

بررسی پارامترهای طراحی موثر بر عملکرد فن محوری

کارشناسی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، ma313sw@gmail.com
دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، mjafari@tabrizu.ac.ir
دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، mohsenzeinali@live.com

محمد رضا علیزاده
محرم جعفری*
محسن زینالی

چکیده

فن‌ها قلب تپنده سیستم بوده و نقش بسزایی در فرایند تولید در صنایع ایفا می‌کنند. هدف از این تحقیق تحلیل جریان عبوری از فن فروصوت محوری و بررسی پارامترهای موثر بر عملکرد فن محوری می‌باشد. طراحی فن با نرم‌افزار Solidworks و شبیه‌سازی‌ها در نرم‌افزار CFX با مدل‌های آشفتگی SST k- ω و k- ϵ انجام شده است. در بررسی توزیع فشار و جدایش جریان مشاهده می‌شود که جدایش جریان در قسمت پشت لبه‌ی حمله پره اتفاق می‌افتد و هرچه به نوک پره نزدیک می‌شویم گردابه‌های حاصل از جدایش جریان نزولی می‌شود. همچنین تاثیر تغییر طول پرها و زاویه‌ی آن‌ها مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد در سرعت‌های دورانی مختلف زاویه‌ی بهینه‌ی پره متفاوت است و با افزایش دور فن بیشینه‌ی درصد کارایی فن در زاویه‌ی حمله‌ی کوچک‌تری اتفاق می‌افتد. با افزایش ۲۰ درصدی طول پره دبی خروجی فن به میزان ۴۷/۵٪ و توان مصرفی فن به‌اندازه‌ی ۵۳٪ افزایش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: فن محوری، زاویه حمله، جدایش جریان، سرعت دورانی، هندسه‌ی پره.

investigation of design parameters affecting the performance of the axial fan

M. Alizadeh

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

M. Jafari

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

M. Zeinali

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

The Fans are the beating heart of the system and play an important role in the production process in industry. The objective of this paper is the numerical study of flow through an axial fan and examining the effects of fan design parameters on the performance of the fan. Fan design is done with SolidWorks software and the SST-k- ω and k- ϵ turbulence models are applied in the simulation which are done using CFX software. In the study of pressure distribution and current separation, occurs at the back of the blade attack edge, and as we get closer to the tip of the blade, the vortices resulting from the separation of the flow become decreasing. The effect of changing the length of the blades and their angle has also been studied. The results show that at different rotational speeds, the optimal blade is different and with increasing fan speed, the maximum fan efficiency percentage occurs at a smaller attack angle. By increasing the blade length by 20% the fan output increases 47.5% and the fan power consumption increases by 53%.

Keywords: Axial Fan, Attack Angle, Flow Separation, Rotational Speed, Blade Geometry.

و پمپ‌ها بیش از یک چهارم انرژی الکتریکی مصرفی در یک کارخانه را به خود اختصاص می‌دهند. با توجه به نقش فن‌ها در صنعت و همچنین پتانسیل صرفه‌جویی بالای آن‌ها، آشنایی با این تجهیزات از اهمیت بالایی برخوردار است.

اهمیت بررسی پدیده‌های فیزیکی در فرایند عملکرد توربوماشین‌ها با توجه به کاربرد گسترده آن‌ها در صنایع هوایی، نیروگاهی و نفت و گاز موضوعی غیرقابل انکار می‌باشد. به‌طوری که فن‌ها به‌عنوان یکی از تجهیزات جانبی در نیروگاه‌های تولید برق، حدود ۱/۵ تا ۲/۵ درصد از برق تولیدی را مصرف می‌کنند [۲].

بررسی‌های زیادی توسط محققان روی پارامترهای موثر بر عملکرد فن‌ها و پمپ‌ها انجام گرفته است. لین و هانگ [۳] به‌صورت عددی و تجربی تاثیر پارامتر زاویه و همچنین محافظ فن سانتیفیوژ را بررسی کردند. در این مطالعه برای طراحی صحیح پره، از یک فن صنعتی استفاده کردند و یک مدل به‌اندازه‌ی واقعی با دستگاه CNC ساختند. با تطابق دادن داده‌های تجربی و عملی یک متد موثق برای طراحی

۱- مقدمه

فن دستگاهی است که برای ایجاد جریان درون سیال مانند هوا استفاده می‌شود. یک فن از یک بخش چرخشی پره‌ها و یا تیغه‌ها تشکیل شده است که روی هوا عمل می‌کنند. فن‌ها معمولاً در نوعی محفظه یا پوشش قرار دارند [۱] که جریان هوا را هدایت می‌کنند، و با جلوگیری از تماس اشیاء با پره‌های فن، ایمنی را افزایش می‌دهند. بیشتر فن‌ها از موتورهای الکتریکی تغذیه می‌شوند، اما ممکن است از منابع دیگر انرژی هم استفاده کنند، از جمله موتورهای هیدرولیک، اهرم‌های دستی و موتورهای احتراق داخلی. فن‌ها جریان هوا با حجم زیاد و فشار کم (گرچه بالاتر از فشار محیط) تولید می‌کنند؛ برخلاف کمپرسورها که فشار بالایی را در حجم نسبتاً کم تولید می‌کنند. یک تیغه فن (پره) اغلب در معرض جریان هوا به حرکت درمی‌آید و دستگاه‌هایی که از این مزیت استفاده می‌کنند مانند توربین‌های بادی و آنومتر، اغلب دارای طرح‌هایی مشابه با فن هستند. به‌طور معمول فن‌ها

