در این بستر آزمون مربوط به یک سوپرشاور مدل VS-57s ساخت شرکت پکستون^۴ امریکا است که در وسایل نقلیه سنگین به کار گرفته می‌شود [۱۴]. جدول ۱ پارامترهای هندسی پروانه کمپرسور را ارائه می‌نماید.

جدول ۱- پارامترهای هندسی پروانه کمپرسور مورد آزمون

مقدار	واحد	مشخصه
۶۳	mm	قطر ورودی پره
۱۴۵	mm	قطر خروجی پره
۴۶	mm	طول وتر در نوک پره
۱۰	-	تعداد پره
۰/۶	mm	میزان درز نوک پره در لبه فرار
۵/۰۸	mm	عرض پره در خروج
۲۸	mm	طول بخش شعاعی پروانه
۹۵	mm	طول بخش منحنی پروانه
۰/۰۰۳۹۳۴	m ³	حجم پلنیوم (حجم حلزونی + مجرای خروجی)

^۱ TC; Tip Clearance

^۲ Rigi

^۳ Wake Region

^۴ Paxton

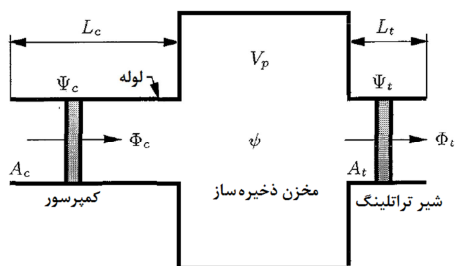
۳- ارزیابی تحلیلی پایداری کمپرسور با استفاده از

مدل پارامتر فشرده گریتر

به منظور پیش‌بینی رخداد ناپایداری‌های جریان در کمپرسورها از جمله کوبش و وامانش دورانی، تعدادی مدل تحلیلی و تجربی ارائه شده‌اند. هدف از ارائه چنین مدل‌هایی کمک به طراحان به منظور پیش‌بینی اولیه رخداد وامانش دورانی و یا کوبش در کمپرسورهاست. عموماً این مدل‌ها از تحلیل خطی میدان جریان بالادست و پایین‌دست ردیف پره‌ها و نیز تطبیق این جریان‌ها با منحنی مشخصه کمپرسور جهت درک اثرات دینامیکی بهره می‌برند [۱۶]. این مدل‌ها سعی در یافتن نقطه عملکردی‌ای دارند که در آنجا اغتشاشات می‌توانند تقویت شده و منجر به شرایط وامانش دورانی و یا کوبش گردند. نتایج این مدل‌ها، معیاری برای پیش‌بینی رخداد وامانش دورانی و یا کوبش به دست می‌دهند.

گریتر [۱۷] مدلی را موسوم به مدل پارامتر فشرده^۵ ارائه نمود که تا امروز متداول‌ترین مدل پیش‌بینی کوبش و یا وامانش دورانی در کمپرسورها به شمار می‌رود. در این روش مشابه شکل ۲ نوسانات در سامانه تراکمی مشابه یک تشدیدگر هلمهولتز^۶ مدل می‌گردند. لذا بر مبنای فرضیه هلمهولتز، تمام انرژی جنبشی نوسانات با حرکت سیال در لوله و تمام انرژی پتانسیل سیال نیز با تراکم گاز در مخزن ذخیره‌ساز همراه می‌باشد. به تعبیر دیگر تأثیرات تراکمی مربوط به تراکم‌پذیری سیال در داخل مخزن ذخیره‌ساز لحاظ می‌شود؛ در حالی که تأثیرات اینرسی بر اساس شتاب‌گیری سیال در داخل لوله در نظر گرفته می‌شود. توضیحات مفصل‌تر از مدل گریتر در مرجع [۱۸] ارائه شده است.

با معادله ممنتیم یک بعدی برای جریان داخل لوله کمپرسور و خفانش و قانون پایستاری جرم برای حجم ذخیره‌ساز، گریتر به یک سیستم معادلات دیفرانسیلی ۴ معادله‌ای غیرخطی وابسته به یکدیگر دست یافت که مشتمل بر سه عدد بدون بعد مشهور است [۱۹].



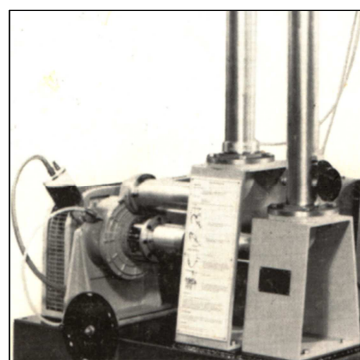
شکل ۲- مدلسازی سامانه تراکمی مشابه یک تشدیدگر هلمهولتز

مهم‌ترین این اعداد بی‌بعد، پارامتر بی‌بعد B (رابطه (۱)) است که به عنوان پارامتر پایداری گریتر نیز شناخته می‌شود.

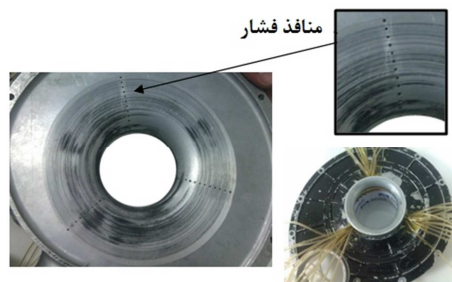
$$B = \frac{U}{2a} \sqrt{\frac{V_p}{L_c A_c}} \quad (1)$$

در رابطه (۱)، U، سرعت محیطی پره در نوک پره، Lt، طول مؤثر لوله کمپرسور، a، سرعت صوت، Ac، مساحت مؤثر لوله

