



Circumferential Casing Treatment in a Transonic Fan

H. Khaleghi^{1*}, M. Heinrich², M. J. Shahriyari¹

¹ Department of Aerospace Engineering, Center of Excellence in Computational Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran

² Institute of Mechanics and Fluid Dynamics, Technische Universität Bergakademie Freiberg, Freiberg, Germany

ABSTRACT: This paper reports on a numerical simulation of circumferential groove casing treatment in a high-speed axial fan. Four circumferential grooves of the same geometry are located over the tip of a NASA Rotor-67 and unsteady calculations are performed from choke to near-stall. Results show that circumferential grooves reduce the incidence angle near the pressure surface at the blade leading-edge. Furthermore, the passage shock and the leakage flow are pushed rearward in the passage. It is found that circumferential grooves increase the momentum in the streamwise direction (fluid is absorbed by the grooves from their downstream part and is injected from their upstream section). The grooves also provide a flow path between the suction and pressure surface, leading to a reduction in the pressure difference between them. At the near-stall point the flow field near the grooves was found to be highly unsteady. Maximum unsteadiness was observed in the first upstream groove: the circulated mass flow rate changed as high as roughly 30 percent of its time-averaged value. As a result, in order to simulate circumferential groove casing treatment in compressors, unsteady computations are required.

Review History:

Received: Jun. 27, 2020

Revised: Dec. 05, 2020

Accepted: Jan. 22, 2021

Available Online: Jan. 31, 2021

Keywords:

Circumferential groove

Range extension

Casing treatment

Transonic compressor

NASA Rotor-67

1. INTRODUCTION

The use of slotted or grooved casings over the tip of fan or compressor blades can substantially enhance the stable operating range in both low and high-speed compressors. Unfortunately, this is usually obtained at the expense of degradation in the compressor performance (i.e., mostly the efficiency and sometimes the pressure ratio). Different types and configurations of casing treatment have been tested or numerically simulated which are well summarized and discussed [1]. Circumferential groove casing treatment have been tested or numerically simulated by a number of researchers [2-5]. Most of the numerical studies reported on circumferential groove casing treatment have used steady computations. Therefore, one of the main goals of the current work is to investigate the endwall unsteady flow field near the circumferential grooves.

2. GEOMETRY

The numerical simulations were performed using the well-known NASA axial compressor Rotor 67. The rotor consists of 22 blades with a tip speed of 429 m/s at design point. The tip clearance is constant at 1.01 mm [6]. The rotor geometry is adopted by introducing four circumferential grooves in the casing as shown in Fig. 1. The grooves are equally sized, with $W = 12.5$ mm and aspect ratio $D/W = 3.2$. Furthermore, $L1 = 3$ mm and $L2 = 5$ mm.

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

3. RESULTS AND DISCUSSION

All of the unsteady computations in the current study have been performed at 100 % design speed. The static pressure at the outlet was gradually increased to throttle the compressor from choke to stall. The last stable operating point near stall is determined to be the point with the lowest flow rate where fully-developed periodically-repeated condition could still be obtained. Fig. 2 shows a comparison between the computed (time-averaged) and measured performance curves of the rotor. The performance curves of the treated rotor have been already shown in Fig. 2. As shown, the grooves have effectively increased the compressor safe operating range. Only negligible total pressure ratio loss in the compressor is observed. However, some efficiency decrease is introduced for the treated casing which is due to the rise in the total temperature ratio. This effect is caused by the flow recirculation within the grooves. Two different operating points are defined to compare treated and smooth casing. Operating point I is defined as near stall point of the smooth casing and operating point II is defined as near-stall point of the treated casing.

Fig. 3 shows the inlet and outlet mass flow rates (normalized by the corresponding annulus mass flow) at the groove-passage interface for a period of two blades passing. At operating point I, the time-averaged mass flow rates circulated in G1, G2, G3 and G4 are 1.2, 1.6, 1.29 and 1 percent of the annulus flow, respectively. These values increase to 2,



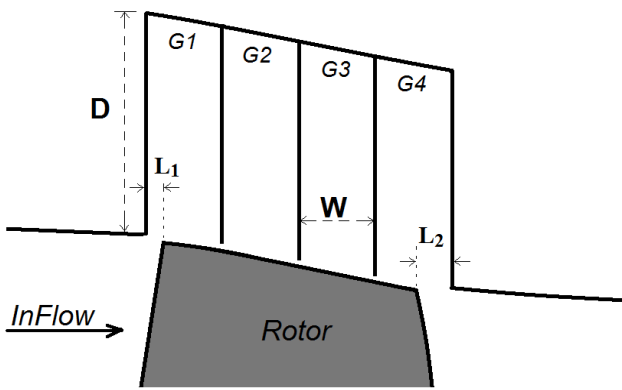


Fig. 1. Casing treatment configuration

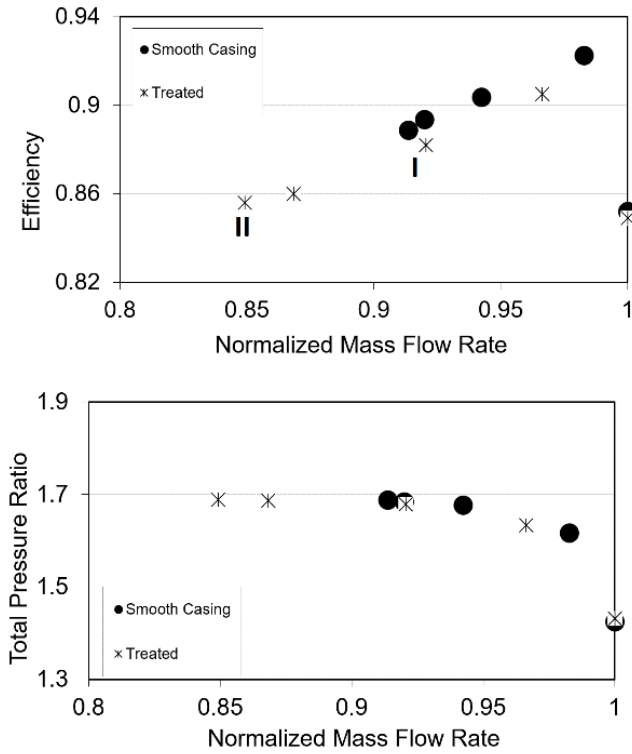


Fig. 2. Compressor characteristic

2.5, 2.1 and 1.24 at operating point II. The average amount of fluid circulating within the grooves is significantly larger at operating point II. Compared to that, only small fluctuations are observed in the circulated mass flow rate at operating point I. This suggests, that this operating point can be regarded as steady. However, the large oscillations in the absorbed and injected mass flow rate at the near-stall point suggest that the flow field near the grooves is highly unsteady at this condition. As seen, maximum unsteadiness occurs in G1: the circulated mass flow rate changes as high as roughly 30 percent of its time-averaged value.

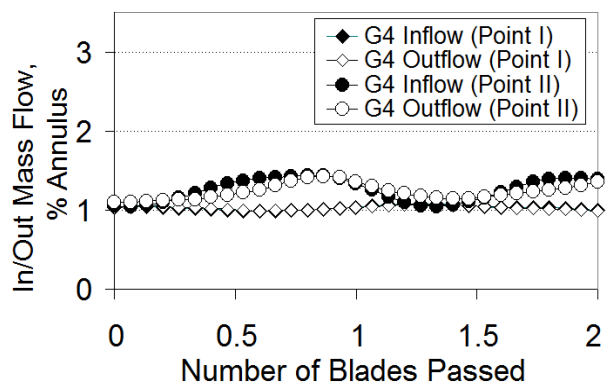
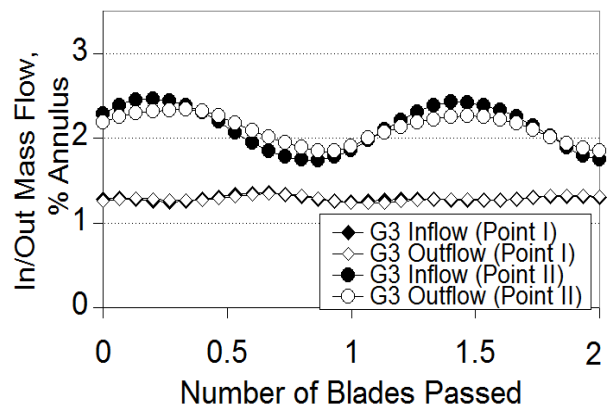
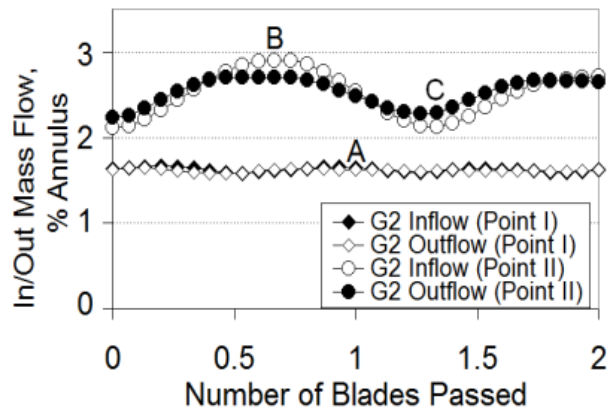
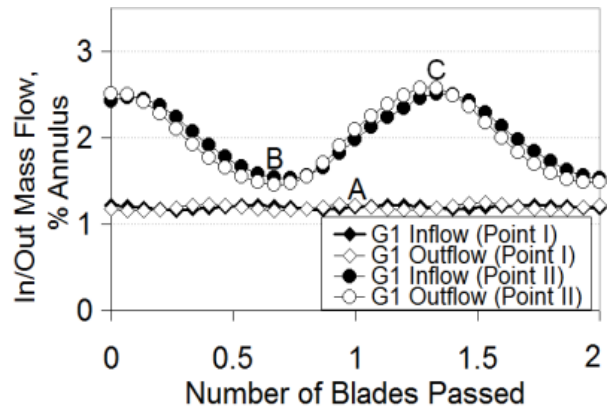
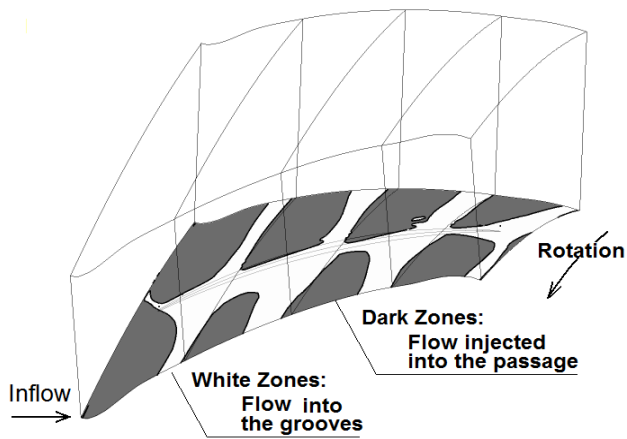
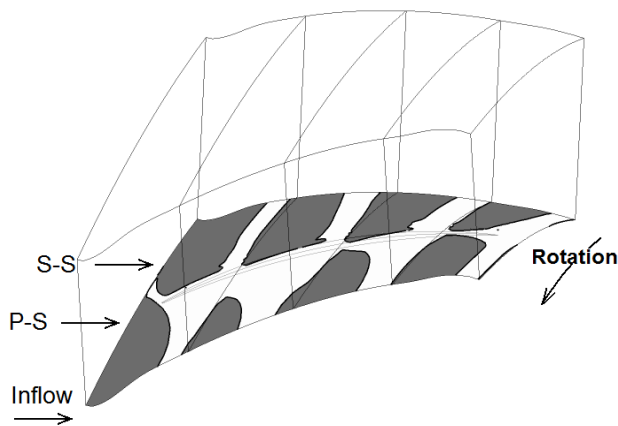


