



Investigating the Effect of Speed Variation on Performance of a Ducted Single-Stage Axial Flow Fan in the Presence of a Blade Tip-Pattern

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Moallemi H.¹ MSc,
Kharati-Koopae M.^{*1} PhD

How to cite this article

Moallemi H, Kharati-Koopae M. Investigating the Effect of Speed Variation on Performance of a Ducted Single-Stage Axial Flow Fan in the Presence of a Blade Tip-Pattern. Modares Mechanical Engineering. 2019;19(1):29-41.

ABSTRACT

Appropriate changes to the blade tip pattern can effectively improve fan performance. In this research, the effect of two blade tip patterns and speed variation on aerodynamic performance of a ducted axial-flow fan was numerically investigated. In order to ensure the accuracy of the solving method, numerical results were compared with the experimental data from wind tunnel of the NACA Propeller-Research Center. Numerical results show that both the coefficients of pressure and torque increases with the appropriate groove at the tip of the blade. But due to the higher rate of increase in the coefficient of pressure than that of the torque, aerodynamic efficiency has also increased significantly. This increase has been observed in both patterns and in all operational speed of the fan. But, the increase in aerodynamic coefficients had rising trend up to 3000 rpm and, then, declined. The results determine the best pattern for the tip of the blade. In fact, the structure of the groove is such that it traps a rotating airflow with high kinetic energy at the tip, and this vortex, like a barrier, prevents air leakage. This causes reduction in losses due to mixing of the leakage flow and passage flow. With increasing fan rpm, the generated vortexes in tip groov are amplified, which, in addition to a further decrease in the leakage flow rate from the tip region, increases the viscosity and turbulence losses in the area.

Keywords Axial Flow Fan; Tip Vortex; Blade Tip Pattern; Speed Variation; Aerodynamic Performance

¹Energy Conversion Department, Mechanical & Aerospace Engineering Faculty, Shiraz University of Technology, Shiraz, Iran

*Correspondence

Address: Energy Conversion Department, Mechanical & Aerospace Engineering Faculty, Shiraz University of Technology, Shiraz, Iran. Postal Code: 1387671557
Phone: +98 (71) 37264102
Fax: +98 (71) 37264102
kharati@sutech.ac.ir

Article History

Received: April 11, 2018
Accepted: September 23, 2018
ePublished: January 1, 2019

CITATION LINKS

- [1] Numerical investigation of impeller trimming effect on performance of an axial flow fan
- [2] Effects of turbine blade tip shape on total pressure loss and secondary flow of a linear turbine cascade
- [3] Aerodynamic performance of winglets covering the tip gap inlet in a turbine cascade
- [4] Optimization of blade pitch angle of an axial turbine used for wave energy conversion
- [5] Heat transfer and film cooling effectiveness on the squealer tip of a turbine blade
- [6] Behavior of the blade tip vortices of a wind turbine equipped with a brimmed-diffuser shroud
- [7] Blade tip shape optimization for enhanced turbine aerothermal performance
- [8] Influence from the blade installation angle of the windward axial fans on the performance of an air-cooled power plant
- [9] Comparison of leakage performance and fluid-induced force of turbine tip labyrinth seal and a new kind of radial annular seal
- [10] Investigations on the effects of inflow condition and tip clearance size to the performance of a compressor rotor. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power
- [11] Effect of tip flange on tip leakage flow of small axial flow fans
- [12] Numerical investigation of blade tip grooving effect on performance and dynamics of an axial flow fan
- [13] Effect of blade tip pattern on performance of a twin-stage variable-pitch axial fan
- [14] Test of a single-stage axial-flow fan, Langley memorial aeronautical laboratory, report No: 729
- [15] CFX documentation
- [16] Basic guidelines for plastic conversion of metal axial flow fans

بررسی اثر تغییر دور بر عملکرد یک فن جریان محوری تکمرحله‌ای درون کانال در حضور آرایش نوک پره

حسین معلمی MSc

گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک و هوافضا، دانشگاه صنعتی شیراز، شیراز، ایران

مسعود خراتی کوپائی PhD

گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک و هوافضا، دانشگاه صنعتی شیراز، شیراز، ایران

چکیده

با تغییر هندسه مناسب روی نوک پره، می‌توان بهبود قابل ملاحظه‌ای در عملکرد یک فن ایجاد کرد. در این تحقیق، به بررسی عددی اثر دو آرایش متفاوت نوک پره و تغییرات دور کارکردی فن بر عملکرد آیرودینامیکی یک فن جریان محوری درون کانال پرداخته شده است. به‌منظور اطمینان از روش حل، نتایج تحلیل‌های عددی با داده‌های آزمایشگاهی فن در تونل باد مرکز تحقیقات ملیخ NACA مقایسه شد. نتایج عددی نشان می‌دهد که با اضافه کردن شیار مناسب در نوک پره، هر دو ضریب‌های فشار و ممان افزایش می‌یابند؛ اما با توجه به نرخ بیشتر افزایش در ضریب فشار نسبت به ضریب ممان، راندمان آیرودینامیکی نیز افزایش محسوسی داشته است. این افزایش در هر دو طرح مورد بررسی و در تمامی دورهای کارکرد فن مشاهده شده اما تا سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه دارای یک سیر صعودی بوده و سپس رو به کاهش گذاشته است. نتایج به‌دست‌آمده تعیین‌کننده بهترین طرح برای آرایش نوک پره است. در واقع ساختار شیار به گونه‌ای است که باعث به‌دام‌افتادن یک جریان هوای چرخشی با انرژی جنبشی زیاد در نوک پره شده و این گردابه همانند سدی مانع از نشت جریان هوا می‌شود. در نتیجه افت‌های ناشی از ترکیب جریان نشت‌یافته و جریان عبوری کاهش می‌یابد. با افزایش دور کارکرد فن، گردابه‌های ایجادشده درون شیار نوک پره تقویت شده که علاوه بر کاهش بیشتر در دبی جریان نشت‌یافته از ناحیه نوک، باعث افزایش افت‌های ویسکوزیته و توربولانسی در این ناحیه می‌شود. **کلیدواژه‌ها:** فن جریان محوری، گردابه نوک، آرایش نوک پره، تغییر دور، راندمان آیرودینامیکی

تاریخ دریافت: ۹۷/۱/۲۰

تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۷/۰۱

* نویسنده مسئول: kharati@sutech.ac.ir

۱- مقدمه

فن‌ها به‌عنوان یکی از مهمترین تجهیزات جانبی در نیروگاه‌های تولید برق، حدود ۱/۵ تا ۲/۵٪ از برق تولیدی را مصرف می‌کنند [1]. بنابراین عملکرد بهینه و اقتصادی آنها به‌طور مستقیم با عملکرد بهینه و اقتصادی یک نیروگاه در ارتباط است. با صرفه‌جویی در مصرف انرژی فن‌ها می‌توان تا حد زیادی باعث بهبود بهره‌وری و کاهش مصرف برق شد.

وجود فاصله بین نوک پره و پوسته فن باعث ایجاد یک مجرا برای نشت جریان سیال از سمت تحت فشار به سمت مکشی و منجر به جریان نشتی نوک پره می‌شود. مخلوط شدن جریان سیال نشت می‌یابد و جریان سیال عبوری باعث تولید گردابه‌هایی در نوک پره می‌شود. اگر این فاصله به‌درستی رعایت نشود باعث افزایش تلفات در فن می‌شود. همچنین تشکیل و برخاستن این گردابه‌ها از سطح پره باعث اعمال نیروی نوسانی روی پره و افزایش نویز و ارتعاشات می‌شود. در نتیجه لقی نوک پره تأثیر زیادی بر عملکرد و پایداری توربوماشین‌های جریان محوری خواهد داشت. از آنجایی که این فاصله به‌علت وجود حرکت نسبی بین روتور و پوسته فن الزامی است، تحقیقات به سمتی سوق داده شده‌اند که به روشی دیگر اثرات نامطلوب ناشی از این پدیده را کاهش دهند.

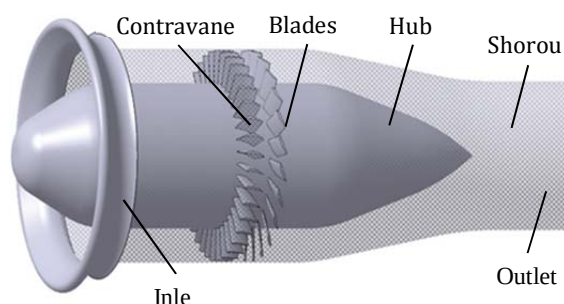
برخی محققان به بررسی آزمایشگاهی فن‌های جریان محوری پرداخته‌اند. نو و همکاران [2] تأثیر شیارهای یک‌طرفه، دوطرفه و فیل‌خورده نوک پره را روی عملکرد یک پروانه بررسی کردند. لی و همکاران [3] عملکرد آیرودینامیک یک ردیف پره توربین با بالچه سمت فشاری و یک ردیف پره توربین با بالچه لبه حمله و سمت فشاری را مورد بررسی قرار دادند که این بالچه‌ها باعث کاهش تلفات آیرودینامیک در فاصله لقی نوک پره شد. محمد و شعبان [4] یک هندسه پره با بهینه‌سازی در زاویه پیچ را ارایه کردند. این بهینه‌سازی با هدف ارتقای راندمان آیرودینامیک فن صورت پذیرفت. پارک و همکاران [5] اثرات آرایش خاصی از نوک پره را روی ضریب انتقال حرارت و خنک‌کننده یک توربین گاز خطی اندازه‌گیری کردند. آنها سه نوع متفاوت از سطوح نوک پره به‌صورت یک ردیف از سوراخ‌های سطحی خنک‌کننده در امتداد خط وتر، در نزدیکی سمت فشاری و نزدیکی سمت مکشی نوک پره را بررسی کردند. نتایج تحقیقات آنها نشان داد که با اضافه شدن این سوراخ‌های سطحی در نوک پره، سرعت انتقال حرارت افزایش یافته است.