آزمون‌های فشار توسط سنسورهای پیزوالکتریک هانیول^۱ با شماره‌ی فنی 162PC01D و دقت ۰/۵٪ رنج فشار اندازه‌گیری شده صورت پذیرفته است. سنجش دور چرخش پروانه توسط یک دورسنج^۲ نوری ساخت شرکت تستو آلمان با دقت ± 1 دور بر دقیقه صورت می‌پذیرد. دبی جرمی عبوری از کمپرسور با استفاده از یک نازل جریان طراحی شده براساس استاندارد ایزو ۳:۲۰۰۳-۵۱۶۷^۳ [۱۵] و با دقت ۲٪ رنج دبی جرمی اندازه‌گیری شده، حاصل می‌گردد. برای اندازه‌گیری فشار در امتداد پره‌های پروانه، ۴۲ منفذ روی پوسته‌ی کمپرسور از لبه‌ی حمله تا فرار پروانه در سه ردیف ۱۲۰° توزیع شده‌اند. شکل ۱ (ب) نحوه توزیع این منافذ را ارائه می‌نماید.



(الف)



(ب)

شکل ۱- مجموعه بستر آزمون ، (الف) سامانه آزمون کمپرسور گریز از مرکز مورد آزمون، (ب) نحوه‌ی توزیع ۴۲ منفذ فشار بر روی پوسته‌ی کمپرسور

در تحقیق حاضر علاوه بر درز نوک فعلی کمپرسور، ۴ میزان درز نوک دیگر نیز مورد بررسی قرار گرفته است. جدول ۲ مشخصات ۵ درز نوک مختلف بررسی شده را ارائه می‌نماید. نسبت درز نوک^۴ در جدول ۲ به صورت نسبت اندازه درز نوک رتور به طول وتر در نوک پره تعریف گردیده است.

جدول ۲- مشخصات ۵ درز نوک پره بررسی شده

CR (%)	TC (mm)
1.3	0.6
1.9	0.875
2.5	1.15
3.1	1.425
3.7	1.7

^۱ Honeywell

^۲ RPM meter

^۳ ISO 5167-3:2003

^۴ CR; Clearance Ratio

^۵ Lumped Parameter Modeling

^۶ Helmholtz Resonator

کمپرسور و V_p حجم مخزن ذخیره ساز است. محاسبه میزان L_c با بهره گیری از روشی موسوم به روش اندوکتانس هیدرولیکی^۱ که توسط هیلبرت [۱۹] پیشنهاد شده، صورت می پذیرد. براین اساس، برای ارائه تخمینی از L_c/A_c می توان با محاسبه انتگرال مساحت لوله ($A(l)$) در طول خط مسیر جریان (l)، به تخمینی از L_c/A_c به صورت ذیل دست یافت:

$$\int \frac{dl}{A(l)} = \left(\frac{L_c}{A_c} \right)_{model} \begin{cases} \text{for radial duct geometry (dl = dy):} \\ \int_{y_i}^{y_j} \frac{dy}{2\pi\omega y} = -\frac{1}{2\pi\omega} \ln \frac{y_j}{y_i} \\ \text{for curve duct geometry} \\ (dl = \frac{1}{2}(R_i + R_j)d\theta): \\ \int_0^\theta \frac{1/2(R_i + R_j)}{A(\theta)} d\theta = \frac{R_i + R_j}{\pi\omega \sqrt{(R_i + R_j)^2 - 4h}} \\ \times \tanh^{-1} \left(\frac{(R_i + R_j + 2h) \tan \frac{\theta}{2}}{\sqrt{(R_i + R_j)^2 - 4h}} \right) \end{cases} \quad (2)$$

جزئیات بیشتر از نحوه محاسبه پارامتر B در مرجع [۱۸] ارائه شده است.

دی [۲۰] با بهره گیری از این فرض که منحنی مشخصه کمپرسورها عموماً شکلی مشابه دارند و نیز با لحاظ این نکته که سرعت کمپرسور به تنهایی مبین رفتار دینامیکی کمپرسور نیست، معیار بی بعد دیگری را با بهره گیری از پارامتر B گریتر به صورت ذیل ارائه نمود:

$$\hat{B} = B \psi_p / \varphi_p \quad (3)$$

در رابطه (۳)، ψ_p و φ_p به ترتیب مقادیر ضریب بار بیشینه و ضریب جریان در نقطه بیشینه ضریب بار می باشند. بدین ترتیب معیار ارائه شده توسط دی نه تنها عبارتهای دیگر مؤثر بر رفتار دینامیکی کمپرسور را در خود دارد، بلکه معیاری جامع تر برای تمامی کمپرسورها است. لذا چنانچه پارامتر پایداری B' کمتر از مقدار بحرانی (B'_{crit}) باشد، کمپرسور مستعد رخداد وامانش وامانش دورانی و چنانچه بیشتر از B'_{crit} باشد، مستعد رخداد کوبش است. دی همچنین با انجام آزمایشهای متعدد اثبات نمود که مقدار B'_{crit} بین ۱/۱ تا ۱/۳ می باشد [۲۰].