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mjafari@tabrizu.ac.ir

توریوم‌شاین‌ها ارائه کردند. یانگ و همکارانش [۴] تأثیر کاهش قطر پروانه را بررسی قرار کردند. نتایج مشاهدات تجربی و عددی نشان می‌داد که با کاهش قطر و سرعت چرخش پروانه، نقطه عملکردی به دبی پایین‌تری منتقل می‌شود و مقدار راندمان این نقطه نیز حدود ۴ درصد کاهش می‌یابد. کریشنا و همکاران [۵] به بررسی عددی صدای فن‌های خنک‌کننده پرداخته‌اند و با تغییر پارامترهایی به کاهش صدای فن رسیده‌اند. اسچیت و همکاران [۶] به مطالعه عددی و تجربی زاویه‌ی پره در فن‌های شعاعی پرداخته و داده‌های تجربی و عددی را باهم مقایسه کردند. هیو و همکاران [۷] تأثیر محافظ و پوشش فن را در کاهش صدای تولیدی بررسی کردند. داده‌های تجربی نشان داد که وجود محافظ در فن‌ها به کاهش صدای آن‌ها کمک می‌کند. پاتاک و همکاران [۸] به مطالعه‌ی جریان در ونتیلاتور یک طبقه با مدل آشفستگی $k-\omega$ پرداخت. آن‌ها با افزایش نرخ دبی توانستند ضریب فشار خروجی را به دست آورند. چن و همکاران [۹] تأثیر فضای خالی فن‌ها و پوشش فن در عملکرد فن را به‌صورت عددی و تجربی مورد بررسی قرار دادند. در این مطالعه داده‌های تجربی نشان از درست بودن داده‌های عددی بود. گوانگ لی [۱۰] به‌صورت عددی و تجربی به تحلیل جریان‌های سیالات پایدار با لزجت‌های مختلف در حالت پمپی و توربینی پرداخت. اثرات لزجت مایع در مشخصات جریان و عملکرد هیدرولیکی توربین به‌وضوح نشان داده که سرعت جریان، هد کل و بازده هیدرولیکی توربین با افزایش لزجت در نقطه عملکردی بالا رفته است، تلفات هیدرولیک توربین به‌طور عمده در پروانه و لوله مکش رخ می‌دهد. افزایش لزجت باعث افزایش تنش برشی دیواره و موجب کاهش بازده توربین می‌شود. محمدی پور و همکارانش [۱۱] به‌صورت عددی و تجربی به بررسی پارامترهای هندسی پروانه جهت افزایش بازده پمپ معکوس پرداختند و به‌صورت عددی نشان دادند که استفاده از هفت پره، انحنا دار کردن لبه ورودی به همراه پخ سمت مکش و پره‌های جداکننده با طول ۲۰ درصد نسبت به طول کلی پره، به‌طور مستقل راندمان نقطه طراحی را به ترتیب ۰/۰۶، ۱/۷ و ۱ درصد ارتقا می‌دهند. سپس آن‌ها به بررسی تأثیر هم‌زمان پارامترهای هندسی پرداختند نتایج نشان از افزایش ۲ درصدی بازده در شرایط کاری نقطه طراحی داشت. لی و همکاران [۱۲] برای بهینه‌سازی فن‌های محوری مؤلفه‌هایی از فن از جمله پروفیل و ضخامت پره را تغییر دادند تا به راندمان حداکثری دست یابند. اسوورپ ام. پی. و همکاران [۱۳] به‌صورت عددی یک فن بدون محافظ و در فشار محیط (پنکه سقفی) با تعداد پره پایین را مورد بررسی قرار دادند که نتایج آن‌ها نشان داد که بهترین زاویه برای پره پنکه سقفی ۸ درجه بوده است. ویتوریو بتا و همکاران [۱۴] یک تونل حاوی فن را به‌صورت دو بعدی بررسی کردند و اثر تغییرات زاویه فن را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها اثر پارامترهای دیگر مثل عدد رینولدز و قطر فن و همچنین تعداد فن را مورد بررسی قرار دادند. یاو و همکاران [۱۵] جریان لایه‌مرزی تیغه را در یک کمپرسور کم‌فشار بررسی کردند. در داخل لایه‌مرزی نرخ انتقال ویک در طرف سطح مکشی نسبت به سطح فشار بزرگ‌تر است. غفوری و همکاران [۱۶] پمپ جریان بالا را در نرم‌افزار CF Turbo طراحی کردند. آن‌ها با استفاده از نرم‌افزار فلونت توانستند شکل هیدرولیکی دیفیوزر پره‌ها را به دست آورند. سپس با استفاده از مدل آشفستگی $k-\omega$ فشار توزیعی را در مقدار جریان‌های مختلف به دست آوردند. درنهایت

مقایسه‌ی داده‌های تجربی و عددی نشان داد که نتایج به دست آمده صحیح می‌باشد. قربانیان و همکاران [۱۷] به مطالعه‌ی خواص جریان در کمپرسورهای محوری در شرایط ناپایدار پرداختند. آن‌ها حل‌گر حجم محدود متغیر را با مدل‌های آشفستگی $k-\omega$ و... گسترش دادند و کاهش مقدار دبی جرمی را در یک نمودار ترسیم کردند. طحانی و همکاران [۱۸] تأثیر تغییرات هندسی چرخ متحرک در عملکرد حالت توربینی پمپ سانتریفیوژ را بررسی کردند. با مقایسه‌ی نتایج تجربی و عددی به این نتیجه رسیدند که بازده توربینی پمپ همیشه کمتر از حالت پمپ است. در صورت انتخاب صحیح پمپ این میزان کمتر خواهد شد. همچنین کاهش ضخامت در حالت توربینی سبب کاهش اثرات جدایش در پره‌ها و افزایش پارامترهای هیدرولیکی هد و گشتاور در نزدیکی نقطه عملکردی خواهد شد. زو و ولف [۱۹] با استفاده از دو مدل آشفستگی $k-\epsilon$ استاندارد و اسپالارت-آلماراس، جریان گذر صوتی را در پره‌های یک فن با نواحی جداشده جریان شبیه‌سازی نمودند. نتایج حاصله نشان‌دهنده‌ی این بود که در ناحیه جدایش، مدل اسپالارت-آلماراس نتایج بهتری از مدل $k-\epsilon$ اسپالارت استاندارد ارائه می‌نماید. آن‌ها در این تحقیق، اثر نوسان پره میانی کسکید را بر توزیع فشار پره‌های مجاور آن مورد بررسی قرار دادند. احقافی و همکاران [۲۰] به بررسی تأثیر تعداد پره‌ها بر روی عملکرد پمپ گریز از مرکز پرداختند. نتایج حاصله مبین این نکته است که با چشم‌پوشی از بیشترین بازده، برای گرفتن هد بیشتر و کاهش احتمال کاویتاسیون می‌توان از پمپ با تعداد پره‌های بالاتر استفاده نمود. همچنین بیشترین بازده عملکرد در این پمپ بخصوص، مربوط به پمپ ۶ پره می‌باشد. پک نیک و همکاران [۲۱] سه مدل آشفستگی و چندین شدت آشفستگی جریان آزاد مختلف را برای شبیه‌سازی جریان در استاتور یک توربین گذر صوتی بکار برده‌اند. نتایج حاصله حاکی از آن است که مدل‌های مختلف آشفستگی و یا حتی ضرایب مختلف در یک مدل خاص، می‌تواند نتایج بسیار متفاوتی را نتیجه دهد. نتیجه مهم دیگر این پژوهش مبین این مطلب است که در لایه‌مرزی کاملاً آشفته چسبیده به پره (جریان جدا نشده)، تمامی مدل‌های آشفستگی چنانچه به‌خوبی کالیبره شوند، نتایج قابل قبولی را ارائه می‌دهند و تفاوت نتایج حاصله از مدل‌های آشفستگی در جایی رخ می‌دهد که جریان جداشده و یا کاملاً جداشده وجود داشته باشد.