محققان زیادی نیز به بررسی عملکرد فن‌های جریان محوری با استفاده از روش‌های حل عددی پرداخته‌اند. تاکاهاشی و همکاران [6] یک توربین باد درون کانال با لبه دیفیوزر شکل را به‌صورت عددی و سه‌بعدی شبیه‌سازی کردند. این شبیه‌سازی با هدف بررسی میدان‌های پیچیده جریان و گردابه‌ها در نوک تیغه و به‌منظور روشن کردن رفتار گردابه‌های نوک تیغه صورت پذیرفت. در شبیه‌سازی عددی صورت‌گرفته، دو جریان چرخشی یکی ناشی از گردابه تشکیل‌شده در اثر لقی نوک پره و دیگری گردابه با جهت معکوس که در اثر طرح خاص لبه پوسته تشکیل شده بود، مشاهده شد. نتایج شبیه‌سازی آنها نشان می‌داد که گردابه با جهت معکوس باعث تضعیف گردابه نوک پره می‌شود. دی‌ماشالک و همکاران [7] روش بهینه‌سازی یک سری از پروفیل‌های نوک پره را به‌صورت عددی توسعه دادند. پژوهش آنها بینش عمیق‌تری از فیزیک جریان نشت‌یافته از نوک پره در روتورهای بدون پوسته را فراهم کرده است. آنها همچنین دانش لازم برای طراحی و بهینه‌سازی هندسه نوک پره را ارایه کردند. هی و همکاران [8] تأثیر زاویه نصب پره بر عملکرد یک فن مدار محوری را در یک واحد تولید نیروی هوای خنک مورد بررسی قرار دادند. ژانگ و همکاران [9] نوع جدیدی از نشت بند حلقوی شعاعی دیواره را پیشنهاد دادند تا افت‌های ناشی از نشت جریان از ناحیه نوک را کاهش دهد. نتایج تحقیقات آنها نشان می‌دهد که مقاومت سیال در ناحیه نوک افزایش یافته و درگ القایی در آن ناحیه کاهش محسوسی یافته است. جریان نشت‌یافته در این طرح تقریباً ۰/۰۳٪ کمتر از مقادیر آن در نشت بندهایی با طرح مارپیچ است. ژانگ و همکاران [10] با استفاده از شبیه‌سازی عددی، تأثیر اندازه‌های مختلف لقی نوک پره را در یک کمپرسور زیرصوتی بررسی کردند. نتایج آنها نشان می‌دهد که افزایش لقی نوک پره در تمامی شرایط عملکردی، تأثیر زیان‌آوری روی راندمان و افزایش فشار کلی کمپرسور دارد. ژانگ و همکاران [11] یک پژوهش عددی روی فن‌های جریان محوری کوچک را انجام دادند که دارای یک فلنج در نوک پره بودند. نتایج آنها نشان می‌دهد که فلنج نوک روی مشخصات آیرودینامیک و نویزی فن جریان محوری تأثیر مثبت دارد. در مطالعه‌ای [12] با استفاده از روش حل عددی، تأثیر شیارهای نوک پره با هندسه‌های متفاوت را بر عملکرد فن محوری OB-84 بررسی کردند. نتایج تحقیقات آنها نشان می‌دهد که شیارهای نوک پره باعث ایجاد

مستقیم می‌کند، در نتیجه باعث بهبود بازدهی و قابلیت‌های مربوط به فشار استاتیک در فن می‌شود.

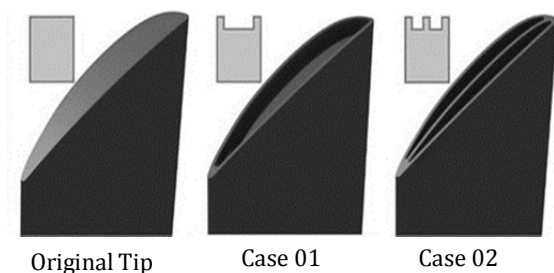
جدول ۱) مشخصات هندسی فن مورد بررسی

پارامتر (واحد)	مقدار
سرعت دورانی (دور بر دقیقه)	۱۸۰۰-۳۶۰۰
قطر پوسته خارجی (میلی‌متر)	۵۳۴/۹۸
قطر پوسته داخلی (میلی‌متر)	۳۶۸/۳
تعداد پره روتور	۲۴
وتر پره روتور (میلی‌متر)	۴۹/۰۲۲
ارتفاع پره روتور (میلی‌متر)	۸۲/۵۵
زاویه نصب پره روتور (درجه)	۲۵
تعداد پره راهنما	۳۷
وتر پره راهنما (میلی‌متر)	۵۰/۴۷۶
ارتفاع پره راهنما (میلی‌متر)	۸۲/۵۵
زاویه نصب پره راهنما (درجه)	۷۰



شکل ۱) نمای سه‌بعدی طرح کامل فن

در این تحقیق، هندسه نوک پره‌های روتور به‌گونه‌ای اصلاح شده است که اثرات نامطلوب ناشی از فاصله لقی نوک پره با پوسته فن کاهش یابد. به این منظور، دو آرایش نوک پره مطابق با شکل ۲ مورد بررسی قرار گرفته است. عمق شیارهای در نظر گرفته شده برابر ۳ میلی‌متر و میزان اثربخشی آنها در فاصله لقی نوک ۵ میلی‌متر مورد ارزیابی قرار گرفته است. ماکزیمم ضخامت ایرفویل در نوک پره روتور برابر ۱۱۵/۶ میلی‌متر و در فاصله ۳/۳۴٪ وتر پره از لبه حمله است.



شکل ۲) آرایش‌های نوک مورد بررسی در پره‌های روتور فن

۲-۲- روش حل

روش‌های تجربی برای بررسی پدیده‌های آیرودینامیک بسیار سخت و پرهزینه است. از این رو رویکرد اکثر تحقیقات در زمینه آیرودینامیک رویکرد عددی بوده است و از روش‌های تجربی در تست‌های ساده و تنها برای صحت‌گذاری نتایج عددی استفاده می‌شود. در این تحقیق برای حل سه‌بعدی جریان درون فن، از روش حل عددی با استفاده از نرم‌افزار Ansys CFX استفاده شده

اغتشاش در جریان و گردابه‌ها و همچنین مانع از رشد جریان نشت‌یافته می‌شود. همچنین در یک پژوهش عددی [13]، اثر برخی آرایش‌های نوک پره را در یک فن جریان محوری دو مرحله‌ای گام متغیر مورد بررسی قرار دادند. آرایش‌های نوک انتخاب شده در این تحقیق، مختص فن‌های دارای پره با ضخامت ناچیز است.

پژوهش‌های اخیر نشان می‌دهد که آرایش نوک پره، تأثیر بسزایی بر کاهش اثرات نامطلوب ناشی از لقی نوک پره دارد، اما بیشتر این تحقیقات روی توربین‌ها و کمپرسورها متمرکز بوده است. این در حالی است که تحقیقات اندکی برای بررسی نحوه شکل‌گیری و گسترش جریان نشت‌یافته، اندازه‌های مختلف لقی نوک و همچنین تأثیر هندسه نوک پره در فن‌های جریان محوری انجام شده است. تحقیقات محدودی نیز که روی فن‌های جریان محوری صورت پذیرفته، مربوط به انواع متداول آن با دبی هوای زیاد و افزایش فشار کم است. اما برخی از فن‌های جریان محوری با دبی حجمی مشابه، توانایی تولید اختلاف فشار بالاتری را نسبت به انواع متداول خود دارند و عموماً از دور کارکرد بالاتری نیز برخوردار هستند. این فن‌ها به لحاظ آیرودینامیک کمتر مورد تحقیق و پژوهش قرار گرفته‌اند و اثر آرایش‌های نوک پره نیز روی آنها بررسی نشده است. فن جریان محوری انتخاب شده در این پژوهش در قیاس با سایر فن‌های جریان محوری متداول با دبی حجمی مشابه، دارای وزن و ابعاد کمتر و در عین حال دور کارکرد و افزایش فشار بالاتری است. این فن که قطر پوسته خارجی آن برابر ۵۳۴/۰۵ متر بوده، قادر است اختلاف فشار ۴۱۲۰ پاسکال را با دبی حجمی ۸۳/۶ متر مکعب بر ثانیه تولید کند [14].

اگر چه اثر آرایش نوک پره روی انواع به‌خصوصی از فن‌های جریان محوری بررسی شده، اما تاکنون میزان اثربخشی آن با "تغییرات دور کارکردی فن" مورد ارزیابی قرار نگرفته است. در این مقاله، اثر تغییر دور بر عملکرد آیرودینامیک فن با حضور شیار نوک پره استخراج شده است.

۲- روش محاسباتی

۲-۱- هندسه فن

فن مورد بررسی در این تحقیق، یک فن جریان محوری تک‌مرحله‌ای درون کانال است. اطلاعات هندسی و شرایط جریان این فن از یک مرجع [14]، انتخاب و این فن یک دمنده با دبی و فشار بالا بوده که برای کاربردهای خنک‌کاری طراحی و ساخته شده است.

مشخصه‌های هندسی فن در جدول ۱ آورده شده است. طول ۳۵/۶ میلی‌متر ابتدایی پره روتور و پره راهنما بدون پیچش بوده، اما ۲/۷۶ میلی‌متر انتهایی پره روتور دارای ۶ درجه و پره راهنما ۹ درجه پیچش به‌صورت خطی است. طول وتر هر دو پره در راستای شعاعی ثابت است. ضریب صلبیت روتور برابر ۰/۸۶ و ضریب صلبیت پره‌های راهنما برابر ۱/۳۳ است. این پارامتر با استفاده از رابطه ۱ تعریف می‌شود:

$$\sigma = \frac{C \times L \times N}{A} \quad (1)$$

که در آن σ ضریب صلبیت، C وتر پره، L طول پره، N تعداد پره و A مساحت دیسک حاصل از دوران پره است.

در شکل ۱ نمای سه‌بعدی شده طرح کامل فن شامل روتور، پره‌های راهنما، پوسته خارجی، پوسته داخلی و دهانه ورودی نشان داده شده است. پره‌های راهنما که قبل از پره‌های روتور نصب شده است، با ایجاد یک چرخش خلاف جهت دوران روتور، جریان هوا را

فشار مبنا، حل و در این تحلیل‌ها، اثرات تراکم‌پذیری نیز دیده شده است. بنابراین هوا از نوع گاز ایده‌آل انتخاب و ویسکوزیته دینامیک آن با استفاده از رابطه سادرلند تخمین زده شده است. معادله انرژی کل نیز به معادلات حل، اضافه و برای حل ترم‌های تنش رینولدزی در معادلات مومنتوم از مدل آشفتگی انتقال تنش برشی (SST K- ω) استفاده و معادلات حاکم بر این مدل در روابط ۵ تا ۸ آورده شده است [15].

