

بهبود عملکرد سیستم ورودی هوای توربین گاز جهت کاهش افت فشار و آشفستگی ورودی به کمپرسور با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی

کارشناسی، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران، ghaznavi.javad@gmail.com

جواد غزنوی

استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران، varmazyar21@yahoo.com

مصطفی ورمزیار*

دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران، maligoodarz@yahoo.com

محمد رضا علیگودرز

چکیده

در مطالعه حاضر شبیه سازی سه بعدی سیستم هوای ورودی توربین گازی با توان ۱۶۰ مگاوات، مورد بررسی قرار گرفته است. جهت حل معادلات بقای جرم و ممنوم از نرم افزار تجاری Fluent فلوینت استفاده شده است. از اثرات تغییر دما در بخش ضدیخ ورودی صرف نظر گردید. گردابه ها به عنوان یکی از منابع افزایش افت فشار به صورت محلی مورد مطالعه قرار گرفته اند. نتایج نشان می دهد در گوشه محفظه ی فیلترهای اصلی گردابه هایی تشکیل می شود که با تغییر هندسه محفظه فیلتر و حذف آن ها می توان به استفاده بهینه از سوخت مصرفی کمک کرد. بر اساس معیار میزان اغتشاش فشاری در ورودی کمپرسور چهار طرح اولیه برای کانال ورودی به کمپرسور پیشنهاد و بهترین طرح از منظر آشفستگی و افت فشار انتخاب شد. **واژه های کلیدی:** توربین گاز، سیستم ورودی هوا، کاهش افت فشار، گردابه محلی، آشفستگی فشار ورودی.

Performance Improvement of a Gas Turbine Air Intake System for Reduction of Pressure Loss and Distortion of Inlet Flow to the Compressor Using Computational Fluid Dynamics

J. Ghaznavi

Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaei Teacher Training University, Tehran, Iran

M. Varmazyar*

Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaei Teacher Training University, Tehran, Iran

M. R. Aligoodarz

Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaei Teacher Training University, Tehran, Iran

Abstract

Air intake system of a 160 MW gas turbine cycle has been simulated using computational fluid dynamic. Fluent software is used to solve the continuity and momentum conservation equations. The temperature effect in anti-icing system has been neglected. According to the large dimension of the Intake body, the appropriate kind of mesh has been selected in every section and element sizes are tuned with parameters gradient. The first goal of this study is to suggest a way to reduce the pressure loss by accurate calculation of the flow parameters in all sections of the air intake system. Vortex as an effective source in pressure loss assessment has been studied locally in various part of the system. Results show that some vortex has been created in the corner of the filter house. Elimination of these vortexes can reduce the pressure loss and optimize the energy recovering from fuel. One of the important parameter that has high effect on the compressor efficiency is the pressure distortion of the inlet flow. In current study four case studies for transition piece has been suggested and the best one has been selected.

Keywords: Gas Turbine; Air intake System; Pressure Loss, Local Vortex; Pressure Distortion.

بهینه سازی عملکرد توربین گاز مطالعات گوناگونی انجام گرفته است لیکن غیر از مواردی که مربوط به مجموعه ورودی می باشد نیازمند هزینه های اولیه قابل توجهی است [۱-۳].

یکی از پیشنهادهایی که اعمال آن می تواند به افزایش راندمان توربین کمک قابل توجهی داشته باشد اضافه نمودن مجموعه پاشش مه به ورودی توربین گاز می باشد [۴-۶]. این سیستم کمک می کند که دمای هوای ورودی کاهش یافته و به تناسب آن راندمان توربین افزایش یابد. پاره ای مطالعات در خصوص بهینه سازی دیفیوزرهای ورودی و خروجی توربین انجام شده است [۷]. در خصوص بررسی جریان و کاهش افت فشار تحقیقات زیادی صورت نگرفته است. موند و پیلیدیس تحقیقی را به منظور بررسی اثر کانال بر میزان افت فشار ورودی توربین گاز انجام داده اند [۸]. در این تحقیق که با استفاده از دینامیک سیالات

۱- مقدمه

مجموعه ورودی توربین گاز در واقع به مثابه ریه های توربین عمل کرده و وظیفه اصلی آن تامین هوایی عاری از آلاینده های مخرب برای توربین و همچنین اعمال کمترین افت فشار ممکن به هوای ورودی به توربین است. به این ترتیب تجزیه و تحلیل و درک عملکرد اجزاء مختلف این مجموعه از اهمیت ویژه ای برخوردار است. میزان انرژی مورد نیاز جهت مکش و تراکم هوا، بخش مهمی از توان خروجی توربین را به خود اختصاص می دهد. هرچند که سهم توان تلفاتی ناشی از افت فشار سیستم ورودی نسبت به کار کمپرسور ناچیز است لیکن رفع آن به مراتب ساده تر از افزایش راندمان کمپرسور می باشد. ضمناً صرفه جویی ناشی از آن در بلند مدت نیز قابل توجه خواهد بود. در زمینه

