



# A Numerical Study of the Effects of Blade Tip Clearance on the Performance of a Multi-Stage Transonic Axial Compressor

Ali Hassanzadeh Bafghi, Mohammad Javad Shahriyari, Hossein Khaleghi \*

Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran

**ABSTRACT:** Compressors are integral components in various industrial systems, ranging from standalone units in process plants to essential parts of gas turbines. Given the widespread application of compressors, improving their performance and expanding their operating range are of great importance, leading to extensive studies on this subject and the factors affecting it. In this study, the effect of blade tip clearance on the performance of a transonic multistage compressor was investigated using numerical simulation. First, a baseline NASA compressor was simulated and validated using available data. Additionally, a single-stage simulation of each compressor stage was conducted and validated by comparison with the multi-stage simulation results. Subsequently, the impact of increasing rotor clearances to 1.5 and 2 times the baseline level was examined in three different scenarios: increasing clearance for all rotors, only the first rotor, or only the second rotor. The results indicate that among these two rotors, the one with the larger clearance is the primary source of instability. Furthermore, the operating range of the compressor remains almost unchanged compared to the scenario where the clearance of all rotors is increased uniformly.

## Review History:

Received: Jan. 28, 2025

Revised: May, 02, 2025

Accepted: May, 19, 2025

Available Online: Jun. 05, 2025

## Keywords:

Multistage Compressor

Transonic

Numerical Simulation

Clearance

Instability

Operating Range

## 1- Introduction

The operating range of compressors is fundamentally limited by two main phenomena: surge and stall. [1-5] Since 1978, numerous studies have investigated the causes and effects of stalls on compressor performance. Koch (1981) demonstrated that optimizing design parameters can improve pressure rise and help prevent stalling. [6] Puterbaugh and Brendel (1997) showed that tip leakage flows alter shock location and intensity, reducing compressor performance, while minimizing tip clearance can mitigate these adverse effects [7]

Further research by Vo (2001) and Zhang et al. (2012) examined how tip leakage vortices impact axial compressor stability, indicating that increased tip clearance diminishes compressor stability and increases leakage vortices, which decrease overall efficiency [8,9].

More recent investigations by Hah (2010) and Ostad and Kamali (2018) focused on the effects of tip clearance in high-speed, multistage compressors. Their findings showed that increased clearance induces pressure fluctuations and efficiency drops, with differing impacts across stages, including reduced choke flow and altered flow angles [10,11]. Control methods, both active and passive, targeting flow momentum near the blade tip have been proposed to delay stall

and extend compressor operating ranges. Passive methods, such as introducing grooves or flow channels [12,13], and active tip flow injection have been experimentally demonstrated to improve stability and performance [14].

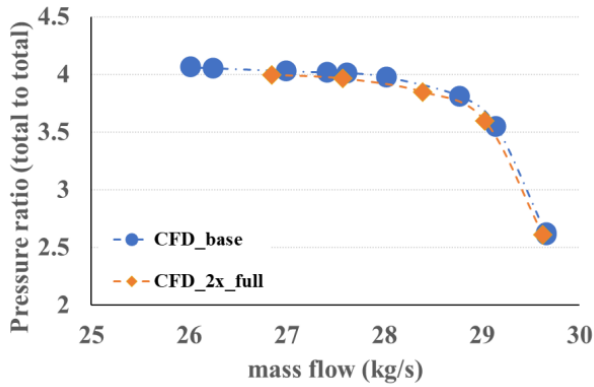
In this study, the effects of varying blade tip clearance on the operating range of a validated multistage axial compressor are numerically investigated. Unlike most previous studies focusing on single-stage compressors or uniform clearance changes across all rotors, this research examines multistage behavior with clearance increases applied either uniformly to all rotor blades or selectively to a single rotor stage identified as critical for initiating instability. This approach reflects practical scenarios where manufacturing defects, casing contact, or tip damage may locally alter clearance and impact compressor stability. The findings provide valuable insights into how specific rotor clearance variations influence overall compressor performance and operating range.

## 2- Methodology

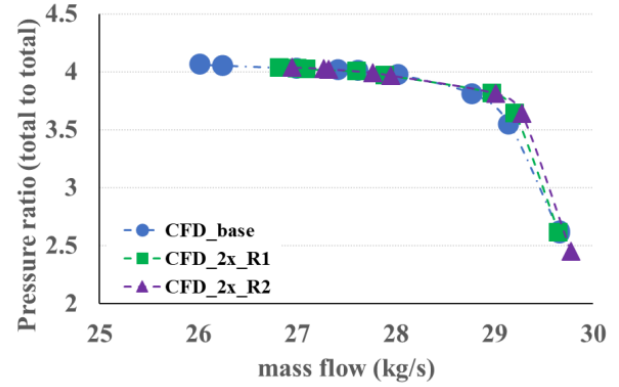
The numerical study utilized a validated geometric model of the NASA five-stage transonic axial compressor, developed in a CAD environment based on publicly available profile data. Computational domains were created with periodic boundaries and extended inlet/outlet regions to

\*Corresponding author's email: khaleghi@aut.ac.ir





**Fig. 1. Comparison of compressor performance curves between the baseline case and the 2x clearance condition for all rotors**



**Fig. 2. Comparison of compressor performance curves between the baseline case and the 2x clearance conditions of the first and second rotors**

ensure stability and realistic boundary conditions.

Structured meshes with three levels of refinement (coarse, medium, and fine) were tested for grid independence, with the medium grid (10 million cells) selected due to its optimal balance between accuracy (error < 1%) and computational cost. Turbulence was modeled using the  $k-\omega$  SST RANS approach, suitable for capturing shock-boundary layer interactions in transonic flow. Boundary conditions included total pressure and temperature at the inlet and average static pressure at the outlet.

Simulations were performed for the baseline clearance and two increased clearance levels (1.5x and 2x). These increments were applied in three configurations: all rotors, only the first rotor, and only the second rotor. For each case, performance curves, tip leakage flow rates, Mach contours, and reversed flow zones were analyzed near stall and choked flow conditions.

### 3- Results and Discussion

#### 3- 1- Validation and Baseline Behavior

The baseline simulation closely matched experimental performance curves from NASA[15,16], verifying the model's accuracy. Key flow features such as shock positioning, stage-by-stage performance curves, efficiency trends, and stall onset were accurately captured.

#### 3- 2- Impact of Increased Tip Clearance

Increasing tip clearance uniformly across all rotors led to a significant performance decline: at 1.5x clearance, the compressor's operating range decreased by ~14%, and at 2x, by ~24%. The reductions were linked to enhanced leakage vortex strength and the expansion of reversed flow zones near the rotor tips. Fig. 1 shows the comparison of compressor performance curves between the baseline case and the 2x clearance condition for all rotors.

When clearance increases were applied only to rotor 1

or rotor 2, the operating range reductions were only slightly smaller (~11% and ~22%, respectively), suggesting these rotors independently serve as critical components for flow stability. Flow visualizations revealed that the rotor with increased clearance exhibited larger reversed flow areas, earlier stall onset, and stronger interactions between tip leakage flow and main flow, especially near the suction surface. Fig. 2 presents the comparison of compressor performance curves between the baseline case and the 2x clearance conditions.

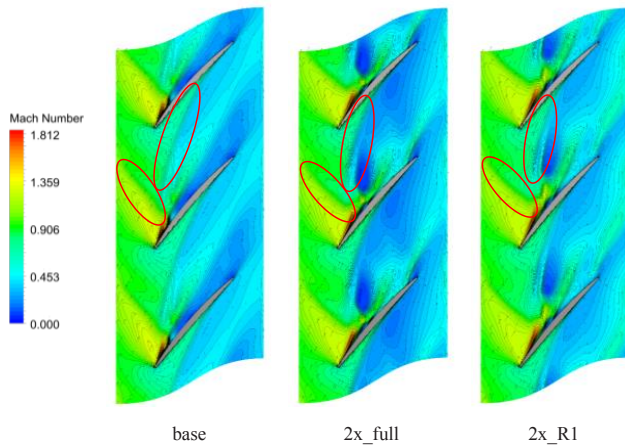
#### 3- 3- Shock and Vortex Dynamics

In all increased clearance scenarios, shock waves at rotor blade tips weakened and moved downstream. This reduced the compression effectiveness but allowed stronger tip leakage vortices to form, leading to larger low-momentum zones and more extensive flow separations. Detailed velocity and Mach number contours confirmed these findings, particularly in rotors 1 and 2. The strength of tip leakage flows scaled roughly linearly with the clearance increase, with secondary flow structures such as tip vortices becoming more dominant in destabilizing the compressor flow field. The contour shown in Fig. 3 illustrates the blade tip Mach number near stall conditions for the baseline case and the 2x clearance conditions of the first-stage rotor. Similar contours for the second-stage rotor are also shown in Fig. 4. The shock region is indicated by red lines.

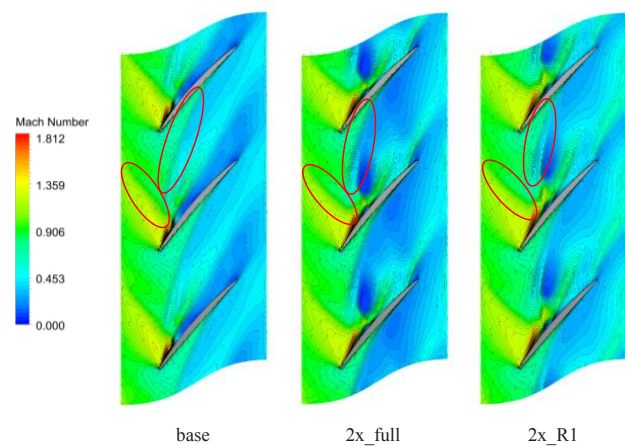
### 4- Conclusion

This study presents a comprehensive analysis of tip clearance effects in a multistage transonic axial compressor. The primary conclusions are:

- **Critical Rotor Identification:** Rotors 1 and 2 are identified as critical for stability. When either experiences increased clearance ( $\geq 1.5x$ ), it becomes the limiting factor for overall compressor performance.



**Fig. 3. blade tip Mach number near stall conditions for the baseline case and the 2x clearance conditions of the first-stage rotor**



**Fig. 4. blade tip Mach number near stall conditions for the baseline case and the 2x clearance conditions of the second-stage rotor**

- **Tip Leakage Flow and Instability:** Increased clearance, promotes tip leakage flow, which interacts with shock waves and contributes to early stall through low-momentum flow zones.

- **Stage-Specific Sensitivity:** While full-rotor clearance increases cause greater efficiency and pressure losses, even isolated increases in early-stage rotors result in comparable operating range decreases.

- **Design Implication:** Minimizing tip clearance, especially in early compressor stages, is crucial for preserving performance and avoiding early instability.

These findings underscore the need for precise manufacturing and operational control of tip clearance, especially in transonic multistage designs. It also shows that changing the tip clearance of a single stage of compressor can have significant effects on its operating range.

## References

- [1] H. Khaleghi, M.J. Shahriyari, M. Heinrich, A theory for predicting stall cell transient behavior, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 53(9) (2021) 4773-4788.
- [2] H. Khaleghi, M.J. Shahriyari, M. Heinrich, A theory for rotating stall in contra-rotating fans, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 235(18) (2021) 3764-3773.
- [3] M. Shahriyari, A. Firouzabadi, H. Khaleghi, S. Esmailifar, A new model for compressor surge and stall control, *Scientific Reports*, 14(1) (2024) 5347.
- [4] M. Shahriyari, H. Khaleghi, M. Heinrich, A model for predicting post-stall behavior of axial compressors, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 14(3) (2020) 897-908.
- [5] M.J. Shahriyari, H. Khaleghi, M. Heinrich, A model for stall and surge in low-speed contra-rotating fans, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 141(8) (2019) 081009.
- [6] C. Koch, Stalling pressure rise capability of axial flow compressor stages, *J. Eng. Gas Turbines Power*, 103(4) (1981) 645-656.
- [7] S. Puterbaugh, M. Brendel, Tip clearance flow-shock interaction in a transonic compressor rotor, *Journal of propulsion and power*, 13(1) (1997) 24-30.
- [8] H.D. Vo, *Role of Tip Clearance Flow on Axial Compressor*, Massachusetts Institute of Technology: Cambridge, MA, USA, 2002.
- [9] Z. Zhang, X. Yu, B. Liu, Characteristics of the tip leakage vortex in a low-speed axial compressor with different rotor tip gaps, in: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, American Society of Mechanical Engineers, 2012, pp. 311-322.
- [10] C. Hah, M. Voges, M. Mueller, H.-P. Schiffer, Characteristics of tip clearance flow instability in a transonic compressor, in: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, American Society of Mechanical Engineers, 2010, pp. 63-74.
- [11] M. Ostad, R. Kamali, Evaluating the Effects of Blade Tip Clearance in Various Stages on the Performance of an Axial Compressor, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 11(2) (2018) 475-481.
- [12] H. Khaleghi, M. Heinrich, M.J. Shahriyari, Circumferential casing treatment in a transonic fan, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 53(7) (2021) 4189-4202.
- [13] M. Shahriyari, H. Khaleghi, URANS Simulation of Self-Recirculation Casing Treatment in a Transonic Compressor, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 17(5) (2024) 1073-1082.
- [14] H. Khaleghi, M.-A.S. Dehkordi, A.M. Tousi, Role of

tip injection in desensitizing the compressor to the tip clearance size, *Aerospace Science and Technology*, 52 (2016) 10-17.

- [15] K. Kovach, D.M. Sandercock, S. Lieblein, Experimental Investigation of a Five-stage Axial-flow Research Compressor with Transonic Rotors in All Stages I: Compressor Design, National Advisory Committee For

Aeronautics, 1954.

- [16] K. Kovach, D.M. Sandercock, Experimental Investigation of a Five-stage Axial-flow Research Compressor with Transonic Rotors in All Stages II: Compressor Over-all Performance, National Advisory Committee For Aeronautics, 1954.



## مطالعه عددی اثرات فاصله نوک پره بر عملکرد یک کمپرسور محوری چند مرحله‌ای گذر صوتی

علی حسن زاده بافقی، محمدجواد شهریاری، حسین خالقی\*

دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران.

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۳/۱۱/۰۹

بازنگری: ۱۴۰۴/۰۲/۱۲

پذیرش: ۱۴۰۴/۰۲/۲۹

ارائه آنلاین: ۱۴۰۴/۰۳/۱۵

### کلمات کلیدی:

کمپرسور چند طبقه

گذر صوتی

شبیه‌سازی عددی

لقی

ناپایداری

بازه عملکردی

**خلاصه:** کمپرسورها که به منظور افزایش فشار گاز مورد استفاده قرار می‌گیرند در صنعت از اهمیت فراوانی برخوردار بوده و ممکن است به عنوان بخشی از یک ماشین بزرگتر مانند توربین گاز و یا به عنوان یک ماشین مجزا در واحدهای فرآیندی مورد استفاده قرار گیرند. با توجه به کاربرد فراوان کمپرسورها، بهبود عملکرد و افزایش بازه عملکردی آن‌ها اهمیت فراوانی دارد و مطالعات زیادی در این زمینه و عوامل موثر بر آن انجام شده است. در این مطالعه، اثر فاصله نوک پره از پوسته بر عملکرد یک کمپرسور چند طبقه گذر صوتی با استفاده از شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار گرفته است. ابتدا یک کمپرسور مینای ناسا با داده‌های موجود شبیه‌سازی و صحت‌سنجی شد. همچنین یک بررسی و صحت‌سنجی از طریق شبیه‌سازی تک طبقه هر یک از طبقات کمپرسور و مقایسه آن با نتایج شبیه‌سازی چند طبقه انجام شده است. سپس تأثیر افزایش لقی روتورها به ۱/۵ و ۲ برابر حالت مبنای در سه حالت مختلف (افزایش لقی در همه روتورها، تنها روتور اول یا تنها روتور دوم) بررسی گردیده است. نتایج نشان‌دهنده آن است که از بین این دو روتور، روتور با لقی بیشتر همان روتور عامل ناپایداری است و همچنین بازه عملکردی کمپرسور در مقایسه با شرایطی که لقی همه روتورها به یک اندازه افزایش یابد تقریباً مشابه است.