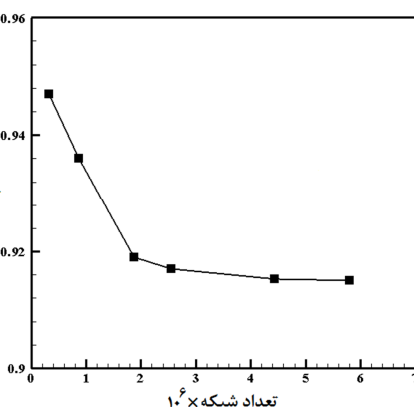
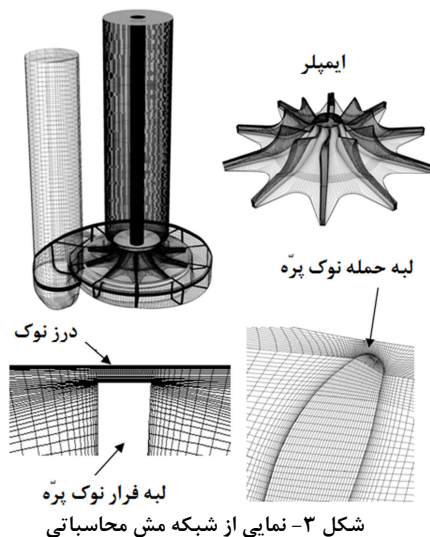
به منظور ارزیابی پایداری کمپرسور موجود و نیز پیش بینی رخداد وامانش و یا کوبش، کمپرسور موجود با بهره گیری از مدل پارامتر فشرده گریتر- دی مدل سازی گردید. با داشتن داده های هندسی و ابعادی کمپرسور (جدول ۱) و نیز مشخصات عملکردی، پارامتر B' بر اساس رابطه (۳) به میزان 0.73 محاسبه شدند. بنابراین با توجه به کمتر بودن میزان پارامتر B' نسبت به B'_{crit} [۲۰]، ازدیاد فشار در کمپرسور حاضر در سرعت چرخشی 8400 دور بر دقیقه توانایی القاء پدیده کوبش را دارا نبوده و برپایه مدل گریتر- دی، کمپرسور مورد بررسی مستعد رخداد پدیده وامانش است.

۴- مدل سازی عددی

شبکه ای محاسباتی شامل $2.550.000$ سلول سازمان یافته شش وجهی می باشد؛ 312.000 سلول در مجرای ورودی، $1.688.000$

سلول در ایمپلر، 513.000 سلول در حلزونی و 190.000 سلول در مجرای خروجی. برای هر گذرگاه ایمپلر، 97.40 و 60 گره به ترتیب در راستای ریشه تا پوسته، راستای جریان و نیز راستای پره به پره توزیع شده اند. 20 سلول نیز از نوک پره تا پوسته (در ناحیه درز نوک) برای بررسی دقیق تر رفتار جریان نشی نوک پره در نظر گرفته شدند. برای مشاهده اثرات لایه مرزی، سلول های شبکه در مجاورت دیواره ها و سطوح پره ها ریزتر در نظر گرفته شده اند. چگالی شبکه در نزدیکی دیواره به گونه ای در نظر گرفته شد که y^+ کمتر از 5 باشد. بدین ترتیب می توان شار لزجت نزدیک دیواره ها را بدون استفاده از توابع دیواره^۲ ارزیابی نمود. شکل ۳، نمایی از مش سطحی کمپرسور را نشان می دهد.

مطالعات استقلال از شبکه، به ویژه در راستاهای ریشه تا پوسته و پره به پره، برای کمپرسور مورد نظر برای اطمینان از صحت نتایج عددی ارائه شده، صورت پذیرفت. مجموعه ای از شبکه های محاسباتی از 324.000 سلول تا 5802.000 سلول مورد بررسی قرار گرفت. اختلاف نسبی در پیش بینی نتایج برای ضریب بار از شبکه اولیه (324.000) تا شبکه نهایی (5802.000) مطابق شکل ۴ حدود $3/42\%$ بود. ضمناً هیچ تغییر قابل ملاحظه ای برای شبکه های بیشتر از $2.550.000$ سلول (شبکه حاضر) مشاهده نشد.



شکل ۴- بررسی استقلال حل از شبکه محاسباتی

² Wall Function

¹ Hydraulic Inductance

خروجی جریان با قانون تعادل شعاعی اعمال گردیده‌اند. شرط مرزی عدم لغزش بر روی کلیه سطوح جامد اعمال شده است. برای انجام محاسبات، ناحیه حل نسبت به مختصات مرجع لخت به مختصات ساکن و چرخان تقسیم گردیده است.

۵- نتایج

۵-۱- مقایسه منحنی عملکرد کمپرسور به روش‌های

تجربی و عددی

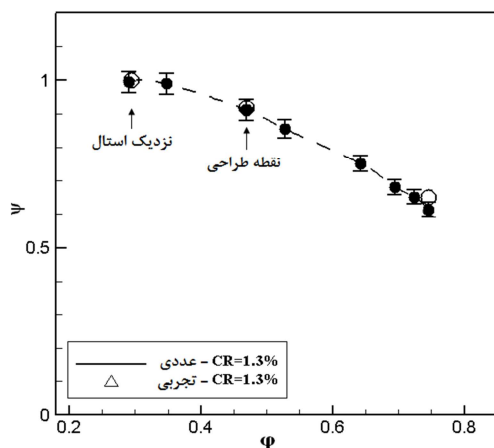
منحنی مشخصه $(\psi - \varphi)$ تجربی و عددی کمپرسور به همراه عدم قطعیت داده‌های اندازه‌گیری‌شده در سرعت چرخشی ۸۴۰۰ دور بر دقیقه و برای نسبت درز نوک (CR) معادل ۱/۳٪ در شکل ۵ با یکدیگر مقایسه شده‌اند. φ و ψ به ترتیب ضریب بار و ضریب جریان از پارامترهای عملکردی کمپرسور بوده و به صورت زیر تعریف می‌شوند.

$$\varphi = \frac{Q}{\pi d_2 b_2 U_2} = \frac{C_{r2}}{U_2} \quad (7)$$

$$\psi = \frac{\Delta P_0}{1/2 \rho U_2^2} \quad (8)$$

عموماً، شرایط ناپایدار (نقطه نزدیک وامانش) در یک کمپرسور با کاهش پیوسته ضریب بار در منحنی مشخصه معین می‌گردد. عدم قطعیت ضریب بار طبق استاندارد ASME PTC 10-1997 [۲۱] و بهره‌گیری از روش مجذور مجموع مربعات^۳، با استفاده از رابطه (۹) محاسبه گردیده است.