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: varmazyar21@yahoo.com

تاریخ دریافت: ۹۹/۰۳/۲۷

تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۶/۲۴

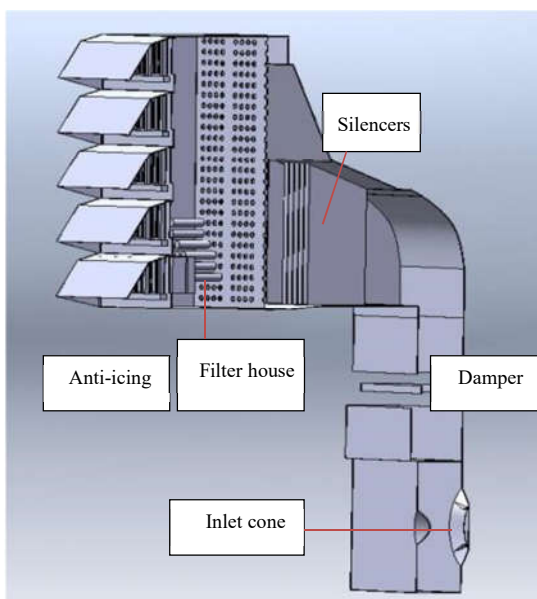
محاسباتی انجام گرفته، به منظور پرهیز از پیچیدگی مساله از مدلسازی فیلترها و صداخفه کن ها صرفنظر شده و فقط افت فشار ناشی از این المانها در صفحات میانی اعمال گردیده است. مدل مورد نظر در پنج شرایط کاری مختلف شامل نقطه طراحی و خارج از نقطه طراحی، هوای سرد، هوای بیابانی و رسوب بالا مورد آزمایش قرار گرفته است. در این مقاله به منظور تعیین کارایی ورودی توربین در شرایط مختلف، از پارامتری به نام ضریب بازیابی فشار که همان نسبت فشار سکون انتهایی سیستم ورودی به فشار سکون هوای محیط می باشد استفاده شده است [۹]. نتایج تحقیق نشان می دهد که در شرایط کاری مختلف، تغییرات نسبی ضریب بازیابی فشار در بازه 0.1- تا 0.12٪ قرار دارد. ایشان تاثیر این تغییرات را بر روی توان خروجی توربین در گستره 0.14- تا 0.20٪ مورد بررسی قرار دادند و نتیجه گرفته‌اند که عملکرد کانال ورودی توربین گازی در گستره شرایط کاری در نظر گرفته شده تقریباً ثابت است. گرم‌ن و همکاران [۱۰] در مطالعه ای که اخیراً صورت گرفته است به بررسی عددی و تجربی جریان در منیفولد ورودی یک توربوشفت با هدف کاهش میزان افت فشار در پلنوم پرداخته اند. هم چنین مک لند و همکاران [۱۱] اثرات ضخامت لایه مرزی بر روی مشخصه های جریان ورودی در قسمت S شکل را با کمک شبیه سازی عددی مورد بررسی قرار دادند. در تحقیقی که به طور مشترک بین شرکت تولید توان آب و دانشگاه دارمستات انجام شده [۱۲]، طراحی ورودی توربین GT24 مورد توجه قرار گرفته است. در این تحقیق نیز از شبیه سازی دقیق فیلتر و صداخفه کن صرفنظر شده و تنها ابعاد و انحنای کانال ورودی مورد بررسی قرار گرفته است. در تحقیق دیگری که مشترکاً بین شرکت آلستوم و دانشگاه دارمستات انجام گرفته است، مدلسازی عددی به همراه آزمایش‌های تجربی بر روی یک مجموعه کامل ورودی توربین گاز (شامل کانال‌ها، فیلتر، منیفولد و صداخفه کن ها) صورت گرفته است.

با توجه به پیچیدگی مسیر جریان هوا در قسمت ورودی، بررسی دقیق مشخصه های جریان از جمله فشار استاتیک، سرعت و پارامترهای توربولانسی جهت بررسی افت فشار ضروری است. برخی افت فشارها در سیستم ورودی از جمله افت فشار در زانویی ها، فیلتر اولیه، سیستم ضد یخ، فیلتر اصلی، مخروط ورودی و تغییر سطح مقطع ها غیر قابل حذف می باشند و صرفاً با کنترل جریان در آن ها می توان افت فشار آن ها را کمینه نمود. شبیه سازی سه بعدی مجموعه ورودی این امکان را میدهد تا با تغییرات در طراحی هندسه و اصلاح الگوی جریان، امکان کاهش آشفته‌گی و افت فشار فراهم آید. از طرف دیگر استفاده از تجهیزات آزمایشگاهی جهت بررسی میدان جریان و فشار در داخل ورودی امری وقت گیر و پرهزینه است. بنابراین استفاده از نرم افزارهای تجاری شبیه سازی می تواند ابزار مناسبی جهت کاهش هزینه ها و هم چنین بررسی جزئیات جریان باشد. رفتار آشفته جریان می تواند بر دشواری های حل عددی بیفزاید. شبیه سازی سه بعدی جریان های گردابی در محفظه فیلترها، جریان غیر یکنواخت در خروجی فیلترها و جدایش جریان در زانویی می تواند درک بهتری به طراحان جهت بهینه سازی اجزای سازه ورودی با هدف بهره وری بیشتر ایجاد نماید [۱۳].