Fig. 3. Time histories of the mass flow rate into and out from each groove.



a) Inflow/Outflow regions- Point I



b) Inflow/Outflow regions- Point II

Fig. 4. Time-averaged inflow/outflow regions

Figs. 4(a) and 4(b) illustrate the time-averaged regions of positive and negative radial velocities at the rotor-groove interface. A positive radial velocity leads to the absorption of flow by the groove (indicated in white) while a negative velocity results in the injection of air into the passage (indicated in grey). The blade is located at the center of the passage. As seen in Fig. 4(a), the white zones (flow into the grooves) are considerably larger in size near the blade pressure surface, and in contrast, the gray zones are larger in size near the blade suction surface. This suggests that air is absorbed by the grooves near the pressure surface and is injected into the passage near the suction surface. It is further obvious that the area of the white zones (entrance to the groove) is smaller than that of the gray zone for each groove. This suggests that the fluid entering to the grooves has greater radial velocity component than the leaving fluid. Throttling the compressor toward stall has increased the white zones (i.e., the area over which air enters into the grooves). Another observation in Fig. 4 is that air is mostly absorbed by the grooves from the downstream part of each groove and is injected into the passage from the upstream part.

4. CONCLUSIONS

Time-accurate numerical computations have been carried out to investigate the influence of circumferential grooves on the performance and operability of a transonic axial fan. Four grooves (having the same geometry) were placed over the tip of the blades and choke to stall computations were performed. The rotor overall characteristics and detailed endwall flow structure were studied which can lead to the following conclusions:

- The grooves effectively increased the compressor safe operating range at the expense of small penalty in the adiabatic efficiency.

- Results indicate that circumferential grooves have two simultaneous important effects on the flow field near the grooves. First is adding momentum in the streamwise direction (the endwall fluid is mostly absorbed by the grooves from their downstream part and is injected from their upstream section). The second function of the grooves is providing a flow path between the suction and pressure surface, leading to a reduction in the pressure difference between them (fluid is absorbed by the grooves mostly near the pressure surface and is injected into the passage near the suction surface).

- At the near-stall point, the endwall flow field was found to be highly unsteady. Maximum unsteadiness was observed in the first upstream groove: the circulated mass flow rate changed as high as roughly 30 percent of its time-averaged value. This is important because it shows that steady calculations might be inadequate in circumferential groove casing treatment.

REFERENCES

- [1] M.D. Hathaway, Passive endwall treatments for enhancing stability, (2007).
- [2] D. Rabe, C. Hah, Application of casing circumferential grooves for improved stall margin in a transonic axial compressor, in: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2002, pp. 1141-1153.
- [3] A. Shabbir, J.J. Adamczyk, Flow mechanism for stall margin improvement due to circumferential casing grooves on axial compressors, (2005).
- [4] C. Hah, M. Mueller, H.-P. Schiffer, Study of convective flow effects in endwall casing treatments in transonic compressor rotors, in: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, American Society of Mechanical Engineers, 2012, pp. 95-106.
- [5] Y. Sakuma, T. Watanabe, T. Himeno, D. Kato, T. Murooka, Y. Shuto, Numerical analysis of flow in a transonic compressor with a single circumferential casing groove: influence of groove location and depth on flow instability, *Journal of Turbomachinery*, 136(3) (2014).
- [6] A.J. Strazisar, J.R. Wood, M.D. Hathaway, K.L. Suder, Laser anemometer measurements in a transonic axial-flow fan rotor, (1989)

HOW TO CITE THIS ARTICLE

H. Khaleghi, M. Heinrich, M.J. Shahriyari, *Circumferential Casing Treatment in a Transonic Fan*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(7) (2021)993-996.

DOI: [10.22060/mej.2021.18660.6879](https://doi.org/10.22060/mej.2021.18660.6879)





تأثیر شیارهای محیطی بر عملکرد یک کمپرسور گذرصوتی

حسین خالقی^{۱*}، مارتین هنریچ^۲، محمدجواد شهریاری^۱

۱-دانشکده هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران
۲-انستیتوی مکانیک و دینامیک سیالات، دانشگاه فرایبرگ، فرایبرگ، آلمان

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۹/۰۴/۱۹
بازنگری: ۱۳۹۹/۰۹/۱۵
پذیرش: ۱۳۹۹/۱۱/۰۳
ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۱۱/۱۲

کلمات کلیدی:

شیارهای محیطی
افزایش محدوده عملکرد
اصلاح پوسته
کمپرسور گذرصوتی
روتور ناسا ۶۷

خلاصه: در این مقاله به مطالعه عددی اصلاح پوسته با کمک شیارهای محیطی در یک فن گذرصوتی پرداخته شده است. چهار شیار محیطی در بالای یک پره ناسا ۶۷ قرار داده شده و شبیه‌سازی‌های گذرا از نقطه خفگی تا نزدیکی واماندگی صورت گرفته است. نتایج نشان می‌دهد شیارهای محیطی باعث کاهش زاویه برخورد در لبه حمله پره می‌شوند. همچنین، شوک و جریان نشی نوک پره به پایین دست جریان رانده می‌شوند. شیارها از یک طرف باعث افزایش مومنتوم در جهت جریان می‌شوند (جریان از پایین دست شیارها وارد و از بالادست آنها خارج و به جریان اصلی تزریق می‌شود) و از طرف دیگر باعث ایجاد یک مسیر جریان بین سطوح فشاری و مکشی در نوک پره (و در نتیجه کاهش اختلاف فشار این سطوح) می‌شوند. در پژوهش حاضر مشاهده شد که در نزدیکی نقطه واماندگی، میدان جریان در شیارها بسیار ناپایا است. نتایج نشان داد که بیشترین رفتار ناپایا در اولین شیار است که تغییرات زمانی دبی جرمی عبوری از این شیار در حدود ۳۰ درصد میانگین زمانی دبی جرمی آن است. لذا برای شبیه‌سازی اصلاح پوسته کمپرسور به کمک شیارهای محیطی باید از حل ناپایا استفاده کرد و حل دائمی کافی نیست.

۱- مقدمه

نوک پره کمپرسور آغاز می‌شود. در این حالت اصلاح پوسته بسیار مؤثر واقع گردید و به طور قابل توجهی باعث افزایش محدوده عملکرد کمپرسور شد. در حالی که نتایج نشان داد در روتور با صلیبیت کم واماندگی گردان از سطح مکشی پره شروع می‌شود. در نتیجه در این حالت اصلاح پوسته مؤثر نیست. آن‌ها پیشنهاد دادند که اصلاح پوسته کمپرسور زمانی مفید است که واماندگی گردان از نوک پره کمپرسور آغاز شود. اسمیت^۳ و کامپستی^۴ [۱۱] مطالعاتی تجربی به منظور بررسی اثر شیارهای محوری بر روی میدان جریان انتهایی پره انجام دادند. آن‌ها دریافتند که مسیر جدید جریان ایجاد شده بین سطح فشاری و مکشی پره به دلیل تغییرات پوسته کمپرسور، عامل اصلی افزایش محدود عملکرد است. علاوه بر این، آن‌ها افزودند که این افزایش محدوده عملکرد زمانی قابل مشاهده است که انسداد جریان بر روی پره در نزدیکی سطح فشاری در نوک پره شکل گرفته باشد. نتیجه مهم دیگر این تحقیق این بود که اثرات غیرپایا از اهمیت ثانویه برخوردار است (جریان متوسط شیارها مهم است). این یافته در تحقیق انجام شده توسط خالقی [۱۲] برای شیارهای

استفاده از شیار در بالای پره فن یا کمپرسور، به طور قابل ملاحظه‌ای می‌تواند محدوده عملکرد پایدار کمپرسور را افزایش دهد. افزایش محدوده عملکرد با این روش معمولاً همراه با کاهش عملکرد کمپرسور (عمدتاً کاهش راندمان و گاهی اوقات کاهش نسبت فشار) حاصل می‌شود. انواع روش‌های اصلاح پوسته که مورد آزمایش قرار گرفته یا شبیه‌سازی شده است توسط هاتاوی^۱ [۱] خلاصه شده و مورد بحث قرار گرفته است. مهم‌ترین تلاش‌های صورت گرفته در زمینه اصلاح پوسته کمپرسور با استفاده از شیارهای محوری و محیطی [۶-۲] و چرخش هوای انتهایی پره به منظور تزریق جریان با سرعت بالا در بالادست لبه حمله پره صورت گرفته است [۹-۷]. گرایتزر^۲ و همکاران [۱۰] به صورت تجربی اثر شیارهای محوری را بر عملکرد یک کمپرسور مورد آزمایش قرار دادند. آن‌ها از دو روتور با صلیبیت متفاوت استفاده نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که در روتور با صلیبیت بالاتر واماندگی گردان از

- 1 Hathaway
- 2 Greitzer

- 3 Smith
- 4 Cumpsty

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

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode> دیدن فرمائید.