### ۱- مقدمه

واماندگی را پیش‌بینی کردند و یک مدل جهت پیش‌بینی رفتار کمپرسور در شرایط واماندگی ارائه دادند. همچنین کوخ [۱۰] در سال ۱۹۸۱ با تحلیل پارامترهای طراحی کمپرسور نشان داد که کنترل بهینه آنها می‌تواند به بهبود افزایش فشار و جلوگیری از استال کمک کند. پیکاک [۱۱] در سال ۱۹۸۲ تأثیر فاصله لقی نوک پره‌ها بر افت‌های آیرودینامیکی و کارایی کمپرسور را مورد بررسی قرار داد و نشان داد که این فاصله‌ها می‌توانند تغییرات قابل توجهی در فشار و جریان هوا ایجاد کنند. همچنین مطالعه پیوتربا و برنل [۱۲] نشان می‌دهد که جریان‌های ناشی از فاصله نوک پره می‌توانند باعث تغییر در موقعیت و شدت شوک‌ها شده و عملکرد کمپرسور را کاهش دهند. به علاوه کاهش فاصله نوک پره می‌تواند این تعاملات منفی را کاهش داده و کارایی کمپرسور را بهبود بخشد.

تحقیقات دیگر مانند رساله دکتری وو [۱۳] (۲۰۰۱) و مقاله ژانگ و همکاران [۱۴] (۲۰۱۲) به بررسی تأثیر جریان‌های ناشی از فاصله نوک پره‌ها بر پایداری کمپرسورهای محوری پرداختند. این مطالعات نشان دادند که افزایش فاصله نوک پره‌ها باعث کاهش پایداری کمپرسور و افزایش

توربوماشین‌ها با نقش کلیدی در صنایع مختلف مانند تولید انرژی، نفت و گاز، هوافضا و حمل‌ونقل، به دلیل بهره‌وری بالا و توانایی تبدیل انرژی اهمیت ویژه‌ای دارند. این دستگاه‌ها در بهینه‌سازی مصرف انرژی و کاهش هزینه‌ها مؤثرند و توسعه و بهینه‌سازی آنها می‌تواند به پیشرفت فناوری و افزایش بهره‌وری در سطح جهانی کمک کند. به همین دلیل، تحقیقات گسترده‌ای برای افزایش کارایی و بازده آنها انجام شده است. کمپرسورها نیز یکی از انواع توربوماشین است که پژوهش‌های فراوانی در خصوص عوامل موثر بر عملکرد آن، بازده و بازه عملکردی آن انجام شده است. [۱-۳]

محدوده عملکرد کمپرسور توسط دو پدیده سرج و استال (واماندگی) محدود می‌شود. [۴-۸] در مطالعات مختلفی که از سال ۱۹۷۸ تاکنون انجام شده است، تأثیر واماندگی جریان و عوامل موثر ایجاد کننده چنین شرایطی مورد بررسی قرار گرفته شده است. دی و همکاران [۹] در سال ۱۹۷۸ با بررسی پدیده واماندگی جریان در کمپرسور عملکرد کمپرسور در شرایط

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: khaleghi@aut.ac.ir



در کمپرسور چند طبقه تغییر کند. بررسی این پدیده می‌تواند اطلاعات کافی در خصوص عملکرد کمپرسور و تاثیر این تغییر بر بازه عملکردی آن در اختیار محققان بگذارد که پژوهش حال حاضر در همین راستا نگاشته شده است.

#### ۱-۱- معرفی کمپرسور پنج طبقه ناسا

مرکز تحقیقاتی لویس ناسا در دهه‌های گذشته بر توسعه کمپرسورهای گذرصوتی برای موتورهای توربوجت متمرکز بوده است. این تحقیقات به طراحی پره‌های پیشرفته‌ای منجر شد که بازدهی و نسبت فشار کمپرسور را بهبود دادند. یکی از این کمپرسورهای طراحی شده کمپرسور پنج طبقه ناسا است که با داشتن روتورهای گذرصوتی در تمام طبقات منحصر به فرد است. [۲۱] علی‌رغم وجود اختلاف جزئی بین تست‌های آزمایشگاهی با طراحی اولیه که به علت محدودیت‌ها اطلاعات در زمان طراحی رخ داده بود، توانست در سرعت بین ۸۰ تا ۹۰ درصد سرعت طراحی عملکردی با بازده بهینه داشته باشد که این شرایط به عنوان شرایط عملکردی انتخاب شد.

مشخصات طراحی کمپرسور در جدول ۱ نمایش داده شده است. این کمپرسور به علت وجود پره‌های گذرصوتی و داده‌های آزمایشگاهی مناسب به عنوان کمپرسور مینا در این پژوهش انتخاب شده است. با توجه به نتایج بدست آمده در آزمایشات و منحنی‌های عملکردی کمپرسور، سرعت ۹۰ درصد طراحی یعنی ۱۱۳۴۴/۵ دور بر دقیقه به عنوان سرعت مورد بررسی در نظر گرفته شده است. در این سرعت عملکرد کمپرسور به شرایط ماکزیمم بازدهی نزدیک است. همچنین بازه عملیاتی منحنی کمپرسور در شرایط طراحی بسیار کوتاه بوده و فاصله نقاط روی منحنی نیز می‌تواند موجب ایجاد خطا در هنگام اخذ دیتا از منحنی‌ها شود. با توجه به نتایج اعلام شده در گزارش‌های ناسا، تنها در سرعت‌های ۵۰، ۷۰ و ۸۰ درصد طراحی امکان رسیدن به نقطه سرج دقیق وجود داشته است و در سایر سرعت‌ها به دلیل محدودیت دمای اتاق احتراق و نوسانات بیش از حد مجموعه آزمایشات در دبی‌هایی بالاتر از شرایط ناپایداری متوقف شده‌اند. [۲۲]

#### ۲- تولید هندسه، شبکه و تنظیمات حلگر

هندسه کمپرسور با استفاده از نقاط پروفیل‌های پره و همچنین هاب و شورد که در گزارش‌های ناسا موجود است، در نرم افزار طراحی و مدلسازی<sup>۱</sup> تولید و دامنه سیالاتی نیز روی آن تولید شده است. دامنه سیالاتی ابتدا به صورت ۳۶۰ درجه تولید و سپس به منظور کاهش تعداد شبکه به صورت تک پره از آن استخراج شده است. این دامنه در شکل ۱ نمایش داده شده است.

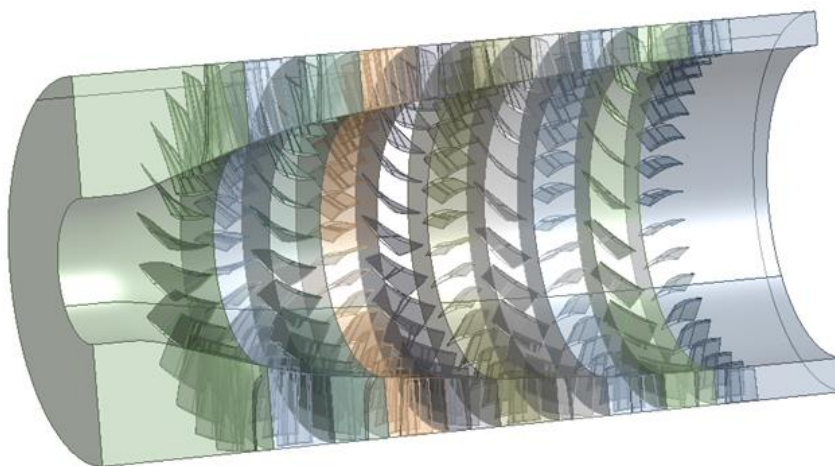
گردابه‌های نشستی می‌شود که به کاهش کارایی کلی کمپرسور می‌انجامد. همچنین ورنه و همکارانش (۲۰۰۵) [۱۵] با استفاده از تکنیک تصویربرداری سرعت ذرات، رفتار جریان در نزدیکی نوک پره‌ها و تأثیر آن بر پایداری کمپرسور را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان می‌دهد که موقعیت و رفتار گردابه نوک پره با افزایش بارگذاری پره تغییر می‌کند و ناپایداری‌های جریان در شرایط نزدیک به واماندگی افزایش می‌یابد.

مطالعات جدیدتر مانند مقاله هاه (۲۰۱۰) [۱۶] و استاد و کمالی (۲۰۱۸) [۱۷] به بررسی تأثیرات فاصله لقی نوک پره‌ها در کمپرسورهای سرعت بالا و چندمرحله‌ای پرداخته‌اند. نتایج این تحقیقات نشان داد که افزایش فاصله نوک پره‌ها منجر به نوسانات فشار و کاهش کارایی در کمپرسورهای سرعت بالا می‌شود. همچنین در کمپرسورهای چندمرحله‌ای، فاصله لقی نوک پره‌ها تأثیرات متفاوتی در مراحل مختلف دارد و می‌تواند به کاهش دبی خفگی و تغییر زاویه جریان منجر شود. همچنین در خصوص کنترل محدوده عملکرد کمپرسور روش‌های مختلف با جریان فعال و غیرفعال پیشنهاد شده و مورد آزمایش قرار گرفته است. بسیاری از این روش‌ها از طریق کنترل مومنتوم جریان‌های نزدیک نوک پره موجب به تاخیر افتادن واماندگی و افزایش محدوده عملکرد کمپرسور می‌شوند. یکی از روش‌های غیرفعال رایج ایجاد شیارها و کانال‌هایی برای گردش جریان است. [۱۸، ۱۹] در خصوص روش‌های غیرفعال نیز تزریق جریان موجب افزایش مومنتوم جریان عبوری و به تاخیر افتادن واماندگی و افزایش بازه عملکردی کمپرسور می‌گردد. [۲۰] در این مقاله به بررسی اثرات تغییر لقی پره‌ها بر بازه عملکردی یک کمپرسور محوری چند طبقه پرداخته شده است. روند بررسی به اینصورت است که یک کمپرسور که عملکرد آن با نتایج آزمایشگاهی صحت‌سنجی شده است، در دو مقدار جدید لقی (۱/۵ برابر و ۲ برابر مقدار لقی حالت مینا) شبیه‌سازی می‌شود. عموم بررسی‌های انجام شده در خصوص فاصله نوک پره کمپرسور به صورت یک طبقه بوده است و بررسی‌های محدود انجام شده روی کمپرسورهای چند طبقه نیز شامل افزایش لقی تمامی پره‌ها به صورت همزمان بوده است؛ در حالی که در این پژوهش شبیه‌سازی چند طبقه انجام شده است و علاوه بر در نظر گرفتن افزایش یکسان لقی تمامی طبقات روتور، لقی تنها در یک ردیف پره (که به عنوان پره بحرانی احتمالی در نظر گرفته می‌شود) نیز مورد بررسی قرار گرفته است. منظور از پره بحرانی پره‌ای است که شروع کننده ناپایداری است. به دلایل مختلفی مانند ایرادات تولید و سنگ‌زنی، برخورد ناخواسته با پوسته کمپرسور و برش و حذف بخشی از سطح نوک پره‌های آسیب دیده ممکن است فاصله نوک پره یک ردیف پره

جدول ۱. مشخصات طراحی کمپرسور پنج طبقه [۲۱]

Table 1. Design specifications of the five-stage compressor[21]

| پارامتر | دبی جرمی               | نسبت فشار | بازده<br>آدیاباتیک | قطر خارجی<br>روتور | نسبت شعاع هاب به<br>نوک پره | سرعت دورانی        |
|---------|------------------------|-----------|--------------------|--------------------|-----------------------------|--------------------|
| مقدار   | ۳۰/۶۲ کیلوگرم بر ثانیه | ۵         | ۰/۸۵               | ۲۰ اینچ            | ۰/۵                         | ۱۲۶۰۰ دور بر دقیقه |



شکل ۱. دامنه حل جریان در کمپرسور چند طبقه (نمایش به صورت یک نیمه حلزونی)

Fig. 1. Flow solution domain in the multistage compressor (shown as a semi-annular section)

وجود انتقال حرارت اعمال شود. در مرزهای تکرارپذیر نیز شرط تناوبی<sup>۱</sup> اعمال شده و اینترفیس‌ها نیز از نوع طبقه (صفحه اختلاط)<sup>۲</sup> در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی در ورود و خروج در جدول ۳ نوشته شده است.

### ۳- بررسی استقلال از شبکه و صحت‌سنجی نتایج

#### ۳-۱- استقلال از شبکه

به منظور بررسی استقلال نتایج شبیه‌سازی از تعداد المان‌های شبکه، سه شبکه محاسباتی با المان‌های درشت، متوسط و ریز تولید شده است. با شبیه‌سازی در یک فشار استاتیک خروجی یکسان (فشار استاتیک خروجی ۳/۶ اتمسفر، حوالی ماکزیمم بازده) انجام شده است و نتایج مطابق شکل ۳ و جدول ۴ با یکدیگر مقایسه شده است.

نتایج نشان می‌دهد که دبی جرمی شبکه متوسط و شبکه ریز تا حد

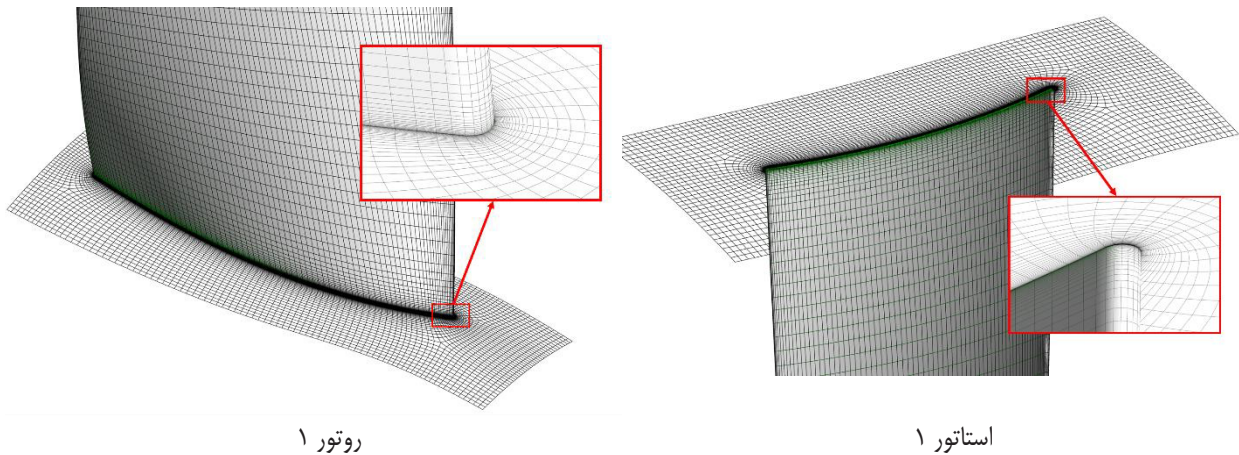
همانطور که مشاهده می‌شود دامنه سیالاتی در ورود و خروج به منظور ایجاد جریان مناسب و همگرایی مناسب گسترده شده است.

شبکه تولید شده روی دامنه سیالاتی از نوع سازمان یافته است که با در نظر گرفتن مقدار پارامتر مناسب  $Y^+$  ضخامت لایه اول روی سطح پره بدست آمده و اعمال شده است. نمونه‌ای از شبکه تولید شده در نزدیکی شرود روتور و استاتور طبقه اول در شکل ۲ نمایش داده شده است.