از فن‌های جریان محوری برای خنک کردن تجهیزات الکترونیکی زیادی مانند سرورها، ترانسفورماتورهای نیروگاهی یا تراشه‌های رایانه‌ای مانند پردازنده‌ها استفاده می‌شود. لذا در این تحقیق پارامترهای طراحی موثر بر عملکرد فن‌های محوری مورد بررسی قرار گرفته است. یکی از اساسی‌ترین و از موثرترین پارامترهای طراحی فن، پارامتر زاویه‌ی حمله‌ی پره و ابعاد پره می‌باشد که در این پژوهش میزان تأثیر این موضوع بررسی گردیده است. عامل مهمی که این مقاله را از سایر مطالعات مجزا می‌کند نتایج حاصل از بررسی تأثیر زاویه‌ی حمله‌ی پره در عملکرد فن می‌باشد. در این پژوهش جریان سیال یک فن صنعتی توسط نرم‌افزار CFX شبیه‌سازی و تحلیل شده است و رابطه بین پارامتر زاویه پره، طول پره، دور فن با دبی، فشار استاتیک و توان مصرفی تعیین می‌شود و نهایتاً زاویه‌ی بهینه پره در سرعت‌های دورانی مختلف به دست می‌آید.

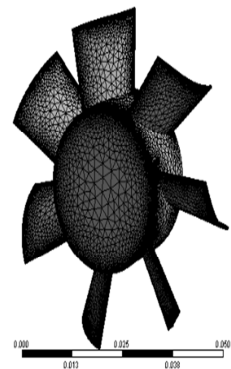
۲- تعریف مسئله

در این مطالعه برای بررسی اعتبار شبیه‌سازی از یک مدل سه بعدی فن صنعتی با ۷ پره که توسط نرم‌افزار Solidworks طراحی شده استفاده شده است. در شکل ۱ تصویر فن نشان داده شده است. ابعاد کلی فن بدین صورت است که قطر آن ۵۳ میلی‌متر و پهنا ۱۵ میلی‌متر است. بعد از تولید مش و شبیه‌سازی عددی، داده‌های خروجی با منحنی ویژگی فن صنعتی مقایسه شده است. به‌منظور شبیه‌سازی جریان فن از نرم‌افزار CFX استفاده شده است. در این بررسی جریان و توزیع فشار در اطراف پره نیز مورد مطالعه قرار گرفته است.



شکل ۱- فن محوری رندر شده با نرم‌افزار Solidworks

برای ایجاد شبکه از نرم‌افزار Ansys Mesh استفاده شده است. این نرم‌افزار توانایی ایجاد شبکه بی‌سازمان و سازمان‌یافته را دارد. به‌منظور صرفه‌جویی در تعداد المان‌های شبکه و به دست آوردن یک جواب مناسب از یک ترکیب شبکه‌بندی هرمی و گوه‌ای برای شبکه‌بندی فن استفاده شده است تا امکان تراکم گره‌ها و المان‌ها به‌طور محلی در موقعیت به خصوصی از هندسه وجود داشته باشد و سطوح با دقت بیشتری گسسته شوند. در شکل ۲ شبکه‌بندی نشان داده شده است. برای شبکه‌بندی از ۱۳۲۳۶۲۸ المان استفاده شده است.



شکل ۲- شبکه‌بندی فن محوری در Ansys Mesh

در این شبیه‌سازی از دو مدل آشفتگی k-ε و SST k-ω برای بررسی دقت هر کدام از آن‌ها به کار رفته است. همچنین سرعت دورانی فن در این بررسی ۳۹۰۰ دور بر دقیقه در نظر گرفته شده است. مشخصات سیال مورد مطالعه عبارت است از:
دمای هوا ۲۵ درجه‌ی سلسیوس، چگالی هوا ۱/۱۸ کیلوگرم بر مترمکعب و لزجت دینامیکی ۵-۱/۸۶e کیلوگرم بر متر ثانیه در نظر گرفته شده است.

۳- معادله‌های حاکم

معادلات حاکم بر مسئله شامل معادله‌ی پیوستگی و ناویر-استوکس^۱ می‌باشد. از آنجا که در بیشتر کاربردهای مهندسی جریان‌ها آشفته هستند؛ برای حل جریان آشفته معمولاً مشخصات جریان به دو جز متوسط زمانی و نوسانی تجزیه شده و از معادلات پیوستگی و ناویر استوکس در زمان متوسط گیری می‌گردد. حل این معادلات با توجه به‌ظاهر شدن جمله‌های اضافی در بخش اغتشاشی معادلات حاکم امکان‌پذیر نمی‌باشد. برای ایجاد امکان حل معادلات حاکم، معمولاً تنش‌های رینولدز برحسب گرادیان سرعت متوسط جریان با استفاده از مدل‌های مختلف آشفته تقریب زده می‌شوند.

۳-۱- معادله‌ی پیوستگی

معادله‌ی پیوستگی برای سرعت نسبی در چارچوب چرخان برای سیال تراکم ناپذیر، ناپایا و نیوتنی به‌صورت ذیل می‌باشد [۲۳،۲۲]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}_r) = 0 \quad (1)$$

در رابطه‌ی بالا \vec{V}_r سرعت نسبی سیال نسبت به چارچوب دوار در جریان تراکم ناپذیر است.

معادلات ناویر- استوکس:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \vec{V}_r}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}_r \vec{V}_r) + \rho (2\vec{\Omega} \times \vec{V}_r + \vec{\Omega} \times \vec{\Omega} \times \vec{r}) \\ = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \vec{\nabla} \cdot (\tau_r) \end{aligned} \quad (2)$$

همچنین:

$$\tau_r = (\mu + \mu_t) (\vec{\nabla} \vec{V}_r + \vec{\nabla} \vec{V}_r^T) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3)$$

معادلات SST k-ω:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (4)$$

$$\rho \omega \left(\frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (5)$$

¹ Navier - stocks

۳-۲- روابط عملکرد فن‌ها

با استفاده از روابط زیر می‌توان مقادیر بازده مکانیکی، بازده استاتیکی، فشار کل، سرعت، فشار سرعت و روابط بین دبی و توان مصرفی را برای یک فن محاسبه نمود:

$$\text{Mechanical Efficiency : ME} = \frac{\text{CFM} \times \text{TP}}{6356 \times P} \times 100 \quad (6)$$

$$\text{Static Efficiency : SE} = \frac{\text{CFM} \times \text{SP}}{6356 \times P} \times 100 \quad (7)$$

$$\text{Total Pressure : TP} = \text{SP} + \text{VP} \quad (8)$$

$$\text{Velocity : V} = \text{CFM} / \text{Area in Sq.Ft} \quad (9)$$

Velocity Pressure :

$$\text{VP} = (\text{density in pounds per cubic foot}) \times (\text{V}/1096.7)^2 \quad (10)$$

در رابطه فوق CFM دبی حجمی، P توان مصرفی و SP فشار استاتیک می‌باشد. در روابط سرعت برحسب فوت بر دقیقه و فشار برحسب اینچ ستون آب می‌باشد.

