تعیین محدوده ناپایدا*ر*ی عملکرد و تحلیل اثر گردابهای مناطق نوک

و ریشه تیغه در یک فن جریان محوری باز گشت پذیر

حامد محدث دیلمی ّ

نیما امانی فرد^{*۲}0

هاجر افتخاری 🎯

دانشگاه گیلان، رشت ، ایران

(تاریخ دریافت:۱۰ /۱۴۰۲/۰۸/ ۱۴تاریخ بازنگری: ۱۴۰۲/۱۰/۲۹ تاریخ پذیرش:۱۴۰۲/۱۱/۱۳ تاریخ انتشار:۱۴۰۲/۱۱/۳۰) DOR: https://dorl.net/dor/

چکیدہ

هدف اصلی مطالعه حاضر شبیه سازی عددی تعیین محدوده عملکردی پایدار و ناپایدار یک فن جریان محوری بازگشت پذیر است. فنهای محوری بازگشت پذیر نوع خاصی از فنهای محوری هستند که به دلیل به کارگیری پروفیل تیغهٔ متقارن در آنها، دارای قابلیت ایجاد جریان هوا در هر دو جهت هستند. کاربرد اصلی این فنها تخلیه دود و هوای آلوده از کانالها و تونلهای بزرگراهی در مواقع اضطراری و همچنین در شرایط عملکردی نرمال است. در مطالعه حاضر یک فن جریان محوری بازگشت پذیر به صورت سه بعدی شبیه سازی و همچنین در شرایط عملکردی نرمال است. در مطالعه حاضر یک فن جریان محوری بازگشت پذیر به صورت سه بعدی شبیه سازی شده است. نتایج کیفی شرایط عملکردی نرمال است. در مطالعه حاضر یک فن جریان محوری بازگشت پذیر به صورت سه بعدی شبیه سازی شده است. نتایج کیفی حاصل از شبیه سازی عددی بیانگر حضور ناپایداری و ایجاد گرداب در مناطقی مانند نوک تیغه (نشت جریان از سطح فشار به مکش در فاصله القی نوک تیغه) و همچنین روی لبه فرار و سطح مکش تیغه ها (جدایش جریان) در جریانهای حجمی کم تر از (m³/s) و ورود فن به منطقه واماندگی است. مطالعه تأثیر پارامترهای آئرودینامیکی نشان می دهد که به تریان) در جریانهای حجمی کم تر از (m³/s) و ورود فن به منطقه واماندگی است. مطالعه تأثیر پارامترهای آئرودینامیکی نشان می دهد که بهترین محدوده عملکردی فن در سرعت دورانی (rpm) در در ده داشته دریان) در جریانهای حجمی کم تر از (m³/s) و ورود فن به در ماه در است. مطالعه تأثیر پارامترهای آئرودینامیکی نشان می دهد که بهترین محدوده عملکردی فن در سرعت دورانی (rpm) در در در معلعه، در محدوده جریانهای حجمی بیشتر از (m³/s) ۲۶ است.

واژههای کلیدی: شبیهسازی عددی سهبعدی، فن جریان محوری بازگشت پذیر، ناپایداریهای جریان، واماندگی در فن

Determination the Performance Instability Range and Analysis of the Effect of Blade Tip and Hub Vortices in a Reversible Axial Flow Fan

Eftekhari, H.@

Amanifard, N. 🗅

Mohaddes Deylami, H. 🗅

Guilan University, Rasht, Iran (Received:2023/10/23, Revised: 2024/01/19, Accepted: 2024/02/02, Published: 2024/02/19)

ABSTRACT

The main goal of the present study is to determine the stable and unstable performance limits of a reversible axial flow fan by 3D numerical simulation. Reversible axial fans are a special type of axial fans that have the ability to create air flow in both directions by using a symmetrical blade profile in them. The main use of these fans is to discharge smoke and polluted air from channels and highway tunnels in emergency situations such as fire and also in normal operating conditions. In the present study, a reversible axial flow fan has been simulated three dimensionally. The qualitative results obtained from the numerical simulation indicate the presence of instability and the creation of vortices in areas such as the tip of the blade (flow leakage from the pressure surface to the suction in the gap distance of the tip of the blade) and also on the trailing edge and the suction surface of the blades (flow separation) in lower volume flows from 26 (m^3/s) and entering the fan in the stall area. The study of aerodynamic parameters and performance curves shows that the best performance range of the fan at a rotational speed of 900 rpm, is in the volume flow range of more than 26 (m^3/s).

Keywords: 3D Numerical Simulation, Reversible Axial Flow Fan, Flow Instability, Fan Stall.



فهرست علائم و اختصارات علائم انگلیسی قطر خارجی فن، m Dfan طول، m m فشار، Pa Ρ دبی حجمی، m³/s Q گشتاور، N.m Т m/s ، i بردار سرعت در راستای ui ترم متوسط سرعت در جریان مغشوش، m/s ūi ترم نوسانی سرعت در جریان مغشوش، m/s u'i توان محور، w W_{shaft} علائم يونانى بازده استاتیکی، ٪ η_{ts} بازدہ کل، ٪ η_{tt} بازده شفت، ٪ η_{shaft} لزجت دینامیکی، kg/m.s μ لزجت ديناميكي آشفتگي، kg/m.s μ_t چگالی، kg/m³ ρ ضريب جريان بي بُعد φ ضريب هد بي بُعد ψ سرعت زاویهای، rad/s Ω زيرنويسها راستای حرکت i ديناميكى v کل به استاتیک ts كل tot کل به کل tt in ورودى خروجى out

۱– مقدمه

یکی از انواع فنهای محوری که در صنایع مختلف از آن استفاده می شود فن لوله محوری بازگشت پذیر است. جریان هوا در این نوع از فنها می تواند در هر دو جهت ایجاد شود. از مهم ترین کاربردهای این نوع از فنهای محوری، تخلیه دود و هوای آلوده در پارکینگها و تونلهای بزرگراهی در

شرایط نرمال و اضطراری همچون وقوع آتش سوزی است. برای ایجاد جریان محوری در هر دو جهت لازم است تیغههای فنهای بازگشت پذیر به صورت متقارن طراحی شوند. بدین ترتیب با برعکس شدن جهت چرخش فن، جریانی در خلاف راستای جریان اولیه می تواند ایجاد شود[۱].