نسبت فشار کل نیز افزایش می‌یابد. تاثیر شیارهای محیطی بر عملکرد یک فن خلاف هم گرد توسط هنریچ^۱ و همکاران [۲۰] مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که شیارهای تعبیه‌شده در بالای روتور اول با کاهش قدرت گردابه نوک پره موجب بهبود عملکرد می‌شوند.

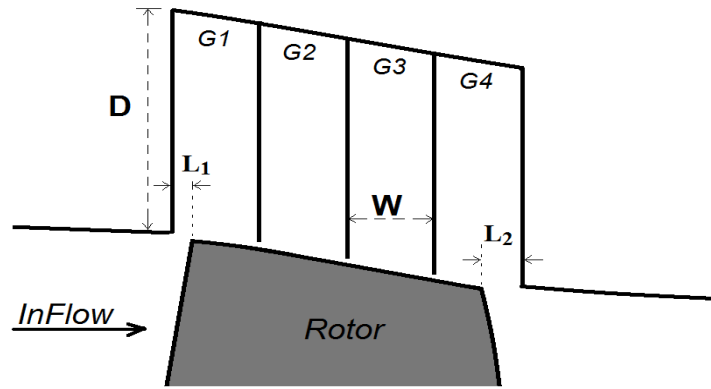
اکثر پژوهشهای عددی که در زمینه تغییر پوسته با شیارهای مماسی انجام‌شده با استفاده از شبیه‌سازی دائمی جریان انجام گرفته‌است. لذا یکی از اهداف این مقاله بررسی جریان غیر پایا در شیارها و در ناحیه نوک پره است. از طرف دیگر، یکی از موضوعات روز دنیای توربوماشینها شناخت عمیق مکانیزمهایی است که منجر به واماندگی گردان در کمپرسورها می‌گردد. شناخت این مکانیزمها کمک می‌کند تا با استفاده مناسب از روشهای کنترل فعال و غیرفعال بتوان واماندگی را به تعویق انداخت. لذا، درک و بررسی اثرات شیارهای محیطی بر روی ساختار جریان انتهای پره که منجر به تعویق ناپایداری و افزایش محدوده عملکرد کمپرسور می‌شود هدف دیگر از انجام این تحقیق است.

۲- هندسه مورد بررسی

شبیه‌سازی‌های انجام‌شده بر روی یک پره ناسا ۶۷ صورت گرفته‌است. این روتور ۲۲ پره دارد و سرعت نوک پره آن در نقطه طراحی ۴۲۹ متر بر ثانیه می‌باشد. فاصله نوک پره تا پوسته کمپرسور ثابت و برابر ۱،۰۱ میلی‌متر است [۲۱]. تأثیر اصلاح پوسته بر عملکرد روتور با اضافه کردن چهار شیار محیطی در پوسته کمپرسور مورد بررسی قرار گرفته‌است (شکل ۱). عرض شیارها با یکدیگر برابر و مساوی ۱۲،۵ میلی‌متر است. همچنین، نسبت منطری شیارها (نسبت ارتفاع به عرض شیارها) مساوی ۳،۲ می‌باشد (بر اساس توصیه مرجع [۳]). علاوه بر این، $L_1=3\text{mm}$ (معادل ۷،۲ درصد کورد محوری) و $L_2=5\text{mm}$ (معادل ۱۲ درصد کورد محوری) در نظر گرفته شده‌است. لذا شیارها در کار حاضر از ۷،۲ درصد کورد محوری نوک پره در بالادست لبه حمله تا ۱۲ درصد کورد محوری نوک پره در پایین دست لبه فرار را پوشش می‌دهند. این محدوده‌ای است که همه یا بخشی از آن در کار محققان مختلف بررسی شده‌است. لازم به ذکر است که هیچ‌گونه فاصله‌ای بین شیارها وجود ندارد و شیارها کاملاً به هم چسبیده‌اند. لذا تحقیق حاضر حالت ایده آلی که در آن محدوده شیارها کاملاً باز و برابر ۱۰۰ درصد مساحت بالای پره است را در نظر می‌گیرد. اگرچه چنین طراحی‌ای به صورت مکانیکی امکان‌پذیر نیست، اما نتایج حاصل از این شبیه‌سازی به درک ساختار جریان

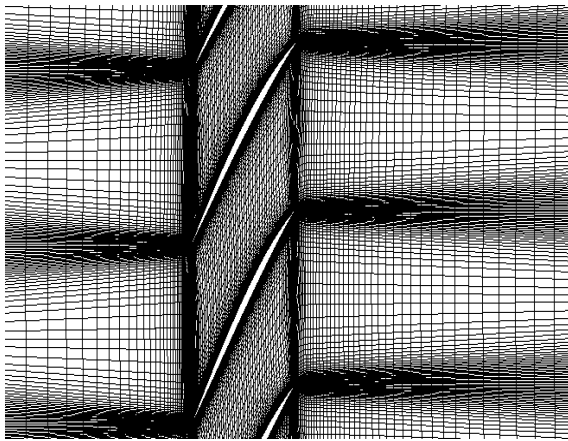
محوری استفاده‌شده در یک کمپرسور گذر صوتی تایید گردید. اصلاح پوسته با استفاده از شیارهای محیطی توسط تعدادی از محققین مورد آزمایش و شبیه‌سازی قرار گرفته‌است. راب^۱ و هاه^۲ [۱۳] اثرات شیارهای محیطی را بر افزایش محدوده عملکرد یک کمپرسور گذر صوتی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها از حل پایا به منظور بررسی ساختار جریان در شیارهای ایجادشده به منظور اصلاح پوسته استفاده نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که در لبه حمله نزدیک سطح فشاری روتور، زاویه برخورد به دلیل تغییرات ایجادشده در پوسته کاهش می‌یابد. شابیر^۳ و آدامزیک^۴ [۱۴] نیز شبیه‌سازی‌هایی را در یک کمپرسور سرعت پایین به منظور بررسی اثرات شیارهای محیطی بر روی بهبود عملکرد کمپرسور انجام دادند. آن‌ها نشان دادند که میزان رشد انسداد جریان در نزدیکی ناپایداری به علت وجود شیارهای محیطی کاهش می‌یابد. هاه و همکاران [۱۵] اثرات شیارهای محیطی را بر روی عملکرد یک روتور گذر صوتی به صورت شبیه‌سازی‌های عددی و تجربی مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که میدان جریان در شرایط نزدیک به واماندگی بسیار ناپایا است. ساکوما^۵ و همکاران [۱۶] در یک شیار محیطی اثرات عمق و محل قرارگیری شیار را بر روی عملکرد و ساختار جریان انتهای پره در یک کمپرسور محوری گذر صوتی مورد بررسی قرار دادند. شبیه‌سازی‌های پایای آن‌ها نشانگر شتاب‌گیری شعاعی جریان نشستی به همراه کاهش اختلاف فشار بین دو سطح فشاری و مکشی در نوک پره (بنابراین کاهش بارگذاری بر روی پره) شد. علاوه بر این، نتایج آن‌ها نشان داد که عمق شیار بر روی افزایش محدوده عملکرد کمپرسور مؤثر بوده و بیشترین محدوده عملکرد کمپرسور زمانی حاصل می‌شود که شیار حدود ۲۰ درصد طول محوری پره از لبه حمله داشته‌باشد. لیو^۶ و همکاران [۱۷] تاثیر موقعیت محوری شیارهای محیطی را بر عملکرد و نحوه بروز واماندگی گردان در یک کمپرسور مورد بررسی قرار دادند. تاثیر شیارهای محیطی بر عملکرد یک کمپرسور گذر صوتی توسط ژو^۷ و همکاران [۱۸] مورد مطالعه قرار گرفت. آنها از شبیه‌سازی پایا در کار خود استفاده کردند. نتایج نشانگر افزایش محدوده عملکرد کمپرسور بود. جعفرقلی و همکاران [۱۹] به کمک شبیه‌سازی پایا تاثیر قراردادن شیارهای محوری بر عملکرد یک روتور ناسا ۳۷ را بررسی کردند. نتایج نشان داد که علاوه بر افزایش محدوده عملکرد،

- 1 Rabe
- 2 Hah
- 3 Shabbir
- 4 Adamczyk
- 5 Sakuma
- 6 Liu
- 7 Zhu

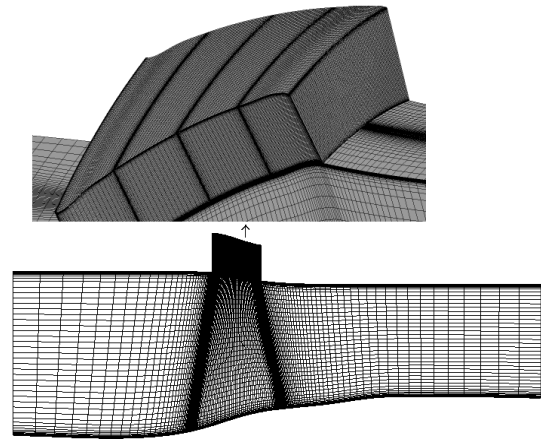


شکل ۱. ساختار قرارگیری شیارهای محوری به منظور بهبود پوسته

Fig. 1. Casing treatment configuration



الف) گذرگاه پره در ارتفاع ۹۰ درصد پره
a) Blade passage at 90% span



ب) شیارها
b) Grooves

شکل ۲. شبکه محاسباتی

Fig. 2. Computational grid

در نظر گرفته شده است. در ناحیه نزدیک پره‌ها از شبکه‌بندی O-grid و در ناحیه ورود و خروج جریان از شبکه‌بندی H-grid استفاده شده است. تعداد گره‌های محاسباتی در حول سطح مقطع پره برابر 153×39 و تعداد سلول‌ها در کل گذرگاه پره برابر $159 \times 59 \times 101$ به ترتیب در جهت جریان، جهت محیطی و ارتفاع پره است. ناحیه نوک پره تا پوسته کمپرسور نیز شامل ۴۰ ردیف سلول در جهت شعاعی است. هر شیار نیز دارای $37 \times 71 \times 103$ سلول، به ترتیب در جهت جریان، محیطی و شعاعی است. با توجه به موارد بیان شده، حدود 1×10^6 سلول در شیارها و در حدود $3/2 \times 10^6$ سلول محاسباتی

در شیارها و مکانیزمی که باعث به تعویق افتادن ناپایداری و افزایش محدوده عملکرد کمپرسور می‌شود کمک می‌کند.