۲- مجموعه ورودی نیروگاه

مجموعه ورودی توربین گاز با هدف تصفیه و تامین شرایط مطلوب برای هوای ورودی به کمپرسور تعبیه می شود. همچنین وظیفه کاهش سطح صدای ناشی از توربین را در اطراف نیروگاه به عهده دارد. این اقدامات توسط بخش های زیر انجام می پذیرد که در شکل ۱ نشان داده شده است.

- سیستم ضد یخ برای جلوگیری از تشکیل یخ
- سیستم فیلتراسیون اولیه و اصلی
- صداخفه کن ها
- میراگر جهت جدایی هوای بیرون از مجموعه توربین و کمپرسور



شکل ۱ - نمای برش خورده مجموعه ورودی توربین گاز

در مدل مورد بررسی، هوا با دبی 518 کیلوگرم بر ثانیه در شرایط طراحی فشار یک بار، به صورت تقریباً عمودی وارد مجموعه ورودی می شود. هوا از صفحه ای مشبک با ابعاد شبکه کوچکتر از ابعاد متوسط پرندگان و یک صفحه سیمی دیگر با شبکه ای کوچکتر از ابعاد متوسط حشرات عبور می کند. ارتفاع دهانه ورودی حدود 10 تا 22 متر بالاتر از سطح زمین قرار دارد.

پس از تزریق هوای گرم به وسیله سیستم ضد یخ، شبکه تله شنی گرانشی وجود دارد که وظیفه ممانعت از ورود شن و ماسه در مقیاس بزرگ به ویژه در زمان طوفان های شن و ماسه را بر عهده خواهد داشت. این شبکه متشکل از تیغه های عمودی است که در مقابل هوای ورودی قرار گرفته است و منجر به ماندگاری ذرات سنگین معلق به وسیله تاثیر گرانش میشود. این مجموعه تحت عنوان فیلتر اولیه مطرح می شود.

پس از این مرحله تعداد 1200 کارتریج استوانه ای به عنوان فیلتر های اصلی وجود دارند. در این محفظه فن هایی قرار دارند که علاوه بر خروج گرد و خاک، از آسیب رسیدن به اتاق فیلتر در شرایط خاص جلوگیری می کنند.

زانویی اطلاق می گردد. جهت ارضای معیارهای مورد نظر برای استفاده از مدل های آشفتهگی نرم افزار در نزدیک دیواره، از شبکه بسیار ریز در کنار دیواره ها استفاده شده است. جهت یافتن ابعاد بهینه برای بررسی بخش های مختلف، از شبکه های مختلف مطابق جدول استفاده گردیده است. در این جدول مقدار فشار محاسبه شده در یکی از نقاط وسط میدان برای شبکه های مختلف آورده شده است. درصد تفاوت نتایج نسبت به شبکه مبنا در جدول مذکور قابل مشاهده می باشد. در ادامه و جهت تحلیل و ارایه نتایج از شبکه ای استفاده شده که درعین داشتن کمترین امان، فاصله ی نتایج آن تا شبکه مبنا کمتر از ۳٪ باشد. بنابراین در بخش محفظه فیلترها از شبکه ۳، در بخش صداخفه کن از شبکه ۳ و در بخش زانویی از شبکه ۲ استفاده گردیده است. تعداد امان شبکه مبنا در محفظه فیلترها برابر ۴۱۰۵۹/۳۵۶، در بخش صداخفه کن برابر ۵/۰۶۷/۴۳۰ و در بخش زانویی برابر ۲/۴۹۵/۶۳۸ می باشد. دقت شده است که شبکه در نزدیکی دیواره به اندازه ای ریز باشد که مقدار y^+ از عدد ۵ تجاوز نکند.

جدول ۱- نتایج شبکه های مختلف

	تعداد امان		
	شبکه ۱	شبکه ۲	شبکه ۳
بخش محفظه فیلترها	۵۴۳/۵۹۳	۱/۳۸۶/۴۳۲	۲/۲۳۵/۷۸۴
تفاوت نسبت به شبکه مبنا	٪۷/۳	٪۶/۴	٪۲/۷
بخش صداخفه کن	۱/۰۸۷/۹۳۴	۱/۸۶۲/۴۴۶	۳/۱۵۳/۱۴۹
تفاوت نسبت به شبکه مبنا	٪۳/۹	٪۳/۳	٪۱/۸
بخش زانویی	۴۰۶/۸۷۳	۶۲۹/۶۴۰	۱/۰۶۵/۲۲۳
تفاوت نسبت به شبکه مبنا	٪۴/۴	٪۲/۹	٪۲/۱

۵- شبیه سازی جریان، پروفیل سرعت و افت فشار

در سیستم مکش هوا

هدف از این شبیه سازی بررسی الگوی جریان در سیستم مکش هوا است تا به کمک آن بتوان گردابه های ناخواسته را از سیستم حذف و میزان افت فشار را تا حد امکان بهبود بخشید. جریان در هر قسمت به طور مجزا مورد بررسی قرار می گیرد.

