

طراحی مفهومی جزء دوار یک کمپرسور گریز از مرکز میکروتوربین گاز

۶۵ کیلووات

محمد اخلاقی^۱، علی مباحرامینی^۲، شاداب جزایری مقدس^۳ و یحیی عزیزی^۴

دانشکده مهندسی مکانیک

دانشگاه علم و صنعت ایران

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۳/۱۷؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۷/۲۰)

چکیده

هدف از مقاله حاضر، طراحی جزء دوار یک میکروکمپرسور گریز از مرکز به منظور تأمین فشار برای یک میکروتوربین گاز ۶۵ کیلوواتی می باشد. در ابتدا، تحلیل ترمودینامیکی مقدماتی از سیکل مورد نظر با استفاده از کد نوشته شده صورت گرفته است. با استفاده از تحلیل ترمودینامیکی انجام شده، نسبت فشار ۴ برای کمپرسور در نظر گرفته شده است. بازده گرمایی به دست آمده میکروتوربین ۲۵/۶۴ درصد می باشد. کار طراحی میکروکمپرسور مورد نظر در دور ۹۰,۰۰۰ دور در دقیقه انجام پذیرفته و ابعاد مطلوب آن استخراج شده است. میکروکمپرسور طراحی شده دارای ۹ تیغه اصلی و ۹ تیغه جداکننده بوده. قطر خارجی جزء دوار این کمپرسور ۹۵/۵ میلی متر می باشد. در گام بعد از فرآیند طراحی، هندسه سه بعدی کمپرسور استخراج شده است. در نهایت به منظور صحت گذاری بر طراحی انجام شده، از نرم افزار CCD برای طراحی کمپرسور گریز از مرکز استفاده شده و حل عددی جریان با استفاده از نرم افزار CFX روی هندسه تولید شده به دست آمده است.

واژه های کلیدی: میکروتوربین، میکروکمپرسور، کمپرسور گریز از مرکز، نسبت پخش، ضریب لغزش

Conceptual Design of a Centrifugal Compressor Impeller for a 65 KW Micro Gas Turbine

M. Akhlaghi, A. Mobasher Amini, Sh. Jazayeri Moghaddas, and Y. Azizi

Mechanical Engineering Department
Iran University of Science and Technology
(Received: 7/June/2015; Accepted: 12/October/2015)

ABSTRACT

The aim of this study is designing the impeller of a centrifugal compressor in order to supply pressure ratio for a 65 kW micro gas turbine. First, the primary thermodynamic analysis has been conducted for the considered cycle using a home made code. Herein, the compressor pressure ratio was considered to be 4. The obtained thermal efficiency was 25.64%. Then, the design of micro compressor in 90,000 rpm rotational speed was conducted and its dimensions were extracted. The designed micro compressor has 9 main blades and 9 splitter blades. The outer diameter of the compressor impeller was 95.5 mm. Then, the three-dimensional geometry of the compressor impeller was extracted. Finally, to validate the designed impeller, CCD software was used and CFD analysis has been conducted on generated geometry, using CFX.

Keywords: Micro Turbine, Micro Compressor, Centrifugal Compressor, Diffusion Ratio, Slip Factor

۱- استادیار (نویسنده پاسخگو): mohammad.akhlaghi@iust.ac.ir

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد: ali_mobasher@mecheng.iust.ac.ir

۳- دانشجوی کارشناسی ارشد: s_jazayeri@cmps2.iust.ac.ir

۴- دانشجوی دکتری: y_azizi@cmps2.iust.ac.ir

فهرست علائم و اختصارات

A	سطح مقطع، m^2
B	ضریب انسداد
D	قطر، m
\dot{m}	دبی جرمی، kg/s
r	شعاع، m
t	ضخامت، m
V	سرعت مطلق، m/s
W	سرعت نسبی، m/s
Z	تعداد تیغه

علائم یونانی

ρ	چگالی، kg/m^3
π	نسبت فشار
γ	نسبت گرماهای ویژه سیال عامل
θ	نسبت دمای ورودی به توربین به دمای ورودی به کمپرسور
α	زاویه مطلق جریان، درجه
β	زاویه تیغه، درجه
σ	ضریب لغزش

زیر نویس ها

$avail$	مفید
b	محفظه احتراق
B	تیغه
f	سیال
h	ریشه تیغه
ha	سمت جریان سرد رکوپراتور
hg	سمت جریان گرم رکوپراتور
I	جزء دوار
m	مؤلفه نصف النهاری
opt	شرایط بهینه
s	نوک تیغه
∞	شرایط ایده آل
θ	مؤلفه مماسی

۱- مقدمه

میکروتوربین‌های گاز باید به‌طور دقیق طراحی و ساخته شوند تا بتوانند بازده قابل قبولی داشته باشند. کارهای مختلف و گسترده‌ای برای طراحی و ساخت این واحدها صورت گرفته