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k \\ - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k \\ - \beta_3 \rho \omega^2 + P_{\omega b} \end{aligned} \quad (6)$$

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)}, v_t = \mu_t / \rho \quad (7)$$

$$P_{\omega} = \left(\frac{\alpha_3}{v_t} \right) P_k \quad (8)$$

که در روابط فوق k انرژی جنبشی آشفتگی، ω گردابه، t زمان، ρ دانسیته، U بردار سرعت، P ترم تولید و v_t لزجت گردابه‌ای است. به‌منظور افزایش دقت حل، گسسته‌سازی ترم‌های جابه‌جایی، پخش و ویسکوزیته دینامیک براساس روش بالادست با دقت مرتبه ۲ صورت پذیرفته است. به‌منظور دستیابی به جواب‌های قابل اعتماد و اطمینان از همگرایی حل، جذر متوسط ریشه برای مقادیر باقیمانده‌ها برابر 10^{-6} تعیین شده است. ضرایب بی‌بعد آورده‌شده در روابط ۹ الی ۱۱، پارامترهای آیرودینامیک هستند که تاثیر تغییر هندسه نوک پره روی آنها بررسی خواهد شد.

$$C_p = \frac{\Delta P}{\rho n^2 D^2} \quad (9)$$

$$C_T = \frac{T}{\rho n^2 D^5} \quad (10)$$

$$\eta = \frac{1}{2\pi} \frac{C_p}{C_T} \frac{Q}{nD^3} \quad (11)$$

در روابط بالا C_p ضریب فشار، C_T ضریب ممان، η راندمان آیرودینامیک، D قطر فن (متر)، n دور فن (دور بر ثانیه)، ΔP افزایش فشار در مقطع فن (پاسکال)، Q دبی حجمی (متر مکعب بر ثانیه)، ρ دانسیته (کیلوگرم بر متر مکعب) و T ممان (نیوتن-متر) است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، تابعیت ضرایب فشار و ممان نسبت به پارامترهای افزایش فشار و ممان از مرتبه یک و نسبت به پارامتر دور فن از مرتبه دو است. با توجه به تعاریف ارائه‌شده برای ضرایب C_p و C_T ، با تغییر دور کارکردی فن ضرایب مذکور نیز تغییر می‌کنند.

روش به‌کاررفته برای شبیه‌سازی عددی در این نرم‌افزار، روش حجم محدود بوده و. گسسته‌سازی ترم‌های معادلات حاکم نیز براساس روش بالادست با دقت مرتبه دوم صورت پذیرفته است. حل‌گر به‌کارگرفته‌شده برای محاسبه مشخصه‌های جریان نیز حل‌گر مبتنی بر فشار است. در این تحلیل، سیستم از دو دامنه حل ساکن در نواحی ورودی و خروجی فن و یک دامنه حل چرخان (پره‌های روتور) تشکیل شده است. با توجه به مطالعات انجام‌شده [12, 13]، حل‌های پایا برای شبیه‌سازی جریان‌های پیچیده در توربوماشین‌ها شامل جریان‌های چرخشی، جریان‌های ثانویه و جدایش لایه مرزی تحت گردایان فشار معکوس مناسب هستند. به همین دلیل و همچنین به جهت کم‌کردن هزینه‌های محاسباتی، حل به‌صورت پایا انجام شده است. به‌منظور شبیه‌سازی مناطق دوار از روش چارچوب مرجع چرخان استفاده شده است [15]. در این روش فرض می‌شود که تمام دامنه حل با سرعت دورانی مشخصی حول یک نقطه انجام می‌شود. بنابراین از یک چارچوب چرخان که با سرعت دورانی پره می‌چرخد به دامنه سیال، نگاه و جریان به‌صورت پایا حل می‌شود. اما همچنان به‌علت وجود آشفتگی، تغییرات غیریکنواخت محیطی جریان و جدایش جریان، امکان غیرپایاشدن جریان وجود خواهد داشت. معادلات حاکم بر جریان، معادلات ناویر-استوکس است. این معادلات در چارچوب چرخان می‌توانند به‌صورت نسبی یا مطلق حل شوند. برای نوشتن معادلات به‌صورت نسبی، معادلات ناویر-استوکس در چارچوب ساکن را به چارچوب چرخان انتقال می‌دهد و از سرعت نسبی به‌عنوان متغیر وابسته استفاده می‌شود. در فورمولاسیون سرعت مطلق که از معادلات سرعت نسبی به دست می‌آید، پارامتر وابسته سرعت مطلق است. با اعمال تغییرات، ترم‌های چشمه چرخشی در معادلات مومنتوم ظاهر می‌شود. رابطه بین سرعت نسبی و مطلق طبق مثلث سرعت‌ها به‌صورت معادله ۲ بیان می‌شود:

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \quad (2)$$

که در این رابطه $\vec{V}$ سرعت مطلق و $\vec{W}$ سرعت نسبی است. در توربوماشین‌ها رابطه فوق توسط قانون جمع بردارها اثبات می‌شود. با توجه به مثلث سرعت، معادله پیوستگی و مومنتوم براساس فورمولاسیون سرعت نسبی مطابق با معادلات ۳ و ۴ بیان می‌شوند.

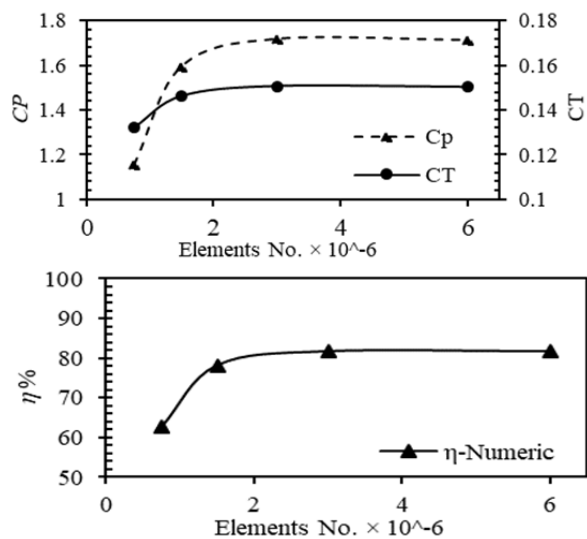
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{W}) = 0 \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho w_x}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} w_x = - \frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \cdot \vec{\tau}_{vrx} \\ - \rho (2\vec{\omega} \times \vec{W} + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}) \cdot \hat{i} \end{aligned} \quad (4)$$

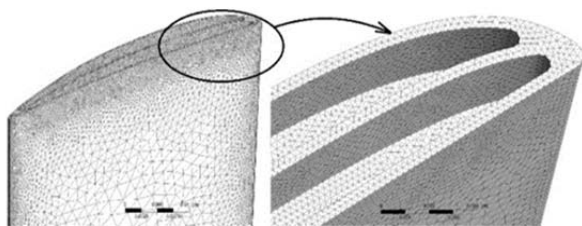
در این معادله ترم $2\vec{\omega} \times \vec{W}$ در سمت راست معادله شتاب کریولیس و ترم $\vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}$ شتاب مایل به مرکز، $\vec{\omega}$ سرعت زاویه‌ای، $\vec{r}$ بردار موقعیت نسبت به مرکز مختصات چرخان، ρ چگالی، p فشار و $\vec{\tau}_{vrx}$ تنش ویسکوز است. با توجه به وجود تقارن حول محور دوران و به‌منظور کاهش اندازه دامنه محاسباتی و در نتیجه زمان محاسبات، تنها یکی از پره‌ها در نرم‌افزار مدل شده و در سطوح مشترک مدل متناوب دوار به کار گرفته شده است. شکل ۳ نمایی از حجم محاسباتی را نشان می‌دهد.

در قسمت عمده جریان، عدد ماخ کوچک‌تر از ۰/۳ بوده و تنها در محدوده بسیار کوچکی از جریان (اطراف پره) عدد ماخ بیشتر از ۰/۳ است. همچنین بالاترین عدد ماخ جریان در این نواحی محدود، تنها کمی از ۰/۳ بالاتر است. بنابراین معادلات جریان براساس روش

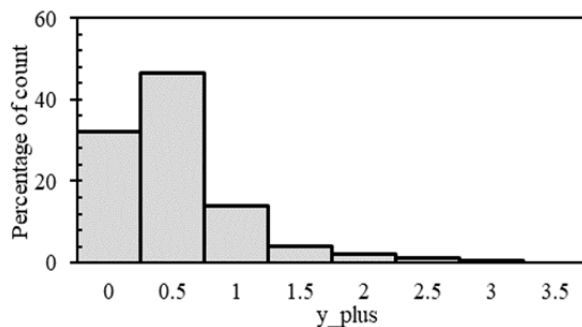
در نمودار ۲، فراوانی مقادیر y^+ روی دیواره‌های دامنه محاسباتی نشان داده شده که حداکثر مقدار y^+ برابر ۳/۲ بوده و بیشترین فراوانی مقدار آن کمتر از یک است.



نمودار (۱) بررسی شرط استقلال حل از شبکه



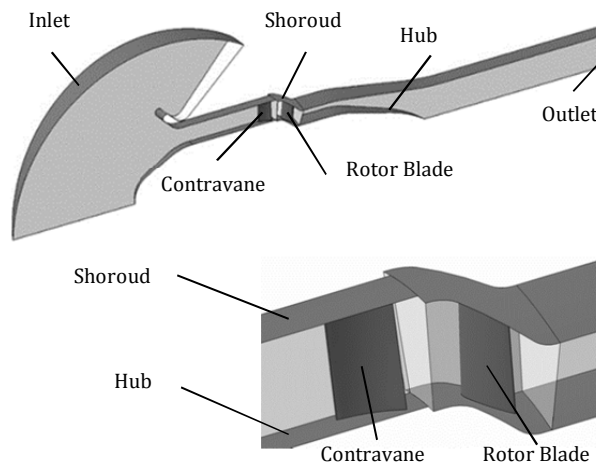
شکل (۲) شبکه‌بندی پره در طرح شماره دو با تعداد ۳ میلیون المان



نمودار (۲) فراوانی مقادیر y^+ روی دیواره‌های دامنه محاسباتی

۴-۲- اعتبارسنجی نتایج حاصله از روش عددی

برای اعتبارسنجی شبیه‌سازی عددی انجام شده، نتایج تحلیل‌های عددی با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه شده‌اند. این داده‌ها مربوط به تست‌های انجام شده روی همین فن است که در تونل باد مرکز تحقیقات ملخ NACA انجام شده و نتایج آن در گزارش شماره ۷۲۹ از اسناد NACA منتشر شده است^[14]. این مقایسه در تمامی سرعت‌های کارکرد فن و برای هر سه پارامتر ضریب فشار، ضریب ممان و راندمان آیرودینامیک صورت پذیرفته و نتایج آن در نمودار ۳ ارائه شده است. همان گونه که مشاهده می‌شود، روند نمودارهای حاصل از حل عددی، تطابق خوبی با داده‌های آزمایشگاهی دارند. درصد خطای حاصل از حل عددی نسبت به داده‌های تجربی در جدول ۲ گزارش شده است.