۵-۱- بخش فیلتراسیون

جریان پس از عبور از بخش ضدخف وارد محفظه فیلترها می شود. شمای قسمت الف و ب شکل ۲ بیانگر نحوه شبکه بندی محفظه فیلترها می باشد. همانطور که ملاحظه می شود جهت کاهش حجم محاسبات از شبکه با سازمان و شبکه ریز در نزدیک دیواره استفاده گردیده است. شمای قسمت ج بیانگر مسیر ذرات در گوشه محفظه است. خطوط مسیر بیانگر جدایش جریان در گوشه محفظه می باشد. این امر به دنبال کاهش فشار پشت فیلترها اتفاق می افتد. این گردابه ها می تواند منجر به افزایش افت فشار شود. در طراحی سازه این محفظه بهتر است گوشه های تیز را حذف نمود.

بعد از محفظه فیلترها، پانل های صدا خفه کن وجود دارند که به طور عمودی از طریق سقف قابل جابه جایی می باشند. پس از آن میراگر قطع هوای ورودی قرار دارد. بخش انتهایی کانال، وظیفه هدایت هوا به داخل کمپرسور توربین گازی را دارا است. یک مخروط داخلی برای جلوگیری از انتقال اغتشاش و آشفتهگی به بدنه توربین متصل است. درون این مخروط شفتی وجود دارد که توربین را به ژنراتور متصل میکند.

۳- معادلات حاکم، شرایط مرزی و الگوریتم حل معادلات

از آنجا که سرعت جریان هوا طوری است که عدد ماخ کمتر از 0.3 می باشد، لذا می توان جریان هوا را تراکم ناپذیر فرض نمود. بنابراین معادلات حاکم شامل معادلات ناوراستوکس تراکم ناپذیر در حالت پایدار و در وضعیت سه بعدی می بایست حل شوند. هم چنین از تاثیرات دما صرف نظر شده است لذا نیاز به حل معادله انرژی نیست. دمای سایت 15 درجه سلسیوس فرض گردیده و همه خواص حرارتی ثابت و در همان دما در نظر گرفته شده اند. جهت اعمال شرایط آشفتهگی جریان از مدل آشفتهگی k-ε استفاده گردیده است.

معادلات ناوراستوکس تراکم ناپذیر در سه بعد با لحاظ جمله مربوط به تنش رینولدزی به صورت زیر در نظر گرفته می شود [۱۴]:

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

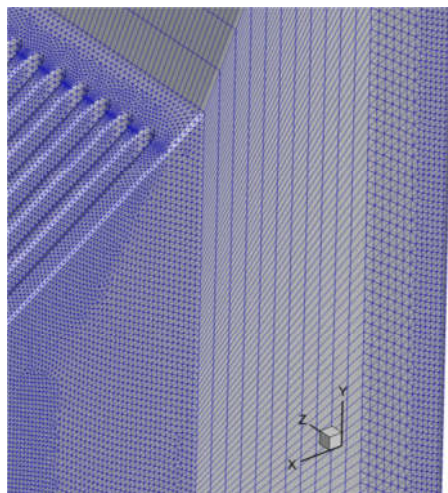
$$\rho u_j \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\mu (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) - \rho u_i' u_j'] \quad (2)$$

دبی جرمی هوا در ورودی برابر ۵۱۸ کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته شده است. شدت آشفتهگی در مرز ورود هوا به مجموعه ورودی نیز برابر ۳٪ لحاظ می شود.

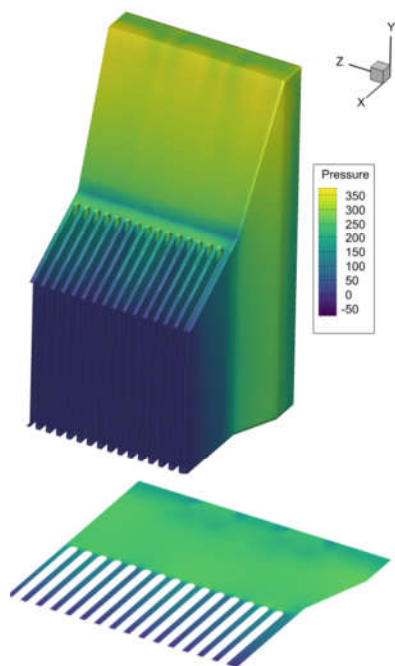
نرم افزار تجاری Fluent بر اساس روش حجم کنترل به منظور شبیه سازی عددی میدان جریان مورد استفاده قرار گرفته است. جهت گسسته سازی جملات جابجایی از اسکیم QUICK استفاده می گردد. برای اعمال کوپلینگ سرعت و فشار در سطح حجم کنترل، روش PRESTO انتخاب شده است. جهت حصول همگرایی در ابتدا دبی جرمی کم فرض شده و گام به گام افزایش داده می شود [۱۵].