است. برخی از این طرح‌ها علی‌رغم برخورداری از قابلیت‌های مطلوب، به دلایل مختلف به بهره‌برداری مناسب نرسیده‌اند. فناوری طراحی و تولید توربین‌های گازی با مقیاس کوچک همچنان در ابتدای راه رشد بوده و عملاً به بلوغ نهایی نرسیده است. با این وجود تعداد اندکی از شرکت‌ها مبادرت به امر طراحی و ساخت میکروتوربین‌های گازی نموده‌اند [۱]. تاکنون تقسیم‌بندی دقیقی برای توربین‌های گازی بر مبنای ظرفیت آن‌ها صورت نگرفته است و تقسیم‌بندی‌های موجود نیز از انسجام مناسبی برخوردار نیستند. نویسندگان و شرکت‌های سازنده مختلف، تعاریف متفاوتی را برای میکروتوربین‌ها ارائه کرده‌اند. این تعاریف به‌صورت سلیقه‌ای بوده و مبنای خاصی برای آن‌ها ذکر نشده است. غالباً واژه میکروتوربین برای محدوده توانی بین ۲۰ کیلووات تا ۵۰۰ کیلووات به‌کاربرده شده است [۲-۳]. هرچند برخی از تقسیم‌بندی‌ها تا ۱ مگاوات را نیز در بر گرفته‌اند.

آقای و طوسی، مبتنی بر به‌کارگیری تجارب محققان پیش از خود و با استفاده از یک کد خط میانی، نسبت به طراحی اولیه یک کمپرسور گریز از مرکز اقدام نمودند. زوایای ورودی و خروجی تیغه برای دست یافتن به نسبت فشار مشخص، دبی جرمی جریان و سرعت تیغه محاسبه شده‌اند. تطابق خوبی بین نتایج تحلیل یک‌بعدی جریان، نتایج CFD و نتایج آزمایشگاهی برای کمپرسوری با طراحی جدید و نسبت فشار نزدیک به ۴ حاصل شده است. این کمپرسور با دور حدود ۵۰,۰۰۰ دور در دقیقه و با دبی جرمی ۱,۴۵ کیلوگرم بر ثانیه کار می‌کند و در بهترین نقطه عملکردی، دارای بازده ۸۲ درصد می‌باشد [۴]. بنینی و جیاکومتی از محاسبات یک‌بعدی که شامل افت‌ها و انحراف‌ها بوده است و از انگیر^۱ استخراج شده است، به‌عنوان گام اول برای طراحی یک موتور توربوجت کوچک برای اهداف تحقیقاتی استفاده نمودند. پیکربندی این موتور به‌صورت یک شفت و با کمپرسوری گریز از مرکز با نسبت فشار ۲,۶۶ می‌باشد. این موتور در دور ۶۰,۰۰۰ دور در دقیقه کار می‌کند [۵]. هان^۲ و همکاران روی توسعه میکروتوربین گازی ۵۰۰ کیلوواتی کار کرده‌اند. هدف از مقاله ارائه‌شده توسط آن‌ها، امکان‌سنجی و توسعه نمونه‌ی اولیه‌ی یک میکروتوربین گازی با خروجی الکتریکی ۵۰۰ کیلووات بود. این میکروتوربین شامل

1- Aungier

2- Han

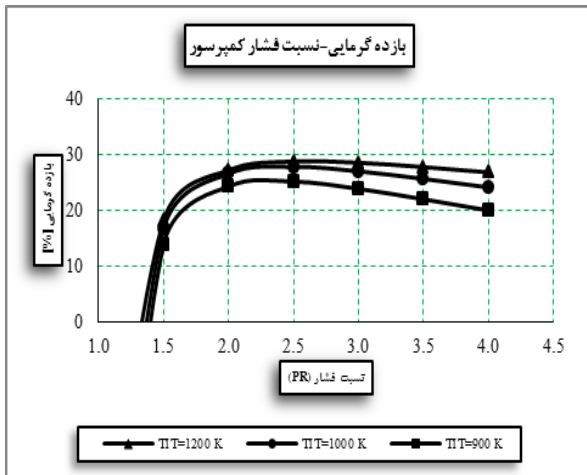
حاصل از طراحی یک بعدی و حل CFD با استفاده از نتایج آزمایشگاهی صحت‌گذاری شدند [۸].