رابطه بین دبی و توان مصرفی با دور فن به صورت ذیل می‌باشد:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (11)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad (12)$$

در روابط فوق N دور فن، Q دبی و P توان مصرفی می‌باشد. همچنین برای به دست آوردن گشتاور وارد به فن یا سیال از رابطه‌ی زیر استفاده می‌کنیم:

$$T = \rho Q r V_t \quad (13)$$

در معادله فوق Q دبی، V سرعت، ρ چگالی و r شعاع می‌باشد.

۳-۳- معادله منحنی سیستم:

از معادله زیر می‌توان برای پیدا کردن نقاط دیگری بر روی خط عملکرد سیستم، هنگامی که SP1 و CFM1 معلوم می‌باشد، استفاده کرد.

$$\text{SP2} = \text{SP1} \times \left(\frac{\text{CFM2}}{\text{CFM1}}\right)^2 \quad (14)$$

۴-۳- قوانین عمومی فن‌ها:

از قوانین فن‌ها برای تبدیل عملکرد یک فن با یکسری از متغیرها (از قبیل اندازه، سرعت و چگالی گاز) استفاده می‌شود. فرض کنید یک فن با یک اندازه و سرعت خاص آزمایش شده است و عملکرد آن برای چگالی هوای استاندارد به دست آمده است؛ سپس ما می‌توانیم با استفاده از قوانین عمومی فن‌ها، عملکرد فن دیگری را با هندسه یکسان

بدون انجام آزمایش به دست آوریم. این قوانین را قوانین عمومی فن‌ها می‌نامند، زیرا می‌توان آن‌ها را برای انواع فن بکار برد؛ فن‌های جریان محوری، فن‌های سانتریفیوژ، هواکش‌های پشت‌بامی، فن‌های سانتریفیوژ محوری، دمنده‌های جریان متقاطع، دمنده‌های گردبادی. از دیگر کاربردهای قوانین فن‌ها هنگامی می‌باشد که می‌خواهیم عملکرد یک فن موجود را تغییر دهیم. به دو دلیل ممکن است نیاز به تغییر عملکرد یک فن داشته باشیم:

۱- سیستم یا محیط به حجم هوای بیشتری نیاز داشته باشد.

۲- فشار استاتیک یک سیستم واقعی با مقداری که در طراحی محاسبه شده است متفاوت باشد.

۴- شرایط مرزی

در این مطالعه فرض بر این گرفته شده است که انتقال گرما بسیار ناچیز است. طبق جدول ۱ در قسمت ورودی فشار ۱ اتمسفر و در قسمت خروجی دبی جرمی به‌عنوان شرایط مرزی تعیین شده است. محفظه‌ی فن به‌عنوان دیواره در نظر گرفته شده که بدون لغزش و صاف می‌باشد. بیشینه عدد ماخ در این مطالعه ۰/۰۳۵ می‌باشد که کمتر از ۰/۳ است؛ بنابراین سیال مورد استفاده به‌صورت تراکم ناپذیر فرض شده است. دبی حجمی به دبی جرمی تبدیل شده و سپس دبی جرمی در قسمت خروجی تعیین شده است. به‌عنوان مثال به‌جای دبی حجمی ۱۸/۲CFM، دبی جرمی ۰/۰۰۷۳ کیلوگرم بر ثانیه در مرز خروجی اعمال شده است [۲۴]. برای کمیت آشفستگی تابع دیواره به‌صورت خودکار انتخاب شده است. برای سادگی شبیه‌سازی در شرایط حالت پایا و شدت آشفستگی در مرز ورودی ۵٪ اعمال شده است.

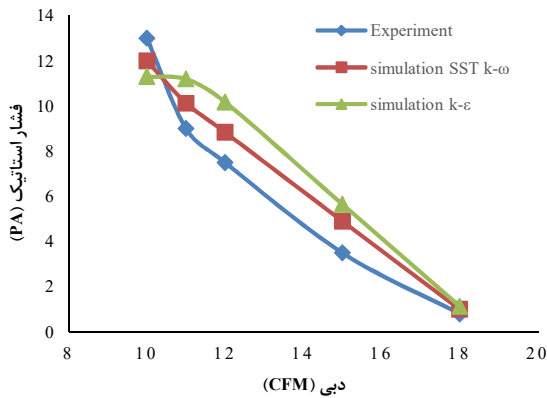
جدول ۱- شرایط مرزی

دبی حجمی (CFM)	فشار کل ورودی (atm)	دبی جرمی خروجی (Kg/s)
۱۰	۱	۰/۰۰۴۷۱
۱۱	۱	۰/۰۰۵۱۹
۱۲	۱	۰/۰۰۵۶۶
۱۵	۱	۰/۰۰۷۰۸
۱۸	۱	۰/۰۰۸۴۹

۵- حل عددی جریان

در مطالعه حاضر از نرم‌افزار Ansys CFX برای حل سه بعدی معادلات ناویر-استوکس متوسط گیری شده در شرایط کاری مختلف استفاده شده است. این حل گر یک کد سی اف دی سه بعدی است که بر پایه دیدگاه حجم محدود و میان یابی المان محدود با مقادیر ذخیره شده در گره‌های محاسباتی استفاده می‌کند [۲۵]. استفاده از این نرم‌افزار، خصوصاً در جریان‌های توربوماشینری و آیرودینامیکی موجب دست‌یابی سریع به نتایجی دقیق می‌گردد، به دلیل استفاده از روش حل کوپل شبه گذرا در فیزیک‌های پایا، از همگرایی بالایی برخوردار است. گسترش مدل‌های آشفستگی آن نسبتاً مناسب بوده، لیکن در

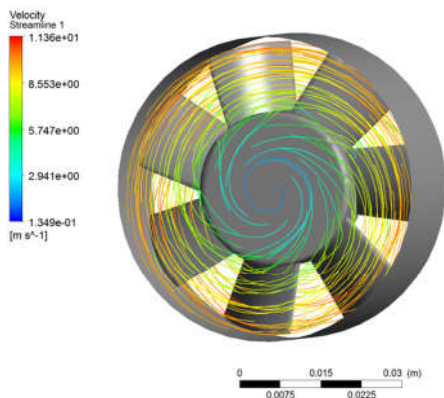
مطالعه از روش SST استفاده شده است. علت این خطاها می‌تواند قطع معادلات دیفرانسیل و در نظر نگرفتن تلفات جریان و خطاهای دیگر در حل عددی باشد.