۴- حل مستقل از شبکه

با توجه به حجم بالای مجموعه ورودی مورد بررسی، لازم است که مدل مورد نظر در سه بخش مجزا مورد مطالعه قرار گیرد. بخش اول از فیلترهای اولیه آغاز شده و تا خروج از فیلترهای اصلی ادامه دارد. به این قسمت محفظه فیلترها اطلاق می شود. قسمت دوم از خروجی فیلترهای اصلی شروع شده و به ورودی زانویی ختم می شود. به این قسمت که شامل صداخفه کن ها نیز می شود قسمت صداخفه کن اطلاق می گردد. بخش سوم از خروجی صداخفه کن ها شروع شده و نهایتاً هوا را به ورودی توربین منتقل می نماید. به قسمت سوم، قسمت



الف

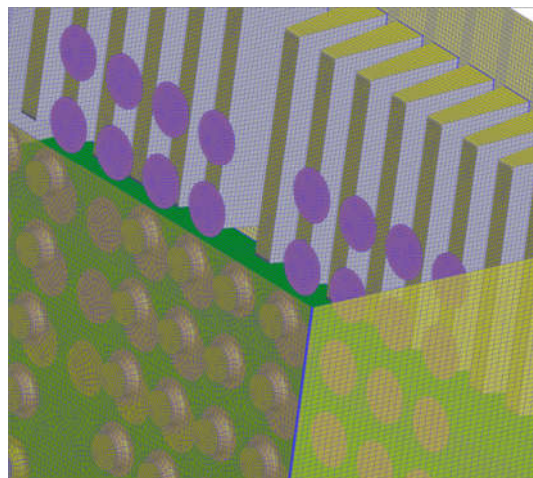


ب

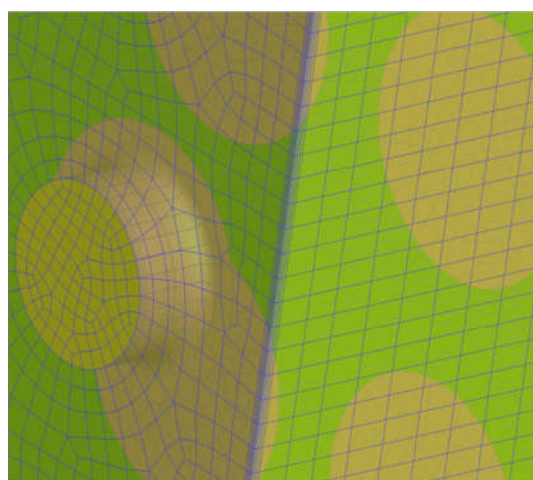
شکل ۳- (الف) شبکه ایجاد شده در بخش صداخفه کن ها (ب) کانتور فشار (Pa) استاتیکی نسبی صدا خفه کن و کانال خمیده در سیستم مکش هوا به همراه صفحات برش خورده

۵-۲- کانال خمیده و صداخفه کن

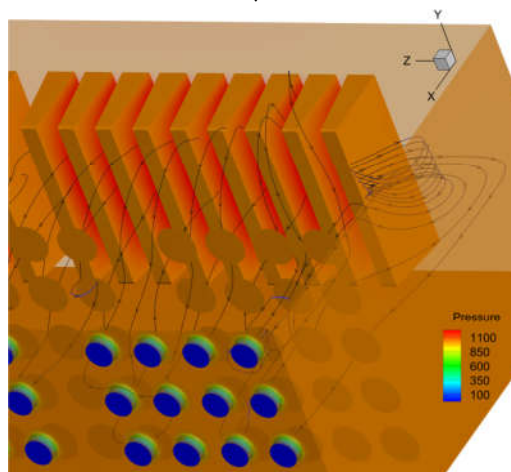
شکل ۳ نمایانگر بخش دوم از سیستم مکش هوا می باشد. این قسمت متشکل از کانال خمیده و صداخفه کن ها است. هم چنین در این شکل فشار استاتیک محاسبه شده بر روی دیواره های این بخش نشان داده شده است. به دلیل افزایش اندازه سرعت بین صدا خفه کن ها، فشار استاتیک کاهش می یابد.



الف



ب



ج

شکل ۲- (الف) شبکه ایجاد شده در نرم افزار Gambit برای محفظه فیلترها ، (ب) شبکه در نزدیکی مرز و (ج) گردابه های سه بعدی و نقاط ایستا در گوشه های محفظه

۵-۳- محفظه انتهایی و مخروط ورودی کمپرسور

این قسمت پایانی سیستم مکش هواست که به مخروط ورودی کمپرسور منتج می شود. فشار نسبی در انتهای آن صفر لحاظ گردیده است. شکل ۴ شبکه بندی مجموعه زانویی را نشان می دهد که از خروجی صداخفه کن ها شروع شده و به ورودی کمپرسور ختم می شود. همانطور که در این شکل مشاهده می شود از شبکه باسازمان استفاده شده است. هم چنین در قسمت ب و د شبکه مرزی جهت رضای محدوده y^+ اعمال گردیده است.