شکل (۳) حجم محاسباتی در نظر گرفته شده برای فن با استفاده از شرط تناوب

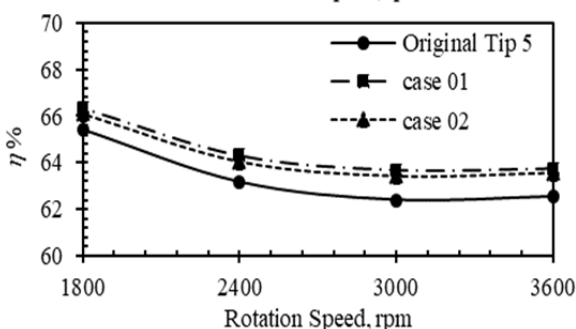
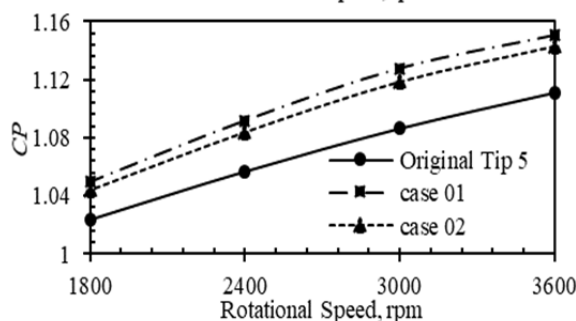
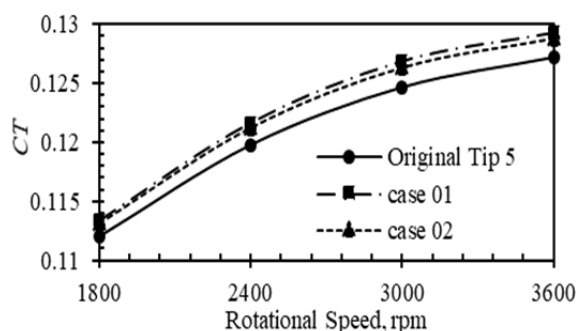
در این تحقیق، تغییرات ضریب فشار، ضریب ممان و راندمان بر حسب تغییرات سرعت دورانی فن مورد بررسی قرار خواهند گرفت. همان گونه که از روابط مشاهده می‌شود، راندمان آیرودینامیک تابعی از ضریب فشار و ضریب ممان است، به گونه‌ای که با افزایش ضریب فشار و کاهش ضریب ممان، مقدار آن افزایش می‌یابد. فشار مرجع مطابق با شرایط استاندارد برابر یک اتمسفر در نظر گرفته شده است. در ورودی فن، شرط مرزی فشار کل برابر صفر و دما برابر 25°C در نظر گرفته و در خروجی فن نیز از شرط مرزی دبی جرمی استفاده شده است. تمامی دیواره‌ها آدیاباتیک فرض شده و روی آنها شرط مرزی عدم لغزش به کار رفته است. سطوح به صورت صاف در نظر گرفته و در آنها از اثرات زبری صرف نظر شده است.

۳-۲- بررسی استقلال از شبکه

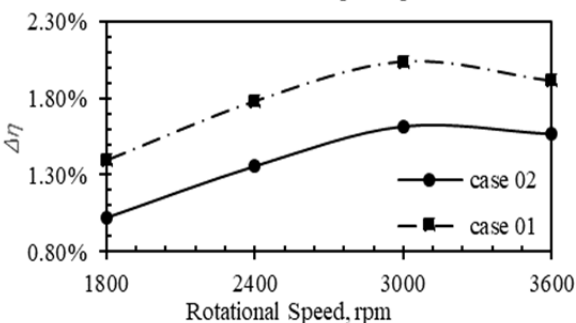
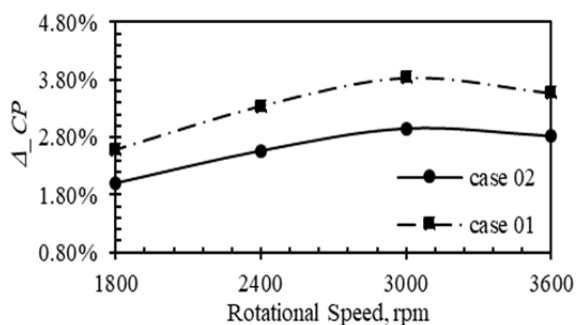
برای تولید شبکه، از ماژول پیش‌پردازشی ICEM CFD در نرم‌افزار Ansys و به منظور انطباق هر چه بهتر شبکه تولید شده با هندسه پره‌ها، از شبکه نامنظم چهاروجهی استفاده شده است. به منظور محاسبه هر چه بهتر اثرات لایه مرزی، شبکه در نزدیکی جداره‌ها به اندازه کافی ریز شده است. ارتفاع اولین سلول ناحیه محاسباتی با استفاده از روابط تحلیلی به گونه‌ای تخمین زده شده است که پارامتر y^+ روی تمامی سطوح از مرتبه واحد باقی بماند. در مکان‌های دارای گردادیان شدید، تراکم مش افزایش یافته و شبکه ریزتر شده است. در این مساله در نواحی اطراف پره، فاصله لقی نوک پره، شیارهای ایجاد شده روی نوک پره و نزدیکی دیواره‌ها، گردادیان‌های سرعت و فشار شدیدتر است.

به منظور بررسی شرط استقلال حل از شبکه، چهار شبکه مختلف در نظر گرفته شده است. راندمان، ضریب فشار و ضریب ممان پارامترهایی هستند که برای ارزیابی چهار شبکه متفاوت و همچنین تاثیر اندازه شبکه روی نتایج حل عددی در نظر گرفته شده‌اند. این شبیه‌سازی‌ها در بیشترین سرعت عملکردی فن معادل با ۳۶۰۰ دور بر دقیقه صورت پذیرفته است. در نمودار ۱ تغییرات راندمان، ضریب فشار و ضریب ممان به ازای چهار شبکه مختلف با تعداد المان‌های تقریبی ۷۵/۰ میلیون، ۵/۱ میلیون، ۳ میلیون و ۶ میلیون آورده شده است. همان گونه که مشاهده می‌شود، با افزایش تعداد المان‌های مش به بیشتر از ۳ میلیون نرخ تغییرات ایجاد شده در جواب به کمتر از ۱٪ کاهش می‌یابد. بنابراین تعداد نهایی المان‌های در نظر گرفته شده برای حل حدود ۳ میلیون است. در شکل ۴، نمایی از شبکه‌بندی پره در طرح شماره دو با تعداد ۳ میلیون المان به نمایش گذاشته شده است.

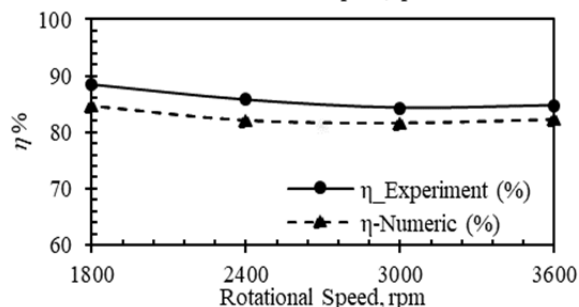
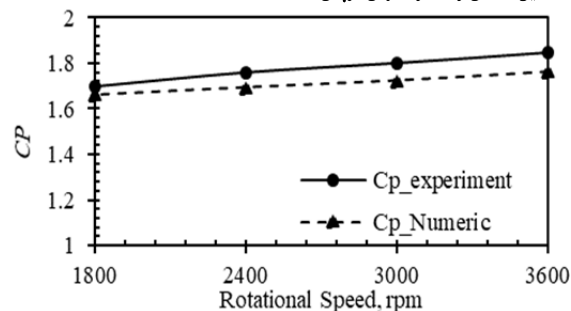
دور کارکرد از ۳۰۰۰ تا ۳۶۰۰، روند تغییرات رو به کاهش بوده است.



نمودار ۴) نتایج تحلیل‌های عددی به‌منظور بررسی عملکرد آیرودینامیک فن



نمودار ۵) درصد افزایش ضرایب آیرودینامیک در طرح شماره یک و دو نسبت به طرح پایه



نمودار ۳) مقایسه نتایج حل عددی با داده‌های آزمایشگاهی

جدول ۲) درصد اختلاف میان حل عددی و داده‌های تجربی

سرعت دورانی (دور بر دقیقه)	درصد خطای ضریب ممان	درصد خطای ضریب فشار	درصد خطای راندمان آیرودینامیک
۱۸۰۰	۲/۲۰	۲/۳۲	۴/۴۲
۲۴۰۰	۰/۴۹	۳/۷۸	۴/۲۵
۳۰۰۰	۱/۲۲	۴/۲۷	۳/۰۹
۳۶۰۰	۱/۷	۴/۵۰	۲/۸۵

۳- نتایج و بحث

۳-۱- عملکرد آیرودینامیک

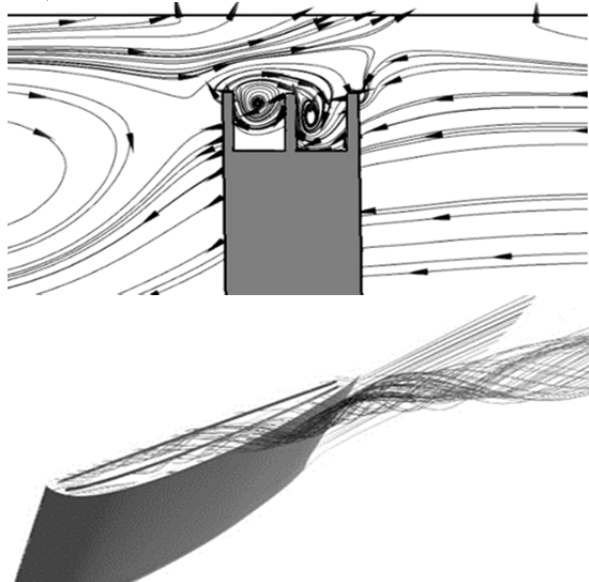
در نمودار ۴ نتایج تحلیل‌های صورت‌گرفته به‌منظور بررسی عملکرد آیرودینامیک دو طرح شیار در نظر گرفته شده ارائه شده است. براساس تحقیقات صورت‌گرفته^[۱۶]، فاصله لقی نوک در یک فن جریان محوری با داکت باید در حدود ۱٪ قطر پره‌های فن باشد. بنابراین اثر شیار در این پره‌ها در فاصله لقی نوک ۵ میلی‌متر مورد بررسی قرار گرفته و همچنین این تحلیل‌ها در ضریب حجمی $Q/nD^3 = 0.450$ که در آن بازده آیرودینامیک فن نزدیک به ماکزیمم مقدار خود بوده، انجام شده است.

نتایج عددی نشان می‌دهد که با اضافه کردن شیار مطابق با هر یک از طرح‌های شماره یک و دو روی نوک پره، ضریب ممان و ضریب فشار، هر دو افزایش می‌یابند. طبق رابطه ۱۱، راندمان آیرودینامیک تابعی از همین دو ضریب است. با توجه به نرخ بیشتر افزایش در ضریب فشار نسبت به ضریب ممان، راندمان آیرودینامیک نیز افزایش یافته است. طرح شماره یک با توجه به افزایش فشار و افزایش راندمان بیشتر در قیاس با طرح شماره دو، عملکرد بهتری را در تمامی دوره‌ها داشته است.