وقوع ناپایداریهای آئرودینامیکی در انواع فنها موجب کاهش کارایی آنها شده و ناحیه عملکردی پایدار را محدود میسازد. این ناپایداریها باعث میشوند که فن بهناچار در نقاط دورتر از ماکزیمم افزایش فشار کارکرده که این امر افت بازدهی سیستم را به دنبال خواهد داشت[۲].

یکی از انواع این ناپایداریها، گردابهای تشکیل شده در فاصله لقی نوک تیغههاست که ناشی از جریان نشتی عبوری از سطح فشار به سطح مکش در نوک تیغه فن است. همچنین گردابهای تشکیل شده در ناحیه دیوار انتهایی و ریشه تیغه، موجب ایجاد ناپایداری در عملکرد فن محوری میگردد[۳]. شناخت ماهیت و عوامل تأثیرگذار بر ایجاد این جریانهای ثانویه و همچنین تعیین شرایط عملکردی که در آن گسترش ناپایداریها شدیدتر است، میتواند در بهکارگیری بهینه این نوع از ماشینهای دوار کارآمد واقع شود[۴]. از طرفی استفاده از شبیهسازی عددی و به خصوص دینامیک سیالات محاسباتی در مطالعه تأثیر ناپایداریها بر پارامترهای عملکردی انواع ماشینهای دوار، وابستگی محققین به مطالعات تجربی و هزینه بر را کمتر کرده است. در ادامه به مهمترین مطالعاتی که در حوزه فنهای محوری انجام شده است خواهیم پرداخت.

مقدم و همکاران [۵] به بررسی و تحلیل ساختار گردابههای ایجاد شده در نوک تیغه یک فن محوری به روش شبیهسازی گردابهای بزرگ پرداختند. شش حالت مختلف عملکردی با در نظر گرفتن سه مقدار مختلف برای نسبت فاصله لقی نوک تیغه به قطر و دو مقدار عددی مختلف برای ضریب جریان مورد بررسی قرار گرفتهاند. تمرکز اصلی این مطالعه بر روی شناسایی ساختار گردابهای نزدیک نوک تیغه و دیواره پوسته بوده تا بتواند به مدل کردن میدان جریان و اتلافات تولیدی بپردازد. نتایچ آنها نشان می دهد که افزایش فاصله لقی نوک تیغه ^۱منجر

¹ Large Eddy simulation

برخوردار است، مدل $SST \ k - \omega$ می تواند کار آمدتر واقع شود و از طرفی این مدل نیاز به تعداد مش بیشتری دارد، بهمنظور صرفهجویی در هزینه محاسبات در بخش کانال ورودی فن از مدل آشفتگی $\epsilon = k - k$ و در بخش اصلی فن از $k - \epsilon$ مدل $SST~k-\omega$ استفاده شده که در این شرایط نتایج حل عددی به نتایج آزمایشگاهی بسیار نزدیک شده است[۸]. در مطالعهای دیگر وانگ و کرویت [۹]، با استفاده از شبیهسازی عددی معادلات ناویر استوکس میانگین گیری شده، یک فن محوری با نسبت شعاع ریشه به نوک کوچک را تحلیل کردند. در این مطالعه اثر مشخصات هندسی تیغه فن روی پارامترهای عملکردی همچون بازده کل و ضریب افزایش فشار بررسی شده است. نتایج نشان دادند که شکل لبه فرار تیغه (تیز یا منحنی) تأثیر زیادی بر عملکرد آئروديناميكي فن دارد. همچنين با افزايش فاصله لقي نوك تیغه، ضریب فشار و بازده کل کاهش می یابد [۹]. در ادامه مطالعات عبدالمالکی و همکارانش روی مدل های مناسب شبیهسازی آشفتگی جریان، یک ردیف از ایرفویل متقارن بیضوی با ضخامت ۸٪ طول وتر با هدف طراحی فنهای بازگشت پذیر تحلیل شده است [۱۰]. سه مدل آشفتگی مختلف از گروه مدلهای ناویر استوکس با رینولدز میانگینگیری شده که عبارتاند از : اسپالارت-آلماراس ، و k-arepsilon و $k-\omega$ برای یافتن مدل آشفتگی k-arepsilonمناسب بررسی شدند. پس از اطمینان از دقت فرایند مدلسازی، ضرایب آئرودینامیکی ایرفویل در محدوده وسيعى از مقادير ضريب صلبيت و زاويه حمله، محاسبه شده است. نتايج مدلهاى آشفتگى مختلف براى ضريب ليفت تفاوت چندانی ندارد اما تفاوت مدلها در مقادیر ضریب درگ محسوس بودہ و نتایج مدل $SST \ k - \omega$ بہترین تطابق را با نتایج تجربی نشان میدهد. در بخشی از مطالعات انجام شده در فن های محوری، اثر اصلاحات هندسی در عملکرد فن بررسی شده است. بهعنوان نمونه در مطالعهای که توسط جانگ و همکاران انجام شد[۱۱]، اثر تغییر طول توپی فن در ورودی و همچنین ایجاد زاویه روی سطح توپی بر گردابهای ایجاد شده و درنتیجه بازده فن مورد بررسی قرار گرفته است. مقادیر اتلافات و بازده توسط توزيع ضريب فشار سكون گزارش شده است. نتايج اين بررسی نشان دادند، در شکل خاصی از توپی فن که در این