۳- شبکه‌بندی و تنظیمات نرم‌افزاری

شبکه محاسباتی استفاده شده در گذرگاه پره‌ها و شیارهای محیطی در شکل ۲ نمایش داده شده است. نرم‌افزار توربوگرید و ICEM-CFD برای تولید شبکه محاسباتی به کار گرفته شده‌اند. به دلیل وجود تقارن حاکم بر مسئله و جهت کاهش هزینه‌های محاسباتی تنها یک پره برای شبیه‌سازی

کل P_0 و زاویه جریان (در این تحقیق بصورت محوری) اعمال شده است. در مرز خروجی میانگین فشار استاتیک p اعمال گردیده است. از آنجا که یک پره در این تحقیق مدلسازی شده است، در مرزهای تکرارپذیر از شرط مرزی تناوبی استفاده شده است. دیواره‌ها به صورت بدون زبری و آدیباتیک در نظر گرفته شده‌اند. همچنین، صفحات بین شیارها بصورت دیواره صاف و آدیباتیک بیان شده است.

۴- نتایج

در این مطالعه تمامی شبیه‌سازی‌های ناپایای صورت گرفته در دور طراحی است. به منظور به دست آوردن منحنی مشخصه کمپرسور، فشار استاتیک در خروج به تدریج افزایش داده شده است تا کمپرسور از حالت خفگی به واماندگی گردان برسد. برای اطمینان از همگرایی نتایج به نقاط عملکرد دائمی کمپرسور، تغییرات زمانی دبی جرمی ورود و خروج به همراه فشار استاتیک دیواره بیرونی کمپرسور در حین حل عددی بررسی گردید. در این نقاط دائمی تغییرات پارامترهای فوق باید به حالت تکرار شونده برسد. در این مقاله، نقطه نزدیک واماندگی آخرین نقطه عملکردی دائمی است که بتوان شرایط تکرار شونده را برای آن به دست آورد (اگر فشار استاتیک خروجی را در نقطه نزدیک واماندگی به میزان ۲/۰ درصد افزایش دهیم منجر به نوسانات شدیدی در پارامترهای جریان می‌گردد).

شکل ۳ به مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی (به صورت میانگین زمانی نتایج شبکه محاسباتی اصلی) و نتایج آزمایشگاهی پرداخته است. در این شکل منحنی مشخصه های نسبت فشار کل و راندمان روتور (روابط زیر) رسم شده است.

$$PR = \frac{P_{o2}}{P_{o1}} \quad (7)$$

$$\eta = \frac{PR^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\frac{T_{o2}}{T_{o1}} - 1} \quad (8)$$

همان طور که در شکل ۳ نشان داده شده است، منحنی‌های نسبت فشار کل و راندمان تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارند. میزان خطای نتایج عددی در پیش‌بینی نسبت فشار کل در حدود ۶/۲ درصد و در پیش‌بینی راندمان حدودا ۳/۱ درصد است.

در کل دامنه استفاده شده است. همچنین شبکه محاسباتی توضیح داده شده در نزدیکی دیواره‌ها به نحوی ایجاد شده است که اطمینان حاصل شود که پارامتر بی بعد فاصله از دیواره برابر یا کمتر از یک باشد. در این شبیه‌سازی معادلات ناویر-استوکس^۱ به صورت تراکم‌پذیر و با استفاده از نرم‌افزار تجاری CFX حل شده‌اند. محدوده اطراف روتور در مختصات دوار و شیارها در مختصات ثابت شبیه‌سازی شده است. معادلات حاکم شامل پیوستگی، بقاء ممتوم و بقاء انرژی در مختصات دوار بصورت زیر است:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\tau_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) + F_i \quad (2)$$

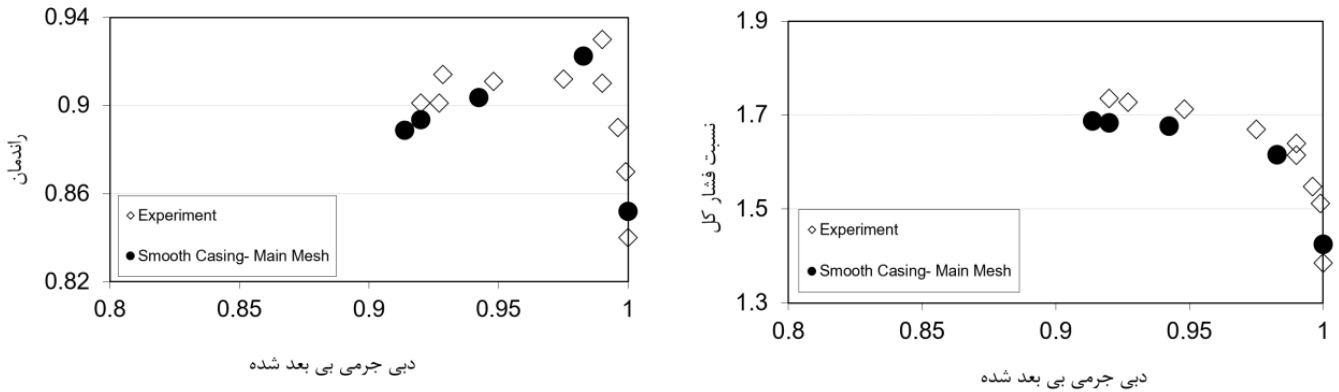
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i(\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_j (\tau_{ij})_{eff} \right) \quad (3)$$

$$F_i = -\rho[2\Omega \times U + \Omega \times \Omega \times r] \quad (4)$$

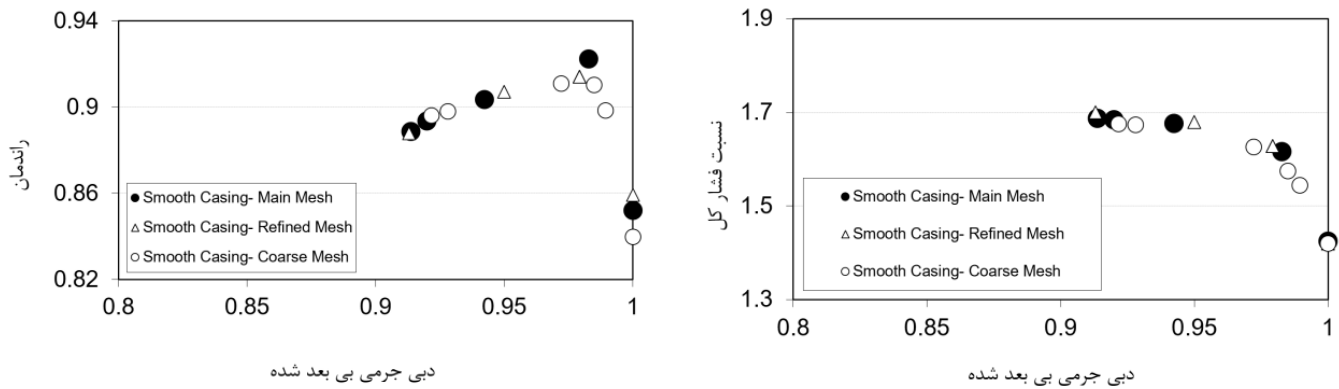
$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (5)$$

$$\tau_{ij} = \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right] \quad (6)$$

در کار حاضر از مدل توربولانسی $k-\omega$ SST استفاده شده است که در جریانهای دارای گرادیانهای فشار بالا دارای دقت مطلوبی است. گام زمانی استفاده شده نیز برابر $10^{-6} \times 833/2$ است. این گام زمانی معادل ۱۳۲۰ گام زمانی به ازای یک دور چرخش روتور (۶۰ گام زمانی به ازای عبور هر پره) می‌باشد. شرط مرزی در مرز ورودی به صورت درجه حرارت کل T_0 ، فشار



شکل ۳. مقایسه منحنی مشخصه‌های عملکردی کمپرسور به‌دست‌آمده از حل عددی با نتایج تجربی
Fig. 3. Comparison of experimental and numerical compressor characteristic