شکل ۴- مقایسه بین داده‌های عددی و تجربی در دور ۳۹۰۰rpm

۸- بررسی توزیع فشار و جدایش جریان

شکل ۵ خطوط جریان و سرعت سیال را در دور ۳۹۰۰ دور بر دقیقه در نواحی مختلف فن نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود سرعت جریان در نواحی دورتر از مرکز بیشتر از قسمت مرکزی می‌باشد یعنی هرچه قدر از مرکز به سمت نوک پره می‌رویم سرعت سیال افزایش می‌یابد و بیشینه‌ی سرعت سیال در نوک پره اتفاق می‌افتد. برای مدل‌های با هاب کوچک‌تر گرداب حاصله نیز کوچک‌تر است. همچنین گردابه‌های حاصل از جدایش جریان در قسمت پایه‌ی پره بزرگ‌تر از قسمت‌های دیگر است و هرچه به نوک پره نزدیک می‌شویم گردابه‌های تشکیل شده نزولی می‌شود.



شکل ۵- کانتور سرعت و خطوط جریان در دبی ۱۷CFM

شکل ۶ کانتور فشار را در قسمت خروجی و پشت فن نشان می‌دهد. با توجه به شکل جدایش جریان در پشت لبه‌ی حمله پره اتفاق می‌افتد و فشار در این ناحیه کاهش می‌یابد. در لبه‌ی فرار پره جدایش جریان وجود ندارد و در این ناحیه فشار از بقیه نواحی بیشتر است؛ بنابراین فشار از لبه‌ی حمله تا لبه‌ی فرار افزایشی می‌باشد.

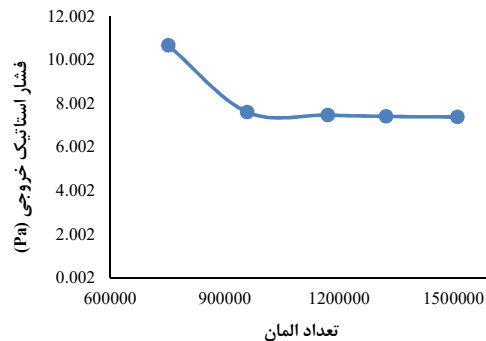
فیزیک‌های خاص مانند جریان در هندسه‌های دارای مرز متحرک و همچنین فیزیک‌های واکنشی از توانایی بالاتری برخوردار است.

۶- بررسی استقلال از شبکه مدل اعتبار سنجی

به‌منظور بررسی اطمینان از مستقل بودن جواب‌ها از تعداد المان‌ها، از چندین شبکه با تعداد المان‌های مختلف استفاده گردید و فشار استاتیکی خروجی توسط هر کدام محاسبه شد. این روند تا جایی طی شد که خطا به کمتر از ۱٪ برسد. نمودار مربوط به تغییرات فشار استاتیکی خروجی نسبت به تعداد المان‌های شبکه در شکل ۳ نشان داده شده است. همچنین مقادیر دقیق تعداد المان‌ها، مقادیر فشار استاتیکی و درصد خطای مربوط به هر کدام در جدول ۲ نشان داده شده است. با توجه به اینکه در شبیه‌سازی با شبکه‌ای با تعداد المان ۱۳۲۳۶۲۸ درصد خطا به زیر ۱ درصد می‌رسد، از این شبکه برای شبیه‌سازی استفاده گردید.

جدول ۲- مقادیر فشار استاتیکی و درصد خطای نسبی برحسب تعداد المان‌ها

تعداد المان‌ها	فشار استاتیکی خروجی (Pa)	درصد خطای نسبی
۷۵۲۸۹۳	۱۰/۶۷	۲۸
۹۵۹۲۰۸	۷/۶۱	۱/۸
۱۱۷۰۹۴۳	۷/۴۷	۰/۸
۱۳۲۳۶۲۸	۷/۴۱	۰/۴
۱۵۱۰۶۶۲	۷/۳۸	-----

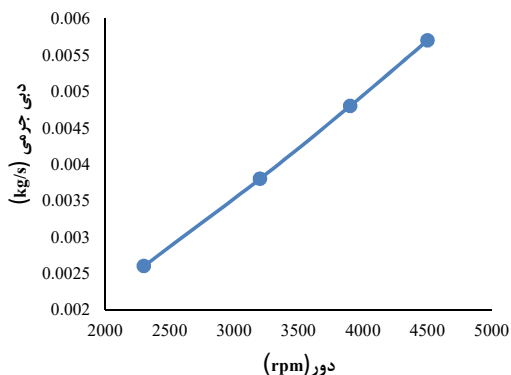


شکل ۳- تغییرات فشار استاتیکی برحسب تعداد المان‌ها در دور ۳۹۰۰ rpm

۷- اعتبار سنجی مدل شبیه‌سازی شده

برای صحت سنجی این بررسی، نتایج عددی با نتایج تجربی مقایسه شده است. برای مقایسه از کاتالوگ فن آی پی ۶۸ شرکت سان آن در دبی‌های مختلف از ۱۰CFM تا ۱۸CFM استفاده شده است [۲۶]. شبیه‌سازی در دور ۳۹۰۰ دور بر دقیقه انجام شده است. نتایج این مقایسه در شکل ۴ آمده است. این نتایج نشان می‌دهد که مدل SST دقیق‌تر و صحیح‌تر از مدل k- ϵ است. طبق نتایج حداکثر خطای مدل SST، ۱۳٪ و حداکثر خطای مدل k- ϵ ، ۳۸٪ است بنابراین در این

دقیقه به ترتیب ۴۲/۲٪ و ۴۳/۵٪ می‌باشد؛ یعنی با افزایش ۱۵ درصدی دور فن کارایی فن به میزان ۱/۳٪ کاهش یافته است.