حل میدان جریان به صورت پایا و معادلات ناویر استوکس به صورت RANS حل شده است. مدل توربولانسی نیز SST K- $\omega$  در نظر گرفته شده است. زیرا این مدل برای دسته وسیعی از جریان‌ها همانند جریان‌های حاوی گردان فشار معکوس و جریان شوک گذرا، بسیار دقیق و مطمئن می‌باشد. [۲۳-۲۵] تنظیمات عمومی حلگر در جدول ۲ نوشته شده است.

در خصوص شرایط مرزی در ورود فشار و دمای سکون و در خروج فشار استاتیک اعمال شده است. همچنین روی دیواره‌ها شرط عدم لغزش و عدم

1. Rotational Periodicity
2. Stage(Mixing Plane)



شکل ۲. شبکه محاسباتی تولید شده روی روتور و استاتور طبقه اول

Fig. 2. Generated computational mesh on the rotor and stator of the first stage

جدول ۲. تنظیمات عمومی حلگر

Table 2. General solver settings

|                 |                        |
|-----------------|------------------------|
| RANS            | نوع معادلات            |
| Total Energy    | انتقال حرارت           |
| k- $\omega$ SST | مدل توربولانسی         |
| Air Ideal Gas   | سیال                   |
| High Resolution | روش انتقال             |
| High Resolution | روش‌های عددی توربولانس |

### ۳-۲- پارامتر $+Y$

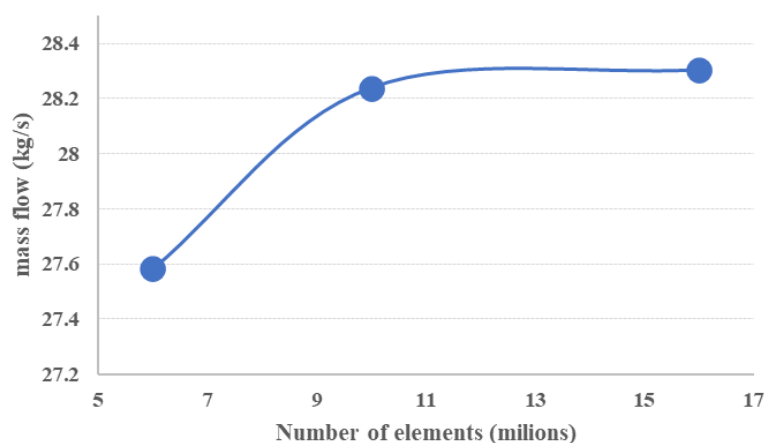
یکی از پارامترهای مهمی که با توجه به مدل توربولانسی، برای بررسی صحت انجام شبیه‌سازی مورد بررسی قرار می‌گیرد پارامتر  $+Y$  روی سطح عبور جریان است. با توجه به این که در شبیه‌سازی‌ها از مدل توربولانسی k- $\omega$  SST استفاده شده است، لازم است مقدار پارامتر وای پلاس سطوح بین ۱ تا ۵ باشد. پس از انجام شبیه‌سازی و بررسی مقدار وای پلاس روی سطوح پرها و سطوح هاب و شروود، مطابق شکل ۴ مقدار پارامتر وای پلاس روی این سطوح از ۵ کمتر است که نشان دهنده مناسب بودن اندازه سلول لایه اول لایه مرزی برای مدل توربولانسی مورد استفاده است.

زیادی به یکدیگر نزدیک بوده در حالی که دبی جرمی شبکه درشت اختلاف نسبی با مقادیر متوسط و ریز دارد. مطابق جدول خطای شبیه‌سازی عددی در شبکه درشت حدود ۳ درصد است، در حالی که این خطا در شبکه‌های متوسط و ریز به کمتر از ۱ درصد کاهش می‌یابد. با توجه به اهمیت دقت محاسبه دبی جرمی در هنگام بررسی اثر لقی بر بازه عملکردی کمپرسور، مقدار خطای ۳ درصدی مطلوب نیست و لذا از شبکه درشت صرف‌نظر می‌شود. شبکه ریز نیز علی‌رغم کاهش مناسب خطا به علت هزینه محاسباتی و زمان اجرای قابل توجه چندان مناسب نیست. لذا شبکه متوسط به عنوان شبکه اصلی انتخاب شده است.

جدول ۳. شرایط مرزی داده شده به دامنه حل کمپرسور مولتی استیج

Table 3. Boundary conditions applied to the multistage compressor solution domain

| پارامتر      | مقدار              | واحد         |
|--------------|--------------------|--------------|
| سرعت دورانی  | ۱۱۳۴۴/۵            | دور بر دقیقه |
| ورودی        |                    |              |
| شرط ورودی    | شرایط سکون         |              |
| پارامتر      | ۱                  | اتمسفر       |
| مولفه محوری  | ۱                  |              |
| مولفه شعاعی  | ۰                  |              |
| مولفه مماسی  | ۰                  |              |
| دمای سکون    | ۲۸۸                | کلوین        |
| خروجی        |                    |              |
| شرط خروجی    | فشار استاتیک متوسط |              |
| فشار استاتیک | ۱ ~ ۴              | اتمسفر       |



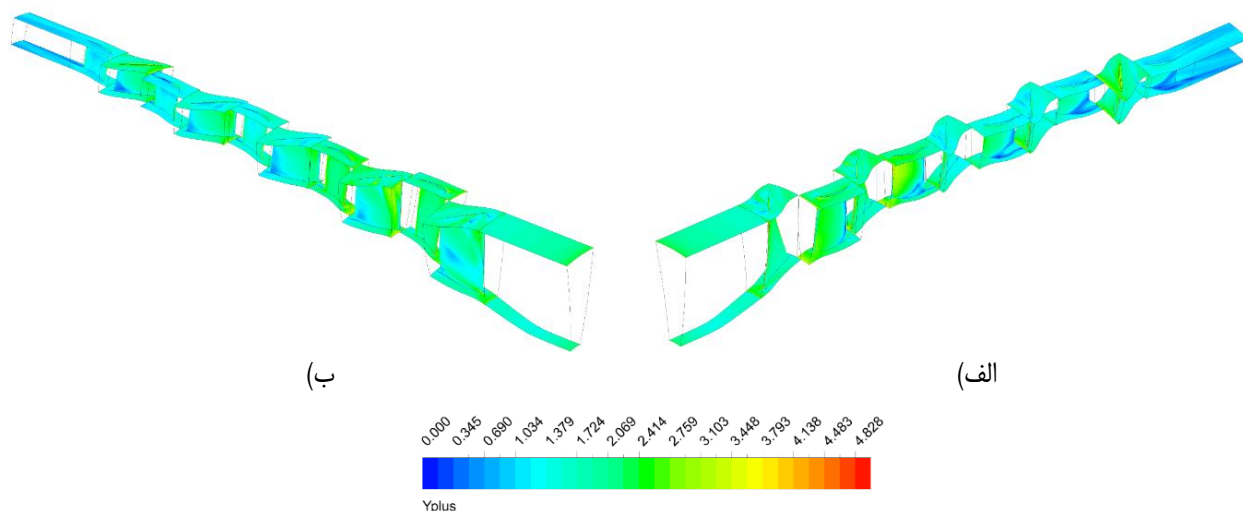
شکل ۳. منحنی دبی جرمی بر اساس تعداد سلول‌های شبکه

Fig. 3. Mass flow curve based on the number of mesh cells

جدول ۴. مقایسه نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی عددی روی شبکه با اندازه‌های متفاوت

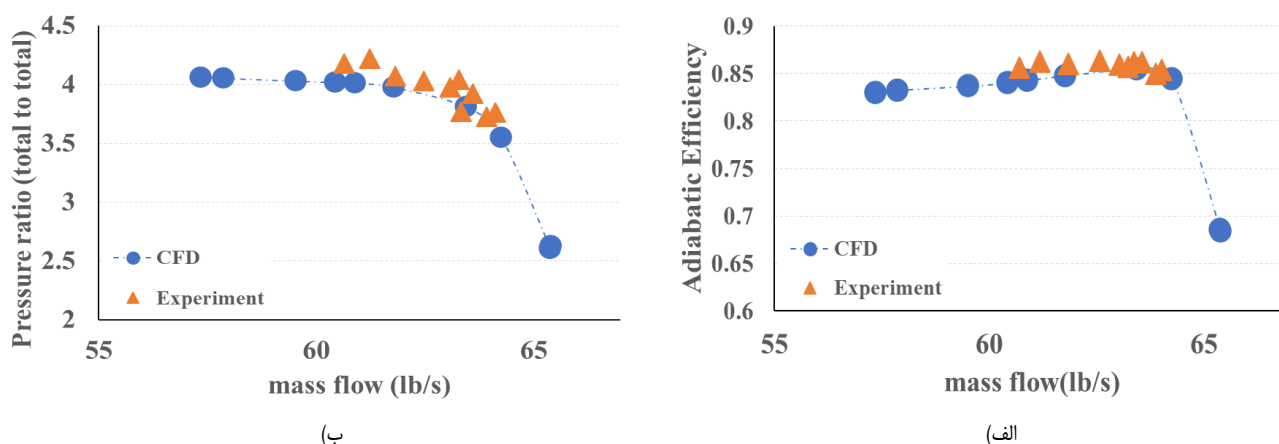
Table 4. Comparison of numerical simulation results on grids with different sizes

| شبکه  | تعداد المان (میلیون) | نسبت فشار | دبی جرمی خروجی بر اساس گزارش ناسا (پوند بر ثانیه) [۲۲] | دبی جرمی محاسبه شده (پوند بر ثانیه) | درصد خطای دبی جرمی |
|-------|----------------------|-----------|--------------------------------------------------------|-------------------------------------|--------------------|
| درشت  | ۶                    | ۳/۹۶۸۷۹۷  | ۶۲/۷۵۹۳۸۲۱۳                                            | ۶۰/۸۰۸۲۶۹۷۶                         | ۳/۱۰۸۸۷۸           |
| متوسط | ۱۰                   | ۳/۹۸۱۳    | ۶۲/۶۶۳۸۶۵۵۵                                            | ۶۲/۲۵۵۳۸۲۳۳                         | ۰/۶۵۱۸۶۴           |
| ریز   | ۱۶                   | ۳/۹۸۳۱    | ۶۲/۶۵۰۱۱۴۵۹                                            | ۶۲/۳۹۸۲۵۷۳۴                         | ۰/۴۰۲۰۰۶           |



شکل ۴. کانتور مقدار پارامتر  $Y^+$  سطوح (الف: دید از راست، ب: دید از چپ) کمپرسور

Fig. 4.  $Y^+$  parameter contour on surfaces (a: right view, b: left view) of the compressor



شکل ۵. منحنی‌های عملکردی آمده از شبیه‌سازی و تست آزمایشگاهی [۲۲] (الف: منحنی نسبت فشار بر حسب دبی جرمی، ب: منحنی بازده بر حسب دبی جرمی)

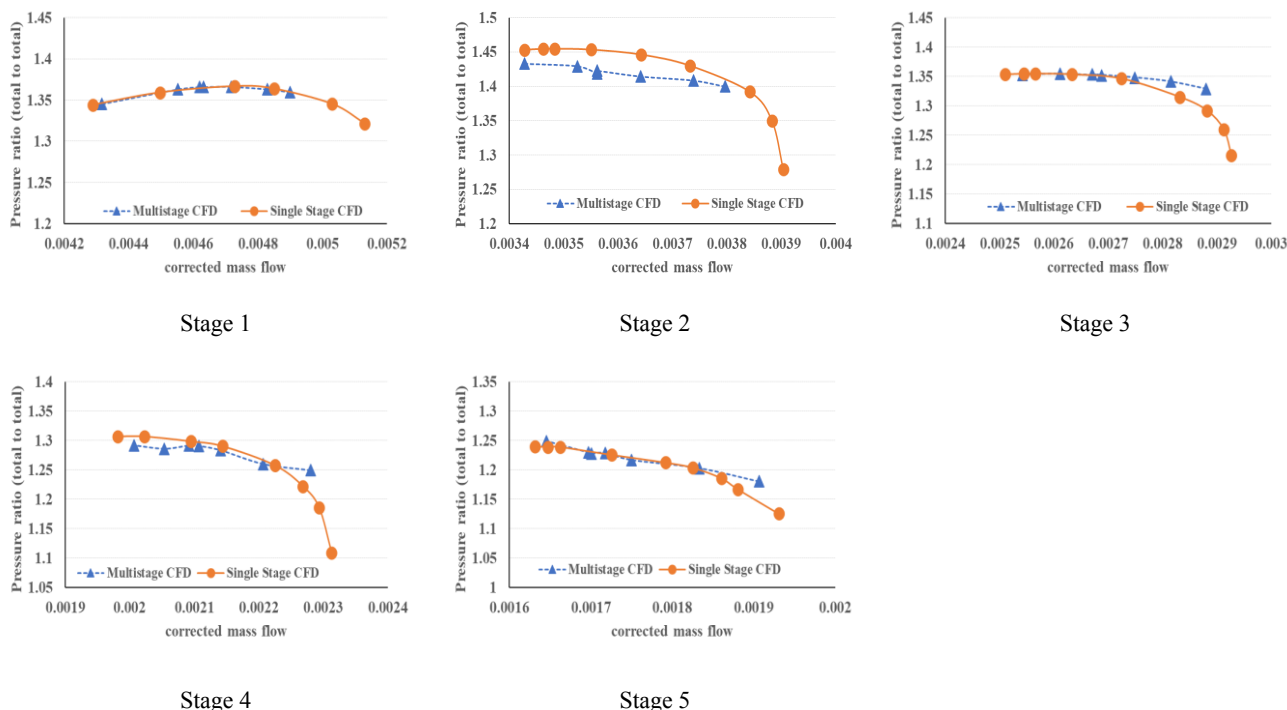
Fig. 5. Performance curves obtained from simulation and experimental test [22] (a: pressure ratio versus mass flowrate, b: efficiency versus mass flow rate)

### ۳-۳-۱- مقایسه با نتایج شبیه‌سازی تک طبقه

به منظور بررسی صحت شبیه‌سازی‌ها علاوه بر مقایسه با نتایج تست‌های آزمایشگاهی، کمپرسور به صورت طبقه به طبقه نیز شبیه‌سازی شده است. در هر یک از طبقات به منظور حفظ جریان در شرایط مناسب در ورود و پایداری حل، دامنه حل در ورود و خروج گسترش یافته، شبکه روی دامنه مورد نظر تولید شده و سپس شبیه‌سازی عددی با دما و فشار استاتیک

### ۳-۳-۳- اعتبارسنجی نتایج حل عددی

به منظور اطمینان از صحت نتایج بدست آمده از حل عددی لازم است با استفاده از تست‌های آزمایشگاهی [۲۲] و مقایسه با حل عددی دقت پاسخ‌های حل عددی مورد بررسی قرار گیرد. مطابق شکل ۵ که نشان دهنده منحنی نسبت فشار و بازده کمپرسور در شرایط سرعت ۹۰ درصد سرعت طراحی است، نتایج بدست آمده دارای دقت مناسبی هستند.