$$U(\psi) = \sqrt{\left(\frac{\partial \psi}{\partial P_{01}} U_{P_{01}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \psi}{\partial P_{02}} U_{P_{02}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \psi}{\partial U_{tip}} U_{U_{tip}}\right)^2} \quad (9)$$



شکل ۵- مقایسه منحنی عملکرد عددی و تجربی کمپرسور در سرعت ۸۴۰۰ دور بر دقیقه

تکرارپذیری نتایج تجربی حاصل از آزمون‌ها نشان داده است که انحراف استاندارد^۴ برای ضریب بار، طبق استاندارد ASME PTC

برای انجام یک مطالعه همگرایی شبکه، ضریب بار برای سه شبکه محاسباتی درشت، متوسط و ریز، هر کدام به‌ترتیب با تعداد گره معادل دو برابر تعداد گره توزیع شده در راستاهای ریشه تا پوسته و پره به پره نسبت به قبلی، محاسبه گردید. ریزترین شبکه محاسباتی (۲۵۵۰۰۰ سلول) برای شبیه‌سازی عددی حاضر به کار رفت. شاخص همگرایی شبکه (GCI) [۱۹] معرفی‌شده توسط روج، به عنوان معیار سنجش همگرایی شبکه مورد استفاده قرار گرفت. GCI براساس برون‌یابی عمومی ریچاردسون^۱ که شامل مقایسه‌ی حل‌های گسسته در شبکه‌های محاسباتی مختلف می‌باشد، عمل می‌کند. مرتبه دقت، p ، منتج از سه حل، f_i و با استفاده از نسبت ریزشدگی^۲، r ، با استفاده از رابطه (۴) محاسبه می‌شود:

$$p = \frac{\ln(\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21})}{\ln(r)} \quad (4)$$

در رابطه (۴) داریم:

$$\varepsilon_{i+1,i} = f_{i+1} - f_i \quad (5)$$

زیرنویس ۱ در رابطه (۱) نشان‌دهنده ریزترین شبکه است. GCI برای مقایسه دو شبکه محاسباتی به صورت ذیل تعریف می‌گردد:

$$GCI_{i+1,i} = \frac{F_s |\varepsilon_{i+1,i}|}{f_i (r^p - 1)} \quad (6)$$

از آنجایی که از سه شبکه محاسباتی برای تخمین پارامتر p بهره گرفته شده، از ضریب اطمینان $FS=1.25$ برای محاسبات استفاده شد [۱۹]. GCI برای شبکه‌های ۱ و ۲ (GCI_{21}) و شبکه‌های ۲ و ۳ (GCI_{32}) به ترتیب ۱۵۷۳٪ و ۴۸۵۱٪ حاصل شدند. کاهش قابل ملاحظه شاخص GCI از درشت‌ترین تا ریزترین شبکه محاسباتی حاکی از آن است که حل جریان بر روی ریزترین شبکه محاسباتی، تقریباً مستقل از شبکه بوده و همگرایی مناسبی دارد. در نتیجه تصمیم بر آن شد تا از شبکه محاسباتی با ۲۵۵۰۰۰ سلول بهره گرفته شود.

در تحقیق پیش‌رو از نرم‌افزار FLUENT به منظور شبیه‌سازی عددی جریان استفاده شده است. معادلات متوسط‌گیری‌شده رینولدز در حالت سه‌بعدی و لزج به‌روش ضمنی مرتبه دو حل می‌شوند. مقایسه‌ی داده‌های تجربی و عددی در مقاله حاضر، قابلیت مدل توربولانسی $k-\varepsilon$ در پیش‌بینی عملکرد کمپرسور مد نظر را تایید کرده و لذا برای مدل‌سازی آشفتگی‌های جریان از این نوع مدل توربولانسی استفاده شده است. از مدل مرتبه دو فرادست برای گسسته‌سازی معادلات آشفتگی و منتم بهره گرفته شد. برای محاسبات میدان جریان، حل معادلات انتگرالی حاکم بر بقای جرم و منتم با استفاده از روش حجم محدود انجام گرفت. الگوریتم SIMPLE برای کوپلینگ میدان‌های سرعت و فشار مورد استفاده قرار گرفت. در فرآیند محاسبات عددی، آزمون همگرایی با شرط رسیدن مقادیر باقی‌مانده معادلات حاکم به حدود 10^{-6} صورت گرفت. همچنین با آشکارسازی برخی از متغیرهای جریان، در محل برخی از سطوح مشخص، از روند تغییرات آن‌ها در طی فرآیند تکرار، به‌عنوان معیاری مضاعف برای همگرایی استفاده گردید.

شرایط مرزی پایا در ورودی و خروجی کمپرسور تعریف شده‌اند. سرعت هوای ورودی در مرز ورودی جریان و نیز فشار استاتیک در مرز