به‌منظور بررسی ارتباط میان عملکرد آرایش نوک پره با تغییرات دور کارکرد فن، نمودار تغییرات ایجاد شده در هر سه ضریب ممان، فشار و راندمان نسبت به مقادیر آن در طرح پایه ترسیم شده است (نمودار ۵). با توجه به نمودارهای ۵ برای هر دو طرح مورد بررسی، ضریب آیرودینامیک در تمامی دوره‌های کارکرد فن نسبت به طرح پایه افزایش داشته است. همان گونه که مشاهده می‌شود، این تغییرات از دور ۱۸۰۰ تا ۳۰۰۰ یک سیر صعودی دارد، اما با افزایش

۲-۳- خطوط جریان

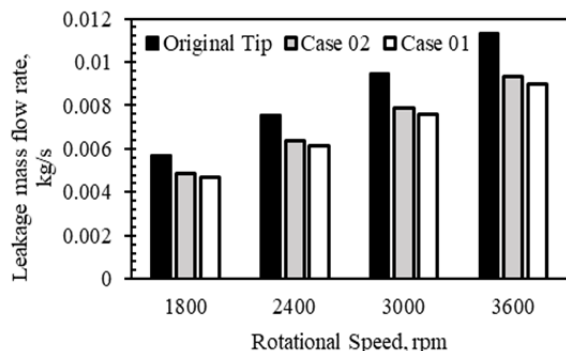
در شکل‌های ۵ تا ۷، خطوط جریان سه بُعدی و دوبعدی در ناحیه لقی نوک پره ترسیم شده است. خطوط جریان دوبعدی مربوط به صفحه گذرنده از ۵۰٪ طول وتر پره است. با بررسی میدان جریان ترسیم شده در ناحیه نوک پره، عملکرد شیارها به صورت کیفی تشریح می‌شود. همان گونه که مشاهده می‌شود، جریان عبوری از فاصله لقی نوک در طرح پایه پره بدون شیار بدون هیچ مانعی نشت می‌کند و باعث افت ضریب فشار و راندمان آیرودینامیک پره می‌شود. اما با اضافه کردن شیار روی نوک پره، یک جریان هوای چرخشی با انرژی جنبشی زیاد در نوک پره و درون شیارهای ایجاد شده به دام می‌افتد و همانند سدی مانع از نشت جریان می‌شود. جریان هوایی که از ناحیه لقی نوک پره نشت پیدا می‌کند، با جریان هوای عبوری مجاور، مخلوط و گردابه‌های نوک پره تشکیل می‌شود. این گردابه‌های تشکیل شده، یکی از مهم‌ترین افت‌های آیرودینامیک را به وجود می‌آورند. بنابراین با کاهش نشت جریان از منطقه لقی نوک پره، این افت‌ها نیز کاهش می‌یابند.



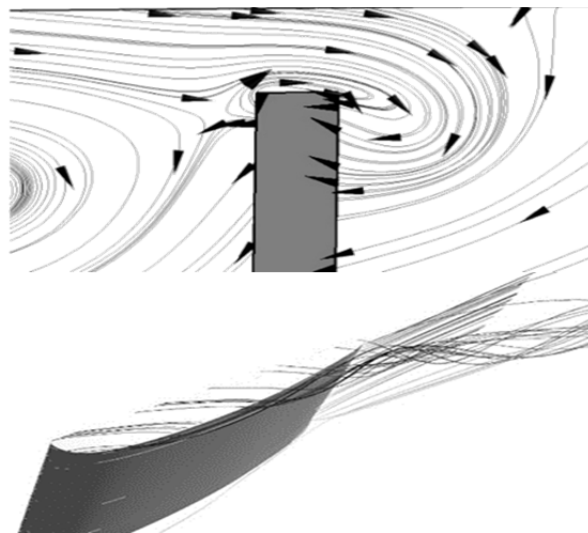
شکل ۷) خطوط جریان ناحیه نوک در پره با طرح شماره دو

۳-۳- دبی جریان نشت یافته

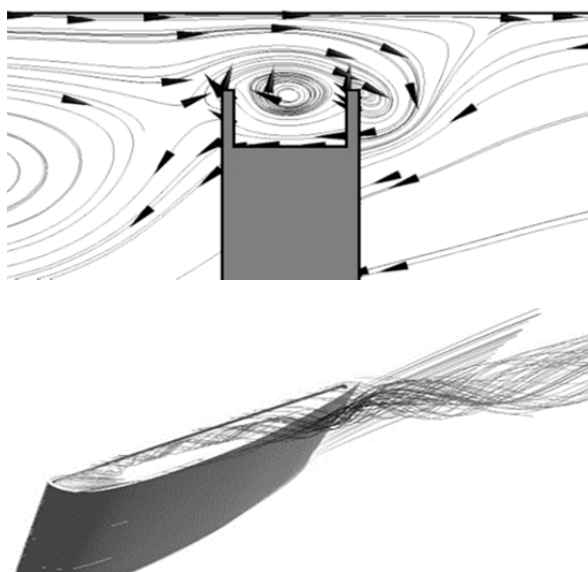
هندسه نوک پره، تاثیر زیادی بر دبی جریان نشت یافته از ناحیه نوک پره دارد. در نمودار ۶، دبی جرمی جریان نشت یافته در آرایش‌های مختلف نوک پره آورده شده است. در هر دو طرح مورد بررسی، دبی جریان نشت یافته نسبت به طرح پایه بدون شیار کاهش یافته و این کاهش دبی در تمامی دوره‌های کارکرد فن اتفاق افتاده است. مشخص شد که در هر دو طرح، ضریب فشار و راندمان نسبت به طرح پایه افزایش داشته، بنابراین رابطه معکوسی بین دبی جریان نشت یافته با افزایش فشار و راندمان حاصل شده در دو طرح مورد بررسی برقرار است. بدین صورت که با کاهش جریان نشت یافته از نوک پره، میزان اختلاف فشار فن و راندمان آیرودینامیک آن افزایش می‌یابد. چنان که در طرح شماره یک نسبت به طرح شماره دو نیز کاهش بیشتر در دبی جریان نشت یافته و افزایش بیشتر در ضریب فشار و راندمان برقرار است. در جدول ۳، درصد کاهش دبی جریان نشت یافته از منطقه لقی نوک در تمامی دوره‌های کارکرد فن آورده شده است. همان گونه که مشاهده می‌شود، درصد کاهش دبی جریان نشت یافته با افزایش دور افزایش می‌یابد. این امر تاثیر مثبتی بر عملکرد فن دارد، زیرا کار انجام شده توسط پره روی حجم بیشتری از هوا صورت می‌پذیرد. همچنین باعث کاهش افت‌های ناشی از ترکیب جریان نشت یافته با جریان عبوری می‌شود.



نمودار ۶) دبی جریان نشت یافته از لقی نوک در آرایش‌های مختلف نوک پره



شکل ۵) خطوط جریان ناحیه نوک در پره با طرح پایه



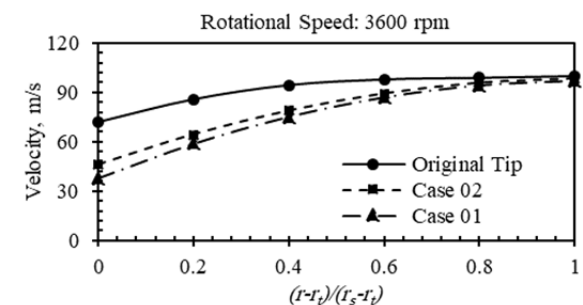
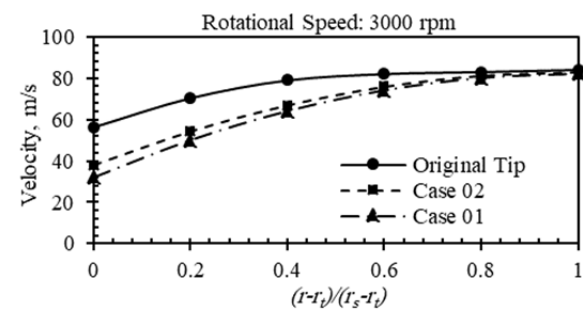
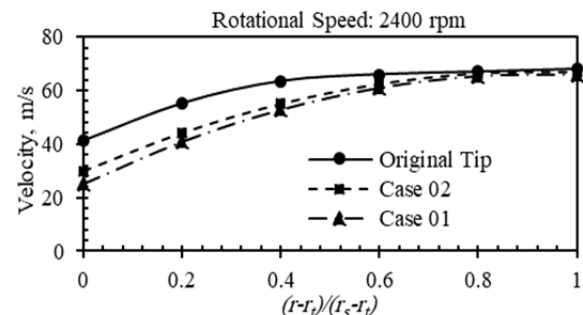
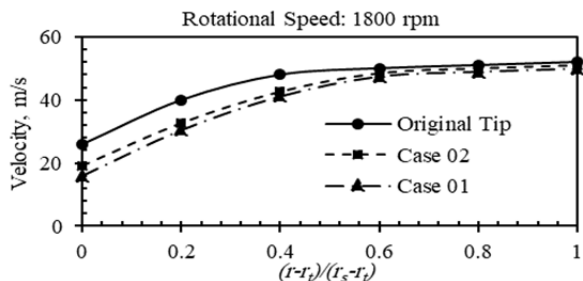
شکل ۶) خطوط جریان ناحیه نوک در پره با طرح یک

جدول ۳) درصد کاهش دبی جریان نشتیافته نوک در طرح شماره یک و دو نسبت به طرح پایه

سرعت دورانی فن (دور بر دقیقه)	۱۸۰۰	۲۴۰۰	۳۰۰۰	۳۶۰۰
طرح پایه (پره بدون شیار)	-	-	-	-
طرح شماره یک	۱۷/۴۴	۱۹/۰۲	۲۰/۰۶	۲۰/۷۷
طرح شماره دو	۱۴/۶۲	۱۵/۸۵	۱۶/۹۰	۱۷/۶۰

۴-۳- سرعت محوری در فاصله لقی نوک

سرعت محوری جریان نشتیافته از ناحیه لقی نوک پره، مشخص‌کننده شدت اختلاط جریان نشتیافته و جریان عبوری است [12]. سرعت‌های محوری بزرگ‌تر، نشان‌دهنده میزان اختلاط بیشتر جریان نشتی و عبوری بوده است و افزایش بیشتر در افت‌های ناشی از این اختلاط را در پی دارد. در نمودار ۷، سرعت محوری جریان نشتیافته در راستای فاصله لقی نوک آورده شده و محور افقی در این نمودار، ارتفاع نسبی فاصله لقی نوک بوده که مطابق با رابطه ۱۲ تعریف شده است.