در یک توربین گاز، توربوماشین‌ها اجزاء اصلی می‌باشند. توربوماشین یک توربین گاز شامل توربین و کمپرسور می‌باشد. توربوماشین‌ها از منظر مسیر جریان به دو دسته محوری و شعاعی تقسیم می‌شوند. توربوماشین‌های جریان محوری برای دبی‌های جرمی بالا و توربوماشین‌های جریان شعاعی برای دبی‌های جرمی پایین‌تر مناسب هستند. همچنین، نسبت فشاری که از یک طبقه کمپرسور گریز از مرکز قابل دریافت است، به مراتب بیش‌تر از نسبت فشار قابل حصول از یک طبقه کمپرسور جریان محوری است. در کار حاضر، طراحی کمپرسور یک میکروتوربین گاز مدنظر قرار گرفته است. یکی از مشخصه‌های میکروتوربین‌ها دبی جرمی بسیار پایین آن‌ها می‌باشد. از طرفی، یکی دیگر از مشخصه‌های بارز این واحدهای تولید انرژی، اندازه کوچک و حجم کم آن‌ها است. بنابراین در میکروتوربین‌ها به منظور تأمین نسبت فشار موردنیاز و همچنین ارضای محدودیت حجمی، از کمپرسورهای جریان شعاعی با دور بسیار بالا استفاده می‌شود [۹]. در کار حاضر، یک طبقه کمپرسور گریز از مرکز در نظر گرفته شده است. یکی دیگر از شاخصه‌های اصلی میکروتوربین‌ها، سرعت دورانی بسیار بالای آن‌ها می‌باشد. از طرفی به دلیل محدودیت‌های ناشی از تأثیرات عدد ماخ و ایجاد پدیده شوک، سرعت نوک تیغه کمپرسور به حدود 490 m/s محدود می‌شود. این دو عامل، خود محدودکننده قطر کمپرسور می‌باشند. روش‌ها و الگوریتم‌های متفاوتی برای طراحی کمپرسور گریز از مرکز توسط افراد مختلف ارائه شده است. در کار پیش رو، با توجه به اطلاعات و ورودی‌های موجود و همچنین نیازهای طراحی، الگوریتم مناسب در نظر گرفته شده و کد مربوط به آن به زبان ویژوال بیسیک و در قالب محیط اکسل نوشته شده است. از این برنامه نوشته شده به منظور طراحی کمپرسور موردنظر استفاده شده و خروجی‌های موردنیاز استخراج شده است.

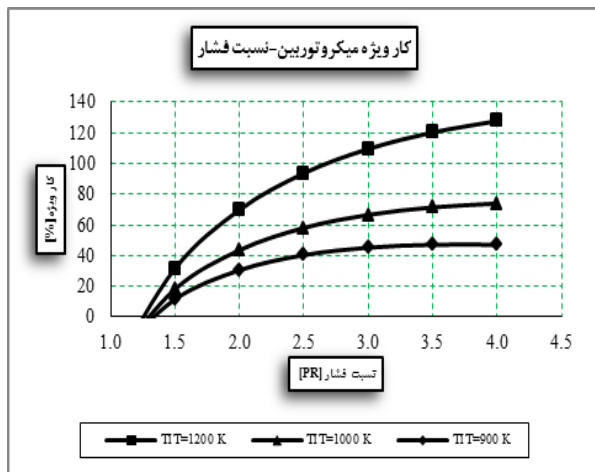
۲- تحلیل سیکل ترمودینامیکی

به منظور طراحی اجزاء یک توربین گاز، ابتدا لازم است که یک تحلیل ترمودینامیکی از سیکل موردنظر صورت گیرد. مهم‌ترین ورودی‌های لازم جهت طراحی میکروکمپرسور موردنظر نسبت

یک کمپرسور گریز از مرکز، یک توربین شعاعی، یک محفظه احتراق حلقوی، یک راکوپراتور و یک ژنراتور سرعت بالا می‌باشد. طراحی صورت گرفته برای سرعت دورانی $400,000$ دور در دقیقه، دمای ورودی به توربین 1200 کلوین و نسبت فشار ۳ است. محدودیت در نظر گرفته شده برای طراحی این میکروتوربین، حجم کم‌تر از 1 لیتر بود. با در نظر گرفتن این محدودیت و پارامترهای طراحی، پیکربندی مطلوب ارائه شده و محاسبات مربوط به اجزاء صورت گرفته است [۶]. تاماکی^۱ و همکاران، از روش خط میانی جریان برای ارائه طراحی آیرودینامیکی کمپرسور گریز از مرکز با تیغه‌های جداکننده که در توربوشارژر AT14 به کار برده شده است، استفاده کردند. بخش ورودی کمپرسور در ابتدا با انتخاب شعاع ورودی طراحی شد. این شعاع ورودی به گونه‌ای تعیین شد که عدد ماخ نسبی در نوک تیغه در ورودی دارای کم‌ترین مقدار خود باشد. همچنین، دبی جرمی سکنه با استفاده از روابط تجربی تعیین شد تا اطمینان حاصل شود که عملکرد کمپرسور بین محدوده خفکان و سکنه باشد. بخش خروجی جزء دوار برای دست‌یافتن به نسبت فشار موردنظر، طراحی شد. یک پخش‌کن پره‌دار نیز با استفاده از روابط تجربی و محاسبات یک بعدی طراحی گردید. مقادیر زوایای ورودی و خروجی جزء دوار و اندازه‌های آن و همچنین هندسه آن محاسبه شد. در نهایت، کمپرسور طراحی شده با استفاده از حل عددی تحلیل شد [۷]. هدف اصلی الکین و همکارانش در کاری که انجام داده‌اند، ارائه نتایج حاصل از یک برنامه یک بعدی به عنوان پشتیبان طراحی جزء دوار کمپرسور گریز از مرکز می‌باشد. به دنبال این کار، حل CFD نیز انجام شده است. در کنار آن، تلاش شده است که یک کد باز برای طراحی کمپرسور گریز از مرکز فراهم آید تا در کارهای آینده بتوان روابط جدید را برای انجام محاسبات عملکردی دیگر به آن اضافه نمود. این برنامه کامپیوتری به زبان فرترن نوشته شده است که این امکان را فراهم می‌نماید تا محاسبات یک بعدی طراحی کمپرسور گریز از مرکز، با استفاده از پارامترهای بی‌بعد، با هزینه و زمان کم‌تری انجام شود. پس از طراحی و استخراج پارامترهای هندسی موردنظر، حل CFD روی این هندسه انجام شده است. در این کار یک کمپرسور گریز از مرکز با نسبت فشار 4.7 ، دبی جرمی 4 کیلوگرم بر ثانیه و بازده آیزنتروپیک 83 درصد طراحی شد. در نهایت، نتایج