² Spalart-Allmaras

به ایجاد چندین گرداب در ناحیه نوک و افزایش مقاومت این گردابها شده و همچنین بازده فن را کاهش می دهد [۵]. علاوه بر این در فاصله لقی بزرگ، برهم کنش بین جریان محوری و گرداب اصلی نوک تیغه باعث اختلاط و آشفتگی جریان پائیندست پره می شود. واضح است که با كاهش فاصله لقى نوك، انرژى جنبشى جريان درهم و اتلافات مربوط به آن نیز کاهش می یابد. لی و همکاران [۶]، میدان جریان در فضای بین تیغههای یک فن محوری فشار پایین را بهصورت تجربی مورد بررسی قرار داده و تجمع گردابههای جریان نشتی نوک تیغه را تحلیل کردهاند. مقدار سرعت زاویهای در ۱۰۰۰ دور در دقیقه ثابت نگه داشته شده، درحالی که چهار مقدار مختلف برای دبی جریان در نظر گرفته شده است. نتایج بررسی نشان میدهد که تجمع گردابههای نشتی نوک تیغه در پایین دست جریان بیشتر تحت تأثیر دبی جریان ورودی است. حرکت سرگردان گردابه نوک بهعنوان یک اتلاف در فنهای محوری شناخته می شود. درنتیجه برای بهبود عملکرد فن های محوری لازم است این حرکت تا جای ممکن تضعیف شود. بندیک و همکاران [۷]، کاهش نویز ناشی از بهکارگیری دهانه زنگولهای در یک فن محوری را با تمرکز بر جریان نشتی نوک پره بررسی کردند. در این مطالعه چهار هندسه ورودی مختلف در نظر گرفته شده است که عبارتاند از: ورودی مخروطی کوتاه و سه ورودی زنگولهای با شعاعهای ۱۰٪ ، ۲۰٪ و ۳۰٪ از شعاع نوک پره. برای اندازه گیری نویز یک اندازه گیر سطح فشار صدا و تعدادی میکروفون مورد استفاده قرار گرفتهاند. نتایج نشان دادهاند هنگامی که از کوچک ترین ورودی زنگولهای استفاده می شود سطح صدا به اندازه ۲/۵ تا ۳ دسیبل کاهش مییابد و زمانی که از دو ورودی زنگولهای با اندازه بزرگتر استفاده می شود، سطح صدا حدود ۵ تا ۶ دسیبل کاهش مییابد. عبدالمالکی و همکاران[۸] یک فن محوری بازگشتپذیر را به صورت عددی و آزمایشگاهی تحلیل کرده و برای شبیهسازی آشفتگی جریان، مدلهای آشفتگی $m{k}-m{k}$ و $m{SST}\,m{k}-m{\omega}$ را به کار گرفتند. مقايسه پاسخها بيانگر وجود تطابق مناسب بين نتايج تجربي و نتایج عددی حاصل از مدل $SST \ k - \omega$ است، درحالی که نتایج مدل k-arepsilon چنین همبستگی را نشان نمیدهد. از آنجاکه در حل مسائل توربوماشینها که در آنها مشخصات جریان در نزدیکی دیواره از اهمیت بالایی

¹ RANS(Reynolds Averaged Navier Stokes)

مطالعه پیشنهاد شده است، به دلیل برهم کنش گردابهای روی توپی و تیغهها، عملکرد فن از لحاظ میزان اتلافات و بازده بهبود یافته است. در مطالعات تاس و لو روی اثر فاصله لقی نوک تیغه، مشخص شد که وجود فاصله لقی و گردابهای ناشی از آن در منطقه نوک تیغه باعث افزایش سطح نویز در فن میشود[۱۲] و [۱۳]. بهطوریکه با اعمال یک تغییر کوچک در فاصله لقی نوک اثر چشم گیری بر روی بازده مکانیکی و سطح نویز مشاهده میشود. همچنین افزایش اندازه فاصله لقی نوک ، دبی حجمی جریان عبوری، اختلاف فشار و توان مصرفی فن را نیز تحت تأثیر قرار میدهد.

بررسی مطالعات مربوط به شبیه سازی جریان در فنهای محوری حاکی از حضور گرداب ها و ناپایداری در نقاط نوک، سطح مکش و همین طور در منطقه پاشنه تیغه بوده که این ناپایداری ها موجب اتلاف انرژی سیال در راستای محوری گشته و درنتیجه کارکرد اصلی فن یعنی ایجاد دبی جریان در راستای محوری را متأثر می سازد؛ بنابراین در مطالعه حاضر با استفاده از شبیه سازی عددی، محدوده هایی از دبی جریان فن مورد بررسی که گسترش ناپایداری های مذکور در آنها شدیدتر است تعیین شده و بدین ترتیب میگردد. از جمله نوآوری های کار حاضر بررسی تأثیر جریان نشتی نوک و حضور گردابه ها در مناطق نوک و پاشنه تیغه در جریان های حجمی مختلف و تعیین مقدار جریان های در جریانهای حجمی مختلف و تعیین مقدار جریان های

۲- هندسه و مشخصات فن مورد بررسی

در مطالعه حاضر فن مربوط به مرجع [۸] بهعنوان مورد مطالعاتی در نظر گرفته شده و مورد تحلیل عددی قرار گرفته است. این فن دارای ۱۲ تیغه با هندسه تیغه متقارن و بیضی شکل است. نسبت قطر ریشه به پوسته برابر ۲۵/۰٬۰ فاصله لقی نوک تیغه برابر (mm) ۱۵ و فاصله لقی ریشه برابر (mm) ۱۰ است. همچنین طول کانال با مقطع مدور که فن در انتهای آن قرار گرفته است برابر (m) ۱۶ است. مشخصات هندسی و اطلاعات دقیق تر مربوط به فن مورد مطالعه در شکل ۱ و جدول ۱ ارائه شده است.