نمودار ۷) سرعت محوری جریان نشت یافته از فاصله لقی نوک پره

$$R = \frac{(r - r_t)}{(r_s - r_t)} \quad (12)$$

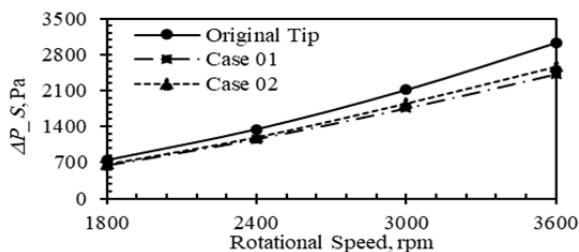
در این رابطه r شعاع نقطه مد نظر در فاصله لقی نوک پره، r_t شعاع نوک پره و r_s شعاع پوسته خارجی فن است. با مقایسه دو طرح شیار نسبت به طرح پایه مشخص می‌شود که سرعت محوری به‌خصوص در ناحیه پایینی و ناحیه میانی فاصله لقی نوک پره کاهش یافته است. این امر به دلیل مقاومت ویسکوزی است که توسط گردابه تشکیل شده درون شیار نوک پره به وجود آمده است. با این حال در مجاورت دیواره پوسته بیرونی فن، تفاوت چندانی بین هر سه طرح مشاهده نمی‌شود. با افزایش دور فن، جریان چرخشی تشکیل شده درون شیار تقویت می‌شود و ارتفاع بیشتری از فاصله لقی نوک پره را تحت تاثیر قرار می‌دهد. این امر به‌وضوح در نمودارهای ۷ قابل مشاهده است. در سرعت دورانی ۱۸۰۰ دور بر دقیقه، اثرگذاری گردابه‌ها تا ارتفاع نسبی فاصله لقی نوک $R=0.6$ بوده، در حالی که در سرعت دورانی ۳۶۰۰ دور بر دقیقه، اثرگذاری گردابه‌ها تا $R=0.9$ مقدار قابل ملاحظه‌ای است. چرا که پس از این ارتفاع در فاصله لقی نوک، هر سه نمودار تقریباً بر یکدیگر منطبق است. همچنین مشاهده می‌شود که در تمامی دورهای کارکرد فن، کاهش ایجاد شده در سرعت محوری توسط طرح شماره یک بیشتر از طرح شماره دو است. از این رو طرح شماره یک، تاثیر بیشتری در افزایش راندمان فن داشته است (نمودار ۴).

۵-۳- توزیع اختلاف فشار استاتیک

اختلاف فشار استاتیک سطح پره به‌صورت رابطه ۱۳ تعریف می‌شود:

$$\Delta P_S = P_{PS} - P_{SS} \quad (13)$$

که در آن P_{PS} و P_{SS} به ترتیب فشارهای استاتیک در سطح فشاری و مکشی پره هستند. در نمودار ۸، اختلاف فشار استاتیک روی پروفیل نوک پره و در تمامی دورهای کارکرد فن ترسیم شده است. مشاهده می‌شود که با اضافه کردن شیار در نوک پره، اختلاف فشار استاتیک بین دو ناحیه فشاری و مکشی در نوک پره کاهش می‌یابد. این کاهش در تمامی دورهای کارکرد فن برقرار است. این تغییرات نسبت مستقیمی با دبی جریان نشتیافته در هر طرح دارد. بدین صورت که طرح پایه با بیشترین دبی جریان نشتی نوک، دارای بیشترین اختلاف فشار استاتیک نیز بوده، در حالی که طرح شماره یک با کمترین دبی جریان نشتی، دارای کمترین اختلاف فشار استاتیک در منطقه نوک پره است. در واقع می‌توان این چنین عنوان کرد که اختلاف فشار استاتیک، نیروی لازم برای نشت جریان از منطقه نوک پره را فراهم می‌آورد و از این رو ارتباط مستقیمی با آن دارد.



نمودار ۸) نمودار تغییرات اختلاف فشار استاتیک نوک پره با تغییرات دور کارکرد فن

درصد کاهش اختلاف فشار استاتیک ایجاد شده در نوک پره برای طرح شماره یک و دو نسبت به طرح پایه بدون شیار فن در جدول ۴ آورده شده است. مشابه با دبی جریان نشتیافته از فاصله لقی

هر اندازه طول ناحیه تاثیرپذیر از آرایش نوک پره کمتر بوده و در عین حال کاهش اختلاف فشار استاتیک در نوک پره بیشتر باشد (کاهش بیشتری نسبت به طرح بدون شیار در نوک پره رخ دهد)، طراحی شیار مناسب‌تر بوده است. چرا که کاهش بیشتر در اختلاف فشار استاتیک نوک باعث کاهش بیشتر در دبی جریان نشستی از منطقه نوک پره و در نتیجه کاهش افت‌های ناشی از اختلاط جریان نشستی با جریان عبوری می‌شود. از سوی دیگر کوچک‌تر شده ناحیه تاثیرپذیر از آرایش نوک پره به منزله کمترین تاثیر گردابه‌های ایجاد شده درون شیار بر جریان سیال مجاور خود بوده است که سبب کاهش افت‌های ویسکوز و توربولانس ناشی از آن می‌شود. با بررسی داده‌های آورده شده در جدول ۴ و نمودار ۹ مشخص می‌شود که با افزایش دور کارکرد فن، هر دو اثر مثبت و منفی ذکر شده شدت یافته است. اما همان گونه که در نمودار ۵ مشاهده می‌شود، اثر مثبت حضور شیار غالب بوده و باعث افزایش ضریب فشار و راندمان آیرودینامیک در تمامی دوره‌های کارکردی فن شده، اگر چه با تغییر سرعت به بیش از ۳۶۰۰ دور بر دقیقه، شیب نمودار آورده شده در نمودار ۵ تحت شدت یافتن اثر نامطلوب شیار منفی شده است.

۳-۶- توزیع ورتیسیت

در شکل ۸ الی ۱۰، توزیع ورتیسیت در فاصله لقی نوک پره و روی صفحه گذرنده از ۵۰٪ طول وتر فن به نمایش گذاشته شده است. در فن دارای پره با طرح پایه بدون شیار (شکل ۸)، با افزایش سرعت از ۱۸۰۰ تا ۳۶۰۰ دور بر دقیقه حداکثر مقدار ورتیسیت از مقدار $2.53 \times 10^4 S^{-1}$ تا $6.01 \times 10^4 S^{-1}$ افزایش یافته است. ناحیه‌ای که حداکثر مقدار ورتیسیت در آن اتفاق افتاده، محدود به لبه مکشی پره بوده که محل ریزش گردابه‌های ناشی از نشت جریان از منطقه فشاری پره است.

با اضافه شدن شیار در نوک پره، حداکثر مقدار ورتیسیت در ناحیه نوک پره نسبت به طرح پایه افزایش محسوسی یافته است. همچنین ناحیه‌ای که حداکثر مقدار ورتیسیت در آن اتفاق افتاده، علاوه بر لبه مکشی پره به کل فضای لقی نوک پره توسعه یافته است. بنابراین کل جریان نشت یافته از فاصله لقی نوک پره تحت اثر ورتیسیت ایجاد شده قرار گرفته است. با مقایسه توزیع ورتیسیت با شکل‌های ۵ الی ۷ مشخص شده که محل بیشترین گرادیان ورتیسیت وابسته به موقعیت مرکز گردابه‌های ایجاد شده در ناحیه نوک پره است.

۳-۷- انرژی جنبشی آشفستگی

انرژی جنبشی آشفستگی، یکی از شاخص‌های مهم برای ارزیابی توسعه و اضمحلال آشفستگی در جریان است. این پارامتر تا حدودی منعکس کننده افت‌های انرژی ناشی از اتلاف ویسکوزیته و اتلاف آشفستگی نیز است. در جدول ۵، حداکثر مقدار انرژی جنبشی آشفستگی در فضای لقی نوک پره آورده شده است. همان گونه که مشاهده می‌شود، آرایش نوک پره تاثیر قابل توجهی بر حداکثر مقدار انرژی جنبشی آشفستگی تولید شده در ناحیه نوک پره دارد. با مقایسه طرح پره‌های مورد بررسی مشخص می‌شود که طرح شماره یک بیشترین تغییر را در انرژی جنبشی آشفستگی ایجاد می‌کند. مقدار این پارامتر در هر سه طرح با افزایش سرعت کارکرد فن افزایش می‌یابد، اما نرخ افزایش ایجاد شده در پره با آرایش نوک اصلاح شده بیشتر است. این بدین معناست که گردابه‌های به دام افتاده در شیار نوک پره با افزایش سرعت کارکرد فن تقویت می‌شود. در نتیجه افت‌های انرژی ناشی از اتلاف ویسکوزیته و اتلاف آشفستگی در این ناحیه را افزایش می‌دهند. اما توجه به

نوک، درصد کاهش اختلاف فشار استاتیک ایجاد شده در نوک پره نیز با افزایش دور کارکرد فن افزایش یافته است.

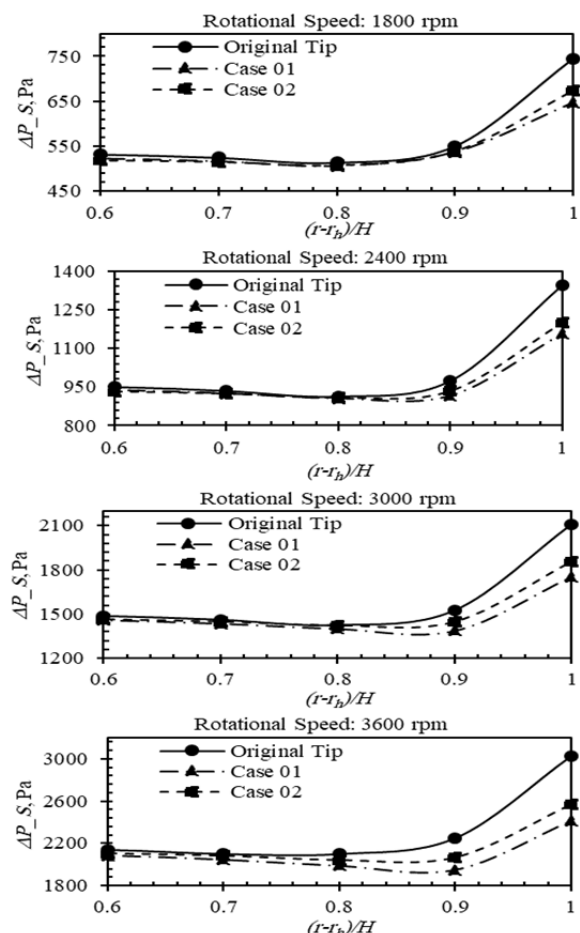
جدول ۴) درصد کاهش اختلاف فشار استاتیک نوک پره در طرح شماره یک و دو نسبت به طرح پایه