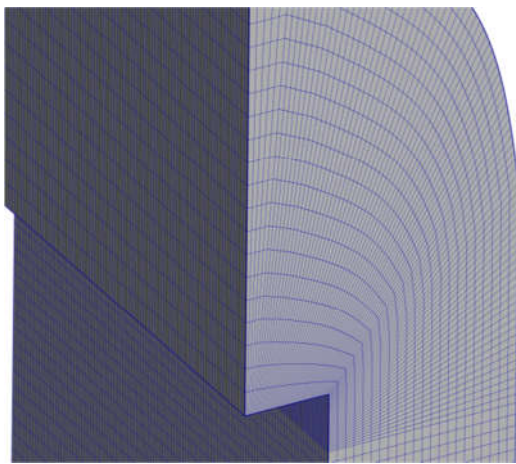
خطوط مسیر بعد از صدا خفه کن و کانال خمیده در شکل ۵ نشان داده شده است. قسمت الف این شکل مسیر حرکت ذرات بعد از خروج از صداخفه کن را نشان می دهد. همانطور که مشاهده می شود جدایش قابل توجهی در نزدیکی زانویی اول اتفاق نمی افتد. قسمت ب مسیر حرکت ذرات در مقطع پایانی و قبل از ورود به کمپرسور را نشان می دهد. تغییر مسیر ذرات در گوشه محفظه و حرکت گردابه ای کاملاً مشهود است. این گردابه را به کمک تغییرات هندسه می توان از بین برد و به کاهش افت فشار کمک کرد. کانتور فشار این بخش در شکل ۵ ج و د مشاهده می شود. همانطور که انتظار می رفت با کاهش سطح مقطع فشار استاتیکی در دهانه ورودی به کمپرسور کاهش می یابد.

اما آشفته گی جریان در این محفظه می تواند بر عملکرد کمپرسور تاثیر گذار باشد. بر این اساس چهار طرح اولیه برای کانال ورودی به شرح جدول ۳ در نظر گرفته شده است. طرح یک همان طرح اولیه است و به عنوان طرح مبنا در نظر گرفته می شود. همانطور که در جدول ۳ قابل مشاهده است، عرض کانال طرح های ۳ و ۴ بیشتر از طرح ۱ و ۲ می باشد. هم چنین در طرح ۲ عمق کانال (b) افزایش یافته است. طرح ۴ مشابه طرح ۳ می باشد و تنها دارای یک فرورفتگی در قسمت یاتاقان است که به منظور تسهیل دسترسی به یاتاقان ها در نظر گرفته شده است. $b1$ و $b2$ به ترتیب عرض و عمق مربوط به طرح یک می باشند.

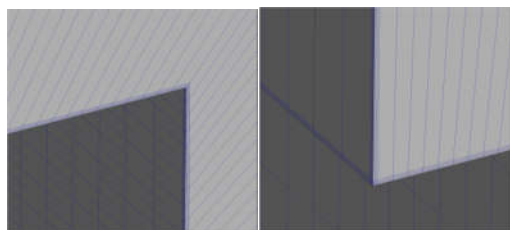
یکی از مشخصه های مهم یک کانال ورودی مطلوب، پایین نگه داشتن بازه تغییرات فشار جریان هوای ورودی به کمپرسور می باشد. به همین منظور و برای مطالعه عملکرد طرح های پیشنهادی، از پارامتری به عنوان اغتشاش فشاری استفاده شده که به صورت زیر تعریف می شود [۹]:

$$\frac{p'_{out} - \bar{p}'_{out}}{\bar{q}'_{out}} \quad (3)$$

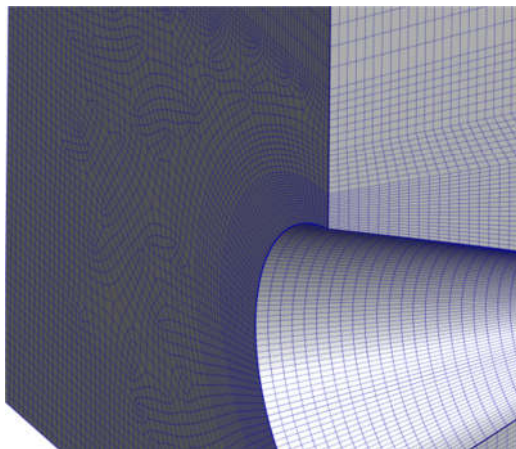
که در آن p'_{out} فشار مطلق در صفحه ورودی به کمپرسور، \bar{p}'_{out} فشار مطلق میانگین در صفحه ورودی به کمپرسور و \bar{q}'_{out} هد دینامیکی میانگین صفحه ورودی به کمپرسور می باشد.