جدول (۱): مشخصات هندسي و عملكردي فن مورد مطالعه [۸]

واحد	اندازه	مشخصه
mm	18	قطر فن
mm	۵۸۰	قطر ريشه
mm	۱۵	فاصله لقي نوك تيغه
mm	١٠	فاصله لقی ریشه
-	بازگشتپذیر	نوع تيغه
درجه	٢۵	زاويه نصب تيغه
rpm	٩٠٠	سرعت دورانی
Kw	٩٠	توان موتور
mm	18	طول کانال ورودی

۳- معادلات حاکم

برای تعیین پارامترهای عملکردی و آئرودینامیکی فن لازم است معادلات بقای جرم و ممنتوم در ناحیه محاسباتی جریان سیال حل شوند. از آنجاکه فن موردنظر در سرعت دورانی (rpm) ۹۰۰ تحت شبیهسازی عددی قرار گرفته است، مقدار بیشینه سرعت جریان از (m/s) ۸۰ متجاوز نیست؛ بنابراین عدد ماخ جریان کمتر از ۲/۳ بوده و لذا میتوان جریان را تراکمناپذیر فرض نمود.





شکل (۱): هندسه فن مورد مطالعه [۸]

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\rho \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial (2\mu S_{ij})}{\partial x_i}$$
(7)

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \tag{(7)}$$

$$u_i = \overline{u}_i + u_i' \tag{(f)}$$

$$\rho(u_j \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j}) = -\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial^2 \overline{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \qquad (\Delta)$$

یکی از تفاوتهای اصلی مدلهای مختلف آشفتگی محاسبه ترم
$$\overline{\mu'_i u'_j}$$
 است که بهعنوان تنشهای رینولدز شناخته میشود و توسط تقریب بوزینسکی محاسبه میشود:

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij}$$

۴- پارامترهای عملکردی فن

پارامترهای عملکردی و آئرودینامیکی حائز اهمیت در یک فن محوری عبارتاند از: دبی حجمی، افزایش فشار کل به استاتیک، افزایش فشار کل به کل، توان ورودی شفت، بازده استاتیکی، بازده کل، ضریب جریان و ضریب هد. این پارامترها توسط روابط زیر محاسبه می شوند [۳]:

$$\Delta P_{ts} = P_2 - P_{tot,1} \tag{Y}$$

$$\eta_{ts} = \frac{Q.\Delta P_{ts}}{\dot{W}_{shaft}} \tag{A}$$

$$\eta_{tt} = \frac{Q.\Delta P_{tt}}{\dot{W}_{shaft}} \tag{9}$$

$$\dot{W}_{shaft} = \frac{T.\Omega}{\eta_{shaft}} \tag{1.1}$$

$$\phi = \frac{Q}{\frac{\pi}{2}\Omega D_{fan}^{3}} \tag{11}$$

$$\psi = \frac{\Delta P_{tt}}{\frac{1}{8}\rho \Omega^2 {D_{fan}}^2} \tag{17}$$

¹ Boussinesq

۵- شرایط مرزی

شرط مرزی پریودیک روی سطوح مشترک گذرگاههای جریان ۲ و شرط عدم لغزش روی دیوارهها، تیغهها و ریشهها به کار گرفته شده است. همچنین با توجه به مشخص نبودن مقادیر سرعت و دبی جریان در دامنههای ورودی و خروجی فـن، از شـرط مـرزی فشـار اسـتفاده شـده اسـت. مطـابق مرجع [۸] در خروجی فن هوای اتمسفریک با شرایط فشار و دمای T = 27 °C وجود دارد. بنابراین شرط $P = 88 \ kpa$ مرزی فشار استاتیکی در خروجی و ازآنجاکه هـوا در ورودی کانال فن ساکن است، شرط مرزی فشار کـل برابـر صـفر در ورودی در نظر گرفته شده است. فن مورد مطالعه فاقد تیغه هدایت کننده است. همچنین شبیهسازی در مرجع مختصات متحرك كم عمدتاً در حل مسائل توربوماشين ها كاربرد دارد انجام شده است[۱۴]. در سطح مشترک دیوارهها نیز نوع فصل مشترک، روتور یکتکه^{[†] در نظر گرفته شده است.} میزان شدت آشفتگی کے پارامتر مہم در تعیین شرایط مرزی است مطابق مرجع [۱۵] برابر ۵٪ در نظر گرفته شده است. این مقدار مطابق نتایج مطالعه انجام شده در مرجع [۱۶] تا ۳٪ نیز میتواند کاهش یابد. در شکل ۲ کانال ورودی، فن و شرایط مرزی مشاهده می شود.

۶- تولید هندسه و شبکهبندی

هندسه فن لوله محوری مورد مطالعه شامل دو بخش اصلی بوده که عبارتاند از کانال ورودی به طول (m) ۱۶ و بخش مربوط به تیغههای فن که این دو بخش در نرمافزار دیزاین مدلر تولید شده و به یکدیگر متصل میشوند. بهمنظور افزایش دقت، در حل مسائل توربوماشینها از مدل آشفتگی افزایش دقت، در حل مسائل توربوماشینها از مدل آشفتگی مدلر کوچک y^+ در نزدیکی دیواره برای رسیدن به دقت مطلوب دارد[۱۸, ۱۸]، در صورت انجام شبیهسازی در کل گذرگاههای فن، تعداد مش تولیدی به

طور قابل توجهی افزایش مییابد. از آنجاکه مشخصات جریان در محدوده عملکردی پایدار فن در راستای محوری دستخوش تغییرات می شود و نه در راستای محیطی، معمولاً محققان یک یا چند گذرگاه از توربوماشین را مورد شبیه سازی قرار می دهند [۱۹]. در مطالعه حاضر نیز ابتدا

² Passage

³ Moving Reference Frame (MRF)

⁴ Frozen Rotor

تولید مش و حل عددی صرفاً برای یکی از گذرگاههای دوازدهگانه فن انجام شده است. با این تفاسیر تعداد مش تولیدی در نرمافزار توربوگرید برای هر یک از گذرگاههای جریان حدود ۲ میلیون در نظر گرفته شده است. در گام بعدی تولید شبکه و حل مسئله روی فن کامل(کل گذرگاههای دوازدهگانه جریان فن) صورت گرفته و نتایج با تایج حل تک گذرگاه مورد مقایسه قرار گرفتهاند. تطابق قابلقبول حل عددی به صورت تک گذرگاه و همچنین فن کامل با نتایج تجربی موجود در مرجع[۸] در بخش نتایج ارائه شده است. در شکل ۲ جزئیات مربوط به هندسه تولید شده و شبکه محاسباتی برای یک گذرگاه و در شکل ۴ شبکه تولید شده در فن کامل نشان داده شده است.