³ RSS; Root Sum Square

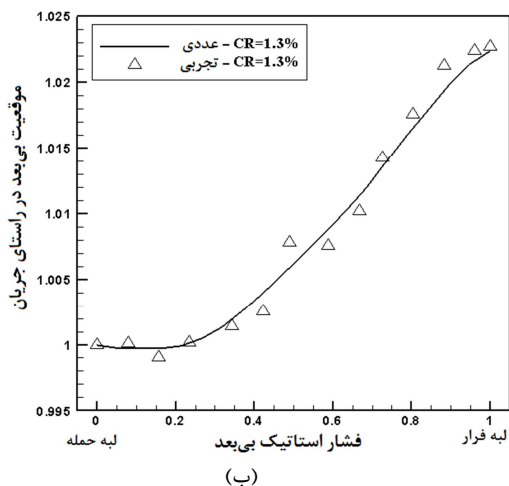
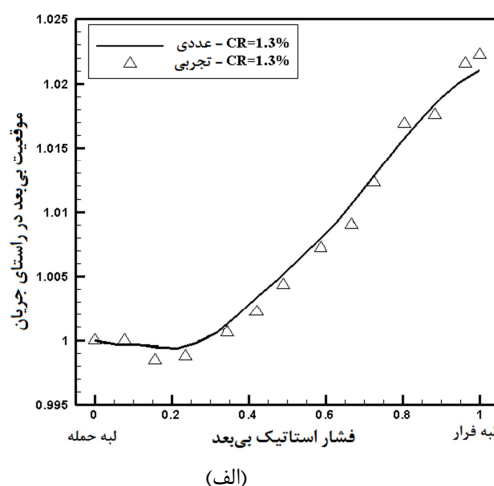
⁴ Standard Deviation

¹ Generalized Richardson Extrapolation

² Refinement Ratio

10-1997 [۲۱] و بهره‌گیری از روش مجذور متوسط مربعات^۱، کمتر از ۰/۲٪ می‌باشد.

شکل ۶ نتایج عددی و تجربی توزیع فشار استاتیک متوسط‌گیری‌شده محیطی از لبه حمله تا فرار ایمپلر را برای دو ضریب جریان ۰/۴۶ (نقطه طراحی) و ۰/۲۹ (شرایط نزدیک وامانش) در سرعت چرخشی ۸۴۰۰ دور بر دقیقه و $CR=1.3\%$ نشان می‌دهد. فشار استاتیک در شکل ۶ بر مبنای فشار استاتیک در ورود جریان به ایمپلر بی‌بعد شده است. اندازه‌گیری فشار در امتداد پره‌های پروانه، به واسطه منافذ فشار (شکل ۲ ب)) و با استفاده از حسگرهای فشار مذکور در قبل صورت پذیرفته است. محور افقی شکل ۶ بیانگر موقعیت مکانی منافذ فشاری در امتداد پره‌ی پروانه می‌باشد. مطابق شکل‌های ۵ و ۶، نتایج شبیه‌سازی عددی و تجربی از نظر تعیین عملکرد کلی کمپرسور تطابق مناسبی با یکدیگر دارند.



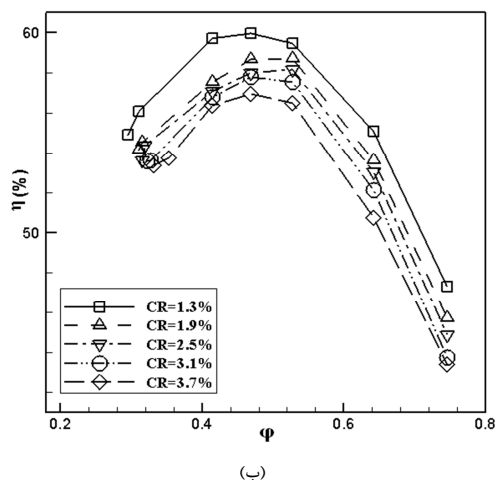
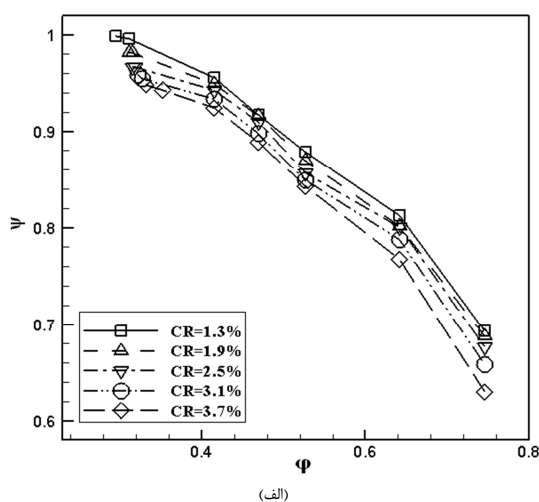
شکل ۶- توزیع فشار استاتیک متوسط‌گیری‌شده محیطی بی‌بعد از لبه حمله تا فرار پره، (الف) نقطه طراحی، (ب) شرایط نزدیک وامانش

۵-۲- ارزیابی اثر میزان درز نوک پره کمپرسور

منحنی‌های عملکرد کمپرسور برای درز نوک‌های مختلف در سرعت چرخشی ۸۴۰۰ دور بر دقیقه در شکل ۷ ارائه شده است.

همان‌گونه که در شکل ۷ نیز دیده می‌شود، با افزایش میزان درز نوک پره، ضریب بار و نیز بازده کمپرسور کاهش می‌یابد. هم‌چنین مطابق شکل ۷ (الف) ضمن افزایش میزان درز نوک پره، وامانش در ضرایب جریان بزرگتری آغاز می‌گردد.

دلیل این امر را می‌توان این‌گونه تفسیر نمود که برهمکنش جریان ناشی نوک پره با جریان اصلی کمپرسور سبب تبدیل جریان ناشی به یک ساختار چرخشی موسوم به گردابه ناشی نوک پره می‌گردد. گردابه‌های ناشی نوک، یک ناحیه‌ی سیال کم‌انرژی در حوالی نوک پره را شکل می‌دهند. با مسدود شدن مسیر جریان، ناحیه‌ی موثر گذر جریان کاهش یافته و جریان اصلی گذرگاه به شدت از مسیر اصلی خود منحرف شده و موجب جدایش جریان می‌گردد. در نتیجه این جدایش، انسداد قابل ملاحظه‌ای درون گذرگاه اصلی جریان رخ می‌دهد. این شرایط توأمان با رخداد پدیده وامانش در کمپرسور می‌باشد. افزایش میزان درز نوک پره باعث افزایش میزان جریان ناشی نوک پره و در نتیجه جدایش قوی‌تر جریان می‌گردد. در نتیجه این ازدیاد جدایش، می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش میزان درز نوک ایمپلر مقدار افزایش فشار کل و نیز بازده کمپرسور کاهش می‌یابد. هم‌چنین به دلیل وجود جریان ناشی نوک قوی‌تر، پدیده وامانش مطابق شکل ۸ در ضرایب جریان بزرگتری رخ می‌دهد.