شکل ۶. مقایسه منحنی عملکردی بدست آمده از شبیه‌سازی تک طبقه و چند طبقه

Fig. 6. Comparison of performance curves obtained from single-stage and multi-stage simulations

#### ۴- نتایج شبیه‌سازی عددی

##### ۴-۱- شبیه‌سازی عددی چند طبقه حالت لقی مبنا

پس از انجام شبیه‌سازی، منحنی عملکردی کمپرسور بدست آمده است که دبی جرمی آن با استفاده از فرمول  $\frac{\dot{m} \sqrt{T_0}}{P_0}$  اصلاح شده است. همچنین کانتورهای جریان برگشتی نوک پره در اسپن ۹۹ درصد برای شرایط بهینه بازده و نزدیک استال مطابق شکل ۷ رسم شده است. در واقع این کانتور نشان دهنده نواحی است که در آنها سرعت محوری صفر یا منفی شده است. این نواحی با رنگ آبی نشان داده شده است که در واقع نشان دهنده برگشت سیال و عدم پیروی از مسیر جریان اصلی است. نواحی به رنگ خاکستری دارای سرعت محوری مثبت هستند. البته در این کانتورها در خصوص اندازه سرعت صحبتی نمی‌شود و هدف تنها نمایش مناطق دارای جریان برگشتی است که در بررسی شرایط نزدیک ناپایداری بسیار اهمیت دارد. همانطور که ملاحظه می‌شود گسترش ناحیه جریان برگشتی روی روتور اول و دوم در نزدیکی استال به خوبی مشاهده می‌شود. در ادامه و با بررسی عملکرد کمپرسور در لقی‌های متفاوت، نتایج مورد بررسی و مقایسه قرار می‌گیرد. در ادامه با شبیه‌سازی در لقی‌های متفاوت، نتایج بدست آمده با نتایج حالت لقی مبنا مقایسه می‌شود.

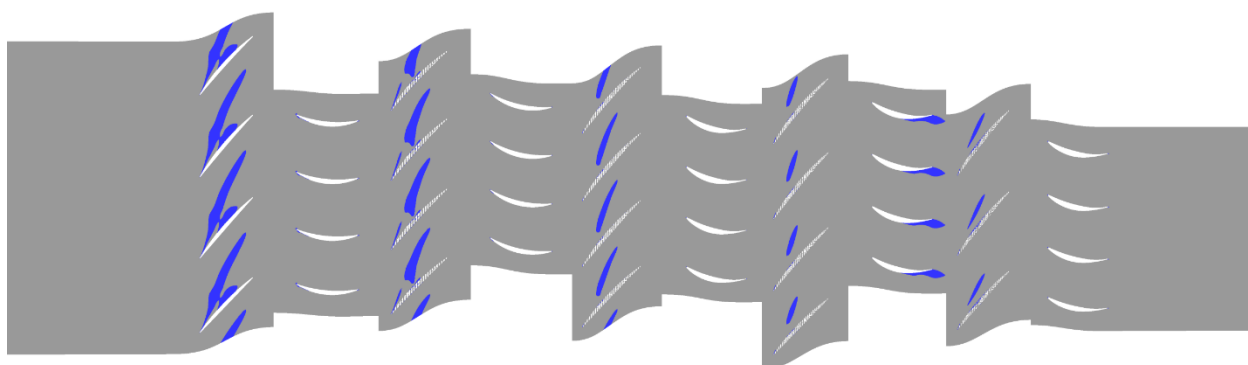
شرایط اتمسفریک انجام می‌گردد. منحنی‌های عملکردی کمپرسور بر حسب دبی اصلاح شده برای طبقات اول تا پنجم در شکل ۶ نمایش داده شده است. همانطور که ملاحظه می‌گردد داده‌ها از تطابق نسبتاً خوبی برخوردار هستند. علت محدود بودن منحنی عملکردی هر طبقه در شبیه‌سازی چند طبقه نسبت به منحنی مشخصه هر طبقه از راست و چپ به ترتیب چوک و ناپایداری کلی کمپرسور است. بیشترین اختلاف بین شبیه‌سازی چند طبقه و تک طبقه در طبقه دوم رخ داده است.

همچنین در سه نقطه نزدیک چوک، میانی و نزدیک خفگی مقدار نسبت فشار هر طبقه در شبیه‌سازی چند طبقه و تک طبقه بدست آمده است که نتایج آن در جدول ۵ نمایش داده شده است. در هر یک از نقاط مقدار دبی اصلاح شده مشخص است و مقدار نسبت فشار از منحنی عملکردی شبیه‌سازی چند تک طبقه بدست آمده است. حاصل ضرب این نسبت فشارها با حاصل ضرب نسبت فشار بدست آمده در نقطه متناظر هر طبقه در شبیه‌سازی چند طبقه مقایسه شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود خطای محاسبات در هر سه حالت کمتر از سه درصد است. این نتایج نیز به خوبی نشان‌دهنده صحت شبیه‌سازی هاست.

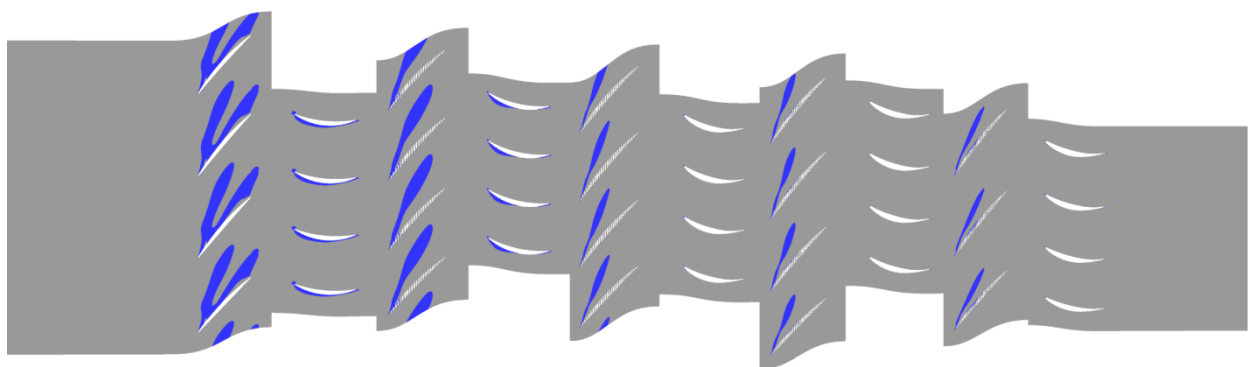
جدول ۵. نتایج بدست آمده از مقایسه شبیه‌سازی چند طبقه و تک طبقه در سه نقطه منحنی عملکردی

Table 5. Results obtained from the comparison of multi-stage and single-stage simulations at three points on the performance curve

| نتایج                 |                       | تک طبقه |        |        |        |        | چند طبقه                                                          |               |             |
|-----------------------|-----------------------|---------|--------|--------|--------|--------|-------------------------------------------------------------------|---------------|-------------|
| درصد خطای حاصل ضرب ها | حاصل ضرب فشار هر طبقه | طبقه ۵  | طبقه ۴ | طبقه ۳ | طبقه ۲ | طبقه ۱ | مقادیر بدست آمده از چند طبقه (نسبت فشار حاصل ضرب نسبت فشار طبقات) | نقطه          |             |
| ۰/۴۵۷۹                | ۳/۸۸۵۶                | ۰/۰۰۱۸  | ۰/۰۰۲۲ | ۰/۰۰۲۸ | ۰/۰۰۳۷ | ۰/۰۰۴۸ | ۰/۰۰۴۸                                                            | دبی اصلاح شده | نزدیک چوک   |
|                       |                       | ۱/۱۹۹۵  | ۱/۲۶۵۱ | ۱/۳۱۴۶ | ۱/۴۲۷۹ | ۱/۳۶۴۱ | ۳/۹۰۳۵                                                            | نسبت فشار     |             |
| ۲/۳۸۳۷                | ۴/۱۶۴۹                | ۰/۰۰۱۷  | ۰/۰۰۲۱ | ۰/۰۰۲۷ | ۰/۰۰۳۶ | ۰/۰۰۴۷ | ۰/۰۰۴۷                                                            | دبی اصلاح شده | نقطه میانی  |
|                       |                       | ۱/۲۲۰۶  | ۱/۲۹۱۰ | ۱/۳۳۷۶ | ۱/۴۴۶۲ | ۱/۳۶۶۳ | ۴/۰۶۸۰                                                            | نسبت فشار     |             |
| ۲/۰۱۱۶                | ۴/۲۹۰۶                | ۰/۰۰۱۶  | ۰/۰۰۲۰ | ۰/۰۰۲۵ | ۰/۰۰۳۴ | ۰/۰۰۴۳ | ۰/۰۰۴۴                                                            | دبی اصلاح شده | نزدیک استال |
|                       |                       | ۱/۲۳۹۱  | ۱/۳۰۷۱ | ۱/۳۵۴۴ | ۱/۴۵۳۱ | ۱/۳۴۶۱ | ۴/۲۰۶۰                                                            | نسبت فشار     |             |



(الف)

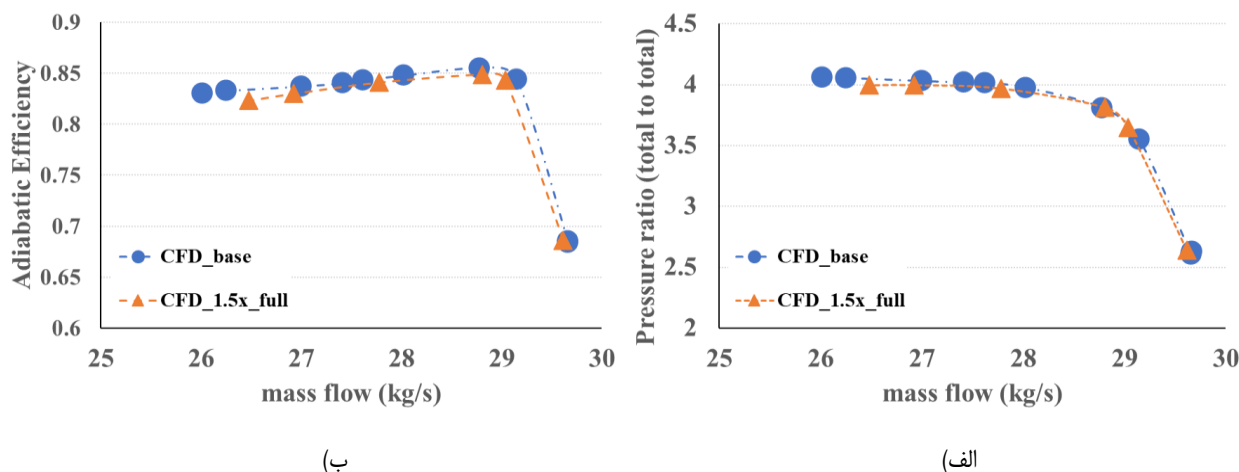


(ب)

 Main Flow  
 Reversed Flow

شکل ۷. جریان برگشتی روی نوک تمام پره‌ها در شرایط ماکزیمم بازده و نزدیک به استال (الف: شرایط ماکزیمم بازده، ب: شرایط نزدیک به استال)

Fig. 7. Reversed flow on the blade tips under maximum efficiency and near-stall conditions (a: maximum efficiency condition, b: near-stall condition)



شکل ۸. منحنی‌های عملکردی کمپرسور در حالت لقی ۱/۵ برای در تمام روتورها (الف: منحنی نسبت فشار بر حسب دبی جرمی، ب: منحنی بازده بر حسب دبی جرمی)

Fig. 8. Compressor performance curves with 1.5x clearance in all rotors (a: pressure ratio versus mass flow rate, b: efficiency versus mass flow rate)

تمامی روتورها، بازه عملکردی کاهش بیشتری را تجربه کرده است. علت این امر با توجه به یکسان بودن دبی استال بیشتر به علت کاهش دبی چوک کمپرسور است که به علت کاهش دبی چوک در ردیف‌های آخر کمپرسور رخ داده است.

در شکل ۱۱ کانتورهای جریان برگشتی حالت‌های مختلف لقی ۱/۵ را برای در مقایسه با حالت مبنا رسم شده است. با مقایسه این کانتورها ملاحظه می‌گردد که با افزایش لقی روتورهای اول و دوم به ۱/۵ برابر حالت مبنا، ناحیه جریان برگشتی داخل کانال جریان گسترش یافته است. این گسترش ناحیه جریان برگشتی عامل شروع کننده ناپایداری است و لذا در هر حالت روتوری که لقی آن به ۱/۵ درصد اسپین رسیده است روتور بحرانی به حساب می‌آید.

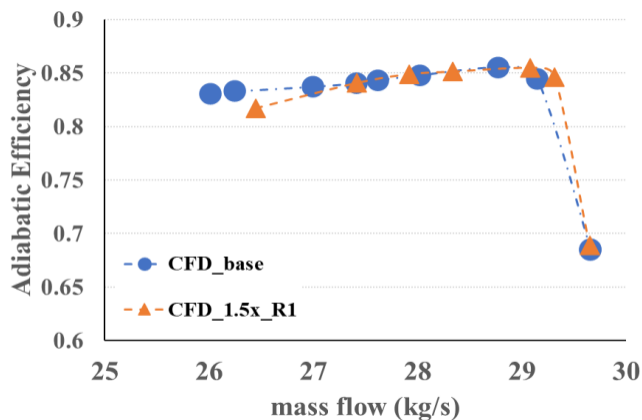
خطوط جریان نوک پره مطابق شکل ۱۲ و همچنین نسبت مقدار دبی جریان نشتی به جریان اصلی در جدول ۷ نشان می‌دهد که افزایش لقی باعث افزایش درصد جریان نشتی عبوری از بالای پره و کوچک‌تر شدن گردابه نوک لبه حمله می‌شود. در روتور دوم نیز تغییرات مشابهی دیده می‌شود، اما گردابه نوک پره کمی بزرگ‌تر شده است. همچنین، درصد دبی جرمی عبوری جریان نشتی در هر دو روتور با افزایش لقی با نسبتی نزدیک به نسبت لقی‌ها افزایش می‌یابد. در مقایسه حالاتی که تنها یک روتور یا همه روتورها دچار افزایش لقی شده‌اند، درصد دبی نشتی به دبی جریان اصلی پرها با لقی‌های یکسان تقریباً مشابه هستند.

#### ۴-۲- شبیه‌سازی جریان برای حالت لقی ۱/۵ برابر حالت مبنا

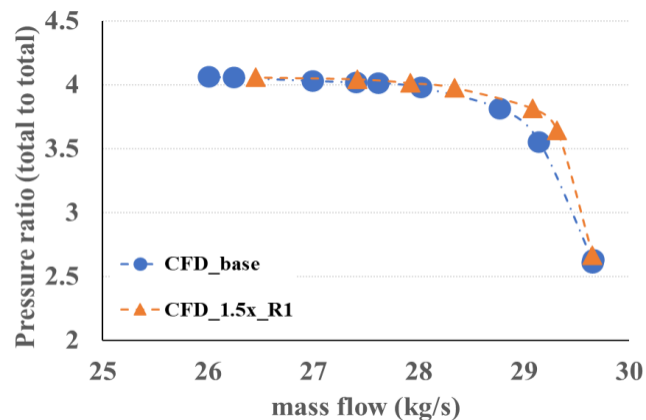
جهت بررسی اثر لقی شبیه‌سازی‌ها در سه حالت لقی ۱/۵ برای در همه روتورها، لقی ۱/۵ برابر تنها در روتور اول و لقی ۱/۵ برابر تنها در روتور دوم انجام شده است. منحنی‌های عملکردی کمپرسور در شرایط لقی ۱/۵ برای تمام روتورها در شکل ۸ نمایش داده شده است. همانطور که مشاهده می‌گردد کاهش بازه عملکردی کمپرسور و افت نسبت فشار قابل ملاحظه است. در خصوص بازده افت جزئی مشاهده می‌گردد.