شکل (۲): فن، کانال ورودی و شرایط مرزی حاکم بر مسئله

۷– استقلال نتایج از شبکه محاسباتی

برای ایجاد شبکه در مطالعه حاضر از نرمافزار توربوگرید استفاده شده است. جهت اطمینان از مناسب بودن تعداد شبکه بندی در نظر گرفته شده در این مطالعه، دبی جریان (30 (m3/s بهعنوان جریان هدف در نظر گرفته شده و در این جریان تغییرات پارامتر افزایش فشار کل در ۴ حالت مختلف شبکه بندی و با تعداد المانهای ۲۲۰۰۰۰۰ گزارش شده مختلف شبکه بندی و با تعداد المانهای ۲۸۰۰۰۰۰ گزارش شده است. همان گونه که در شکل ۵ نشان داده شده است با افزایش تعداد المانها از کمترین مقدار آن تا ۲۴۰۰۰۰۰۰ مش تغییرات کمیت افزایش فشار کل قابل توجه بوده؛ اما در گزارش شده برای این کمیت مشاهده نمی شود؛ بنابراین تعداد المان ۲۴۰۰۰۰۰ به عنوان شبکه بندی مناسب جهت استخراج نتایج به کار گرفته شده است.

۸- حل عددی و تنظیم مشخصهها

یس از ایجاد هندسه و تولید شبکه محاسباتی، به حل معادلات بقای جرم و مومنتوم با نگرش حجم محدود و با استفاده از حلگر سی اف اکس ٰ پرداخته شده است. از مزایای به کارگیری این حل گر داشتن بخش پیش پردازش توربومود است که بهصورت ویژه جهت حل مسائل توربوماشینها تعریف شده و در آن می توان به تعریف اجزاء دوار و غیر دوار، تعریف فیزیک مسئله، تعریف سطوح رابط و تعیین شرایط مرزی پرداخت. در این حل گر میدان سرعت و فشار بهصورت کوپل حل می گردند. در شبیه سازی حاضر دقت حل از مرتبه دوم، گسستهسازی معادلات ممنتوم به روش کیفیت بالا^۳ و میانیابی مقادیر فشار توسط رویکرد ریه و چاو[†] انجام شده است. معیار همگرایی برابر ^۶-۱۰ تنظیم و از پردازشگر Intel Core i7- 8G-1.8 GH بهصورت موازی برای حل استفاده شده است. مدتزمان موردنیاز برای رسیدن به همگرایی موردنظر در هر مرحله حدود ۲۴ ساعت است.

۹- انتخاب مدل آشفتگی مناسب جهت شبیهسازی آشفتگی جریان

با توجه به پیشینه تحقیق بررسی شده در بحث شبیهسازی آشفتگی جریان در توربوماشینها، میتوان بهکارگیری مدلهای ناویر استوکس با میانگین گیری رینولدز را در شبیهسازی آشفتگی جریان فن مورد مطالعه پیشنهاد نمود[۸] و [۹] و [۱۰]. در بین مدلهای آشفتگی مذکور، مدل آشفتگی k-arepsilon بهتنهایی قادر به پیشبینی گرادیانهای نزدیک دیواره نیست و برای شبیهسازی جریان در نقاط دور از دیواره نتایج بهتری ارائه می دهد. در حالی که مدل استاندارد $k-\omega$ درصورتی که از مشهای ریز در نزدیکی دیوار استفاده شود، توانایی حل جریان در نقاط $k-\omega$ نزدیک به دیواره را خواهد داشت. همچنین مدل در جریانهای با رینولدز پایین پاسخهای بهتری ارائه میدهد. مشکل اصلی این مدل این است که نسبت به تغییرات جریان در بیرون لایهمرزی حساسیت بالایی دارد[۱۸]. مدل توربولانس $SST~k-\omega$ یک مدل k-arepsilon هیبریدی است که مزایای هر دو مدل $k-\omega$ و را با سوئیچ کردن بین این دو مدل در فواصل مختلف از دیواره دارا میباشد. مدل $SST~k-\omega$ از مدل $k-\omega$ در نقاط نزدیک جداره استفاده کرده و در منطقه جریان آزاد

¹ CFX

² Turbo Mode

³ High Resolution

⁴ Rhie and Chow

مدل $k - \varepsilon$ را به کار میگیرد. این مدل ترکیبی حساسیت کمتری به شرایط جریان آزاد داشته درحالی که در قیاس با مدل ε عنایج بهتری در نزدیکی دیواره ارائه میدهد[۲۰] و [۱۷]. مطابق آنچه در بخش پیشینه تحقیق و در بخش مدلهای آشفتگی رایج در شبیهسازی جریان فن بیان شده است، نتایج حاصل از به کارگیری مدل فن بیان شده است، نتایج حاصل از به کارگیری مدل معنوان مدل پیشنهادی در شبیهسازی آشفتگی جریان در مطالعه حاضر در نظر گرفته می شود.