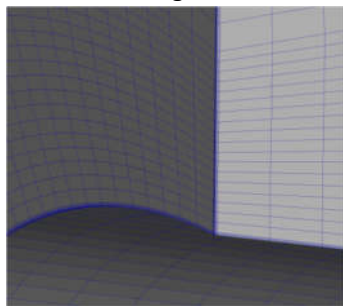
الف



ب



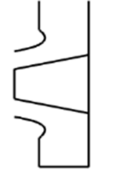
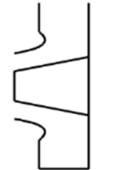


ج

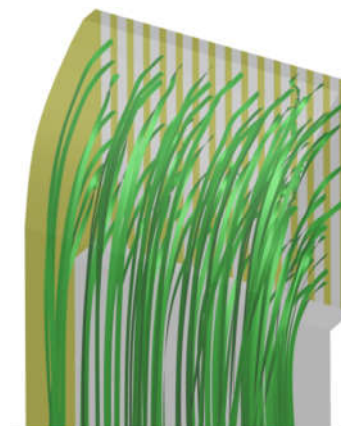


د

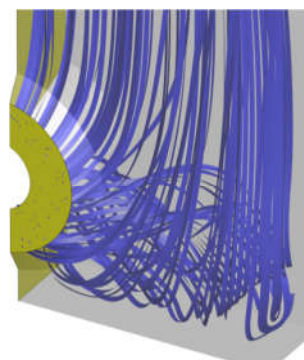
شکل ۴ شبکه بندی بخش زانویی (بعد از صدا خفه کن و کانال خمیده در سیستم مکش هوا)

جدول ۱- مشخصات طرح‌های پیشنهادی

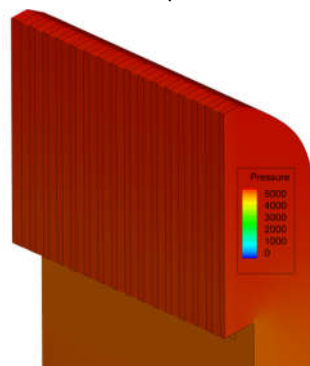
شکل	b/b1	l/l1	طرح
	1	1	طرح 1
	1.22	1	طرح 2
	1	1.45	طرح 3
	1	1.45	طرح 4



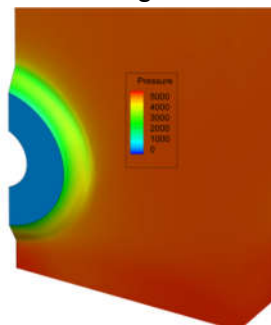
الف



ب



ج



د

شکل ۵- (الف و ب) خطوط مسیر بخش زانویی (بعد از صدا خفه کن و کانال خمیده در سیستم مکش هوا) (ج و د) کانتور فشار (Pa) بر روی دیواره بخش زانویی

با مطالعه اغتشاش فشاری جریان در صفحه ورودی به کمپرسور مشخص می‌شود که قسمت پایینی این مقطع دایروی ($90 < \alpha < 270$) دارای اغتشاش بیشتری است. همچنین مقایسه کانتورهای اغتشاش در ورودی به کمپرسور برای دو طرح 1 و 4 نشان می‌دهد که در هیچکدام از این دو طرح اغتشاش زیادی در جریان ایجاد نشده و در نتیجه خللی در عملکرد کمپرسور به وجود نمی‌آید. به منظور تعیین افت فشار در طرح‌های مختلف کانال ورودی، از ضریب افت که به صورت زیر تعریف می‌شود استفاده گردیده است:

$$\zeta = \frac{p_0 - \bar{p}_{out}}{\bar{q}_{out}} \quad (4)$$

که در آن p_0 فشار استاتیکی محیط می‌باشد. جدول ۴ ضرایب افت فشار طرح‌های مختلف را نسبت به طرح 1 نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که طرح 1 دارای بیشترین افت فشار است. این امر به این خاطر است که بر اثر کاهش پارامتر l ، سرعت جریان هوا افزایش یافته و به علاوه فضای در دسترس جریان برای چرخش از راستای عمودی به افقی (قبل از ورود به صفحه ورودی به کمپرسور) کاهش پیدا کرده است. البته با افزایش عمق کانال (پارامتر b) می‌توان تا حدودی سرعت جریان را کاهش دهد اما بر روی اتلاف ناشی از زانویی تأثیری ندارد. می‌بایست این نکته را در نظر داشت که افزایش بیش از اندازه b عرض واحد توربین گازی را افزایش داده و فضای بیشتری را برای نصب واحد می‌طلبد. به طور کلی می‌توان گفت که عمده افت فشار در محفظه انتهایی ناشی از چرخش جریان از راستای عمودی به افقی است.