سرعت دورانی فن (دور بر دقیقه)	۱۸۰۰	۲۴۰۰	۳۰۰۰	۳۶۰۰
طرح پایه (پره بدون شیار)	-	-	-	-
طرح شماره یک	۱۳/۰۶	۱۴/۰۷	۱۶/۸۹	۲۰/۱۶
طرح شماره دو	۹/۴۴	۱۰/۸۲	۱۲/۱۰	۱۵/۰۳

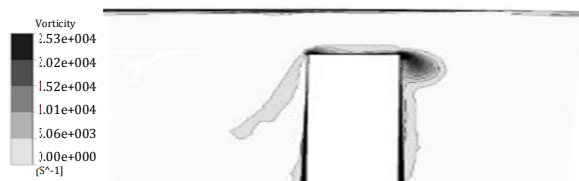
در نمودار ۹، توزیع اختلاف فشار استاتیک در راستای شعاعی پره آورده شده است. در این نمودار محور افقی ارتفاع نسبی پره بوده که به صورت رابطه ۱۴ تعریف می‌شود:

$$R_b = \frac{(r - r_h)}{H} \quad (14)$$

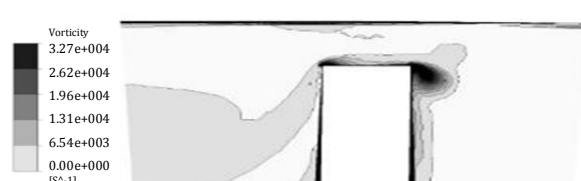
که در آن r ارتفاع شعاعی ناحیه مد نظر، r_h شعاع پوسته داخلی و H ارتفاع پره است. همان گونه که در نمودار مشاهده می‌شود، با افزایش دور کارکرد فن، طول ناحیه تحت تاثیر شیار نوک پره افزایش می‌یابد. در سرعت ۱۸۰۰ دور بر دقیقه، تقریباً تا $R_b = 0.9$ هر سه پره رفتار یکسانی داشته و تنها ۰/۱ انتهایی ارتفاع نسبی پره تحت اثر شیار نوک قرار گرفته، در حالی که در سرعت ۳۶۰۰ دور بر دقیقه، تقریباً تا $R_b = 0.75$ رفتار هر سه پره یکسان بوده و عملاً ۰/۲۵ انتهایی ارتفاع نسبی پره تحت تاثیر آرایش نوک پره قرار گرفته و این امر به دلیل تقویت گردابه‌های نوک (ناشی از حضور شیار) با افزایش دور کارکردی فن است.



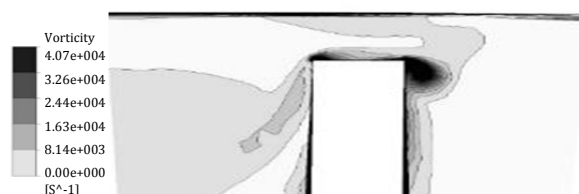
نمودار ۹) نمودار توزیع اختلاف فشار استاتیک در راستای شعاعی پره



Rotational Speed: 1800 rpm



Rotational Speed: 2400 rpm



Rotational Speed: 3000 rpm



Rotational Speed: 3600 rpm

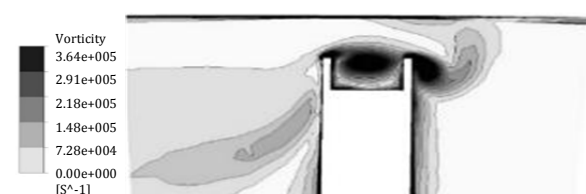
شکل ۸) توزیع ورتیسیتیه روی صفحه گذرنده از ۵۰٪ وتر پره در طرح پایه



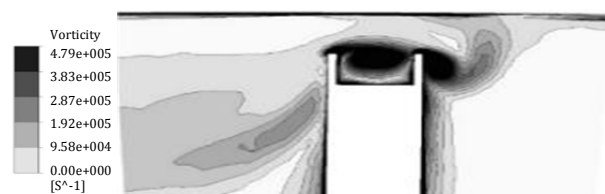
Rotational Speed: 1800 rpm



Rotational Speed: 2400 rpm



Rotational Speed: 3000 rpm



Rotational Speed: 3600 rpm

شکل ۹) توزیع ورتیسیتیه روی صفحه گذرنده از ۵۰٪ وتر پره در طرح شماره یک



Rotational Speed: 1800 rpm



Rotational Speed: 2400 rpm



Rotational Speed: 3000 rpm



Rotational Speed: 3600 rpm

شکل ۱۰) توزیع ورتیسیتیه روی صفحه گذرنده از ۵۰٪ وتر پره در طرح شماره دو

بررسی اثر تغییر دور بر عملکرد یک فن جریان محوری تک مرحله‌ای درون کانال در حضور آرایش نوک پره ۳۹

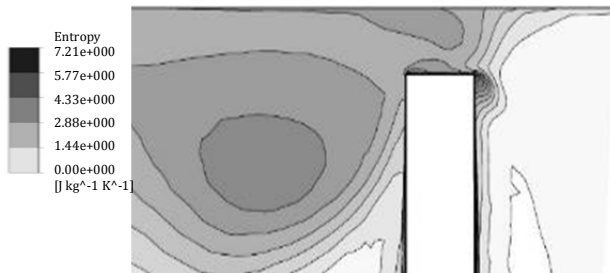
آنتروپی در هر دور ثابت مشخص می‌شود که اضافه کردن شیار در نوک پره باعث افزایش آنتروپی در ناحیه لقی نوک پره شده است. این روند در تمامی دوره‌های کارکردی فن مشاهده می‌شود. در این بین طرح شماره یک در قیاس با طرح شماره دو، افزایش آنتروپی بیشتری را نسبت به طرح پایه داشته است. با اضافه شدن شیار مناسب در نوک پره، علاوه بر این که حداکثر مقدار آنتروپی افزایش می‌یابد، ناحیه دارای آنتروپی بالا نیز توسعه یافته و مرکز حداکثر مقدار آن از لبه مکشی نوک پره به فاصله لقی نوک پره منتقل شده، بنابراین بر جریان نشت یافته از ناحیه لقی نوک پره تاثیر بیشتری گذاشته است.

جدول ۵) حداکثر انرژی جنبشی آشفتنی در فاصله لقی نوک پره (m^2/S^2)

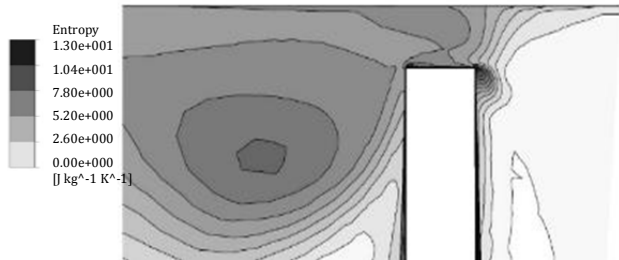
سرعت دورانی (دور بر دقیقه)	۳۸۰۰	۳۰۰۰	۲۴۰۰	۱۸۰۰
طرح پایه (پروه بدون شیار)	۵۰۲/۹۰	۳۰۸/۴۹	۱۱۵/۸۵	۷۳/۳۵
طرح شماره یک	۶۹۶/۵۰	۴۳۸/۶۶	۲۲۱/۹۹	۹۷/۷۲
طرح شماره دو	۶۲۳/۵۹	۳۹۱/۳۵	۱۹۴/۶۵	۸۷/۹۷

۳-۸- آنتروپی

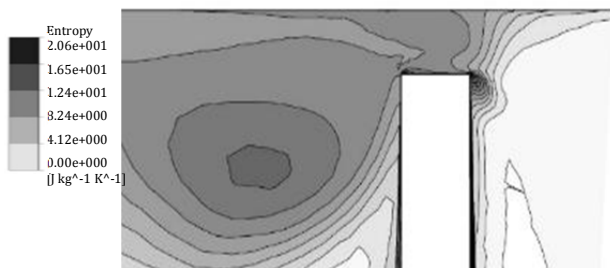
در شکل‌های ۱۱ تا ۱۳، کانتور آنتروپی در فاصله لقی نوک پره و روی صفحه گذرنده از ۵۰٪ طول وتر ایرفویل آورده شده است. همان گونه که مشاهده می‌شود، با بالا رفتن دور کارکردی فن، مقدار آنتروپی تولید شده در این ناحیه نیز افزایش می‌یابد. با بررسی مقدار



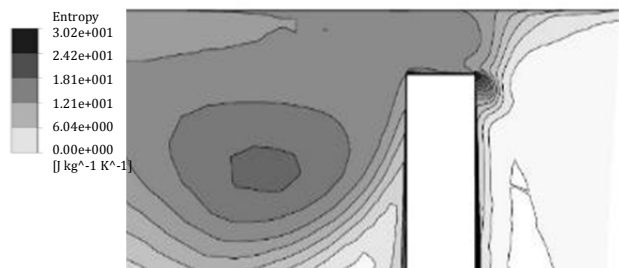
Rotational Speed: 1800 rpm



Rotational Speed: 2400 rpm

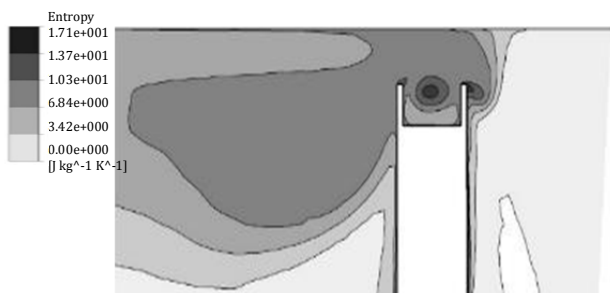


Rotational Speed: 3000 rpm

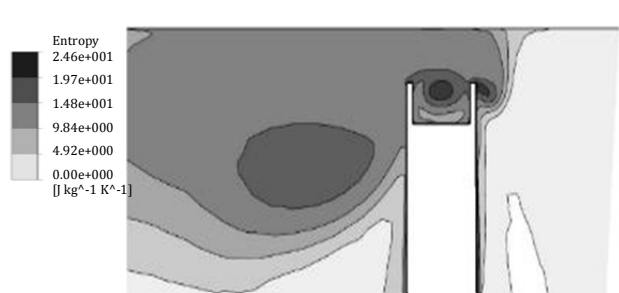


Rotational Speed: 3600 rpm

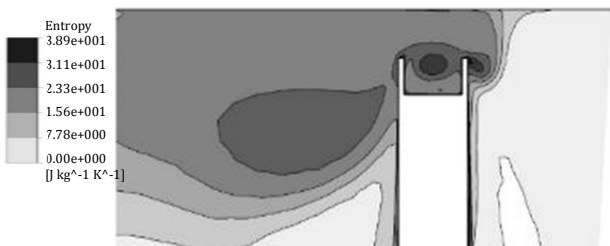
شکل ۱۱) کانتور آنتروپی در فاصله لقی نوک پره طرح پایه بدون شیار