شکل (۳): نمای ایزومتریک فن به همراه مش تولید شده در یک گذرگاه



مش تولید شده روی تیغه و سطح توپی



فاصله لقی نوک تینه شکل (۴): مش تولید شده در گذر گاههای دوازده گانه فن



شکل (۵): بررسی استقلال نتایج از شبکه در حل عددی

۱۰- نتایج و بحث

منحنى عملكرد فن كه بهصورت نمودار افزايش فشار كل برحسب دبی جریان فن ارائه می شود، مهم ترین منحنی در تشريح عملكرد يك فن است. بهمنظور صحتسنجي نتايج، در شکل ۶ منحنی عملکرد حاصل از شبیهسازی عددی فن در یک گذرگاه و همچنین دوازده گذرگاه فن و در دور عملکردی ۹۰۰ rpm، با منحنی حاصل از نتایج تجربی موجود در مرجع [۸] مورد مقایسه قرار گرفته است. مطابق شکل ۶ نتایج عددی در حالت حل تک گذرگاه و همچنین فن كامل با دوازده گذرگاه، همخوانی مناسبی با نتایج تجربی دارد. منحنی عملکرد فن نشان میدهد فن موردنظر در محدوده دبی جریان بالاتر از (m3/s) ۲۶ در ناحیه عملکردی پایدار قرار گرفته و فن میتواند نقش افزایش فشار استاتیکی جریان عبوری از تیغهها را بهخوبی ایفا کند. با کاهش دبی جریان از (m3/s) ۲۶ فن به تدریج وارد منطقه ناپایدار عملکردی می شود. در ادامه بخش نتایج دلایل فیزیکی وقوع چنین تغییراتی در عملکرد فن بر اساس نتایج کیفی شبیهسازی حاضر بهطور کامل شرح داده خواهد شد. همچنین درصد خطای نتایج حاصل از شبیهسازی عددی حاضر برای یک گذرگاه فن، نسبت به نتایج تجربی موجود در مرجع [۸] در جدول ۲ ارائه شده است.

در شکل ۷ تغییرات ضریب هد بیبعد برحسب ضریب جریان بیبعد نشان داده شده است. روابط مربوط به محاسبه این ضرایب در معادلات ۱۱ و ۱۲ ارائه شدهاند. تغییرات ضریب هد که بر اساس اختلاف فشار کل تعریف

میشود، نشان میدهد که فن مورد بررسی به ازای ضرایب جریان کمتر از ۰/۱۷ دچار افت عملکرد گشته و نمیتواند موجب افزایش هد جریان اصلی گردد.

بازده فن که یکی از مهمترین پارامترها در فرایند طراحی و ساخت فنهاست، در هر نقطه از محدوده عملکردی فن قابل محاسبه است. رابطه تعیین بازده کل در معادله ۹ ارائه شده است. طبق معادله ۹ برای تعیین مقدار بازده کل لازم است توان مصرفی فن تعیین گردد. در شبیه سازی عددی مقدار توان مصرفی بر اساس گشتاور اعمالی روی شفت و مطابق معادله ۱۰ قابل محاسبه است. در شکل ۸ نمودار بازده فن ترسیم شده است.



شکل (۶): اعتبار سنجی نتایج حل عددی برای یک گذرگاه و ۱۲ گذرگاه فن با نتایج تجربی

جدول (۲): درصد خطای نتایج حاصل از شبیهسازی عددی

حاضر نسبت به نتایج تجربی مرجع[۸]

درصد خطای پارامتر افزایش فشار کل(/)	دبی حجمی(m ³ /s)
۴/۲۱	٢٢
۲/•۴	74
۲/۰۸	78
۴/۳۴	۳.
۶/۸۹	۳۵

در شکلهای **۹** و ۱۰ منحنی افزایش فشار کل و فشار استاتیکی جریان درگذرگاههای فن و در جریان حجمی(m³/s) ۲۷ و ۳۵ با یکدیگر مقایسه شدهاند. بخش گذرگاه فن (غیر از کانال ورودی) به سه قسمت گذرگاه ورودی، گذرگاه اصلی(فاصله بین لبه حمله تا فرار تیغهها) و

گذرگاه خروجی تقسیمبندی شده است. مهمترین نکات قابل بررسی در شکلهای **۹** و ۱۰ عبارتاند از: اولاً بیشترین افزایش فشار کل و فشار استاتیکی در بخش گذرگاه اصلی فن اتفاق میافتد. ثانیاً با کاهش جریان حجمی فن، میزان افزایش فشار درگذرگاه اصلی فن افزایش مییابد. درواقع مرچه دبی جریان و درنتیجه مؤلفه محوری سرعت پایینتر باشد، زاویه حمله جریان روی تیغه افزایش یافته که این منجر به افزایش ضریب فشار روی تیغه گشته و درنتیجه میزان افزایش فشار روی تیغه در این جریانهای حجمی بیشتر است. این روند تا رسیدن به زاویه حمله بحرانی ادامه





شکل (۷): تغییرات ضریب هد بی بعد بر حسب ضریب جریان بی بعد

شکل (۸): نمودار تغییرات بازده کل، بازده استاتیکی و توان مصرفی فن

یافته و بعد از آن جریان روی تیغه استال شده و فرایند افزایش فشار روی تیغه متوقف می گردد. فرایند تشریح شده منجر به تشکیل منحنی عملکرد فن مطابق شکل ۶ می گردد.



شکل (۹): تغییرات فشار استاتیکی و فشار کل در عبور جریان از گذرگاه فن در جریان حجمی(m³/s) Q=27



شکل (۱۰): تغییرات فشار استاتیکی و فشار کل در عبور جریان از گذرگاه فن در جریان حجمی(m³/s) 2=35

از آنجاکه شناخت ناپایداریها، عوامل ایجاد، تعیین محدودههای گسترش و همچنین کنترل آنها تأثیر بسزایی در کاهش توان مصرفی و درنتیجه افزایش کارایی فنها دارد، در مطالعه حاضر پس از شبیهسازی عددی و سهبعدی فن موردنظر، نتایج بهصورت کیفی نیز مورد تحلیل قرار گرفتند. در شکل ۱۱ خطوط جریان در محدوده کانال ورودی و گذرگاههای اصلی عبور جریان در فن دیده میشوند. مقایسه مقادیر سرعت نسبی جریان روی لبههای حمله و فرار تیغهها در شکل ۱۲ بیانگر کاهش سرعت نسبی جریان به همراه افزایش فشار در عبور از تیغههای فن است.