شکل (۱): نمودار مربوط به تغییر بازده گرمایی سیکل برحسب نسبت فشار کمپرسور.



شکل (۲): نمودار مربوط به تغییر کار ویژه میکروتوربین برحسب نسبت فشار کمپرسور.

باتوجه به دمای ورودی به توربین در نظر گرفته شده برای سیکل و همچنین با استفاده از نسبت فشار حاصل از تحلیل، پارامترهای مختلف سیکل ترمودینامیکی سیستم میکروتوربین گازی محاسبه شده و در جدول ۱ ارائه شده‌اند. البته لازم به ذکر است که این اعداد، مقادیر اولیه طراحی هستند و در خلال طراحی هریک از اجزاء سیکل تغییراتی در آنها حاصل خواهد شد.

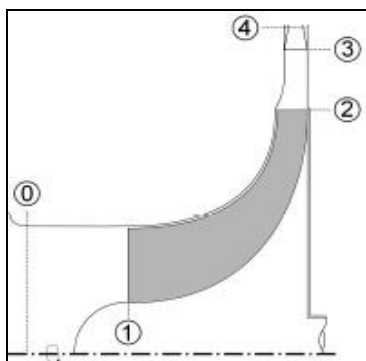
فشار و دبی جرمی هوا می‌باشد که با تجزیه و تحلیل سیکل ترمودینامیکی میکروتوربین گاز، قابل محاسبه است.

مقدار فشار بهینه برای کار حاضر که در آن نسبت دماها (θ) تقریباً ۴ می‌باشد، در حدود ۱۱ است. این مقدار نسبت فشار در یک طبقه کمپرسور گریز از مرکز قابل حصول نیست، لذا برای افزایش بازده سیکل و قابلیت توجیه اقتصادی آن از رکوپراتور استفاده می‌شود. رکوپراتور یک مبدل حرارتی گاز به گاز است که از انرژی حرارتی گازهای داغ خروجی از توربین برای پیش گرمایش هوای ورودی به محفظه احتراق استفاده می‌کند [۹].

در یک سیکل واقعی، بخش‌های مختلف دارای افت‌هایی هستند که این افت‌ها روی عملکرد سیستم و بازده آن تأثیرگذار خواهند بود. به منظور تحلیل سیکل واقعی ترمودینامیکی سیستم میکروتوربین گاز مورد نظر افت‌های بخش‌های مختلف سیستم با توجه به کارهای انجام شده قبلی و مقادیر پیشنهادی منابع مختلف انتخاب شده‌اند [۱۰-۱۱]. افت فشار در رکوپراتور و در سمت هوای سرد آن برابر ۳ درصد فشار هوای خروجی از کمپرسور، افت فشار در رکوپراتور و در سمت هوای گرم آن برابر ۴ درصد فشار هوای محیط و افت فشار در محفظه احتراق برابر ۵ درصد فشار خروجی از کمپرسور در نظر گرفته شده‌اند. لازم به ذکر است که بازده کمپرسور، توربین و محفظه احتراق به ترتیب برابر با ۸۰٪، ۸۲٪ و ۹۷٪ قرار داده شده‌اند. ضریب عملکرد رکوپراتور و بازده مکانیکی سیکل نیز به ترتیب ۸۵٪ و ۹۸٪ می‌باشند.