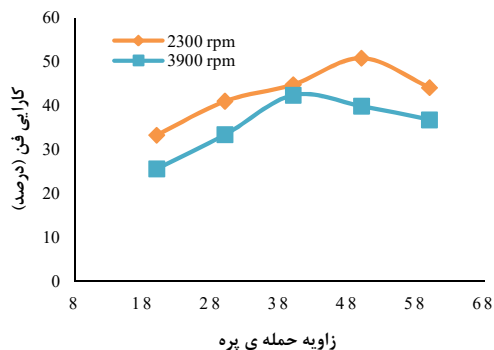


شکل ۸- تغییرات دبی خروجی بر حسب دور

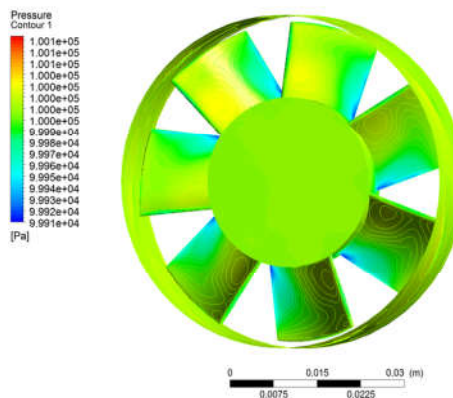
۹-۲- بررسی تاثیر زاویه حمله پره

زاویه پره نقش مهمی در کنترل جدایش جریان دارد؛ بنابراین طراحی فن با زاویه مناسب موجب کاهش جدایش جریان و در نهایت موجب افزایش کارایی فن می‌شود. در این بخش به تاثیر زاویه حمله پره در بهبود عملکرد فن پرداخته شده است. بدین صورت که با تغییر زاویه حمله پره از ۲۰ تا ۶۰ درجه نسبت به محور عمود بر فن، کارایی فن طبق فرمول (۶) در بخش روابط عملکرد فن‌ها محاسبه شده است. علت انتخاب این زاویه وجود نقطه‌ی بهینه در همین رنج در اکثر فن‌های محوری می‌باشد. لازم به ذکر است که ابعاد کلی فن و شکل پروفیل پره تغییری نکرده است. شبیه‌سازی در دو دور مختلف ۲۳۰۰ دور بر دقیقه و ۳۹۰۰ دور بر دقیقه انجام شده است و شرایط مرزی همانند جدول ۱ ثابت می‌باشد. شکل ۹ کارایی فن محوری را در برابر تغییرات زاویه پره در دو دور مختلف ۲۳۰۰ دور بر دقیقه و ۳۹۰۰ دور بر دقیقه نشان می‌دهد.

با توجه به نمودار بیشینه‌ی کارایی فن در سرعت دورانی ۲۳۰۰ دور بر دقیقه در زاویه‌ی ۵۲ درجه می‌باشد که برابر با ۵۴٪ است. در سرعت دورانی ۳۹۰۰ دور بر دقیقه نیز بیشینه‌ی کارایی فن در زاویه‌ی ۴۲ درجه رخ داده که برابر با ۴۴٪ است؛ یعنی با افزایش دور فن زاویه‌ی بهینه‌ی فن از ۵۲ درجه به ۴۲ درجه تبدیل می‌شود.



شکل ۹- کارایی فن در برابر تغییرات زاویه پره در دو دور مختلف



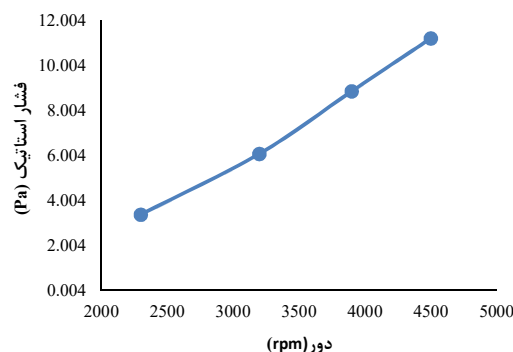
شکل ۶- کانتور فشار در خروجی فن در دبی ۱۲CFM

۹- بررسی عددی تاثیر پارامترهای طراحی

در این مطالعه به بررسی پارامترهای موثر بر عملکرد فن پرداخته شده است. در ابتدا تاثیر تغییر سرعت دورانی فن بر فشار و دبی خروجی و همچنین کارایی فن بررسی شده است. در ادامه تاثیر زاویه پره در کارایی فن در دوره‌های مختلف مطالعه شده است. در نهایت با تغییر طول پره‌ها تغییرات توان مصرفی و دبی خروجی فن بررسی شد.

۹-۱- تغییر سرعت دورانی

در این بخش فشار استاتیک خروجی در دوره‌های مختلف بررسی شده است. این تغییرات از ۴ سرعت دورانی مختلف از ۲۳۰۰ دور بر دقیقه تا ۴۵۰۰ دور بر دقیقه اعمال شده است. طبق شکل ۷ با افزایش سرعت دورانی فن، فشار استاتیک خروجی فن نیز افزایش یافته است. با توجه به نمودار افزایش فشار استاتیک در برابر افزایش دور فن به صورت تقریباً خطی می‌باشد.



شکل ۷- تغییرات فشار استاتیک بر حسب دور

شکل ۸ نشان می‌دهد که با افزایش دور فن از ۲۳۰۰ دور بر دقیقه تا ۴۵۰۰ دور بر دقیقه، دبی خروجی فن نیز افزایش می‌یابد. طبق فرمول (۱۱) در قسمت روابط عملکرد فن‌ها و نمودار، این افزایش به صورت خطی می‌باشد. باید در نظر داشت که افزایش دور فن موجب افزایش جدایش جریان نیز می‌شود که این امر کارایی فن را کاهش می‌دهد. برای مثال با توجه به فرمول (۶) در بخش روابط عملکرد فن‌ها و شکل ۶، کارایی فن در دوره‌های ۴۵۰۰ دور بر دقیقه و ۳۹۰۰ دور بر

جدول ۳- نتایج شبیه‌سازی عددی در فن طول‌های مختلف پره در دور

۳۹۰۰rpm				
طول پره (mm)	دبی خروجی (kg/s)	توان مصرفی (Watt)	درصد تغییر طول پره	درصد تغییر دبی خروجی
۱۲/۵	۰/۰۰۵۱۴	۰/۱۵	-----	-----
۱۵	۰/۰۰۷۵۷	۰/۲۳	۲۰	۴۷/۵
۱۷/۵	۰/۰۱۰۲	۰/۳۵	۲۰	۳۴/۵
۲۰	۰/۰۱۲۹	۰/۵۰	۲۰	۲۶/۵