شکل(۱۱): خطوط جریان در دبی حجمی ثابت (Q=30 (m³/s)



شکل (۱۲): تغییرات سرعت نسبی در جریان حجمی ۲۶(m³/s) (الف): روی لبه حمله تیغه (ب): روی لبه فرار تیغه

افزایش فشار استاتیکی در محدوده جریانهای حجمی پایدار درگذر از تیغهها که همان کارکرد مورد انتظار فن در محدوده عملکردی طراحی است، در شکلهای ۱۳ و ۱۴ در نمای تیغه به تیغه و در ۵۰٪ طول تیغه نشان داده شده است. بررسی خطوط جریان در شکل ۱۵ بیانگر این است که در نقاط حدود ۲/۰ طول تیغه(نقاط نزدیک به ریشه و سطح توپی) گسترش ناپایداری و گرداب شدیدتر بوده و هرچه به سمت نقاطی با طول بیشتر از تیغه حرکت کنیم خطوط جریان پایدارتر میشوند. مجدداً با رسیدن به نقاطی با فاصله حدود ۹/۰ طول تیغه(نقاط نزدیک به نوک) انحراف خطوط جریان از سطح تیغه به دلیل ناپایداریهای موجود در این منطقه مشهود است.



شکل (۱۳): بردارهای سرعت در نمای تیغه به تیغه و در ۵۰٪ طول تیغه



شکل (۱۴): تغییرات فشار استاتیکی روی تیغهها در ۵۰٪ طول تیغه

برای اینکه بتوان قیاسی بین خطوط جریان در محدوده یایدار فن با محدوده واماندگی داشت، خطوط جریان در نمای نصفالنهاری در جریان عبوری فن با دبی حجمی m³/s) ۲۲ تا (m³/s) ۳۶ در شکل **۱۶** ترسیم شدهاند. خطوط جریان در شکل ۱۶ بیانگر وجود گرداب و ناپایداری در منطقه نوک تیغه در هر دو محدوده عملکردی پایدار و واماندگی فن هستند. این گردابها که در منطقه فاصله لقی نوک تیغه و در اثر اختلاف فشار بین سطوح فشار و مکش تیغه ایجاد میشوند، با جریانهای عبوری از گذرگاهها ترکیب شده و یک گرداب مارپیچ به نام گرداب نشتی نوک ايجاد مىكنند. عملكرد فن شديداً تحت تأثير رفتار اين گرداب مارپیچ قرار گرفته و با افت انرژی جریان در راستای محوری و درنتیجه کاهش بازده و افزایش سطح صدای تولیدی مواجه می گردد (۳, ۱۲, ۲۱]. دستهی دیگری از ناپايداريها كه در منطقه ريشه، روى سطح توپي و همچنین سطح مکش تیغه و در اثر جدایش جریان در زوایای حمله بالاتر ایجاد می شوند، در دبی های جریان کمتر گسترش یافته و درنتیجه فن را از محدوده عملکردی بهینه خارج کرده و وارد محدوده عملکردی واماندگی مینماید[۲۲].







شکل (۱۵): خطوط جریان در نمای تیغه به تیغه (الف) در ۱۰٪ طول تیغه(نزدیک ریشه تیغه)، (ب) در ۵۰٪ طول تیغه و (ج) در ۹۰٪ طول تیغه(نزدیک نوک)

همان گونه که در شکل ۱۶ دیده می شود، گسترش ناپایداری های منطقه ریشه و سطح مکش تیغه های فن مورد بررسی، در جریان های کمتر از (m³/s) ۲۶ بسیار شدیدتر می باشد و این امر موجب افت عملکرد فن در افزایش فشار استاتیکی و ورود به منطقه استال است.





شکل (۱۶): خطوط جریان در نمای نصفالنهاری روی تیغه الف) (Q=36 (m3/s) ج) ج) (m3/s) (Q=22 (m3/s) (m3/s)

این در حالی است که خطوط جریان در جریانهای با دبی حجمی بیشتر از (m³/s) ۲۶ از یکنواختی مناسبی برخوردار بوده و انحراف کمتری در خطوط جریان منطقه ریشه تیغه در آنها مشاهده میشود.

در ادامه می توان بر اساس گسترش گردابها در محدوده ریشه و نوک تیغه، محدوده عملکردی فن را در دو ناحیه پایدار(جریانهای حجمی بالاتر از(m³/s) و ناحیه عملکردی ناپایدار(جریانهای حجمی کمتر از

۲۶ (m³/s) ۲۶ تقسیم بندی نمود. در منحنی عملکرد شکل ۱۷ محدوده های پایدار و ناپایدار عملکردی فن و خطوط جریان مربوط به هر منطقه نشان داده شده اند.

۱۱- نتیجهگیری

در مطالعه حاضر یک فن محوری بازگشتپذیر مورد تحلیل عددی قرار گرفته است. نتایج این مطالعه به شرح زیر ارائه می گردد:

۱- پارامترهای عملکردی فن مانند دبی جریان، افزایش فشار استاتیکی و فشار کل، فشار دینامیکی و بازده محاسبه شده و در قالب منحنی عملکرد که یکی از مهم ترین مشخصات عملکردی فنهاست ارائه شده است. بررسی منحنی عملکرد فن نشان میدهد فن موردنظر در محدوده دبی جریان بالاتر از (۲۶(m³/s) در ناحیه عملکردی پایدار قرار گرفته و درحالیکه مشخصات استال و گسترش ناپایداری هنوز در آن مشاهده نشده است، فن میتواند نقش افزایش فشار استاتیکی جریان عبوری از تیغهها را بهخوبی ایفا کند

۲- بررسی کیفی خطوط جریان و گردابها نشان میدهد
که با کاهش دبی جریان از (m³/s) ۲۶ در اثر افزایش زاویه
حمله در لبه ورودی تیغه، گسترش گردابهای منطقه ریشه
میشود. بنابراین محدوده جریانهای کمتر از (m³/s) ۲۶ (m³/s)
۲۶ (m³/s) میشود. بنابراین محدوده جریانهای کمتر از (m³/s) ۲۶
۳- بیشترین ناپایداری و گرداب در منطقه نوک تیغه ناشی
۱ز جریان نشتی در فاصله لقی نوک تیغه و همچنین روی
سطح مکش تیغه ناشی از جدایش دیده میشود که میتوان
با استفاده از روشهای کنترل جریان روی سطح تیغه این
۲۶ می داد.