مطابق شکل ۹ که نشان دهنده منحنی‌های عملکردی کمپرسور در شرایط لقی ۱/۵ برابر تنها در روتور اول است، افت بازه عملکردی تقریباً مشابه حالتی است که تمام پرها دارای لقی ۱/۵ برابر است. این مسئله نشان‌دهنده آن است که با افزایش لقی به ۱/۵ برابر مبنا، روتور اول روتور بحرانی شده است و عامل شروع ناپایداری است. در خصوص افت فشار و افت بازده با توجه به اینکه تنها لقی روتور اول افزایش یافته است افت فشار و بازده کمتری مشاهده می‌گردد. در خصوص روتور دوم که منحنی عملکردی در شکل ۱۰ نشان داده شده است، نیز نتایج مشابهی ملاحظه شده است. یعنی افت فشار و بازده بسیار جزئی است و یکسان بودن دبی ناپایداری نیز نشان‌دهنده آن است که در این حالت روتور بحرانی به روتور دوم با لقی ۱/۵ برابر تغییر کرده است.

کاهش بازه عملکردی کمپرسور در شرایط مختلف لقی ۱/۵ برای در جدول ۶ نمایش داده شده است. همانطور که ملاحظه می‌گردد با افزایش لقی



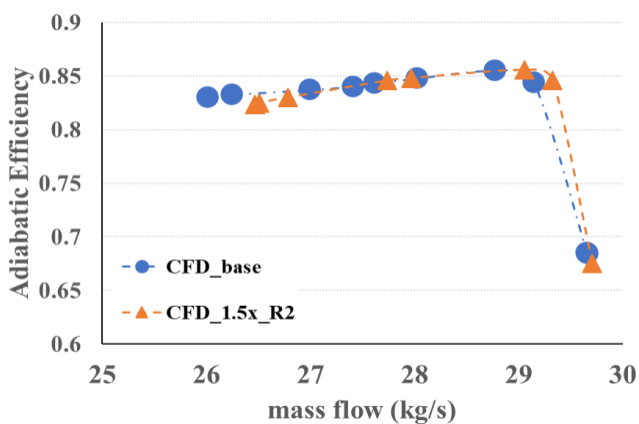
(ب)



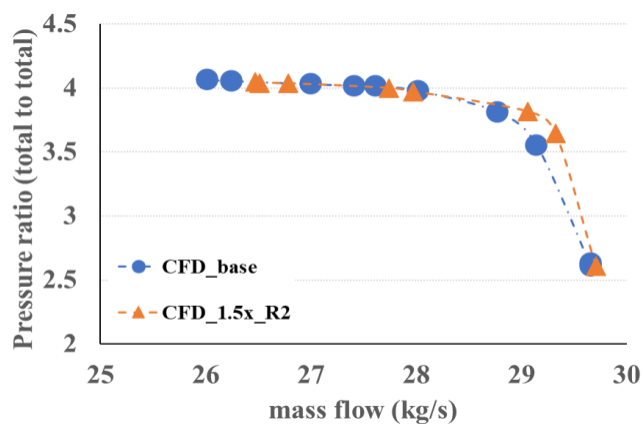
(الف)

شکل ۹. منحنی‌های عملکردی کمپرسور در حالت لقی ۱/۵ برابری تنها در روتور اول (الف: منحنی نسبت فشار بر حسب دبی جرمی، ب: منحنی بازده بر حسب دبی جرمی)

Fig. 9. Compressor performance curves with 1.5x clearance only in the first rotor (a: pressure ratio versus mass flow rate, b: efficiency versus mass flow rate)



(ب)



(الف)

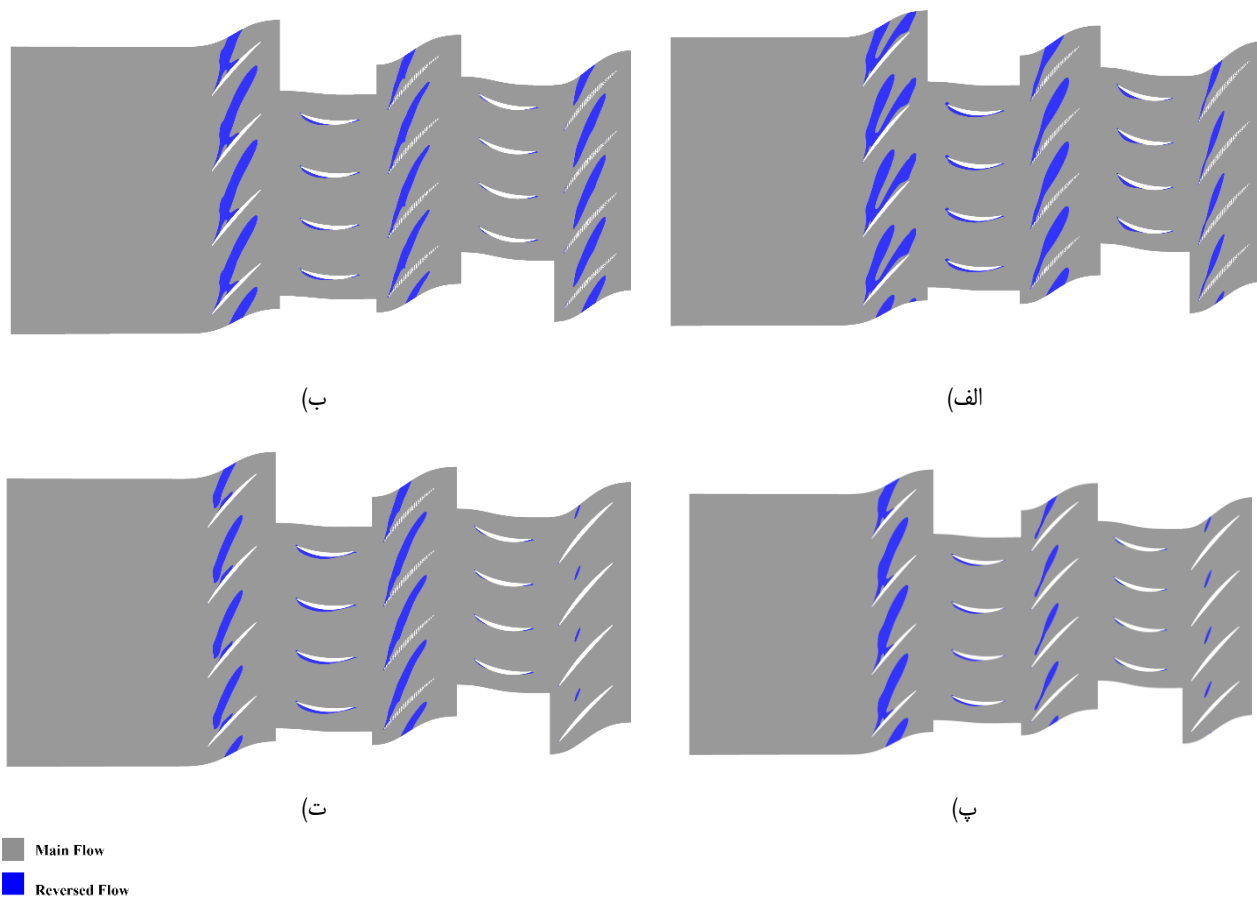
شکل ۱۰. منحنی‌های عملکردی کمپرسور در حالت لقی ۱/۵ برابری تنها در روتور دوم (الف: منحنی نسبت فشار بر حسب دبی جرمی، ب: منحنی بازده بر حسب دبی جرمی)

Fig. 10. Compressor performance curves with 1.5x clearance only in the second rotor (a: pressure ratio versus mass flow rate, b: efficiency versus mass flow rate)

جدول ۶. مقدار کاهش بازه عملکردی کمپرسور در شرایط مختلف لقی ۱/۵ برابری

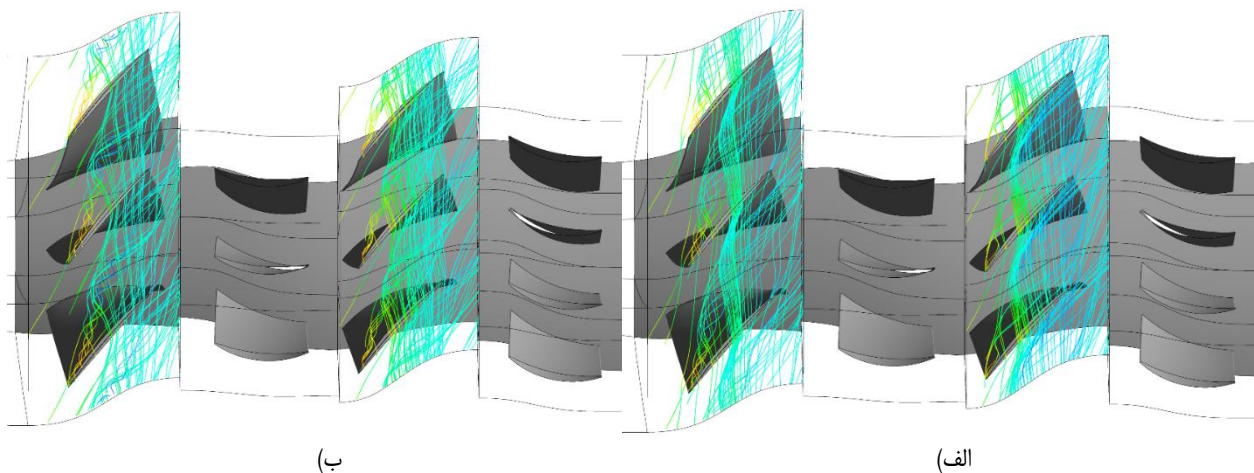
Table 6. Reduction in compressor operating range under different 1.5x clearance conditions

| درصد کاهش بازه عملکردی | دبی جرمی استال | حالت مبنا                        |
|------------------------|----------------|----------------------------------|
| ۰                      | ۲۶/۰۱۵۸        |                                  |
| ۱۳/۹۶                  | ۲۶/۴۷۷۸        | لقی ۱/۵ برابری تمام روتورها      |
| ۱۱/۴۳                  | ۲۶/۴۵۰۷        | لقی ۱/۵ برابر تنها روی روتور اول |
| ۱۱/۴۳                  | ۲۶/۴۷۰۱        | لقی ۱/۵ برابر تنها روی روتور دوم |



شکل ۱۱. کانتور جریان برگشتی نوک پره روتورهای اول و دوم در شرایط نزدیک استال برای حالت لقی مبنا (الف) و لقی ۱/۵ برابری (ب): افزایش لقی روی تمامی روتورها، پ: افزایش لقی تنها روی روتور اول، ت: افزایش لقی تنها روی روتور دوم

Fig. 11. Blade tip reversed flow contours of the first and second stage rotors near stall conditions for the baseline clearance (a) and 1.5x clearance cases (b: increased clearance on all rotors, c: increased clearance only on the first rotor, d: increased clearance only on the second rotor)



شکل ۱۲. مقایسه خطوط جریان نزدیک استال نوک پره برای (الف) حالت مبنا و (ب) لقی ۱/۵ برابر

Fig. 12. Comparison of blade tip flow streamlines near stall for the (a) baseline case and (b) 1.5x clearance case

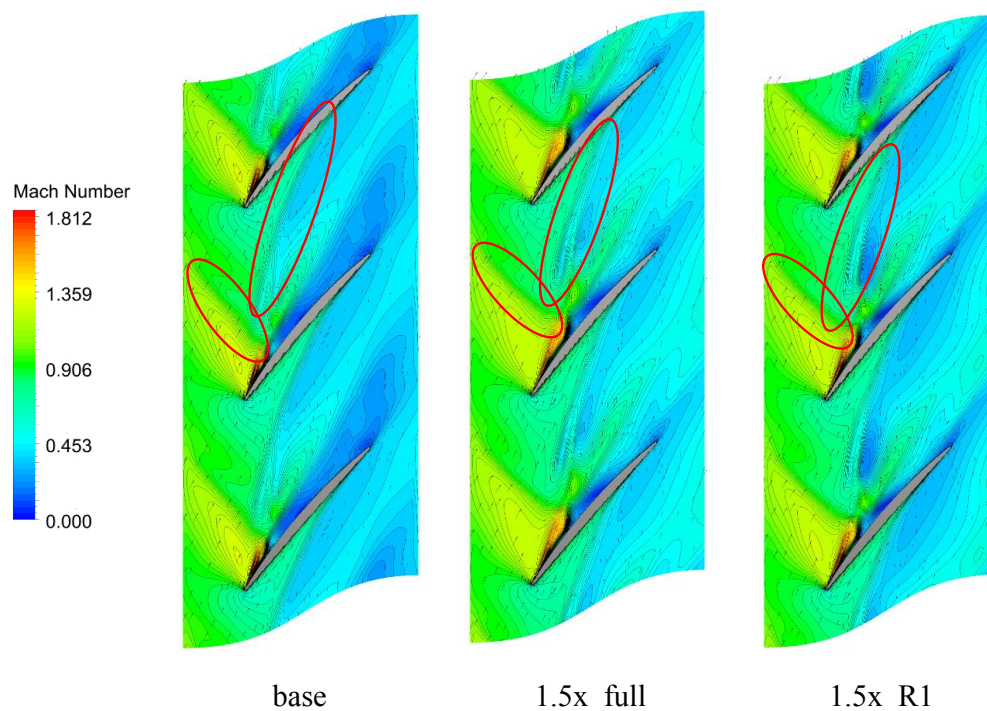
جدول ۷. درصد دبی جریان ناشی نوک پره به جریان اصلی در حالات مختلف لقی ۱/۵ برابری

Table 7. Percentage of tip leakage flow rate relative to main flow in different 1.5x clearance conditions

| نسبت دبی جریان ناشی به دبی جریان اصلی (درصد) |         |         |         |         | نزدیک استال                      |
|----------------------------------------------|---------|---------|---------|---------|----------------------------------|
| روتور ۵                                      | روتور ۴ | روتور ۳ | روتور ۲ | روتور ۱ |                                  |
| ۱/۲۵                                         | ۱/۴۲    | ۱/۶۰    | ۱/۴۷    | ۱/۲۶    | حالت مبنا                        |
| ۱/۸۰                                         | ۲/۰۸    | ۲/۵۰    | ۲/۲۹    | ۲/۰۰    | لقی ۱/۵ برابر روی تمام روتورها   |
| ۱/۲۵                                         | ۱/۴۳    | ۱/۶۰    | ۱/۴۸    | ۱/۹۰    | لقی ۱/۵ برابر تنها روی روتور اول |
| ۱/۲۲                                         | ۱/۴۴    | ۱/۶۳    | ۲/۲۸    | ۱/۲۸    | لقی ۱/۵ برابر تنها روی روتور دوم |

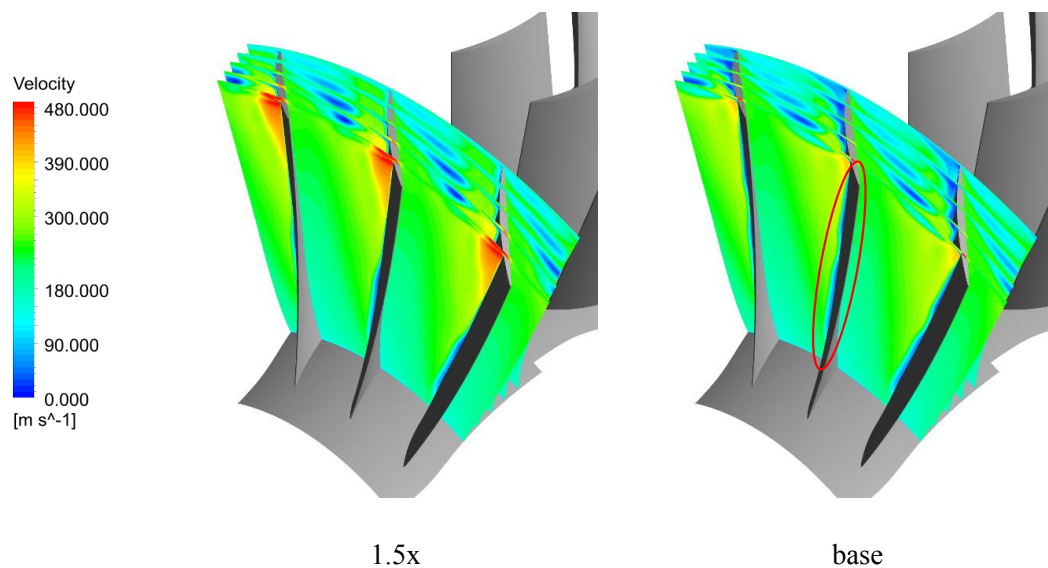
پایین دست حرکت کرده است، هرچند که در حالتی که همه پره‌ها دارای لقی ۱/۵ برابری هستند، این تضعیف کمتر است. همچنین، بردارهای سرعت نشان‌دهنده حرکت جریان با مومنوم پایین در جهت مماسی به دلیل وجود جریان ناشی هستند. در حالت مبنا یک ناحیه مومنوم پایین در پشت شوک تشکیل شده است. با توجه به این که وجود شوک موجب تقویت اثر جریان ناشی می‌گردد وجود شوک قوی‌تر می‌تواند جهت جریان در ناحیه پشت شوک را بیشتر تغییر دهد. [۲۶، ۲۰، ۱۲] همچنین یک ناحیه جدایش روی سطح پره و پشت شوک دوم تشکیل شده است. برای بررسی جریان و گردابه‌ها در نزدیکی نوک پره و شرایط نزدیک استال، کانتورهای سرعت روی صفحات مختلف ۴۰ تا ۸۰ فاصله در راستای جریان در شکل ۱۴ رسم