شکل ۴. بررسی استقلال شبکه

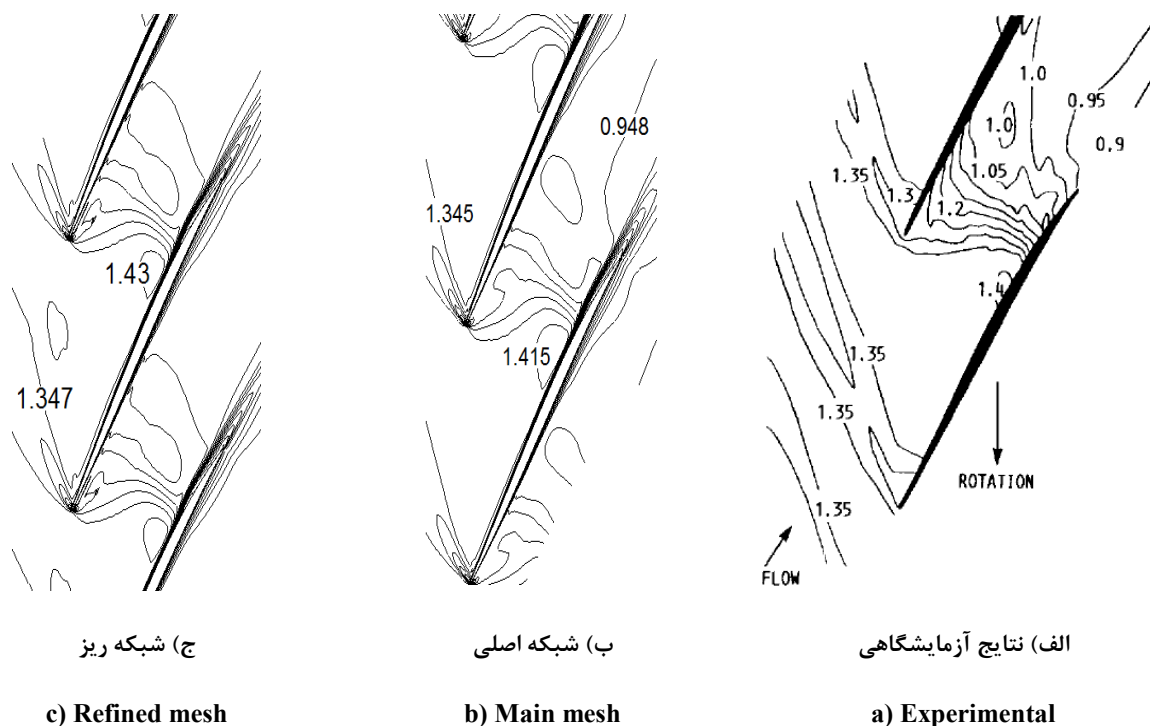
Fig. 4. Mesh independency

همان‌طور که مشاهده می‌شود الگوی جریان و ساختار شوک با دقت قابل قبولی پیش‌بینی شده‌است.

نمودارهای عملکردی کمپرسور با وجود شیارهای محیطی در شکل ۶ نمایش داده شده‌است. همان‌طور که مشاهده می‌شود محدوده عملکرد کمپرسور به میزان زیادی افزایش پیدا کرده‌است. میزان افزایش محدوده عملکرد ایمن کمپرسور با پوسته اصلاح‌شده^۱ در حدود ۷۵ درصد محدوده عملکرد کمپرسور با پوسته صاف^۲ می‌باشد. همان‌طور که شکل ۶ نشان می‌دهد، شیارها موجب مقدار ناچیزی افت در نسبت فشار کل کمپرسور

در این مطالعه استقلال از شبکه نیز مورد بررسی قرار گرفته‌است که شبکه ریزتر دارای $221 \times 73 \times 151$ گره محاسباتی به ترتیب در جهت جریان، جهت محیطی و شعاعی است. همچنین از ۶۱ ردیف سلول محاسباتی در فاصله نوک پره تا پوسته کمپرسور در این شبکه استفاده شده‌است. شبکه درشت شامل $109 \times 35 \times 83$ گره محاسباتی در جهات فوق و ۳۱ ردیف سلول محاسباتی در فاصله نوک پره تا پوسته است. منحنی مشخصه‌های شبکه‌های درشت، اصلی و ریز در شکل ۴ رسم شده‌است که استقلال نتایج عددی از شبکه محاسباتی را نشان می‌دهد. علاوه بر این، در شکل ۵ کانتورهای عدد ماخ نسبی در موقعیت ۹۰ درصد ارتفاع پره که از آزمایش به‌دست‌آمده با نتایج میانگین زمانی حاصل از شبیه‌سازی با شبکه اصلی و ریز مقایسه شده‌است.

1 Treated casing
 2 Smooth casing



شکل ۵. منحنی دیسپرزین سرعت فاز لوله فولادی با قطر ۲۲۰ میلی‌متر و ضخامت ۴/۸ میلی‌متر

Fig. 5. Phase velocity dispersion curves for a steel pipe with outer diameter of 220 mm and wall thickness of 4.8 mm

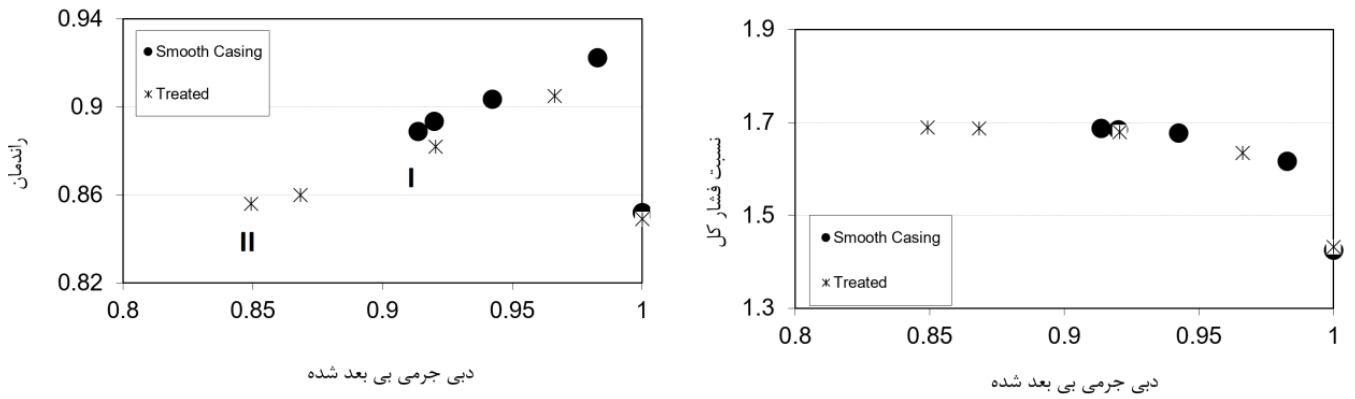
پوسته اصلاح شده به پایین دست جریان رانده شده است. شیارها همچنین باعث شده‌اند که قدرت جریان نشتی کاهش یابد و لذا نواحی برگشتی در شکل ۷-ب بسیار کوچکتر شده است.

در شکل ۷-الف، مرز مشترک بین جریان نشتی و جریان اصلی ورودی به گذرگاه پره موازی صفحه گذرا از لبه حمله پرها می‌شود که این پدیده توسط برخی محققان به عنوان یکی از معیارهای واماندگی گردان با طول مشخصه کوتاه معرفی شده است (به عنوان مثال [۲۲-۲۴]). شیارها باعث حرکت جریان برگشتی به پایین دست پره شده و لذا باعث به تعویق افتادن ناپایداری و افزایش محدوده عملکرد می‌شوند. در واقع شیارهای محیطی از طریق دو مکانیزم بر جریان نوک پره اثر می‌گذارند: ۱- افزایش مومنتوم در جهت جریان ۲- کاهش اختلاف فشار بین سطح فشاری و مکشی پره که از طریق مسیر جریان ایجاد شده بین آن‌ها حاصل می‌شود. همان‌طور که مشاهده می‌شود در نقطه عملکرد II (شکل ۷-ج) شوک و جریان برگشتی به سمت بالادست حرکت کرده‌اند، به گونه‌ای که جریان برگشتی موازی صفحه لبه حمله شده است (مشابه پوسته صاف).

شکل ۸ کانتورهای سرعت محوری (بی‌بعد شده با سرعت نوک پره) را

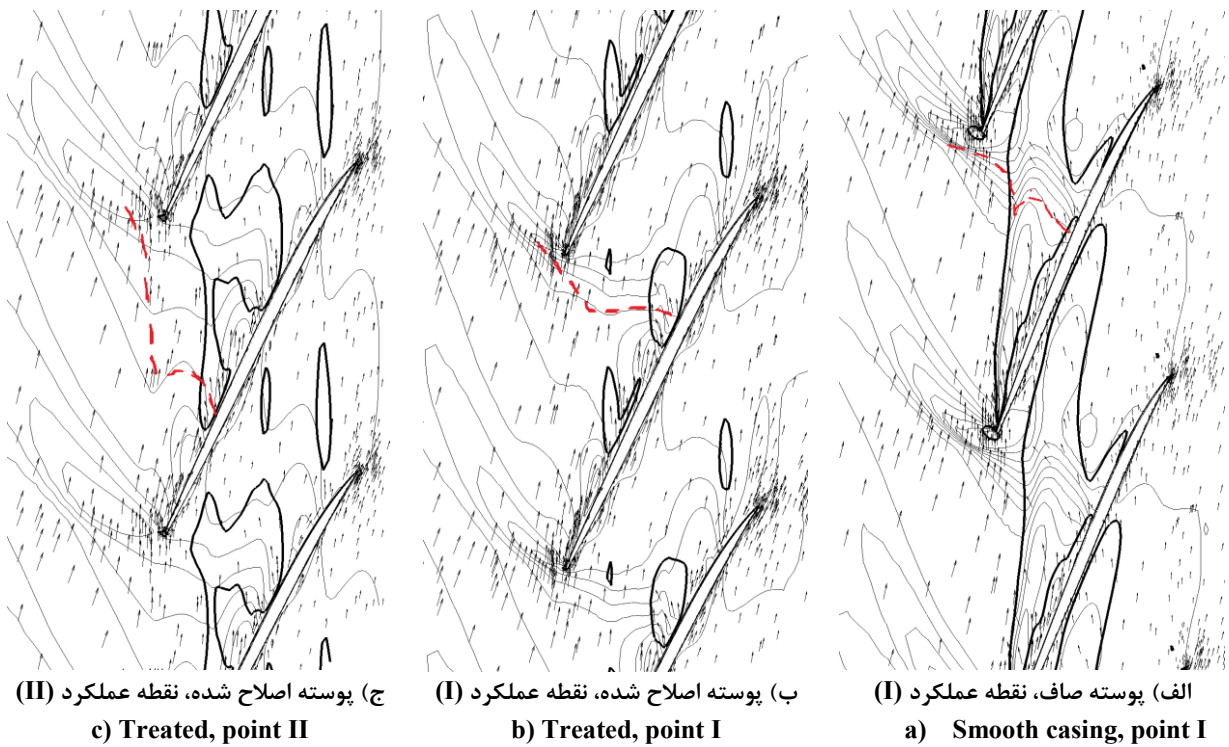
شده است. میزان قابل توجهی افت در راندمان در حالت پوسته اصلاح شده مشاهده می‌شود که به دلیل افزایش درجه حرارت خروجی ناشی از چرخش جریان درون شیارها ایجاد شده است.