+ با توجه به تطابق قابلقبول نتایج حل عددی حاضر با نتایج تجربی می توان گفت استفاده از مدل آشفتگی SST k – ω می تواند دقت خوبی در مدل سازی عددی فن داشته باشد. از آنجاکه مدل آشفتگی مذکور نیاز به مش های ریزتری در نزدیکی دیواره دارد، افزایش تعداد مش امری اجتناب ناپذیر است که البته می توان با مدل سازی یک گذرگاه از فن، حجم و زمان محاسبات را کاهش داد.



شکل(۱۷): محدودههای عملکردی پایدار و ناپایدار فن و خطوط جریان متناظر

axial flow fan," J Sound Vib, vol. 393, pp. 425-441, 2017.

https://doi.org/10.1016/j.jsv.2017.01.011

- Luo, B., Chu, W., and Zhang, H., "Tip leakage flow and aeroacoustics analysis of a low-speed axial fan," Aerosp Sci Technol, vol. 98, pp. 105700, 2020. https://doi.org/10.1016/j.ast.2020.105700
- Gullberg, P., and Sengupta, R., Axial fan performance predictions in CFD, comparison of MRF and sliding mesh with experiments, 0148-7191, Sae Technical Paper, 2011.
- 15. Tian, W., Ozbay, A., Wang, X., and Hu, H., "Experimental investigation on the wake interference among wind turbines sited in atmospheric boundary layer winds," Acta Mech Sinica, vol. 33, pp. 742-753, 2017. https://doi.org/10.1007/s10409-017-0684-5
- Ghorbanian, K., Soltani, M. R., and Manshadi, M. D., "Experimental investigation on turbulence intensity reduction in subsonic wind tunnels," Aerosp Sci Technol, vol. 15, no. 2, pp. 137-147, 2011. https://doi.org/10.1016/j.ast.2010.06.009
- Wilcox, D. C., "Reassessment of the scaledetermining equation for advanced turbulence models," Aiaa J, vol. 26, no. 11, pp. 1299-1310, 1988. https://doi.org/10.2514/3.10041
- Menter, F. R., "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications," Aiaa Journal, vol. 32, no. 8, pp. 1598-1605, 1994. https://doi.org/10.2514/3.12149
- Khoshnejad, A., Ebrahimi, R., and Pouryoussefi, S. G., "Numerical investigation of plasma actuator induced forcing direction on the performance of a low-speed isolated axial compressor rotor," J Electrostat, vol. 118, pp. 103732, 2022. https://doi.org/10.1016/j.elstat.2022.103732
- Menter, F. R., Kuntz, M., and Langtry, R., "Ten years of industrial experience with the SST turbulence model," Turbulence, Heat Mass Transfer, vol. 4, no. 1, pp. 625-632, 2003.
- Anzalotta, C., Joshi, K., Fernandez, E., and Bhattacharya, S., "Effect of forcing the tip-gap of a NACA0065 airfoil using plasma actuators: a proof-of-concept study," Aerosp Sci Technol, vol. 107, pp. 106268, 2020. https://doi.org/10.1016/j.ast.2020.106268
- 22. R. K. Turton, Principles of Turbomachinery, Second Eddition ed., 1995.

۱۲- مراجع

- Spasić, Ž., Jovanović, M., and Bogdanović-Jovanović, J., "Design and performance of lowpressure reversible axial fan with doubly curved profiles of blades," J Mech Sci Technol, vol. 32, no. 8, pp. 3707-3712, 2018. https://doi.org/10.1007/s12206-018-0723-6
- 2. McKenzie, A. B. "Axial flow fans and compressors," Aerodynamic Design and Performance, 1997.
- Keklikoglu, H. "Design, conctruction and performance evaluation of axial Flow fans," 2019.
- 4. Bleier, F. P. "Fan handbook: Selection, application, and design": McGraw-Hill., 1998.
- Moghadam, S. M. A., Meinke, M., and Schröder, W., "Analysis of tip-leakage flow in an axial fan at varying tip-gap sizes and operating conditions," Computers and Fluids, vol. 183, pp. 107-129,2019. https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2019.01.014
- Lee, H., Park, K., and Choi, H., "Experimental investigation of tip-leakage flow in an axial flow fan at various flow rates," J Mech Sci Technol, vol. 33, no. 3, pp.1271-1278,2019. https://doi.org/10.1007/s12206-019-0227-z
- Benedek, T., Vad, J., and Lendvai, B., "Combined acoustic and aerodynamic investigation of the effect of inlet geometry on tip leakage flow noise of free-inlet free-exhaust low-speed axial flow fans," Appl Acoust, vol. 187, pp. 108488, 2022. https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108488
- Abdolmaleki, M., Mohammadian Bishe, E., Afshin, H., and Farhanieh, B., "Numerical and experimental study of a reversible axial flow fan," Int J Comput Fluid, vol. 34, no. 3, pp. 173-186, 2020.

https://doi.org/10.1080/10618562.2020.1721481

- Wang, J., and Kruyt, N. P., "Computational fluid dynamics simulations of aerodynamic performance of low-pressure axial fans with small hub-to-tip diameter ratio," J Fluid Eng-T Asme, vol. 142, no. 9, pp. 091202, 2020. https://doi.org/10.1115/1.4047120
- Abdolmaleki, M., Afshin, H., and Farhanieh, B., "Performance analysis of elliptic-profile airfoil cascade for designing reversible axial flow fans," AIAA J, vol. 57, no. 4, pp. 1492-1501, 2019. https://doi.org/10.1063/5.0143486
- 11. Jung, J. H., and Joo, W.-G., "The effect of the entrance hub geometry on the efficiency in an axial flow fan," Int J Refrig, vol. 101, pp.90-97,2019.

https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.02.026

12. Tóth, B., and Vad, J., "Algorithmic localisation of noise sources in the tip region of a low-speed