مطابق شکل ۱۳ که کانتور عدد ماخ نوک پره شرایط نزدیک استال در لقی‌های متفاوت است، در حالت مبنا، شوک قوی‌تری تشکیل شده و سرعت پشت شوک کاهش بیشتری یافته است. با توجه به این که با افزایش لقی مطابق منحنی‌های عملکردی ارائه شده استال زودتر رخ داده است دبی جرمی در حالت پایه بیشتر از حالت‌هایی است که لقی افزایش یافته است. شوک‌های تشکیل شده با خطوط قرمز مشخص شده‌اند و همانطور که ملاحظه می‌شود، در تمام حالات لقی، یک شوک در حوالی لبه حمله تشکیل شده است و جریان پشت آن با حرکت روی سطح ایرفویل به مرور سرعت گرفته و مجدداً یک شوک ضعیف‌تر در کانال پره‌ها تشکیل می‌شود. در خصوص شوک اول، در لقی ۱/۵ درصدی، شوک ضعیف‌تر شده و به



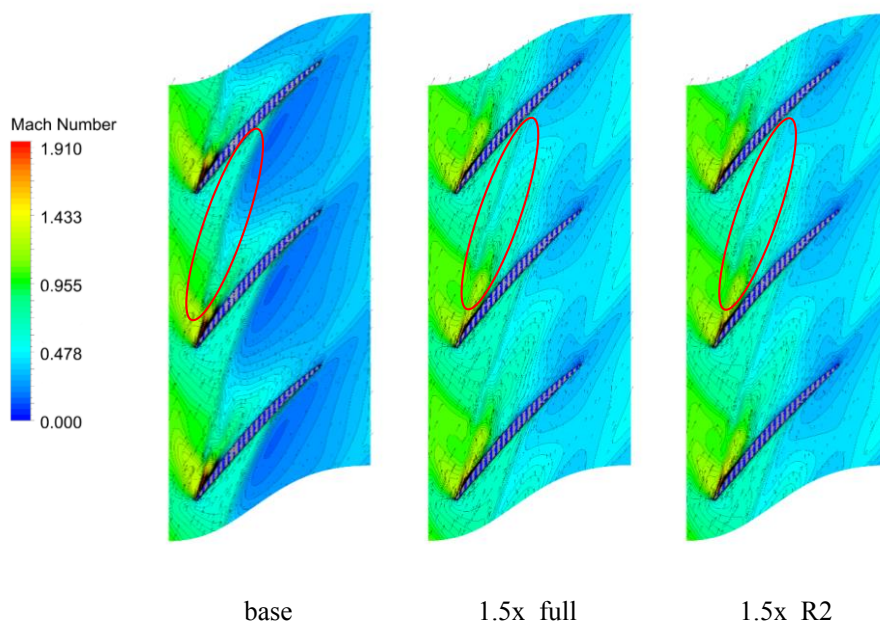
شکل ۱۳. مقایسه کانتور عدد ماخ نوک پره شرایط نزدیک استال حالت مبنا و حالت‌های لقی ۱/۵ برابر روتور طبقه اول

Fig. 13. Comparison of tip blade Mach number contours near stall conditions between the baseline case and the 1.5x clearance conditions of the first-stage rotor



شکل ۱۴. کانتور سرعت شرایط نزدیک استال در صفحات فاصله ۴۰ تا ۸۰ درصد راستای جریان روی روتور اول

Fig. 14. Velocity contours near stall conditions on planes located at 40% to 80% of the streamwise direction of the first-stage rotor



شکل ۱۵. مقایسه کانتور عدد ماخ نوک پره شرایط نزدیک استال حالت مبنا و حالت‌های لقی ۱/۵ برابر روتور طبقه دوم

**Fig. 15. Comparison of tip blade Mach number contours near stall conditions between the baseline case and the 1.5x clearance conditions of the second-stage rotor**

نزدیک نوک پره می‌شود. با لقی ۱/۵ برابری، تضعیف شوک این افت سرعت را کاهش داده است، اما ناحیه‌ای با سرعت پایین در نزدیکی سطح فشار پره ایجاد شده که دلیل آن برهم‌کنش جریان نشتی و جریان اصلی است.

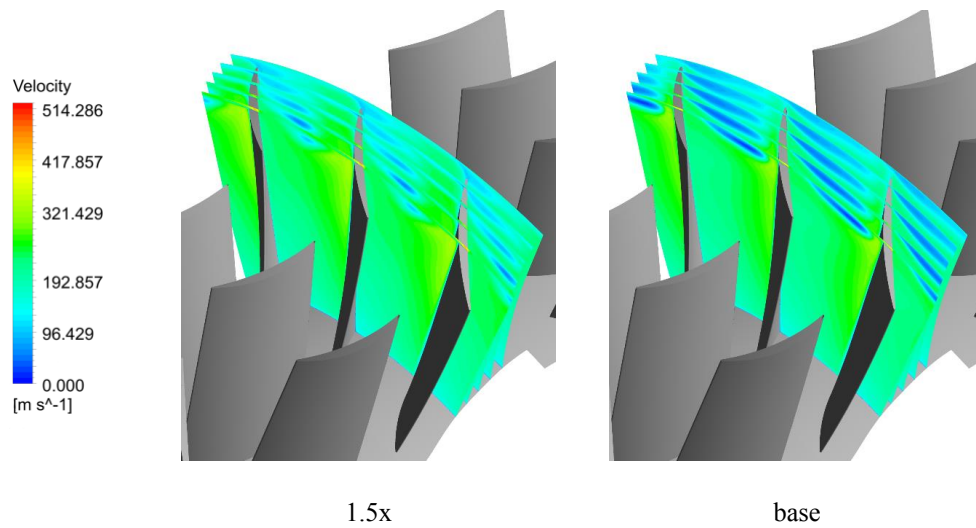
#### ۴-۳- شبیه‌سازی جریان برای حالت لقی ۲ برابر حالت مبنا

مطابق بخش قبل، شبیه‌سازی برای لقی ۲ برابر نیز در سه حالت انجام شده است. با توجه به این که لقی ۱/۵ درصد اسپین عامل موثر در تعیین روتور بحرانی است، انتظار می‌رود با توجه به افزایش لقی به ۲ درصد اسپین نتایج مشابهی ملاحظه شود که با بررسی منحنی‌های عملکردی کمپرسور در شکل ۱۷ تا شکل ۱۹ نیز این مسئله به خوبی ملاحظه می‌گردد. دبی شروع ناپایداری در تمام حالت‌ها تقریباً یکسان است و در مقایسه با لقی ۱/۵ برابری شاهد کاهش بیشتری در بازه عملکردی کمپرسور هستیم.

با بررسی درصد کاهش بازه عملکردی کمپرسور در لقی ۲ برابر مبنا که در جدول ۸ نوشته شده است، مشاهده می‌گردد که کاهش بازه عملکردی تقریباً مشابه است. البته با وجود یکسان بودن تقریبی دبی استال در سه حالت مورد بررسی، کاهش بازه عملکردی کمپرسور در لقی ۲ برابری روی تمامی روتورها بیشتر است که علت آن تغییر دبی خفگی روتورهای ردیف‌های

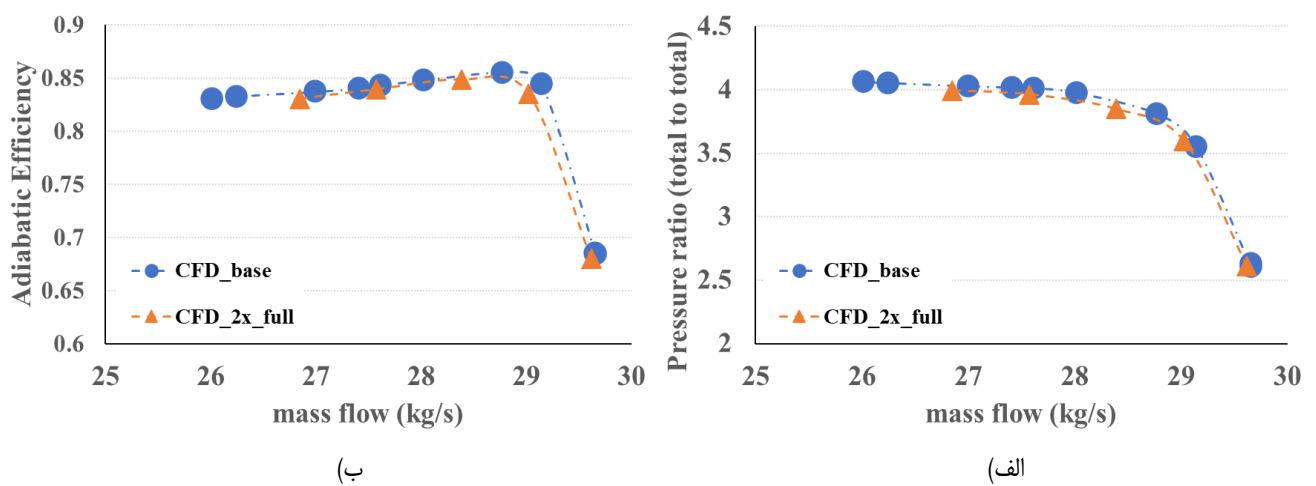
شده است. نتایج نشان می‌دهد که در حالت با لقی مبنا، شوک قوی باعث ایجاد ناحیه‌ای با سرعت پایین می‌شود. همچنین تشکیل ناحیه جدایش روی سطح ایرفویل در راستای اسپین با خط قرمز رنگ مشخص شده است. در حالت با لقی ۱/۵ برابری، این ناحیه کوچک‌تر شده است که به علت کاهش قدرت شوک است، اما گردابه‌ای که در اثر جریان نشتی در وسط کانال جریان ظاهر می‌شود که با افزایش لقی و افزایش جریان نشتی، بیشتر در راستای اسپین پره نفوذ می‌کند.

در شکل ۱۵، کانتور عدد ماخ نوک پره روتور دوم نزدیک به استال برای حالت مبنا و لقی ۱/۵ برابری نشان داده شده است. مشابه روتور اول، افزایش لقی باعث تضعیف شوک و حرکت آن به پایین‌دست می‌شود. همچنین، بردارهای سرعت جریان نشتی روی نوک پره نمایش داده شده‌اند. شوک قوی‌تر روی روتور دوم در حالت پایه باعث افزایش اثر برهم‌کنش با جریان نشتی می‌شود و ناحیه مومنتوم پایین بزرگی پشت شوک تشکیل می‌دهد و جهت جریان اصلی را کاهش می‌دهد. با افزایش لقی و تضعیف شوک این اثر کم می‌شود، هرچند جریان نشتی افزایش می‌یابد. همچنین مطابق شکل ۱۶، کانتورهای سرعت روی صفحات ۴۰ تا ۸۰ درصدی جریان روی روتور دوم نشان می‌دهد که در حالت مبنا، شوک قوی باعث افت سرعت در نواحی



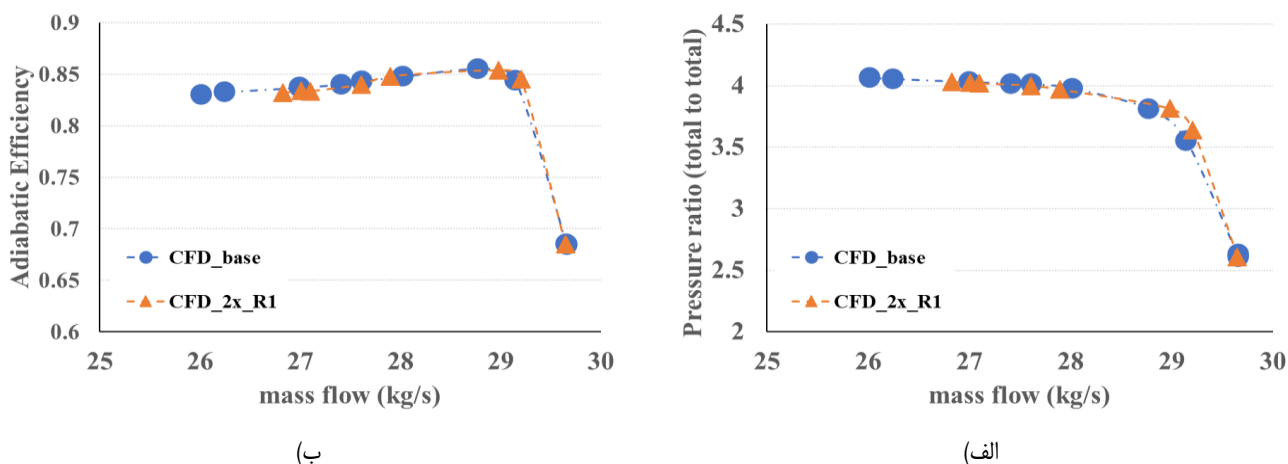
شکل ۱۶. کانتور سرعت شرایط نزدیک استال در صفحات فاصله ۴۰ تا ۸۰ درصد راستای جریان روی روتور دوم

Fig. 16. Velocity contours near stall conditions on planes located at 40% to 80% of the streamwise direction of the second-stage rotor



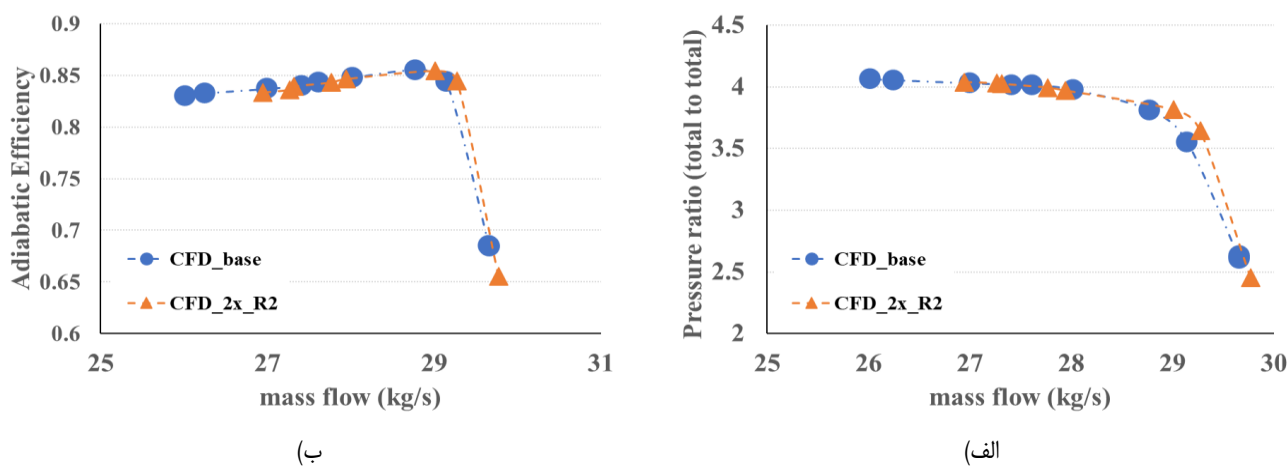
شکل ۱۷. منحنی‌های عملکردی کمپرسور در حالت لقی ۲ برابری در تمام روتورها (الف: منحنی نسبت فشار بر حسب دبی جرمی، ب: منحنی بازده بر حسب دبی جرمی)