در شکل ۶ دو نقطه عملکردی مشخص شده است: نقطه عملکردی I در نزدیکی آخرین نقطه پایدار کمپرسور با پوسته صاف و نقطه عملکردی II در نزدیکی آخرین نقطه پایدار کمپرسور با پوسته اصلاح شده در نظر گرفته شده است. بررسی و مقایسه بین کمپرسور با پوسته صاف و پوسته اصلاح شده در این دو نقطه عملکردی انجام شده است. شکل ۷ کانتورهای فشار استاتیک (متوسط زمانی) را به همراه بردارهای سرعت نسبی (متوسط زمانی) در نوک پره و در نقاط عملکردی I و II نشان می‌دهد. موقعیت شوک نیز در این شکل‌ها مشخص شده است. به علاوه، نواحی که دارای جریان برگشتی هستند با استفاده از خط مشکی توپر نمایش داده شده است. با مقایسه بردارهای سرعت نسبی در نزدیکی لبه حمله در شکل ۷-الف و ۷-ب که مربوط به یک نقطه عملکرد هستند (نقطه عملکردی I)، مقدار کاهش قابل توجهی در زاویه نسبی جریان در کمپرسور همراه با شیار دیده می‌شود. علاوه بر این، همان‌طور که مشاهده می‌شود شوک در گذرگاه پره در کمپرسور با



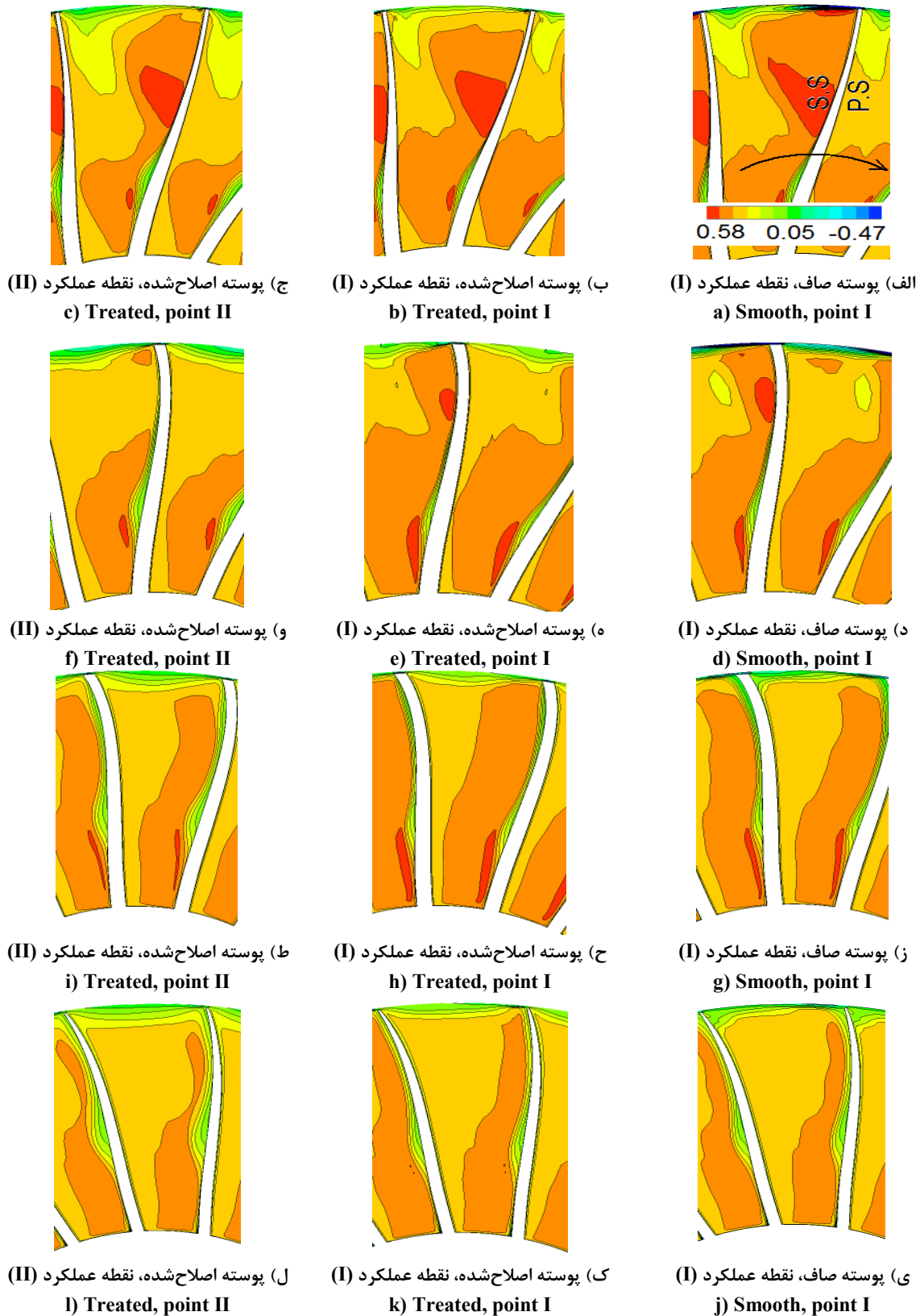
شکل ۶. مقایسه منحنی مشخصه‌های عملکردی کمپرسور با پوسته صاف و اصلاح شده

Fig. 6. Comparison of the compressor characteristic with and without casing treatment



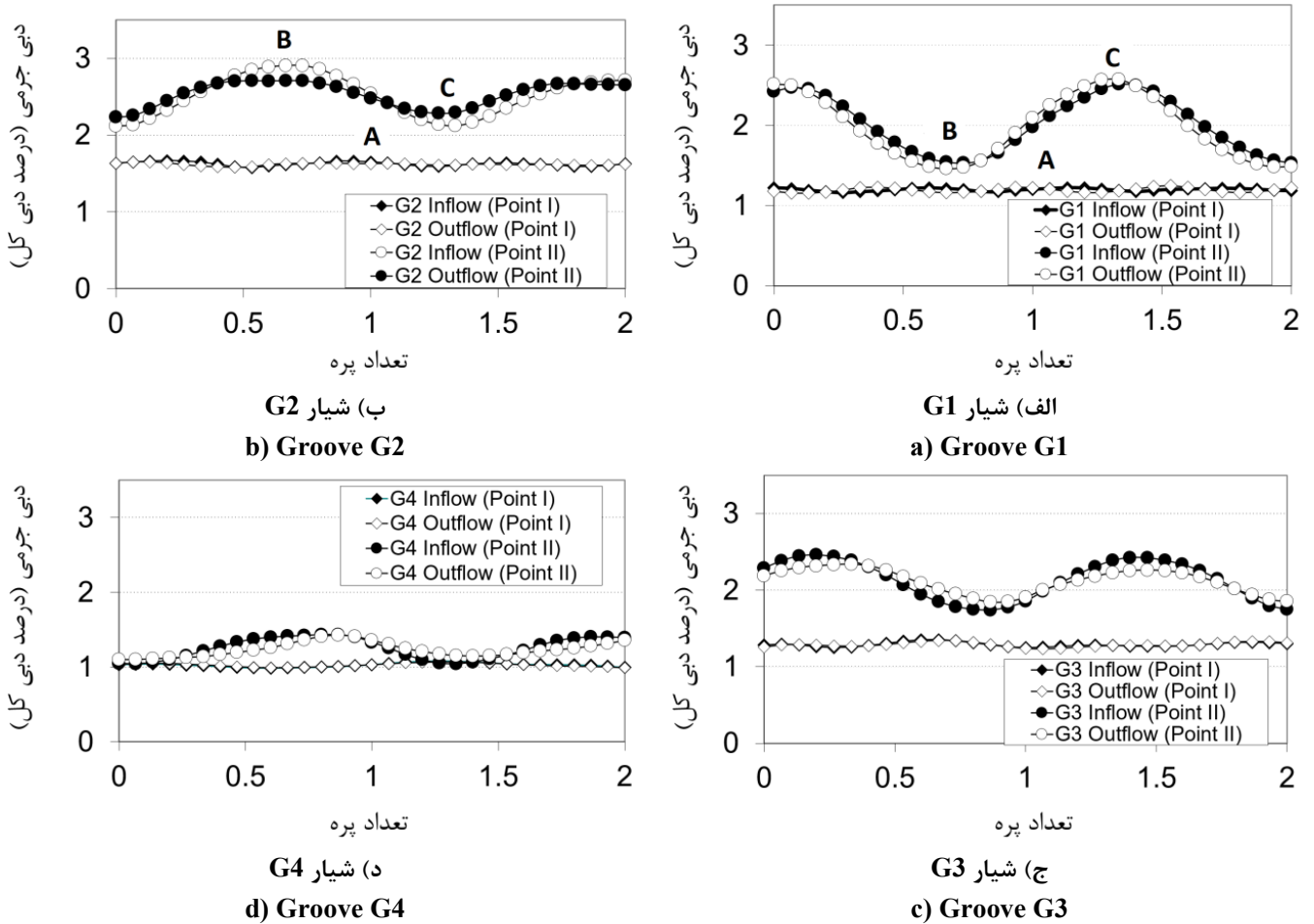
شکل ۷. کانتورهای میانگین زمانی فشار استاتیکی در نوک پره