شکل ۷- منحنی‌های عملکردی کمپرسور در نسبت‌های درز نوک

مختلف پره، (الف) منحنی η - ϕ ، (ب) منحنی P - ϕ

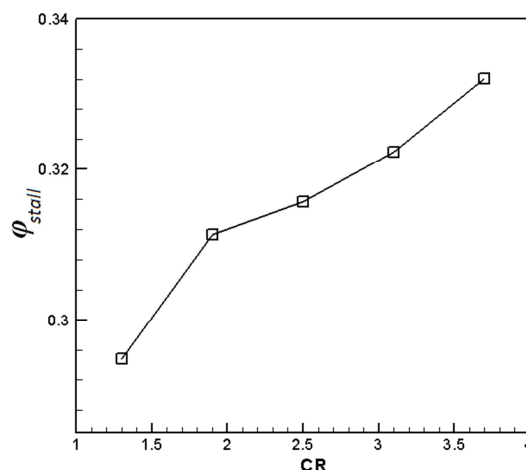
¹ RMS; Root Mean Square

مختلف درز نوک پره در نقطه طراحی تقریباً مشابه هستند. لیکن همان گونه که در شکل ۹ (ب) نیز دیده می شود، در شرایط نزدیک وامانش، این توزیع برای درز نوک های مختلف تفاوت می یابد. شکل ۱۰ نحوه رشد میزان جریان نشی نوک پره را از لبه حمله تا لبه فرار ایملر برای نسبت های درز نوک مختلف در شرایط نزدیک وامانش ارائه می نماید. میزان جریان نشی نوک پره از انتگرال گیری مؤلفه سرعت عمود بر خط کمر متوسط پره در طول درز نوک حاصل شده است. همان گونه که از شکل ۱۰ برمی آید، با افزایش نسبت درز نوک، دبی جرمی نشی نوک پره، به شدت افزایش می یابد. در نتیجه با ازدیاد درز نوک پره، انسداد جریان در برخی از گذرگاه های پره ها، مشابه آن چه در شکل ۹ (ب) نیز دیده شد، افزایش می یابد.

به منظور ارزیابی کمی اثر میزان درز نوک پره بر ازدیاد انسداد جریان گذرگاه، توزیع از ریشه تا پوسته سرعت نصف النهاری (V_m) در صفحه پره به پره قرار گرفته در ۵۰٪ طول وتر پره در نوک برای شرایط نزدیک وامانش در شکل ۱۱ نشان داده شده است. به منظور وضوح بهتر تنها نتایج دو نسبت درز نوک ۱/۳٪ و ۳/۷٪ ارائه شده اند. سرعت نصف النهاری (V_m) در این شکل براساس سرعت محیطی در خروج از ایملر (U_2)، بی بعد شده است. مقادیر سرعت نصف النهاری (V_m) در شکل ۱۱ از میانگین گیری محیطی مقادیر مربوطه در هر موقعیت از ریشه تا پوسته حاصل شده اند. همان گونه که در شکل ۱۱ دیده می شود، ضمن افزایش نسبت درز نوک پره، انسداد جریان بیشتری (نواحی کم سرعت) در حوالی پوسته کمپرسور مشاهده می گردد. کاهش میزان سرعت در حوالی پوسته کمپرسور ضمن ازدیاد نسبت درز نوک پره، سبب ازدیاد میزان انسداد جریان در گذرگاه، کاهش عملکرد کمپرسور و نیز تعجیل در رخداد پدیده وامانش می گردد.

۶- نتیجه گیری

در این مقاله اثر میزان درز نوک پره بر عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز به ویژه در شرایط نزدیک وامانش مورد بررسی قرار گرفت. ۵ میزان درز نوک مختلف مورد مطالعه قرار گرفتند. مهم ترین نتایج بدست آمده از مقاله حاضر به صورت ذیل قابل جمع بندی هستند.