Fig. 17. Compressor performance curves with 2x clearance in all rotors (a: pressure ratio versus mass flow rate, b: efficiency versus mass flow rate)



شکل ۱۸. منحنی‌های عملکردی کمپرسور در حالت لقی ۲ برابری تنها در روتور اول (الف: منحنی نسبت فشار بر حسب دبی جرمی، ب: منحنی بازده بر حسب دبی جرمی)

Fig. 18. Compressor performance curves with 2x clearance only in the first rotor (a: pressure ratio versus mass flow rate, b: efficiency versus mass flow rate)



شکل ۱۹. منحنی‌های عملکردی کمپرسور در حالت لقی ۲ برابری تنها در روتور دوم (الف: منحنی نسبت فشار بر حسب دبی جرمی، ب: منحنی بازده بر حسب دبی جرمی)

Fig. 19. Compressor performance curves with 2x clearance only in the second rotor (a: pressure ratio versus mass flow rate, b: efficiency versus mass flow rate)

جدول ۸. مقدار کاهش بازه عملکردی کمپرسور در شرایط مختلف لقی ۲ برابری

Table 8. Reduction in compressor operating range under different 2x clearance conditions

| درصد کاهش بازه عملکردی | دبی جرمی استال | حالت مبنا                      |
|------------------------|----------------|--------------------------------|
| ۰                      | ۲۶/۰۱۵۸        |                                |
| ۲۳/۸۹۱۲                | ۲۶/۸۴۵۲        | لقی ۲ برابری تمام روتورها      |
| ۲۲/۶۲۱۴                | ۲۶/۸۲۸۷        | لقی ۲ برابر تنها روی روتور اول |
| ۲۲/۴۹۲۵                | ۲۶/۹۴۶۱        | لقی ۲ برابر تنها روی روتور دوم |

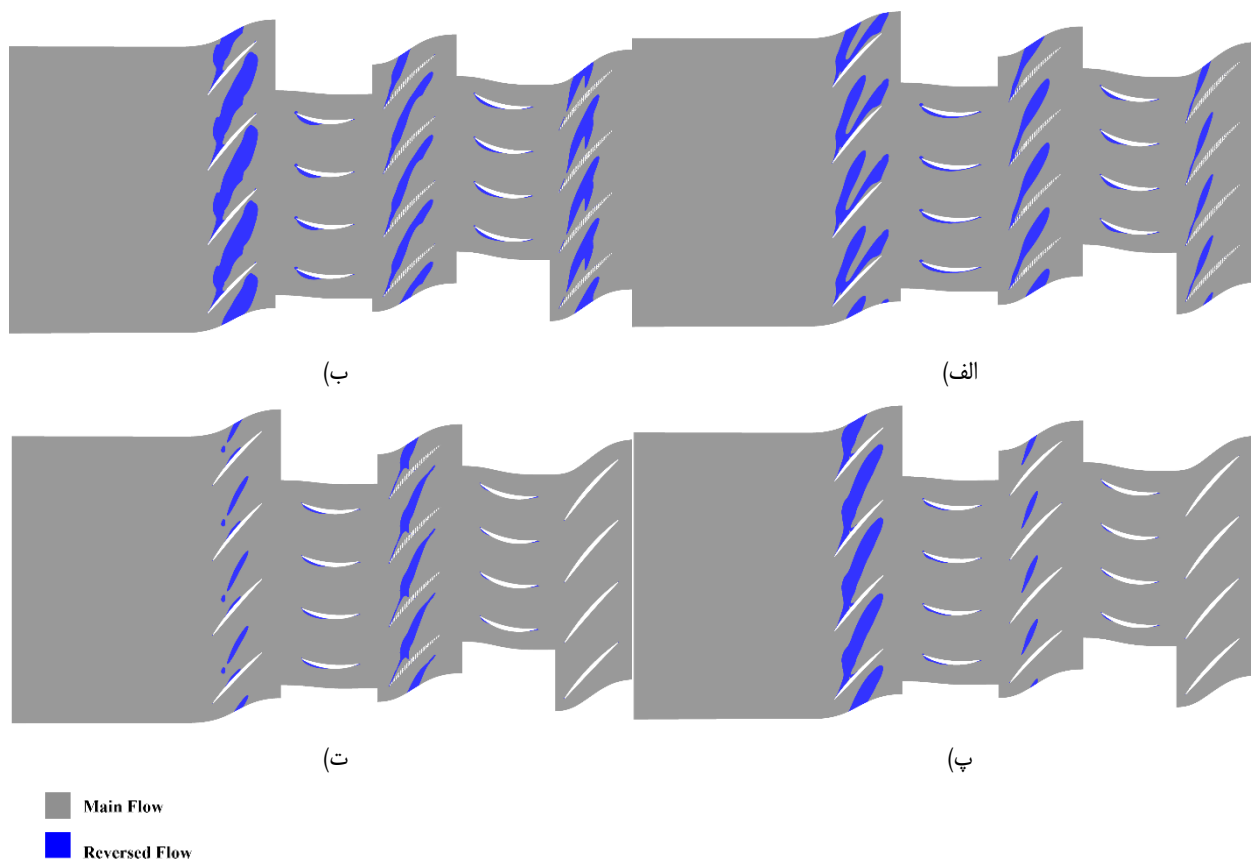
نشان می‌دهد، ملاحظه می‌شود که دو شوک روی سطح پره تشکیل شده است که با خطوط قرمز مشخص شده‌اند. در خصوص قدرت شوک‌ها، در حالت لقی دو برابری، شوک ضعیف‌تری نسبت به حالت مبنا تشکیل شده و به سمت پایین‌دست پره حرکت کرده است. همچنین، یک ناحیه با سرعت پایین در میانه گلوگاه شکل گرفته که به دلیل وجود گردابه جریان نشی بزرگی است که موجب کاهش شدید مومنتوم جریان شده است. در مقایسه با لقی ۱/۵ برابری که در شکل ۱۵ نمایش داده شده است، ملاحظه می‌شود ناحیه مومنتوم پایین در حالت لقی دو برابری بزرگ‌تر شده است که به دلیل افزایش جریان نشی رخ داده است. اثر افزایش نفوذ ناحیه مومنتوم پایین در راستای اسپن در کانتور سرعت قابل ملاحظه است که نشان دهنده تشکیل گردابه‌های جریان نشی و برهم‌کنش آن با جریان اصلی است.

در خصوص روتور دوم نیز کانتورهای مشابهی در شکل ۲۴ و شکل ۲۵ رسم شده است. در این حالت تنها یک شوک روی پره تشکیل شده است. مشابه روتور اول، با افزایش لقی، تضعیف شوک و حرکت آن به پایین دست پره قابل مشاهده است. همچنین با تضعیف شوک ناحیه مومنتوم پایین پشت شوک کوچک‌تر شده است که علت آن برهم‌کنش جریان نشی با جریان اصلی است که افزایش قدرت شوک اثر آن را افزایش می‌دهد. با افزایش لقی یک گردابه در نزدیکی سطح فشار پره و بر اثر جریان نشی نوک پره تشکیل شده است که در مقایسه با لقی ۱/۵ برابری این گردابه به میزان بیشتری در راستای اسپن نفوذ کرده است که به خوبی نشان‌دهنده افزایش جریان نشی روی نوک پره است.

انتهایی کمپرسور است که موجب کاهش دبی خفگی کلی کمپرسور می‌شود. در شکل ۲۰ کانتورهای جریان برگشتی حالت‌های مختلف لقی ۲ برابری در مقایسه با حالت مبنا رسم شده است. می‌توان مشاهده کرد که با افزایش لقی روتورهای اول و دوم به ۲ برابر حالت مبنا، ناحیه جریان برگشتی داخل کانال جریان گسترش یافته است. این گسترش ناحیه جریان برگشتی عامل شروع کننده ناپایداری است و لذا مشابه شرایط لقی ۱/۵ برابری، در هر حالت روتوری که لقی آن به ۲ درصد اسپن رسیده است روتور بحرانی به حساب می‌آید. با افزایش لقی تمامی پره‌ها به دو برابر مبنا، ناحیه جریان برگشتی روتور ردیف سوم نیز افزایش قابل توجهی داشته است که نشان دهنده نزدیک شدن روتور سوم به ناپایداری است.

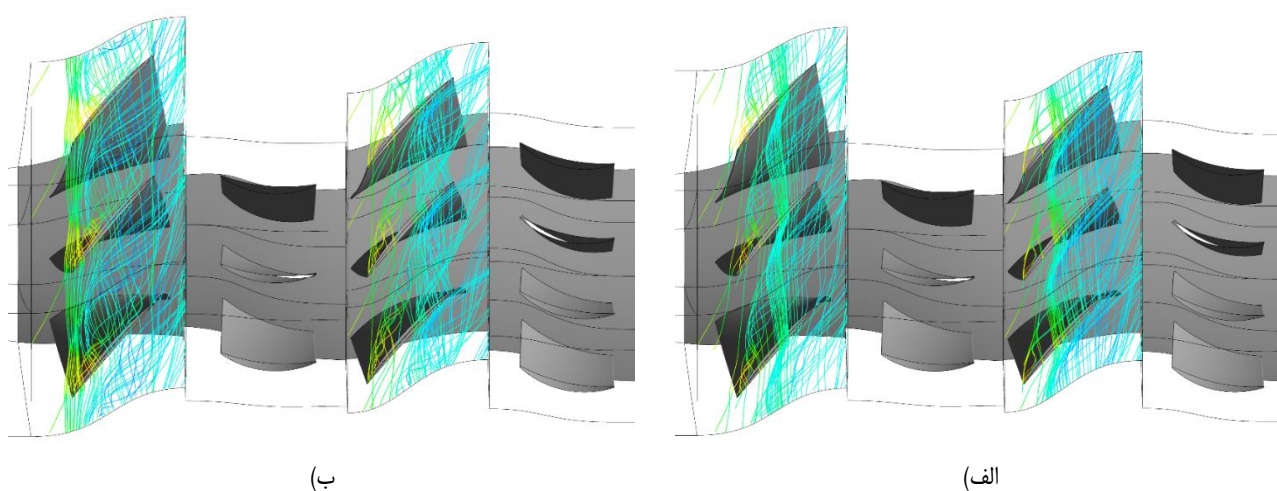
در شکل ۲۱، خطوط جریان نوک پره نزدیک به استال در حالت لقی دو برابری و حالت مبنا نمایش داده شده است. در روتور اول، با افزایش لقی به دو برابر، گردابه بزرگی تشکیل شده که مسیر جریان اصلی را تحت تأثیر قرار داده است. این گردابه ناشی از برهم‌کنش جریان نشی و گردابه نوک لبه حمله است. در روتور دوم، با افزایش لقی، جریان نشی بخش بزرگی از طول نوک پره را پوشش داده و بر گردابه لبه حمله غالب شده است. همچنین گردابه لبه حمله نسبت به حالت مبنا کمی بزرگ‌تر شده است. همچنین افزایش نسبت دبی جریان نشی به جریان اصلی را از مقادیری که در جدول ۹ نوشته شده است نیز می‌توان ملاحظه کرد. افزایش درصد دبی جریان نشی به جریان اصلی تقریباً با نسبت افزایش لقی مشابه است.

مطابق شکل ۲۲ و شکل ۲۳ که به ترتیب کانتورهای عدد ماخ نوک پره و کانتور سرعت در راستای جریان روتور اول در شرایط نزدیک استال را



شکل ۲۰. کانتور جریان برگشتی نوک پره روتورهای اول و دوم در شرایط نزدیک استال برای حالت مبنا (الف) و لقی ۲ برابری (ب: افزایش لقی روی تمامی روتورها، پ: افزایش لقی تنها روی روتور اول، ت: افزایش لقی تنها روی روتور دوم)

Fig. 20. Blade tip reversed flow contours of the first and second stage rotors near stall conditions for the baseline clearance (a) and 2x clearance cases (b: increased clearance on all rotors, c: increased clearance only on the first rotor, d: increased clearance only on the second rotor)



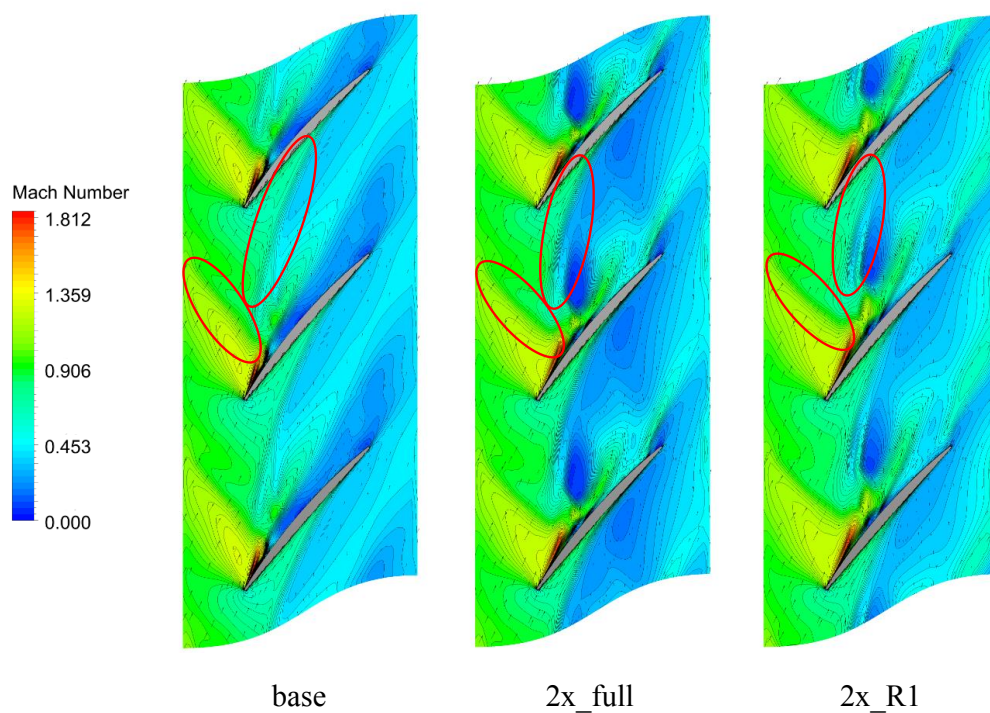
شکل ۲۱. مقایسه خطوط جریان نزدیک استال نوک پره برای حالت مبنا (الف) و لقی ۲ برابر (ب)

Fig. 21. Comparison of blade tip flow streamlines near stall for the baseline case (a) and 2x clearance case (b)