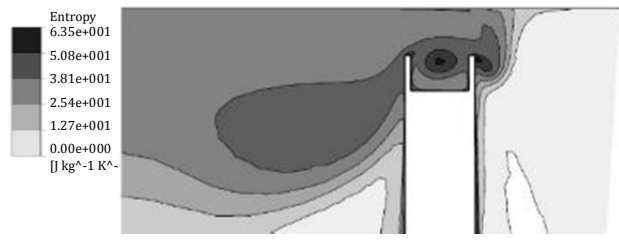
Rotational Speed: 1800 rpm



Rotational Speed: 2400 rpm

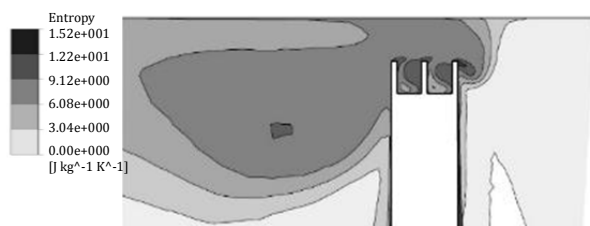


Rotational Speed: 3000 rpm

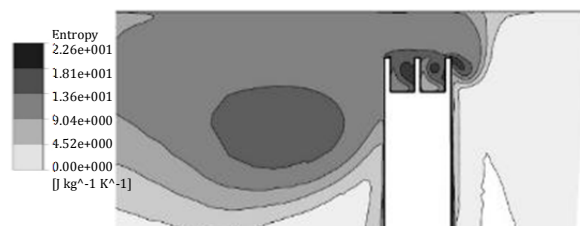


Rotational Speed: 3600 rpm

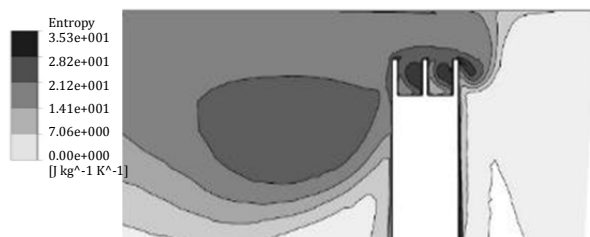
شکل ۱۲) کانتور آنتروپی در فاصله لقی نوک پره طرح شماره یک



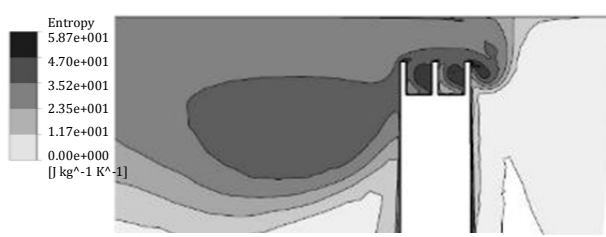
Rotational Speed: 1800 rpm



Rotational Speed: 2400 rpm



Rotational Speed: 3000 rpm



Rotational Speed: 3600 rpm

شکل ۱۳) کانتر آنتروپی در فاصله لقی نوک پره طرح شماره دو

پره، آنتروپی افزایش می‌یابد. افزایش این پارامتر نشان‌دهنده افزایش اتلاف ویسکوزیته و اتلاف آشفستگی در این ناحیه بوده است که تاثیر نامطلوبی بر عملکرد فن دارد.

بنابراین با توجه به نمودارهای ۵ می‌توان نتیجه گرفت که تا سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه، اثر کاهش افت ناشی از ترکیب جریان نشت‌یافته با جریان هوای عبوری نسبت به افزایش اتلاف ناشی از گردابه ایجاد شده درون شیار بسیار محسوس‌تر است. در نتیجه روند افزایش ضرایب آیرودینامیک به واسطه آرایش نوک پره یک سیر صعودی را طی می‌کند. اما با افزایش سرعت و تقویت بیش از حد گردابه‌های نوک، تاثیر آن بر جریان عبوری افزایش می‌یابد، تا حدی که این اثر نامطلوب باعث سیر نزولی در افزایش مقادیر ضرایب آیرودینامیک به واسطه آرایش نوک پره می‌شود.

تشکر و قدردانی: بدینوسیله از دانشکده مهندسی مکانیک و هوافضای دانشگاه صنعتی شیراز که امکان این پژوهش را فراهم کردند تشکر و قدردانی می‌گردد.

تأییدیه اخلاقی: بدینوسیله تأیید می‌گردد که کلیه نتایج ارایه شده در مقاله، حاصل پژوهش پژوهشگر اصلی و نگارنده بحث می‌باشد.

تعارض منافع: هیچ تعارض منافی وجود ندارد.

سهم نویسندگان: حسین معلمی (نویسنده اول)، روش‌شناس/پژوهشگر کمکی/نگارنده بحث (۵۰٪)؛ مسعود خراتی کوپائی (نویسنده دوم)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری (۵۰٪)

منابع مالی: هیچ منبع مالی استفاده نشده است.

منابع

- 1- Li C, Li X, Li P, Ye X. Numerical investigation of impeller trimming effect on performance of an axial flow fan. Energy. 2014;75:534-548.
- 2- Nho YC, Park JS, Lee YJ, Kwak JS. Effects of turbine blade tip shape on total pressure loss and secondary flow of a linear turbine cascade. International Journal of Heat and Fluid Flow. 2012;33(1):92-100.
- 3- Lee SW, Kim SU, Kim KH. Aerodynamic performance of winglets covering the tip gap inlet in a turbine

آنتروپی تولید شده، منعکس‌کننده افت انرژی ناشی از اتلاف‌های ویسکوز و آشفستگی بود، بنابراین با افزایش آنتروپی ناشی از افزایش دور، افت‌های آیرودینامیک افزایش یافته است که تاثیر نامطلوبی بر عملکرد فن دارد، اما در عین حال باعث کاهش انرژی کل جریان عبوری از ناحیه نوک و کاهش دبی جریان نشت‌یافته از این ناحیه می‌شود.

۴- نتیجه‌گیری

نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که با ایجاد یک شیار مناسب در نوک پره فن‌های جریان محوری می‌توان بهبود قابل ملاحظه‌ای در عملکرد آیرودینامیک آنها به دست آورد. ایجاد این شیار باعث افزایش ضریب ممان فن و در نتیجه توان مصرفی آن می‌شود، اما در عین حال باعث افزایش محسوسی در ضریب فشار نیز شده است. نهایتاً به دلیل نرخ بیشتر افزایش در ضریب فشار نسبت به ضریب ممان، راندمان آیرودینامیک فن افزایش یافته است. افزایش در هر سه ضریب آیرودینامیک مورد بررسی، در تمامی سرعت‌های عملکردی فن مشاهده شده است. اگر چه هر دو طرح شیار مورد بررسی باعث افزایش ضریب فشار و راندمان آیرودینامیک شده، اما طرح شماره یک به جهت افزایش بیشتر در این دو ضریب از عملکرد بهتری در قیاس با طرح شماره دو برخوردار بوده است.

عملکرد این آرایش‌های نوک مورد بررسی به گونه‌ای است که با اضافه شدن شیار مناسب در نوک پره، یک جریان هوای چرخشی در این ناحیه به دام می‌افتد. بنابراین انرژی جنبشی آشفستگی در ناحیه نوک پره افزایش می‌یابد که دارای دو اثر مستقل در عملکرد فن است. از یک سو این جریان هوای چرخشی با انرژی جنبشی بالا همانند سدی در برابر جریان نشتی نوک عمل می‌کند، بنابراین اختلاف فشار استاتیک ناحیه نوک بین دو سمت فشاری و مکشی پره و همچنین سرعت خطی جریان در این ناحیه کاهش پیدا می‌کند که نتیجه کاهش دبی جریان نشت‌یافته را در پی دارد. با کاهش دبی جریان نشت‌یافته، افت‌های ناشی از ترکیب جریان نشت‌یافته با جریان عبوری کاهش می‌یابد که باعث بهبود عملکرد فن می‌شود. از سوی دیگر با افزایش انرژی جنبشی در ناحیه نوک

- performance of a compressor rotor. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2014;136(12):122608-122616.
- 11- Zhang L, Jin Yi, Jin Yu. Effect of tip flange on tip leakage flow of small axial flow fans. *Journal of Thermal Science*. 2014;23(1):45-52.
- 12- Ye X, Li P, Li C, Ding X. Numerical investigation of blade tip grooving effect on performance and dynamics of an axial flow fan. *Energy*. 2015;82:556-569.
- 13- Ye X, Zhang J, Li C. Effect of blade tip pattern on performance of a twin-stage variable-pitch axial fan. *Energy*. 2017;126:535-563.
- 14- Bell EB. Test of a single-stage axial-flow fan, Langley memorial aeronautical laboratory, report No: 729. Langley: NACA; 1941. pp. 49-64.
- 15- ANSYS. CFX documentation [Internet]. Ontario: SHARCNET; 2017 [cited 2018 February 14]. Available from: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/ai_sinfo/cfx_intro.html
- 16- BASF Corporation. Basic guidelines for plastic conversion of metal axial flow fans [Internet]. Mount Olive: BASF Corporation; 2003 [cited 2018 February 29]. Available from: <http://www2.basf.us/webplasticsportal/downloadDoc.do?id=0901a5e180004891>
- cascade. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2012;34:36-46.
- 4- Mohamed MH, Shaaban S. Optimization of blade pitch angle of an axial turbine used for wave energy conversion. *Energy*. 2013;56:229-239.
- 5- Park JS, Lee DH, Rhee DH, Hyung Kang S, Hee Cho H. Heat transfer and film cooling effectiveness on the squealer tip of a turbine blade. *Energy*. 2014;72:331-343.
- 6- Takahashi S, Hata Y, Ohya Y, Karasudani T, Uchida T. Behavior of the blade tip vortices of a wind turbine equipped with a brimmed-diffuser shroud. *Energies*. 2012;5(12):5229-5242.
- 7- De Maesschalck C, Lavagnoli S, Paniagua G. Blade tip shape optimization for enhanced turbine aerothermal performance. *Journal of Turbomachinery*. 2013;136(4):41016-41026.
- 8- He W, Dai Y, Zhu S, Han D, Yue C, Pu W. Influence from the blade installation angle of the windward axial fans on the performance of an air-cooled power plant. *Energy*. 2013;60:416-425.
- 9- Zhang WF, Yang JG, Li C, Tian YW. Comparison of leakage performance and fluid-induced force of turbine tip labyrinth seal and a new kind of radial annular seal. *Computers & Fluids*. 2014;105:125-137.
- 10- Zhang C, Hu J, Wang Z. Investigations on the effects of inflow condition and tip clearance size to the