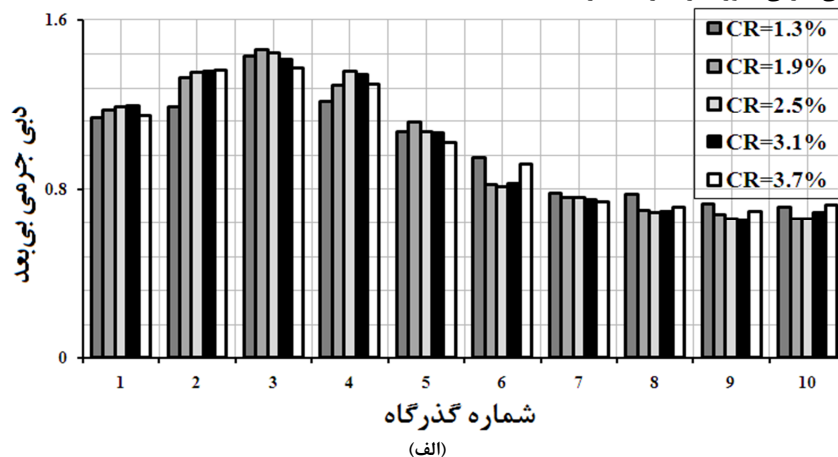


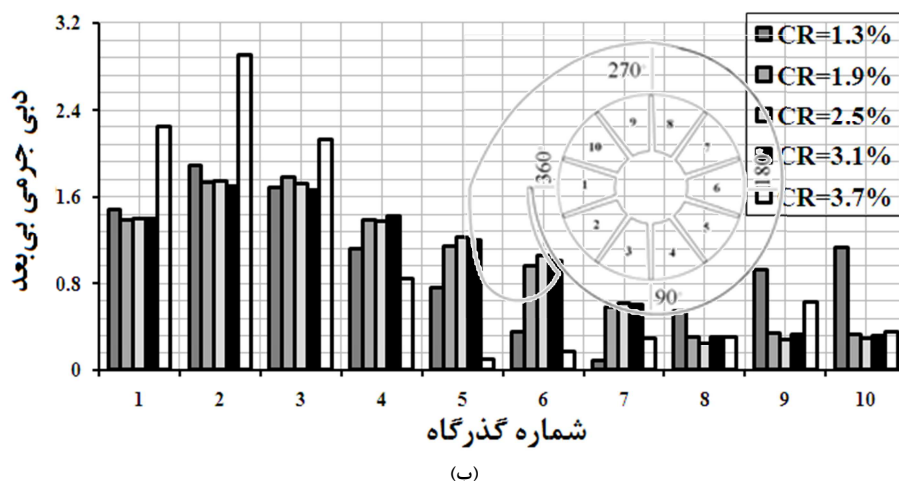
شکل ۸- تغییر ضریب جریان وامانش در نسبت های درز نوک مختلف

شکل ۹ دبی جرمی منتشر شده از میان گذرگاه پره ها در نقطه طراحی و شرایط نزدیک وامانش را برای نسبت های درز نوک مختلف پره ارائه می نماید. دبی جرمی در شکل ۹ بر مبنای دبی جرمی میانگین عبوری از تمامی گذرگاه ها بی بعد شده است. اعداد نمایش دهنده شماره گذرگاه ها در شکل ۹ (ب) نمایش داده شده اند. مطابق شکل ۹، دبی جرمی در نقطه طراحی در مقایسه با شرایط نزدیک وامانش به صورت یکنواختی در تمامی گذرگاه ها توزیع می گردد.

همان گونه که در شکل ۹ نیز دیده شد، به دلیل نایکخواختی جریان در گذرگاه های مختلف در شرایط نزدیک وامانش در مقایسه با نقطه طراحی، انتظار می رود تا دبی جرمی عبوری از گذرگاه ها نیز در شرایط نزدیک وامانش نایکخواخت باشد. در شرایط نزدیک وامانش، جریان کمتری از برخی از گذرگاه ها عبور کرده و این موضوع می تواند منتج از رخداد انسداد در جریان اصلی در آن گذرگاه ها باشد. در نتیجه در شرایط نزدیک وامانش، به دلیل رخداد انسداد در برخی گذرگاه ها، جریان اصلی منحرف شده و سبب ازدیاد زاویه برخورد جریان می گردد. این شرایط طبق انتظار، توأمان با رخداد وامانش در طبقه کمپرسور است.

مطابق شکل ۹ (الف)، در نقطه طراحی، افزایش میزان درز نوک پره تأثیر قابل ملاحظه ای بر توزیع دبی جرمی عبوری از گذرگاه ها ندارد؛ در نتیجه توزیع دبی جرمی عبوری از گذرگاه ها برای نسبت های



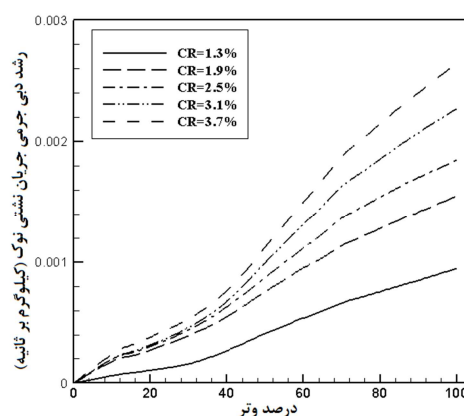


شکل ۹- دبی جرمی نرمالیزه شده عبوری از هر گذرگاه، (الف) نقطه طراحی، (ب) شرایط نزدیک وامانش

- در نقطه طراحی، ساختار جریان بکنواختتری مشاهده می‌گردد. در حالی که در شرایط نزدیک وامانش، به دلیل رخداد انسداد در برخی گذرگاه‌ها، توزیع جریان نایکنواختی در گذرگاه‌ها مشاهده می‌گردد. این امر توأمان با وقوع پدیده وامانش در کمپرسور می‌باشد. ازدیاد میزان درز نوک پره، توزیع نایکنواخت‌تر جریان در گذرگاه‌ها را به همراه دارد.
- با افزایش نسبت درز نوک پره، جریان نشی نوک پره افزایش یافته و انسداد بیشتری در گذرگاه کمپرسور ایجاد می‌کند. ضمن کاهش دبی جرمی عبوری از کمپرسور اثرات نامطلوب جریان نشی نوک پره نیز افزایش می‌یابد. لذا ازدیاد درز نوک پره می‌تواند سبب افزایش احتمال وقوع پدیده وامانش در کمپرسور گردد.