جدول ۹. درصد دبی جریان نشتی نوک پره به جریان اصلی در حالات مختلف لقی ۲ برابری

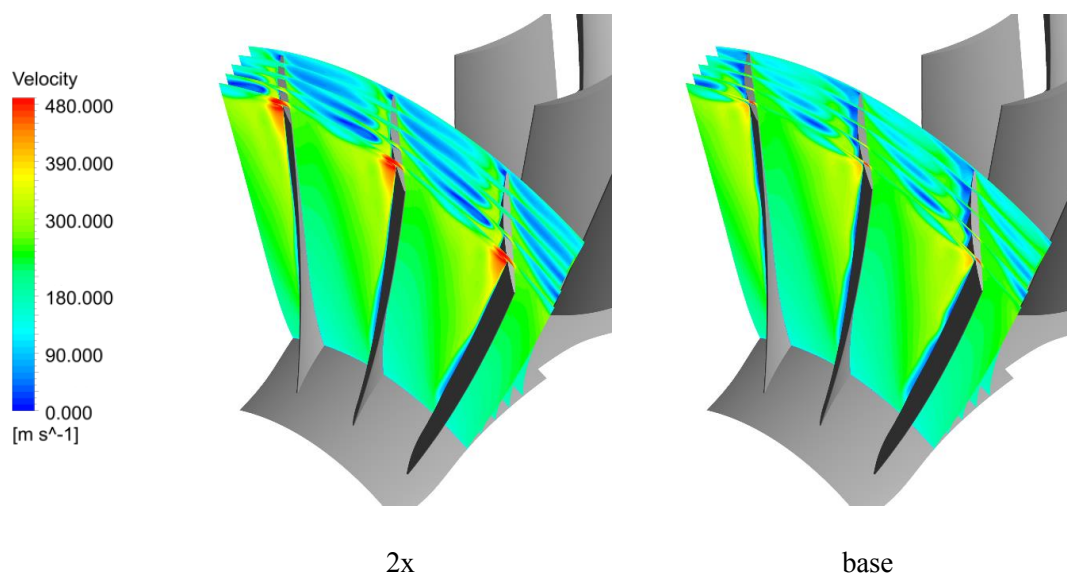
Table 9. Percentage of tip leakage flow rate relative to main flow in different 2x clearance conditions

| نسبت دبی جریان نشتی به دبی جریان اصلی (درصد) |         |         |         |         | نزدیک استال                    |
|----------------------------------------------|---------|---------|---------|---------|--------------------------------|
| روتور ۵                                      | روتور ۴ | روتور ۳ | روتور ۲ | روتور ۱ |                                |
| ۱/۲۵                                         | ۱/۴۲    | ۱/۶۰    | ۱/۴۷    | ۱/۲۶    | حالت مبنا                      |
| ۲/۳۷                                         | ۲/۸۱    | ۳/۲۱    | ۲/۸۷    | ۲/۳۷    | لقی ۲ برابر روی تمام روتورها   |
| ۱/۲۳                                         | ۱/۴۱    | ۱/۵۹    | ۱/۴۷    | ۲/۵۲    | لقی ۲ برابر تنها روی روتور اول |
| ۱/۲۱                                         | ۱/۴۰    | ۱/۶۲    | ۳/۰۰    | ۱/۳۵    | لقی ۲ برابر تنها روی روتور دوم |



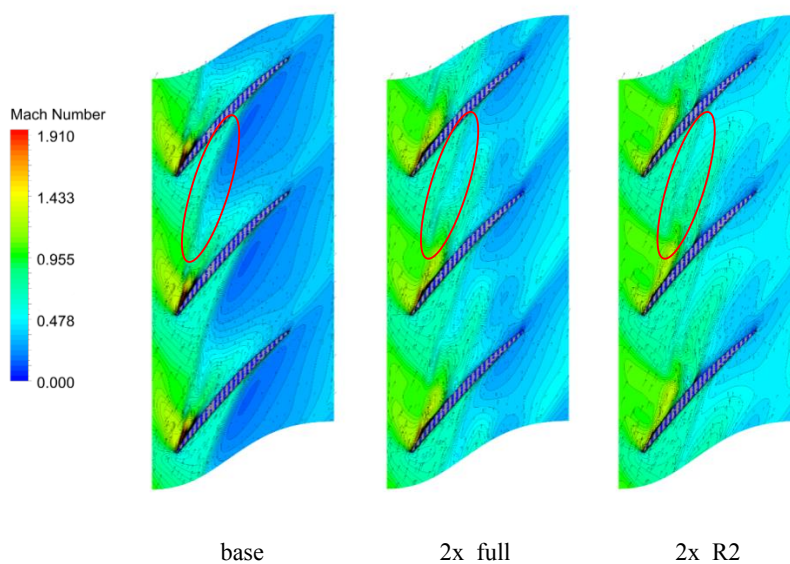
شکل ۲۲. مقایسه کانتور عدد ماخ نوک پره شرایط نزدیک استال حالت مبنا و حالت‌های لقی ۲ برابر روتور طبقه اول

Fig. 22. Comparison of tip blade Mach number contours near stall conditions between the baseline case and the 2x clearance conditions of the first-stage rotor



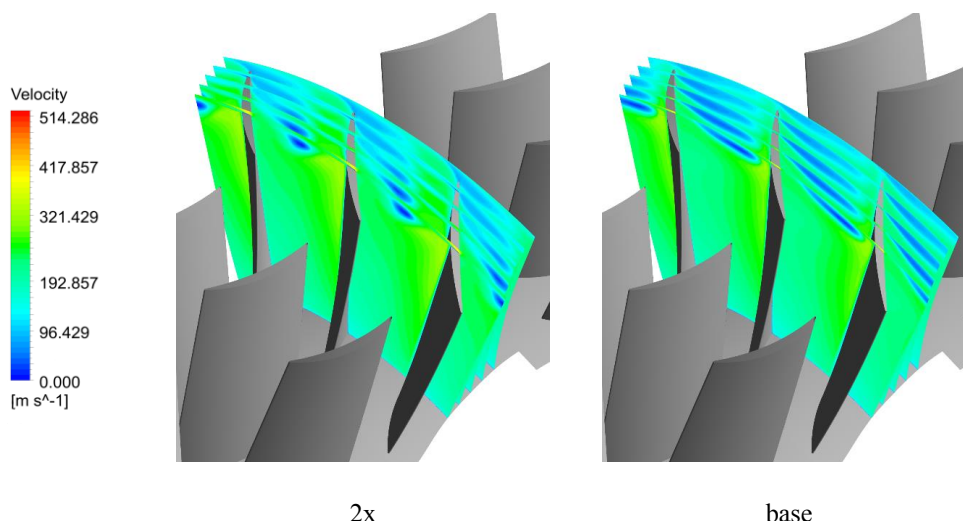
شکل ۲۳. کانتور سرعت شرایط نزدیک استال در صفحات فاصله ۴۰ تا ۸۰ درصد راستای جریان روی روتور اول

Fig. 23. Velocity contours near stall conditions on planes located at 40% to 80% of the streamwise direction of the first-stage rotor



شکل ۲۴. مقایسه کانتور عدد ماخ نوک پره شرایط نزدیک استال حالت مبنا و حالت‌های لقی ۲ برابر روتور طبقه دوم

Fig. 24. Comparison of tip blade Mach number contours near stall conditions between the baseline case and the 2x clearance conditions of the second-stage rotor



شکل ۲۵. کانتور سرعت شرایط نزدیک استال در صفحات فاصله ۴۰ تا ۸۰ درصد راستای جریان روی روتور دوم

Fig. 25. Velocity contours near stall conditions on planes located at 40% to 80% of the streamwise direction of the second-stage rotor

## ۵- نتیجه گیری

در طی این پژوهش ابتدا به شبیه سازی کمپرسور محوری پنج طبقه با لقی مبنا یک درصد پرداخته شده است و با استفاده از منحنی های بدست آمده از نتایج آزمایشگاهی صحت سنجی نتایج انجام شده است. همچنین شبیه سازی هر طبقه به صورت جداگانه نیز انجام شده است و با نتایج شبیه سازی چند طبقه مقایسه شده است. سپس با تغییر مقدار لقی پره های روتورهای کمپرسور در چند حالت و چند مقدار مختلف (مقادیر ۱/۵ و دو برابر حالت مبنا، حالت های تغییر لقی تمام پره ها، تنها روتور اول و تنها روتور دوم) منحنی های عملکردی کمپرسور بدست آمده است.

در خصوص نتایج بدست آمده می توان موارد زیر را اشاره کرد:

- روتور اول در شرایطی که لقی آن ۱/۵ درصد و یا بیشتر باشد زودتر دچار واماندگی می شود و عامل محدود کننده عملکرد کلی کمپرسور است. در خصوص روتور دوم نیز مشابهاً شرایط یکسانی دارد و برای لقی ۱/۵ به بالا زودتر دچار واماندگی می شود و عامل محدود کننده عملکرد کمپرسور است. منحنی عملکردی کمپرسور نشان دهنده همین محدودکنندگی عملکرد است. زیرا با تغییر لقی روتورهای اول و دوم ملاحظه می گردد نقطه ناپایداری تقریباً در یک دبی جرمی قرار گرفته شده است.
- در تمامی موارد شبیه سازی شده جریان های نوک پره، شوک، گردابه ها و جریان نشستی به وسیله منحنی ها، کانتورها و خطوط جریان مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته شده است.

- با تغییر لقی تمام روتورها به ۱/۵ درصد اسپین پره، بازه عملکردی کمپرسور به اندازه تقریباً ۱۴ درصد کاهش و با تغییر لقی تنها روتور طبقه اول بازه عملکردی به اندازه ۱۱/۵ درصد کاهش ملاحظه می گردد. در خصوص تغییر تنها روتور دوم نیز کاهش به اندازه ۱۱ درصد مشاهده شده است.
- با تغییر لقی تمام روتورها به ۲ درصد اسپین پره، بازه عملکردی کمپرسور به اندازه تقریباً ۲۴ درصد کاهش و با تغییر لقی تنها روتور طبقه اول بازه عملکردی به اندازه ۲۲/۵ درصد کاهش ملاحظه می گردد. در خصوص تغییر تنها روتور دوم نیز کاهش به اندازه ۲۲/۵ درصد مشاهده شده است.

## ۶- فهرست علائم

### علائم انگلیسی

|      |           |
|------|-----------|
| $P$  | فشار      |
| $PR$ | نسبت فشار |
| $T$  | دما       |

### علائم یونانی

|          |             |
|----------|-------------|
| $\Omega$ | سرعت دورانی |
|----------|-------------|

### زیرنویس

|     |            |
|-----|------------|
| $0$ | شرایط سکون |
|-----|------------|

- [11] R.E. Peacock, A review of turbomachinery tip gap effects: Part 1: Cascades, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 3(4) (1982) 185-193.
- [12] S. Puterbaugh, M. Brendel, Tip clearance flow-shock interaction in a transonic compressor rotor, *Journal of propulsion and power*, 13(1) (1997) 24-30.
- [13] H.D. Vo, *Role of Tip Clearance Flow on Axial Compressor*, Massachusetts Institute of Technology: Cambridge, MA, USA, 2002.
- [14] Z. Zhang, X. Yu, B. Liu, Characteristics of the tip leakage vortex in a low-speed axial compressor with different rotor tip gaps, in: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, American Society of Mechanical Engineers, 2012, pp. 311-322.
- [15] M.P. Wernet, D.V. Zante, T.J. Strazisar, W.T. John, P.S. Prahst, Characterization of the tip clearance flow in an axial compressor using 3-D digital PIV, *Experiments in Fluids*, 39 (2005) 743-753.
- [16] C. Hah, M. Voges, M. Mueller, H.-P. Schiffer, Characteristics of tip clearance flow instability in a transonic compressor, in: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, American Society of Mechanical Engineers, 2010, pp. 63-74.
- [17] M. Ostad, R. Kamali, Evaluating the Effects of Blade Tip Clearance in Various Stages on the Performance of an Axial Compressor, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 11(2) (2018) 475-481.
- [18] H. Khaleghi, M. Heinrich, M.J. Shahriyari, Circumferential casing treatment in a transonic fan, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 53(7) (2021) 4189-4202.
- [19] M. Shahriyari, H. Khaleghi, URANS Simulation of Self-Recirculation Casing Treatment in a Transonic Compressor, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 17(5) (2024) 1073-1082.
- [20] H. Khaleghi, M.-A.S. Dehkordi, A.M. Tousi, Role of tip injection in desensitizing the compressor to the tip clearance size, *Aerospace Science and Technology*, 52 (2016) 10-17.
- [21] K. Kovach, D.M. Sandercock, S. Lieblein, Experimental
- [1] M. Yadegari, A. Bak Khoshnevis, Numerical study of the effects of adverse pressure gradient parameter, turning angle and curvature ratio on turbulent flow in 3D turning curved rectangular diffusers using entropy generation analysis, *The European Physical Journal Plus*, 135(7) (2020) 1-21.
- [2] M. Yadegari, A. Bak Khoshnevis, Investigation of entropy generation, efficiency, static and ideal pressure recovery coefficient in curved annular diffusers, *The European Physical Journal Plus*, 136 (2021) 1-19.
- [3] M. Yadegari, A.B. Khoshnevis, Entropy generation analysis of turbulent boundary layer flow in different curved diffusers in air-conditioning systems, *The European Physical Journal Plus*, 135(6) (2020) 534.
- [4] H. Khaleghi, M.J. Shahriyari, M. Heinrich, A theory for predicting stall cell transient behavior, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 53(9) (2021) 4773-4788.
- [5] H. Khaleghi, M.J. Shahriyari, M. Heinrich, A theory for rotating stall in contra-rotating fans, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 235(18) (2021) 3764-3773.
- [6] M. Shahriyari, A. Firouzabadi, H. Khaleghi, S. Esmailifar, A new model for compressor surge and stall control, *Scientific Reports*, 14(1) (2024) 5347.
- [7] M. Shahriyari, H. Khaleghi, M. Heinrich, A model for predicting post-stall behavior of axial compressors, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 14(3) (2020) 897-908.
- [8] M.J. Shahriyari, H. Khaleghi, M. Heinrich, A model for stall and surge in low-speed contra-rotating fans, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 141(8) (2019) 081009.
- [9] I. Day, E.M. Greitzer, N. Cumpsty, Prediction of compressor performance in rotating stall, *J. Eng. Gas Turbines Power*, 100(1) (1978) 1-12.
- [10] C. Koch, Stalling pressure rise capability of axial flow compressor stages, *J. Eng. Gas Turbines Power*, 103(4) (1981) 645-656.

- (2023) 459.
- [24] M. Yadegari, An optimal design for S-shaped air intake diffusers using simultaneous entropy generation analysis and multi-objective genetic algorithm, *The European Physical Journal Plus*, 136(10) (2021) 1019.
- [25] M. Yadegari, A. Bak Khoshnevis, A numerical study over the effect of curvature and adverse pressure gradient on development of flow inside gas transmission pipelines, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 42 (2020) 1-15.
- [26] Z. Jahani, H. Khaleghi, S. Tabejamaat, Using tip injection to stability enhancement of a transonic centrifugal impeller with inlet distortion, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 15(6) (2022) 1815-1824.
- Investigation of a Five-stage Axial-flow Research Compressor with Transonic Rotors in All Stages I: Compressor Design, National Advisory Committee For Aeronautics, 1954.
- [22] K. Kovach, D.M. Sandercock, Experimental Investigation of a Five-stage Axial-flow Research Compressor with Transonic Rotors in All Stages II: Compressor Over-all Performance, National Advisory Committee For Aeronautics, 1954.
- [23] Z. Mansouri, M. Yadegari, A. Bak Khoshnevis, Numerical investigation of the effects of installing four trip wires with different diameters on the mean and fluctuation velocities and characteristics of the wake around the circular cylinder, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 45(9)

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

A. Hassanzadeh Bafghi, M. J. Shahriyari, H. Khaleghi, *A Numerical Study of the Effects of Blade Tip Clearance on the Performance of a Multi-Stage Transonic Axial Compressor*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 57(2) (2025) 187-214.

DOI: [10.22060/mej.2025.23795.7821](https://doi.org/10.22060/mej.2025.23795.7821)