Fig. 7. Contours of time-averaged static pressure at the tip of the blade



شکل ۸. کانتورهای سرعت محوری روی صفحات واقع در مرکز شیارها: مرکز G1: الف-ج، مرکز G2: د-و، مرکز G3: ز-ط، مرکز G4: ی-ل

Fig. 8. Time averaged axial velocity at four locations corresponding to the middle position of each groove: Mid-G1: a-c, Mid-G2: d-f, Mid-G3: g-i and Mid-G4: j-l



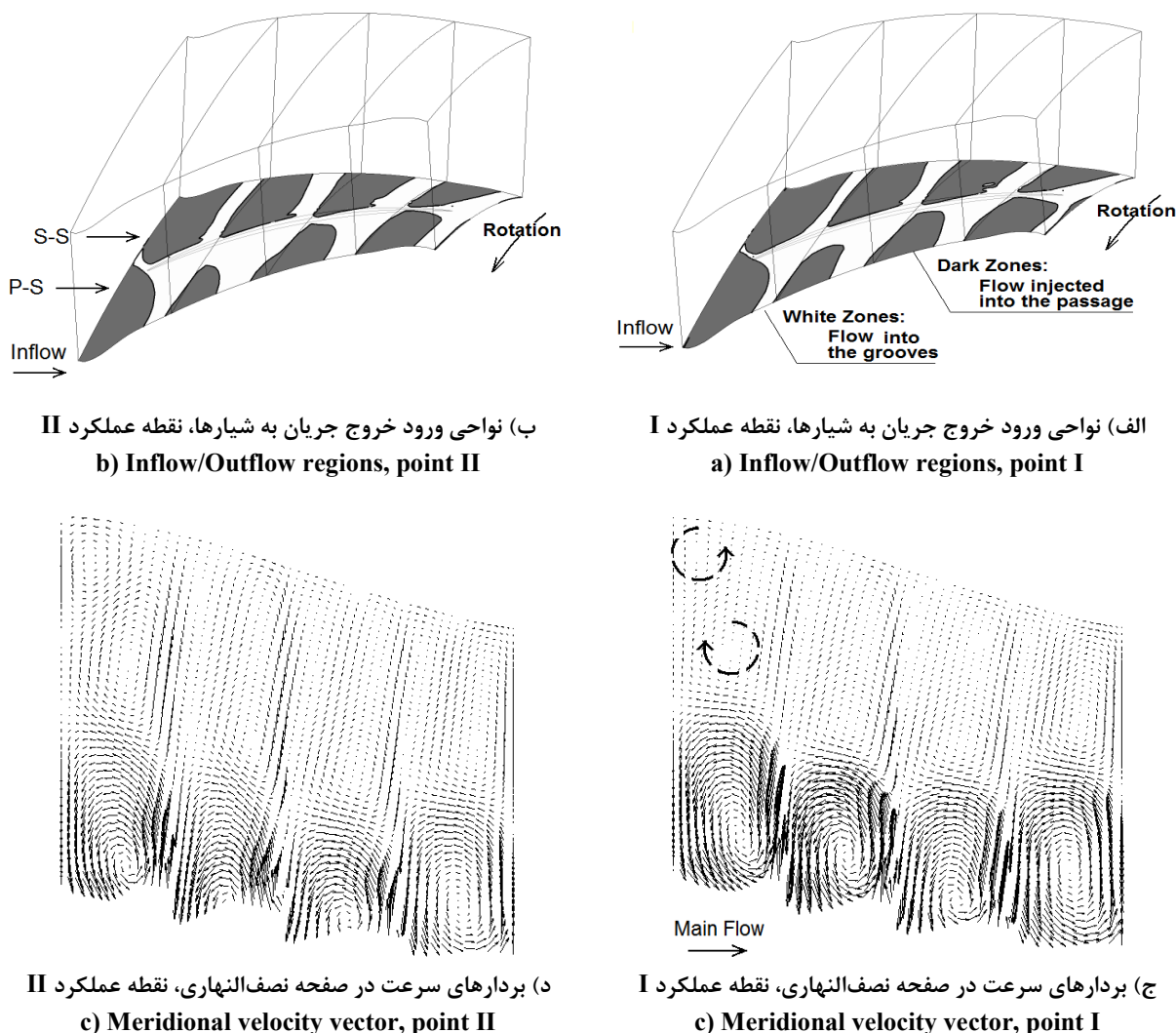
شکل ۹. دبی جرمی جریان در ورود و خروج از هر یک از شیارها

Fig. 9. Time histories of the mass flow rate into and out from each groove

اول) که تقریباً دارای مقدار انسداد یکسان در سطح فشاری و در مقایسه با کمپرسور با پوسته صاف (شکل ۶-الف) است. با توجه به توضیحات داده شده در بالا، مکانیزم وقوع واماندگی گردان در این روتور برای پوسته صاف و اصلاح شده یکسان است. لذا، در حالت نزدیک واماندگی چه با وجود شیار و چه همراه با شیار، در نزدیکی سطح فشاری در لبه حمله پره انسداد ایجاد می شود.

شکل ۹ دبی جرمی جریان وارد شده و خارج شده از شیارها را به ازای زمان عبور دو پره نشان می دهد. این نتایج به ازای نقاط عملکردی I و II رسم شده است. دبی های جرمی در این شکل با دبی جرمی کمپرسور در نقطه عملکردی مربوطه بی بعد شده است. در نقطه عملکردی I میانگین زمانی دبی جرمی جریان متوسط شیارهای G_1 ، G_2 ، G_3 و G_4 به ترتیب برابر

بر روی صفحاتی واقع شده در موقعیت محوری معادل با مرکز هر شیار نشان می دهد. این کانتورها به صورت میانگین زمانی و در نقاط عملکردی I و II ارائه شده اند. در این شکل تجمع سیال با مومنتوم پایین در نزدیکی سطح فشاری نوک پره کمپرسور با پوسته صاف قابل مشاهده است. مقایسه حالت پوسته صاف و همراه با شیار در نقطه عملکردی I نشان دهنده نقش قابل توجه شیارها در حذف این نواحی از نزدیکی سطح فشاری نوک پره می باشد. در نقطه عملکردی II میزان انسداد جریان در نوک پره نسبت به نقطه I افزایش می یابد. با این وجود، ناحیه با مومنتوم پایین در نزدیکی سطح فشاری نوک پره همچنان در مقایسه با کمپرسور با پوسته صاف در شیارهای دوم تا چهارم کوچکتر است (شکل های ۶-و، ۶-ط و ۶-ل با شکل های ۶-د، ۶-ز و ۶-ی مقایسه شود). تنها استثناء شکل ۶-ج است (مربوط به مرکز شیار



شکل ۱۰. نواحی ورود و خروج به شیارها (الف و ب) و بردارهای سرعت درون شیارها در صفحه نصف النهاری (ج و د)

Fig. 10. Time-averaged inflow/outflow regions (a and b) and meridional velocity vectors within the grooves (c and d)

میانگین زمانی آن تغییر می‌کند. نتیجه بسیار مهمی که می‌توان گرفت این است که به منظور شبیه‌سازی جریان با پوسته شامل شیارهای محیطی، حل ناپایا لازم است.

شکل‌های ۱۰-الف و ۱۰-ب نواحی ورود و خروج جریان (متوسط زمانی) را در سطح اشتراک روتور و شیارها نشان می‌دهد. نواحی با رنگ سفید دارای سرعت شعاعی مثبت (جریان به داخل شیارها وارد می‌شود) و نواحی به رنگ خاکستری دارای سرعت شعاعی منفی هستند (جریان از شیارها خارج و به گذرگاه پره تزریق می‌شود). لازم به ذکر است که پره نیز در مرکز شیارها قرار دارد. همان‌طور که در شکل ۱۰-الف دیده می‌شود، نواحی سفید رنگ در نزدیکی سطح فشاری پره بزرگتر هستند. از طرف دیگر، و مناطق خاکستری

۱،۲، ۱،۶، ۱،۲۹ و ۱ درصد دبی جرمی جریان ورودی به کمپرسور است. این مقادیر در نقطه عملکرد II به ۲،۲، ۲،۵، ۲،۱ و ۱،۲۴ درصد می‌رسد. در نتیجه دبی جریان شیارها در نقطه عملکردی II به طور قابل توجهی بیشتر است. شکل ۹ نشان می‌دهد که مقدار نوسانات دبی جرمی جریان شیارها در نقطه عملکردی I بسیار ناچیز است. در نتیجه این نقطه عملکرد را می‌توان پایا در نظر گرفت. این در حالی است که نوسانات زیادی در دبی جرمی ورود و خروج از شیارها در نزدیکی نقطه ناپایداری دیده می‌شود. می‌توان نتیجه گرفت که میدان جریان در نزدیکی شیارها به ازای این نقطه عملکرد دارای رفتار ناپایا است. همچنین همان‌طور که مشاهده می‌شود، بیشترین رفتار ناپایا مربوط به شیار اول است که دبی جرمی جریان آن در حدود ۳۰ درصد

سطح فشاری پره می‌شوند. همچنین شوک و جریان نشتی نوک پره به پایین دست جریان رانده می‌شود که باعث افزایش محدوده عملکرد کمپرسور می‌گردد.