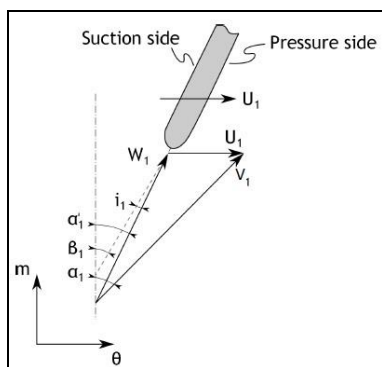
نمودار تغییرات بازده گرمایی و کار ویژه سیکل برحسب نسبت فشار در شکل‌های ۱-۲ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۱ مشاهده می‌شود، بازده سیکل در نسبت فشار حدود ۲/۵ بیش‌ترین مقدار را دارد. ولی با توجه به شکل ۲ در این نسبت فشار کار ویژه میکروتوربین پایین است. بنابراین باید مصالحه‌ای بین این دو نمودار صورت گیرد. به این صورت که با انتخاب نسبت فشار بالاتر، با اندکی کاهش بازده، کار ویژه به مقدار مناسبی افزایش می‌یابد. باتوجه به مطالب بیان شده، نسبت فشار ۴ برای کمپرسور در نظر گرفته شده است.

از جزء دوار، نقطه ۳ محل ورود هوا به دیفیوزر و نقطه ۴ محل خروج هوا از دیفیوزر می‌باشد.



شکل (۳): نقاط مختلف کمپرسور گریز از مرکز [۱۳].

یکی از ابزارهای بسیار مفید برای طراحی توربوماشین‌ها استفاده از مثلث‌های سرعت جریان می‌باشد. مثلث سرعت ورودی به جزء دوار یک کمپرسور گریز از مرکز در شکل ۴ نشان داده شده است که در آن، V_1 سرعت مطلق جریان در ورود به تیغه جزء دوار، W_1 سرعت نسبی ورودی و U_1 سرعت تیغه در شعاع موردنظر می‌باشند. همچنین، α_1 زاویه مطلق جریان ورودی، β_1 زاویه تیغه در ورودی، α'_1 زاویه نسبی جریان ورودی و i_1 زاویه برخورد در ورود به جزء دوار می‌باشند. مثلث سرعت خروجی از جزء دوار نیز در شکل ۵ نشان داده شده است که در آن نیز V_2 ، W_2 و U_2 به ترتیب سرعت مطلق جریان خروجی از جزء دوار، سرعت نسبی جریان خروجی از جزء دوار و سرعت نوک جزء دوار در خروج را نشان می‌دهند. همچنین، α_2 ، β_2 و α'_2 به ترتیب نشان‌دهنده زاویه مطلق جریان در خروجی جزء دوار، زاویه تیغه در خروجی و زاویه نسبی جریان در خروجی جزء دوار می‌باشند [۱۴].



شکل (۴): مثلث سرعت ورودی به جزء دوار کمپرسور [۱۴].

جدول (۱): پارامترهای طراحی ترمودینامیکی.

پارامتر	مقدار
دمای کل خروجی از کمپرسور (کلوین)	۴۶۳٫۲۰
فشار کل خروجی از کمپرسور (کیلوپاسکال)	۴۰۵٫۳۰
دمای کل ورودی به توربین (کلوین)	۱۱۷۳٫۲
فشار کل ورودی به توربین (کیلوپاسکال)	۳۶۴٫۷۷
سطح بالای فشار رکوپراتور (کیلو پاسکال)	۳۸۹٫۰۹
سطح پایین فشار رکوپراتور (کیلو پاسکال)	۱۰۱٫۳۳
کار توربین (کیلووات)	۲۹۰٫۶۵
کار موردنیاز کمپرسور (کیلووات)	۱۷۹٫۵۱
دبی جرمی هوای ورودی (کیلوگرم بر ثانیه)	۰٫۵۸
دبی جرمی سوخت (کیلوگرم بر ثانیه)	۰٫۰۰۷
بازدهی گرمایی سیکل	۲۵٫۶۴
نسبت فشار توربین	۳٫۵۴
نسبت هوا به سوخت	۰٫۰۱۱