۱۰- نتیجه‌گیری

نتایج حاصل از شبیه‌سازی و مقایسه‌ی آن با داده‌های تجربی نشان داد که مدل آشفتگی SST k- ω دقیق‌تر از مدل آشفتگی k- ϵ است. مطالعه‌ی توزیع فشار و جدایش جریان در فن نشان داد که بیشینه‌ی سرعت سیال در نوک پره اتفاق می‌افتد و جدایش جریان در قسمت پشت لبه‌ی حمله پره اتفاق می‌افتد و هرچه به نوک پره نزدیک می‌شویم گردابه‌های حاصل از جدایش جریان نزولی می‌شود. با طراحی مناسب پروفیل پره و انتخاب زاویه حمله پره مناسب می‌توان جدایش جریان را به حداقل رساند که این امر موجب افزایش کارایی فن می‌شود. با افزایش سرعت دورانی فن، فشار استاتیک و دبی خروجی فن به صورت خطی افزایش پیدا می‌کند. با تغییر زاویه حمله پره درصد کارایی فن نیز تغییر می‌کند و در سرعت‌های دورانی مختلف زاویه‌ی بهینه‌ی پره متفاوت است. به‌عنوان مثال در این مطالعه بیشینه‌ی کارایی فن در سرعت دورانی ۲۳۰۰ دور بر دقیقه در زاویه‌ی ۵۲ درجه و در سرعت دورانی ۳۹۰۰ دور بر دقیقه در زاویه‌ی ۴۲ درجه می‌باشد؛ بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش دور فن بیشینه‌ی درصد کارایی فن در زاویه حمله‌ی کوچک‌تری اتفاق می‌افتد؛ لذا می‌توان در طراحی فن، با متحرک در نظر گرفتن پره، در دوره‌های مختلف، زاویه‌ی پره را تغییر داد تا فن بیشترین درصد کارایی را داشته باشد. همچنین نتایج شبیه‌سازی نشان‌دهنده‌ی این است که با افزایش دور فن جدایش جریان افزایش می‌یابد که این امر باعث کاهش کارایی فن می‌شود. در نهایت با تغییر طول پره، تغییرات دبی خروجی و توان مصرفی فن بررسی شد. نتایج عددی نشان داد که با افزایش ۲۰ درصدی طول پره در هر مرحله، دبی خروجی و توان مصرفی فن افزایش می‌یابد. در مرحله‌ی اول با افزایش ۲۰ درصدی طول پره، دبی خروجی فن ۴۷/۵٪ افزایش می‌یابد ولی در مرحله‌ی سوم با همان افزایش ۲۰ درصدی طول پره، دبی خروجی فن ۲۶/۵٪ افزایش می‌یابد که نشان‌دهنده‌ی این است که با افزایش طول پره در هر مرحله از شیب افزایش دبی خروجی فن کاسته می‌شود. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت به‌منظور افزایش دبی جریان می‌بایست پره‌هایی بزرگ‌تر با عرض و پهنای بیشتر طراحی کرد.

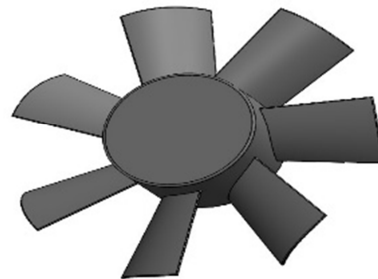
۱۱- فهرست علائم

P	فشار (Pa)
Q	دبی (m^3/s)
N	دور فن

با افزایش دور فن بیشینه‌ی درصد کارایی فن در زاویه حمله‌ی کوچک‌تری اتفاق می‌افتد و می‌توان نتیجه گرفت که زاویه‌ی بهینه‌ی پره به دور فن بستگی دارد و نمی‌توان از یک زاویه‌ی ثابت در دوره‌های مختلف انتظار کارایی یکسانی داشت؛ بنابراین برای افزایش کارایی فن در دوره‌های مختلف می‌توان پره‌های فن را متحرک طراحی کرد تا با تغییر زاویه‌ی پره کارایی مطلوب حاصل گردد. همچنین با توجه به شکل ۹ درصد کارایی فن در سرعت دورانی ۲۳۰۰ دور بر دقیقه بیشتر از ۳۹۰۰ دور بر دقیقه در زوایای مشابه می‌باشد یعنی با افزایش دور فن کارایی فن کاهش یافته است که علت آن افزایش جدایی جریان و افزایش توان مصرفی در دوره‌های بالا می‌باشد.

۹-۲- تغییر هندسه‌ی پره

در این بخش تاثیر طول پره در دبی خروجی و توان مصرفی فن بررسی شده است. این شبیه‌سازی در دور ۳۹۰۰ دور بر دقیقه انجام شده و شرایط مرزی ثابت می‌باشد. تمامی مختصات فن از جمله پروفیل پره، تعداد پره، زاویه‌ی پره ثابت می‌باشد و تنها طول پره از ۱۲/۵ میلی‌متر تا ۲۰ میلی‌متر افزایش یافته است. شکل ۱۰ تصویر فن با طول پره ۲۰ میلی‌متر را نشان می‌دهد.



شکل ۱۰- تصویر فن با طول پره‌ی ۲۰ میلی‌متر

جدول ۳ نتایج حاصل از شبیه‌سازی را در طول‌های مختلف در سرعت دورانی ۳۹۰۰ دور بر دقیقه نشان می‌دهد. با توجه به جدول ۳ می‌توان فهمید که با افزایش طول پره از ۱۲/۵ میلی‌متر تا ۲۰ میلی‌متر دبی خروجی فن نیز افزایش یافته است. افزایش طول پره در هر مرحله ۲۰٪ می‌باشد ولی مشاهده می‌شود که در ابتدا با افزایش ۲۰ درصدی طول پره دبی خروجی ۴۷/۵٪ افزایش یافته است که این افزایش در طول پره‌ی ۲۰ میلی‌متر به ۲۶/۵٪ رسیده است. پس می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش یکسان طول پره در هر مرحله دبی خروجی به‌صورت یکسان در هر مرحله افزایش نیافته است و این افزایش در ابتدا زیاد بوده و رفته رفته از درصد افزایش کاسته شده است. همچنین با افزایش طول پره توان مصرفی فن نیز افزایش یافته است؛ بنابراین یکی از پارامترهای موثر در توان مصرفی فن ابعاد پره و فن می‌باشد. که با افزایش ابعاد فن توان مصرفی فن افزایش می‌یابد.

[9] Chen Y.C., Chen C.L. and Dong Q., CFD modeling for motor fan system, in Electric Machines and Drives Conference, IEMDC'03. IEEE International, Vol. 2, pp. 764-768, 2003.