۸- مراجع

- [1] Colpier U. C., Cornland D., The economics of the combined cycle gas turbine—an experience curve analysis, *Energy Policy*, Vol. 30, No. 4, pp. 309-316, 2002.
- [2] Larson E. D., Marrison C. I., Economic scales for first-generation biomass-gasifier/gas turbine combined cycles fueled from energy plantations, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 119, No. 2, pp. 285-290, 1997.
- [3] Barzegar Avval H., Ahmadi P., Ghaffarizadeh A., Saidi M., Thermo-economic-environmental multiobjective optimization of a gas turbine power plant with preheater using evolutionary algorithm, *International Journal of Energy Research*, Vol. 35, No. 5, pp. 389-403, 2011.
- [4] Chaker M., Meher-Homji C. B., Mee T., Inlet Fogging of Gas Turbine Engines: Part A—Fog Droplet Thermodynamics, Heat Transfer and Practical Considerations, in *Proceeding of, American Society of Mechanical Engineers*, pp. 413-428.
- [5] Chaker M., Meher-Homji C. B., Mee T., Inlet Fogging of Gas Turbine Engines: Part B—Fog Droplet Sizing Analysis, Nozzle Types, Measurement and Testing, in *Proceeding of, American Society of Mechanical Engineers*, pp. 429-441.
- [6] M. Chaker, C. B. Meher-Homji, T. Mee, Inlet fogging of gas turbine engines—Part III: Fog behavior in inlet ducts, computational fluid dynamics analysis, and wind tunnel experiments, *Journal of engineering for gas turbines and power*, Vol. 126, No. 3, pp. 571-580, 2004.
- [7] Dehghani M., Ajam H., Farahat S., Optimization of a Typical Gas Turbine Exhaust Diffuser by CFD and Genetic Algorithm, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 223-234, 2016.
- [8] Mund F. C., Pilidis P., Performance and Numerical Flow Investigations of an Industrial Gas Turbine Intake System Under Different Operating Conditions, in *Proceeding of, American Society of Mechanical Engineers*, pp. 903-912.
- [9] Jiajun C., Haynes B. S., Fletcher D. F., A numerical and experimental study of tangentially injected swirling pipe flows, in *Proceeding of*, 6-8.
- [10] Gherman B., Dragan V., Dumitrescu O.-M., Olaru D., Macrisoiu N., Numerical and Experimental Research for an Unconventional Turbohaft Intake Manifold, in *Proceeding of*, 3774.
- [11] McLelland G., MacManus D. G., Zachos P. K., Gil-Prieto D., Migliorini M., Influence of upstream total pressure profiles on S-duct intake flow distortion, *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 36, No. 3, pp. 346-356, 2020.
- [12] Biesinger T., Kappis W., Matyschok B., Stoffel B., LOSSES IN AIR INTAKE COMPONENTS OF INDUSTRIAL GAS TURBINES.
- [13] Zierer T., Matyschok B., Design, development and verification of gas turbine GT24 air intake, in *Proceeding of, American Society of Mechanical Engineers*, pp. V001T03A003-V001T03A003.
- [14] White F. M., *Fluid Mechanics*, (2003), McGraw-Hill, 2003.
- [15] BRAZA M., Faghani D., Persillon H., Successive stages and the role of natural vortex dislocations in three-dimensional wake transition, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 439, pp. 1-41, 2001.

جدول ۲- تغییرات نسبی ضریب افت فشار برای طرح‌های مختلف

نسبت به طرح 1

تغییرات نسبی ضریب افت فشار	
-0.12%	طرح 2
-0.77%	طرح 3
-0.51%	طرح 4

۶- نتیجه گیری

هدف از این پژوهش، بررسی افت فشار و مشخصات سیستم جریان هوای ورودی یک توربین گاز می باشد. تمام جزئیات مربوط به هندسه در شبیه سازی منعکس گردیده است. از شبکه غیریکنواخت استفاده شده و جهت کاهش حجم محاسبات حتی الامکان از شبکه باسازمان بهره گرفته شده است. جهت حل معادلات بقا از نرم افزار Fluent فلوینت استفاده و حل مستقل از شبکه صورت پذیرفته است. همانطور که توقع می رفت گردابه های مختلفی در چندین بخش ایجاد می شوند که تاثیر بسزایی در افزایش نامطلوب سوخت مصرفی نیروگاه در بلند مدت داشته و منجر به تحمیل هزینه اضافی به شبکه تولید برق و توان خواهند شد. هم زمان اثر تغییرات فشار جریان در محفظه انتهایی مجموعه ورودی برای چهار نمونه مورد بررسی قرار گرفت و حالت بهینه از منظر تاثیر اغتشاش فشار بر عملکرد کمپرسور و افت فشار معرفی گردید.

۷- فهرست علایم

P	فشار (Pa)
P_0	فشار استاتیکی محیط
ρ'_{out}	فشار مطلق در صفحه ورودی به کمپرسور
\bar{p}'_{out}	فشار مطلق میانگین در صفحه ورودی به کمپرسور
\bar{q}_{out}	هد دینامیکی میانگین صفحه ورودی به کمپرسور
u_i	مؤلفه i ام سرعت، (ms^{-1})
u'_i	دامنه نوسان مؤلفه i سرعت، (ms^{-1})
علایم یونانی	
ζ	ضریب افت
ρ	چگالی (kgm^{-3})
μ	لزجت دینامیکی ($kg m^{-1}s^{-1}$)