۳- ملاحظات کلی طراحی کمپرسور

کمپرسور موردنظر در این طراحی دارای یک جزء دوار و تعدادی تیغه پخش‌کن است که در ادامه جزء دوار قرار می‌گیرند. هوا پس از ورود به داخل جزء دوار همراه با آن دوران کرده و پس از تغییر زاویه، به صورت شعاعی خارج می‌شود. در گذر از جزء دوار، هم فشار استاتیکی و هم فشار کل هوا افزایش می‌یابد. این افزایش فشار ناشی از اعمال نیروی گریز از مرکز به سیال است. در این بین، به دلیل شتاب گریز از مرکزی که به هوا اعمال می‌شود سرعت آن نیز افزایش می‌یابد. به منظور استفاده از این سرعت زیاد و تبدیل آن به فشار استاتیکی، در ادامه جزء دوار از پخش‌کن استفاده می‌شود. البته به دلیل غیریکنواخت بودن سیال خروجی از جزء دوار، فضای بسیار کوتاهی بین خروجی آن تا ورودی پخش‌کن در نظر گرفته می‌شود که سیال پس از یکنواخت شدن وارد تیغه‌های پخش‌کن شود. به این فضای خالی، پخش‌کن بدون تیغه می‌گویند. میزان تبدیل سرعت سیال به فشار استاتیکی در پخش‌کن باید به گونه‌ای باشد که سرعت سیال در خروج از کمپرسور برای ورود به رکوپراتور و به دنبال آن، محفظه احتراق مناسب باشد [۱۲]. نقاط مختلف کمپرسور در این مقاله بر اساس شکل ۳ شماره‌گذاری شده‌اند. در این شکل، نقطه ۰ محل ورود هوا به کمپرسور، نقطه ۱ محل مکش هوا به داخل جزء دوار کمپرسور، نقطه ۲ محل خروج هوا

ورودی و رسیدن به ابعاد بهینه ورودی به کمپرسور، مقدار این ضریب انسداد محاسبه می‌شود [۱۴].

پارامتر مهم دیگر در طراحی کمپرسورهای جریان شعاعی که خروجی جزءدوار را به ورودی آن مرتبط می‌سازد، نسبت پخش می‌باشد که به صورت زیر تعریف می‌شود:

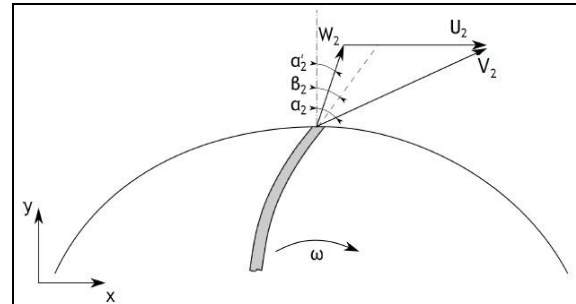
$$DR = \frac{W_{1s}}{W_2}, \quad (2)$$

که در آن، W_{1s} سرعت نسبی جریان در ورودی و در نوک جزء دوار و W_2 سرعت نسبی جریان در خروجی جزء دوار است. در واقع نسبت پخش مشخص می‌کند که چه مقدار از افزایش فشار، ناشی از کاهش سرعت نسبی سیال است. مقدار بیشینه معمول برای نسبت پخش حدود ۱٫۷ می‌باشد. برای کمپرسورهای جریان شعاعی کوچک که باید نسبت فشار بالایی را ایجاد کنند این مقدار تا ۱٫۹ نیز در نظر گرفته شده است. اگر این مقدار بیش از اندازه افزایش یابد، افت‌های ایجاد شده در مسیرهای جزء دوار به اندازه‌ای زیاد خواهند بود که یک طراحی ناپایا حاصل می‌شود. در این کار مقدار نسبت پخش برابر با ۱٫۷ در نظر گرفته شده است [۴].

مسئله مهم دیگر این است که زاویه خروجی جزء دوار صفر در نظر گرفته شده است، یعنی تیغه جزء دوار در خروجی دارای زاویه نمی‌باشد و کاملاً شعاعی است. این مقدار به این خاطر در نظر گرفته شده است که برای تیغه‌های یک کمپرسور گریز از مرکز که با دور بالا کار می‌کند، بارگذاری در ناحیه خروجی آن زیاد بوده و مقدار تنش وارد شده به آن زیاد است. از این رو تیغه را کاملاً شعاعی می‌سازند تا در مقابل تنش مقاومت بیش‌تری داشته باشد [۱۳]. پارامتر ورودی دیگر جهت طراحی کمپرسور گریز از مرکز در الگوریتم در نظر گرفته شده، نسبت بین سرعت مطلق مماسی به سرعت مطلق نصف‌النهاری در خروجی از جزء دوار می‌باشد.

$$\lambda = \frac{V_{\theta 2}}{V_{m 2}} = \tan \alpha_2. \quad (3)$$

در رابطه (۳)، $V_{\theta 2}$ و $V_{m 2}$ به ترتیب مؤلفه‌های مماسی و نصف‌النهاری سرعت مطلق در خروجی از جزء دوار هستند. نسبت بین این دو مقدار بر اساس شکل ۵ نشان‌دهنده زاویه مطلق جریان در خروجی از جزء دوار می‌باشد. مقدار مناسب این زاویه برای جلوگیری از اغتشاش بیش از حد جریان در



شکل (۵): مثلث سرعت خروجی از جزء دوار کمپرسور [۱۴].