[10] Li W. G., Effects of viscosity on turbine mode performance and flow of a low specific speed centrifugal pump, Applied Mathematical Modelling, Vol. 40, No. 2, pp. 904-926, 2016.

[11] Mohammadipour D., Najafi A., Alemi H., Riasi A., Numerical Analysis on the Effects of Impeller Geometry Parameters for a Centrifugal Pump in Reverse Operation, Modares Mechanical Engineering, Vol. 17, No. 9, pp. 13-24, 2017. (in Persian)

[12] Lee K. S., Kim K. Y. and Samad, A., Design optimization of low-speed axial flow fan blade with three-dimensional rans analysis, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 22, No. 10, pp. 1864-1869, 2008.

[13] Swaroop M. P., Paul Raphy T., Varun Menon., Vivek Balachandran, Arjun M., Melvin Raj C R., Optimisation of Fan Blade Angle, Swaroop M P.et.al. Int. Journal of Engineering Research and Application, Vol. 7, No. 1, pp. 69-71, 2017.

[14] Betta V., Cascetta V. F., Musto F., Numerical study of the optimization of the pitch angle of an alternative jet fan in a longitudinal tunnel ventilation system, Tunnelling and Underground Space Technology, article in the press, Vol. 24, No. 2, pp. 164-172, 2009.

[15] Yao H., Yan P. and Han W., Numerical investigation of influence of rotor/stator interaction on blade boundary layer flow in a low speed compressor, Journal of Thermal Science, vol. 20, pp. 39-46, 2011.

[16] Ayremlouzadeh H. and Ghafouri J., Computational fluid dynamics simulation and experimental validation of hydraulic performance of a vertical suspended api pump (research note), International Journal of Engineering-Transactions B: Applications, Vol. 29, No. 11, pp. 1612-1620, 2016.

[17] Ghorbanian K. and Amanifard, N., A numerical investigation on the unstable flow in a single stage of an axial compressor, International Journal of Engineering-Transactions A: Basics, Vol. 16, No. 2, pp. 171-180, 2003.

[18] Tahani M., Sareman S., Investigation effect of changes geometry of impeller on turbine mode performance of the centrifugal pump at the governing condition of the urban water distribution network, Modares Mechanical Engineering, Vol. 18, No. 01, pp. 11-19, 2018 (in Persian)

[19] Zhou X., Wolf J. M., CFD analysis of unsteady separated transonic oscillation cascade aerodynamics, Turbo and Jet Engines, Vol. 21, No. 3, pp. 143-153, 2004.

[20] Ehghaghi M. B., Kuzegar Ghiyasi K., Vajdi M., Study of the Effect of Blade Numbers on Centrifugal Pump Performance, Tabriz Mechanical Engineering, Vol. 48, No. 04, pp. 39-46, 2019 (in Persian)

[21] Pecnik P., Pieringer P., Sanz W., Numerical investigation of the secondary flow of a transonic turbine stage using various turbulence closures, in Proceedings of The ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air: Nevada, ASME, Vol. 6, pp. 1185-1193, 2005.

[22] Rajabi N., Rafee R., Frazam-Alipour S., Effect of Blade Design Parameters on the Air Flow through an Axial Fan, International Journal of Engineering (IJE), TRANSACTIONS A: Basics Vol. 30, No. 10, pp. 1583-1591, 2017.

[۲۳] نوریخشا،.، توربو ماشین ها، انتشارات دانشگاه تهران، چاپ سوم، سال ۱۳۷۸.

[24] ANSYS Inc, ANSYS-CFX, Release 16, Documentation, Reference Guide, (2016)

[25] Yang S. S., Kong F. Y., Derakhshan S., Theoretical numerical and experimental prediction of pump as turbine performance, Renewable Energy, Vol. 48, No. 1, pp. 507-513, 2012.

[26] <http://www.sunon.com/catalog Download/DC Brushless Fan & Blower/IP68>.

t	زمان (s)
r	شعاع (m)
k	انرژی جنبشی (j)
u	مولفه‌ی بردار سرعت (m/s)
\tilde{G}_k	انرژی جنبشی آشفته تولیدی (kg/ms^3)
G_ω	تولید ω ($\text{kg/m}^3\text{s}^2$)
Γ_k	انتشار موثر k (kg/ms)
Γ_ω	انتشار موثر ω (kg/ms)
Y_k	منبع تعریف شده توسط کاربر (kg/ms^3)
S_k	منبع تعریف شده توسط کاربر (kg/ms^3)
V	سرعت (m/s)
N	دور فن (rpm)
T	گشتاور (N.m)
ME	کارایی مکانیکی
SE	کارایی استاتیکی
CFM	دبی حجمی (ft^3/min)
P	توان (bhp)
TP	فشار کل (Pa)
SP	فشار استاتیک (Pa)
علایم یونانی	
ρ	چگالی ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)
μ	لزجت دینامیکی (kg/ms)
μ_t	لزجت گردابه‌ای (kg/ms)
τ	تنش برشی (Pa)
Ω	سرعت دورانی (rad/s)

۱۲- منابع

[1] Britannica, The Editors of Encyclopedia. Fan. Encyclopedia Britannica, <http://www.britannica.com/technology/fan-ventilating-device>.

[2] Li C., Li X., Li P., Ye X., Numerical investigation of impeller trimming effect on performance of an axial flow fan, Energy, Vol. 75, pp. 534-548, 2014.

[3] Lin S.C. and Huang C.L., An integrated experimental and numerical study of forward-curved centrifugal fan, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 26, No. 5, pp. 421-434, 2002.

[4] Yang S. S., Kong F. Y., Jiang W. M., Yun Q. X., Effects of impeller trimming influencing pump as turbine, Computers & Fluids, Vol. 67, pp. 72- 78, 2012.

[5] Krishna S.R., Krishna A.R. and Ramji K., Reduction of motor fan noise using CFD and caa simulations, Applied acoustics, Vol. 72, No. 12, pp. 982-992, 2011.

[6] Scheit C., Karic B. and Becker S., Effect of blade wrap angle on efficiency and noise of small radial fan impellers—a computational and experimental study, Journal of Sound and Vibration, Vol. 331, No. 5, pp. 996-1010, 2012.

[7] Hu B. b., OuYang H., Wu Y. d., Jin, G. y., Qiang, X.q. and Du Z.h., Numerical prediction of the interaction noise radiated from an axial fan, Applied acoustics, Vol. 74, No. 4, pp. 544-552, 2013.

[8] Pathak Y.R., Baloni B.D. and Channiwala D.S., Numerical simulation of centrifugal blower using CFX, International Journal of Electronics, Communication & Soft Computing Science and Engineering, pp. 242-247, 2012.