- نتایج نشان می‌دهد که شیارهای محیطی دارای دو اثر مهم همزمان بر روی میدان جریان نزدیک به شیارها هستند. اولاً باعث افزایش مومنتوم در راستای جریان می‌شوند (سیال از پایین دست شیارها وارد و از بالادست شیارها خارج و به جریان درون گذرگاه پره تزریق می‌شود). ثانیاً شیارها باعث ایجاد یک مسیر جریان بین سطح فشاری و مکشی و در نتیجه کاهش اختلاف فشار بین این دو سطح می‌شوند (سیال در نزدیکی سطح فشاری به شیارها وارد و در نزدیکی سطح مکشی به گذرگاه پره تزریق می‌شود).

- در نزدیکی نقطه واماندگی، چه در حالت پوسته صاف چه پوسته اصلاح‌شده، جریان برگشتی نوک پره به بالادست جریان حرکت کرده و موازی صفحه لبه حمله می‌شود.

- نتایج نشان می‌دهد که در نقطه نزدیک به ناپایداری، میدان جریان انتهای پره دارای رفتار بسیار ناپایا است. بیشترین رفتار ناپایا مربوط به شیار اول می‌باشد (نوسانات زمانی دبی جرمی جریان در این شیار در حدود ۳۰ درصد مقدار میانگین زمانی دبی جرمی است). این موضوع دارای اهمیت است زیرا نشان‌دهنده آن است که شبیه‌سازی پایا به منظور بررسی رفتار شیارهای محیطی ایجادشده به منظور اصلاح پوسته کافی نیست.

۶- فهرست علائم

علائم انگلیسی

E	انرژی کل، J
h	آنتالپی، J
k	ضریب انتقال حرارت هدایتی، W/(m.K)
PR	نسبت فشار بر حسب فشار کل کمپرسور
p_o	فشار کل، pa
r	موقعیت شعاعی، m
T	دما استاتیک، K
T_o	دمای کل، K
t	زمان، s
U, u	سرعت و مولفه‌های آن، m/s

علائم یونانی

η	راندمان آیزنتروپیک کمپرسور
δ_{ij}	عملگر دلتا
γ	نسبت ظرفیت گرمایی

در نزدیکی سطح مکشی پره بزرگتر می‌باشند. میتوان نتیجه گرفت که هوا توسط شیارها در نزدیکی سطح فشاری جذب و در گذرگاه پره نزدیک به سطح مکشی تزریق می‌شود.

نکته دیگر این است که در هر شیار مساحت نواحی سفید رنگ کوچکتر از نواحی خاکستری رنگ می‌باشد. این پدیده حاکی از آن است که سیال واردشده به شیارها دارای مؤلفه سرعت شعاعی بیشتری نسبت به سیال خروجی از شیارها است (در شکل بعدی نشان داده شده است). همچنین، در نقطه عملکردی II مساحت نواحی سفید رنگ افزایش یافته است. در نهایت شکل ۱۰ نشان می‌دهد که جریان از پایین دست شیارها وارد و از بالادست شیارها به گذرگاه پره تزریق می‌شود.

بردارهای سرعت متوسط‌گیری شده در جهت محیطی در نقاط عملکردی (I) و (II) در شکل‌های ۱۰-ج و ۱۰-د نشان داده شده است. لازم به ذکر است که این بردارها علاوه بر متوسط‌گیری در جهت محیطی، به صورت میانگین زمانی ارائه شده‌اند. همان‌طور که مشاهده می‌شود، هوا در پایین دست هر شیار وارد و از بالا دست آن به گذرگاه پره تزریق می‌شود. همچنین توجه شود که هوا در هنگام ورود به شیار دارای مؤلفه سرعت شعاعی بزرگتری نسبت به سیال خارج شده از شیار است که در تطابق با کوچک‌تر بودن نواحی سفیدرنگ فوق می‌باشد. بررسی بردارهای سرعت در شکل ۱۰ نشان می‌دهد که یکی از اثرات شیارهای محیطی افزایش مومنتوم در راستای جریان است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، جریان اصلی درون شیارها دارای ماهیت گردابه‌ای است. علاوه بر این، ساختارهای گردابی القایی نیز در هر شیار دیده می‌شود که برای شیار G_1 در شکل ۱۰-ج بصورت نمادین نمایش داده شده است.

۵- نتیجه‌گیری

در این مطالعه شبیه‌سازی ناپایا به منظور بررسی اثرات شیارهای محیطی بر روی عملکرد یک فن گذر صوتی صورت گرفته است. چهار شیار (با هندسه کاملاً یکسان) در بالای پره قرار داده شده و منحنی عملکرد کمپرسور از نقطه خفگی تا نزدیک واماندگی گردان بدست آورده شده است. سپس، منحنی مشخصه کمپرسور و ساختار جریان در انتهای پره مورد مطالعه قرار گرفته که نتایج زیر را به دنبال داشته است:

- شیارهای محیطی استفاده شده در این تحقیق در ازای افت راندمان موجب افزایش قابل توجه در محدوده عملکرد کمپرسور شدند.
- شیارهای محیطی باعث کاهش زاویه برخورد خصوصاً در نزدیکی

Air, 2004, pp. 655-667.

- [9] C. Freeman, A.G. Wilson, I.J. Day, M.A. Swinbanks, Experiments in active control of stall on an aeroengine gas turbine, (1998).
- [10] E. Greitzer, J. Nikkanen, D.E. Haddad, R. Mazzawy, H. Joslyn, A fundamental criterion for the application of rotor casing treatment, (1979).
- [11] G. Smith, N. Cumpsty, Flow phenomena in compressor casing treatment, (1984).
- [12] H. Khaleghi, Effect of axial skewed slot casing treatment in a transonic fan, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 231(14) (2017) 2646-2653.
- [13] D. Rabe, C. Hah, Application of casing circumferential grooves for improved stall margin in a transonic axial compressor, in: Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, 2002, pp. 1141-1153.
- [14] A. Shabbir, J.J. Adamczyk, Flow mechanism for stall margin improvement due to circumferential casing grooves on axial compressors, (2005).
- [15] C. Hah, M. Mueller, H.-P. Schiffer, Study of convective flow effects in endwall casing treatments in transonic compressor rotors, in: Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, American Society of Mechanical Engineers, 2012, pp. 95-106.
- [16] Y. Sakuma, T. Watanabe, T. Himeno, D. Kato, T. Murooka, Y. Shuto, Numerical analysis of flow in a transonic compressor with a single circumferential casing groove: influence of groove location and depth on flow instability, Journal of Turbomachinery, 136(3) (2014).
- [17] L. Liu, J. Li, X. Nan, F. Lin, The stall inceptions in an axial compressor with single circumferential groove casing treatment at different axial locations, Aerospace Science and Technology, 59 (2016) 145-154.
- [18] W. Zhu, L. Cai, S. Wang, Z. Wang, Numerical Investigation of Circumferential Groove Casing Treatment in a Highly-Loaded Low-Reaction Transonic Compressor Rotor, Journal of Thermal Science, 29(4) (2020) 916-927.

لزجت دینامیکی،	$N.s/m^2$	μ
چگالی،	kg/m^3	ρ
تانسور تنش ویسکوز		τ
سرعت دورانی،	1/s	Ω
زیرنویس		
ورود به کمپرسور		۱
خروج از کمپرسور		۲
بالانویس		
میانگین زمانی		—
مقادیر اغتشاشی		'

منابع

- [1] [1] M.D. Hathaway, Passive endwall treatments for enhancing stability, (2007).
- [2] W.M. Osborn, G.W. Lewis Jr, L.J. Heidelberg, Effect of several porous casing treatments on stall limit and on overall performance of an axial flow compressor rotor, (1971).
- [3] D. Wisler, D. Hilvers, Stator hub treatment study, (1974).
- [4] D. Prince Jr, D. Wisler, D. Hilvers, A study of casing treatment stall margin improvement phenomena, American Society of Mechanical Engineers, 1975.
- [5] H. Kuang, S.W. Chu, H. Zhang, S. Ma, Flow mechanism for stall margin improvement via axial slot casing treatment on a transonic axial compressor, Journal of Applied Fluid Mechanics, 10(2) (2017) 703-712.
- [6] N. Ahmad, J. Bin, Z. Qun, S.A. Ahmad, H. Fawzy, Performance enhancement of a transonic axial flow compressor with circumferential casing grooves to improve the stall margin, Journal of Applied Fluid Mechanics, 13(1) (2020) 221-232.
- [7] H. Khaleghi, A. Tousei, M. Boroomand, J. Teixeira, Recirculation casing treatment by using a vaned passage for a transonic axial-flow compressor, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 221(8) (2007) 1153-1162.
- [8] A.J. Strazisar, M.M. Bright, S. Thorp, D.E. Culley, K.L. Suder, Compressor stall control through endwall recirculation, in: Turbo Expo: Power for Land, Sea, and

- flow fan rotor, (1989).
- [22] H.D. Vo, C.S. Tan, E.M. Greitzer, Criteria for spike initiated rotating stall, *Journal of turbomachinery*, 130(1) (2008).
- [23] H. Khaleghi, Stall inception and control in a transonic fan, part A: Rotating stall inception, *Aerospace Science and Technology*, 41 (2015) 250-258.
- [24] M. Choi, M. Vahdati, M. Imregun, Effects of fan speed on rotating stall inception and recovery, *Journal of Turbomachinery*, 133(4) (2011).
- [19] A. Jafar Gholi Beik, S.H. Torabi, H. Basirat Tabrizi, Stall margin improvement and increase pressure ratio in transonic axial compressor using circumferential groove casing treatment, *AUT Journal of Mechanical Engineering*, 4(1) (2020) 3-16.
- [20] M. Heinrich, H. Khaleghi, C. Friebe, Effect of Circumferential Casing Treatment on Low-Speed Contra-Rotating Fans, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 13(6) (2020).
- [21] A.J. Strazisar, J.R. Wood, M.D. Hathaway, K.L. Suder, Laser anemometer measurements in a transonic axial-

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

H. Khaleghi, M. Heinrich, M. J. Shahriyari, *Circumferential Casing Treatment in a Transonic Fan*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(7) (2021) 4189-4202.

DOI: 10.22060/mej.2021.18660.6879