بخش اصلی طراحی کمپرسور بر مبنای روابط یک‌بعدی ارائه شده توسط جاپیکس^۱ می‌باشد. شرایط محیط برای طراحی در نظر گرفته شده، شرایط استاندارد ($T_{\infty} = 288.15K$ و $P_{\infty} = 101.325kPa$) است. برای طراحی ورودی جزء دوار، یک قطر نوک جزء دوار بهینه وجود دارد که برای این مقدار بهینه، سرعت نسبی جریان در ورودی جزء دوار کم‌ترین مقدار را دارا می‌باشد. برای طراحی ورودی جزء دوار کمپرسور نیاز به یک پارامتر ورودی هندسی داریم. این ورودی می‌تواند به شکل قطر ریشه ورودی جزء دوار و یا نسبت اقطار ورودی (نسبت قطر ریشه به قطر نوک جزء دوار در ورودی) باشد. در کار حاضر، نسبت اقطار ورودی به عنوان ورودی در نظر گرفته شده است. با آغاز محاسبات، مقدار بهینه نوک جزء دوار و سپس قطر ریشه جزء دوار در ورودی آن تعیین شده‌اند. افزایش عدد ماخ نسبی ورودی موجب افزایش افت‌های ناشی از آثار عدد ماخ می‌گردد. لزوم طراحی بهینه‌ی ورودی کمپرسور گریز از مرکز در مراجع و کتاب‌های معتبر طراحی توربوماشین مورد بحث و بررسی قرار گرفته و روش‌های تقریباً یکسانی برای آن ارائه شده است [۱۳]. برای سطح مقطع ورودی جریان (سطح مقطع مفید جریان) داریم [۱۴]:

$$A_{1,avail} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 V_{m1s} (1 - B_1)}. \quad (1)$$

در این رابطه، \dot{m} دبی جرمی جریان، ρ_1 چگالی هوای ورودی به جزءدوار، V_{m1s} مؤلفه‌ی سرعت مطلق جریان در ورودی به جزءدوار در صفحه نصف‌النهاری و در نوک تیغه می‌باشند. پارامتر B_1 نیز ضریب انسداد است. این پارامتر در بردارنده آثار تیغه ورودی و همچنین توزیع غیریکنواخت هوای ورودی می‌باشد. در خلال فرآیند طراحی و بهینه‌کردن سرعت نسبی

دقیق‌ترین فرمول‌های ارائه‌شده، ضریب لغزش ویسنر^۱ می‌باشد که با رابطه (۶) تعریف می‌شود.

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\cos \beta_2}}{Z_1^{0.7}} \quad (6)$$

در این رابطه، σ نشان‌دهنده ضریب لغزش می‌باشد و Z_1 تعداد تیغه‌های جزء دوار کمپرسور است [۱۴].

کمپرسورهای به‌کار برده‌شده در توربوشارژرها که مانند میکروتوربین‌های گاز با دور بالا کار می‌کنند و همچنین کمپرسورهای طراحی‌شده در مقیاس کوچک، معمولاً بین ۷ تا ۱۰ تیغه دارند. دلیل استفاده از تیغه‌های کم در این نوع کمپرسورها این است که به‌دلیل کوچک‌بودن فضای کار کمپرسور، اگر تعداد تیغه‌ها افزایش یابد، سطح مقطع مناسب برای عبور جریان وجود نخواهد داشت. از طرفی دیگر اگر ضخامت تیغه‌ها کاهش یابد از نظر مقاومت مصالحی دچار مشکل می‌شویم [۵]. در نظر گرفته شده است که کمپرسور موردنظر در این طراحی دارای ۹ تیغه اصلی و ۹ تیغه جداکننده باشد. به‌منظور یکنواخت‌کردن جریان عبوری از جزء دوار بین تیغه‌های اصلی، تیغه‌های جداکننده قرار داده می‌شود.

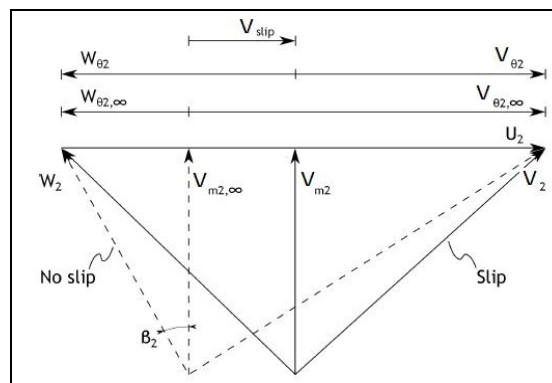
۴- مدل محاسبات

همان‌گونه که بیان شد، فرآیند محاسبات با بهینه‌سازی ورودی جزء دوار آغاز می‌شود. این بخش از محاسبات بر اساس یک فرآیند سعی و خطا استوار است. در این فرآیند، مقدار اولیه‌ای برای ضریب انسداد B_1 در نظر گرفته می‌شود. با تغییر مؤلفه نصف‌النهاری جریان در نوک تیغه جزء دوار (در ورودی) شرایط ورودی در نوک جزء دوار محاسبه شده و تعیین می‌گردد که کدام مقدار V_{m1s} سرعت نسبی جریان در نوک تیغه ورودی را کمینه می‌کند. با استفاده از مقدار سرعت محاسبه‌شده و با توجه به این که جریان ورودی کاملاً محوری فرض شده است و به‌کمک مثلث سرعت ورودی، مؤلفه سرعت مطلق ورودی محاسبه می‌شود. با استفاده از شرایط ورودی به کمپرسور (دما و فشار کل) و با استفاده از معادلات (۷) و (۸) شرایط استاتیک ورودی را تعیین می‌کنیم.