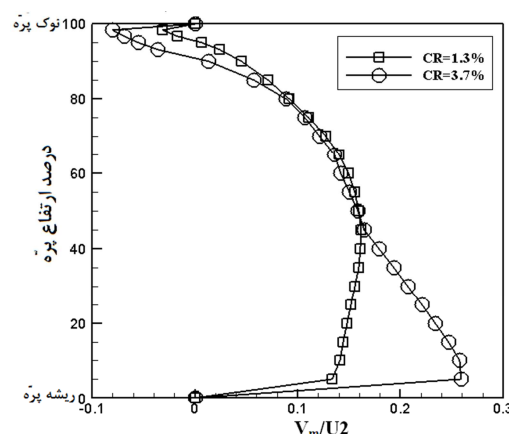
۷- نمادها

a	سرعت صوت (ms^{-1})
A_c	مساحت مؤثر لوله کمپرسور (m^2)
B	پارامتر پایداری بی بعد گریتر
b_2	عرض پروانه در خروج (mm)
CR	نسبت درز نوک پره
C_{r2}	سرعت شعاعی در خروج از پروانه (ms^{-1})
d_2	قطر خارجی پروانه (mm)
L_c	طول مؤثر لوله کمپرسور (m)
P_0	فشار کل نسبی (Pa)
Q	شدت جریان حجمی ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)
TC	درز نوک پره
U_2	سرعت محیطی در خروج از پروانه در نوک (ms^{-1})
V_m	سرعت نصف‌النهاری (ms^{-1})
V_p	حجم مخزن ذخیره‌ساز (m^3)
y^+	فاصله دیواره بی بعد



شکل ۱۰- رشد میزان جریان نشی نوک از لبه حمله تا فرار ایمپلر در شرایط نزدیک وامانش

- افزایش میزان درز نوک پره سبب افزایش میزان جریان نشی نوک پره و در نتیجه رخداد جدایش قوی‌تر جریان در گذرگاه پره‌ها می‌گردد. لذا با ازدیاد میزان درز نوک پره، مقدار افزایش فشار کل و نیز بازده کمپرسور کاهش می‌یابند.



شکل ۱۱- توزیع سرعت نصف‌النهاری بی بعد در ۵۰٪ طول وتر در نوک پره پروانه برای شرایط نزدیک وامانش

بررسی تجربی عملکرد کلی، پایان نامه دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران، ۱۳۹۳.

- [19] Helvoirt J. V., Centrifugal compressor surge modeling and identification for control, Phd Thesis, Technische Universiteit Eindhoven, Netherlands, 2007.
- [20] Day I. J., Axial compressor performance during surge, J. of Propulsion and Power, vol. 10, no. 3, pp. 329-336, 1994.
- [21] American Society of Mechanical Engineering, Performance test code on compressors and exhausters/asmep tc 10-1997.

ΔP_0 اختلاف فشار سکون (Pa)

علایم یونانی

ρ چگالی سیال (kgm^{-3})

φ ضریب جریان

ψ ضریب بار

۸- مراجع

- [1] Lakshminarayana B., Method of Predicting the Tip Clearance Effects in Axial Flow Turbomachinery, ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 92, pp. 467-480, 1970.
- [2] Geng SH., Zhu J., Zhang H., Numerical simulation of rotating stall in a centrifugal compressor with vaned diffuser, J. Thermal Science, Vol. 16, No. 2, pp. 115-120, 2007.
- [3] Inoue M., Kuroumaru M., "Structure of Tip Clearance Flow in an Isolated Axial Compressor Rotor," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 111, pp. 250-256, 1989.
- [4] Freeman C., Effect of tip clearance flow on compressor stability and engine performance, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series, 1985.
- [5] Schumann L. F., Clerk J., Wood, R., Effect of area ratio on the performance of a 5.5:1 pressure centrifugal impeller, Transaction ASME J. of Turbomachinery, Vol. 109, pp. 10-19, 1987.
- [6] Wisler D. C., Loss reduction in axial-flow compressors through low speed model testing, ASME J. of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 107, No. 2, pp. 354-363, 1985.
- [7] Schleer M., Song S. J., Abhari R., Clearance effects on the onset of instability in a centrifugal compressor, J. of Turbomachinery, Vol. 130, pp. 031002-1-11, 2008.
- [8] Mashimo T., Waianabe I., Ariga I., Effects of fluid leakage on performance of a centrifugal compressor, J. of Engineering for Power, Vol. 101, pp. 337-342, 1979.
- [9] Hong S. S., Schleer M., Abhari R.S., Effect of tip clearance on the flow and performance of a centrifugal compressor, Proceedings of the ASME/JSME Joint Fluids Engineering, Vol. 1 A, pp. 563-569, 2003.
- [10] Eum Hark-Jin., Kang Young-Seok., Kang Shin-Hyoung., Tip clearance effect on through-flow and performance of a centrifugal compressor, KSME International Journal, Vol. 18, No. 6, pp. 979- 989, 2004.
- [11] Taghavi-Zenouz R., Solki E., Afshari H., Stall margin improvement of a centrifugal compressor utilizing various stepped tip gap configurations, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Vol. 228, No. 7, pp. 772-781, 2014.
- [12] Huang W., Geng S., Zhu J., Zhang H., Numerical simulation of rotating stall in a centrifugal compressor with vaned diffuser, Journal of Thermal Science, Vol. 16, pp 115-120, 2007.
- [13] Kang S., Hirsch C., "Numerical simulation and theoretical analysis of the 3d viscous flow in centrifugal impellers," Task Quarterly, Vol. 5, pp. 433-458, 2001.
- [14] Paxton, Supercharger shop service manual model vs-57, Paxton Products.
- [15] BS EN ISO 5167-3:2003, Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full- part 3: nozzles and venturi nozzles.
- [16] Hensen K. E., Jorgensen P., Larsen P. S., Experimental and Theoretical Study of Surge in a Small Centrifugal Compressor, J of Fluid Engineering, Vol. 103, No. 3, pp. 391-395, 1981.
- [17] Greitzer E. M., Surge and rotating stall in axial flow compressors, part i: theoretical compression system model, Transactions of the ASME J. of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 98, no. 2, pp. 190-198, 1976.

[۱۸] سلکی احسان، تحلیل عددی اثرات جریان نشستی نوک پروانه بر عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز، روش های توسعه محدوده عملکرد آن ها و