$$T = T_0 - \frac{V^2}{2C_p} \quad (7)$$

ورود به تیغه‌های پخش‌کن در حدود ۶۰ درجه پیشنهاد شده است [۱۳].

پارامتر دیگری که رفتار جریان در خروجی جزء دوار را تعیین می‌نماید، ضریب لغزش است. به‌دلیل اختلاف سرعتی که در طرفین تیغه جزء دوار ایجاد می‌شود و همچنین اختلاف فشار طرفین، در خروجی جزء دوار سیال از سمت فشار تیغه که در آن فشار بالاست به سمت مکش تیغه که فشار پایین‌تری دارد؛ جریان می‌یابد که به این پدیده لغزش جریان می‌گویند. این پدیده باعث می‌شود که جریان هوای عبوری به‌طور کامل از تیغه جزء دوار تبعیت نکند. تأثیر این پدیده در مثلث سرعت خروجی از جزء دوار شکل ۶ نشان داده شده است.



شکل (۶): ضریب لغزش - مقایسه مثلث سرعت خروجی از جزء دوار در حالت ایده‌آل و واقعی [۱۴].

با استفاده از مثلث سرعت شکل ۶ و با یک سری محاسبات جبری و برداری می‌توانیم به روابط (۴) و (۵) برسیم که به‌ترتیب از آن‌ها برای محاسبه مؤلفه نصف‌النهاری سرعت مطلق خروجی از جزء دوار و سرعت نوک تیغه جزء دوار استفاده نماییم.

$$V_{m2} = \sqrt{\frac{(\sigma W_2)^2}{(\tan \beta_2 + \sigma \lambda_2 - \lambda_2)^2 + \sigma^2}} \quad (4)$$

$$U_2 = \frac{V_{m2} (\lambda_2 - \tan \beta_2)}{\sigma} \quad (5)$$

تعاریف و فرمول‌های مختلفی برای محاسبه ضریب لغزش توسط افراد مختلف ارائه شده است که یکی از بهترین و

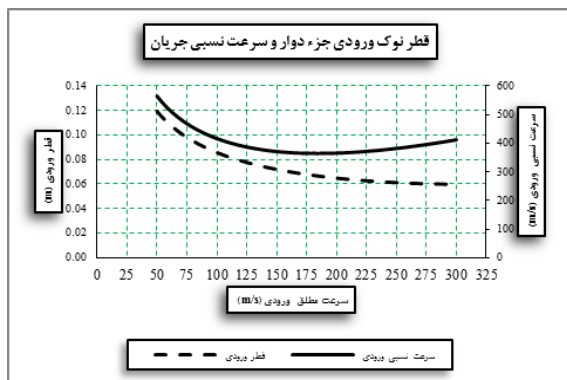
در این رابطه، β زاویه تیغه در هر شعاع دلخواه r_1 می‌باشد. این حلقه سعی و خطا تا جایی ادامه می‌یابد که مقدار دبی جرمی همگرا گردد. نمودار تغییرات سرعت نسبی و قطر ورودی جزء دوار برحسب سرعت مطلق محوری جریان در شکل ۸ نشان داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، برای مقدار مشخصی از سرعت مطلق محوری، سرعت نسبی جریان در نوک ورودی تیغه به کم‌ترین مقدار خود می‌رسد.

با اندازه‌گذاری ورودی جزء دوار نوبت به تعیین شرایط خروجی جزء دوار می‌رسد. روابط مربوط به طراحی خروجی جزء دوار کمپرسور در بخش قبل ذکر شده‌اند. با داده‌های ورودی مناسب و با استفاده از این روابط، خروجی جزء دوار نیز به‌طور کامل قابل محاسبه و اندازه‌گذاری است. نکته قابل ذکر این است که برای محاسبه پهنای خروجی تیغه از رابطه زیر استفاده شده است:

$$b_2 = \frac{A_2}{2\pi r_2 - \frac{Z_1 t_B}{\cos \beta_1}} \quad (11)$$

که در آن، b_2 پهنای خروجی تیغه، A_2 سطح مقطع خروجی و t_B ضخامت تیغه را نشان می‌دهند.

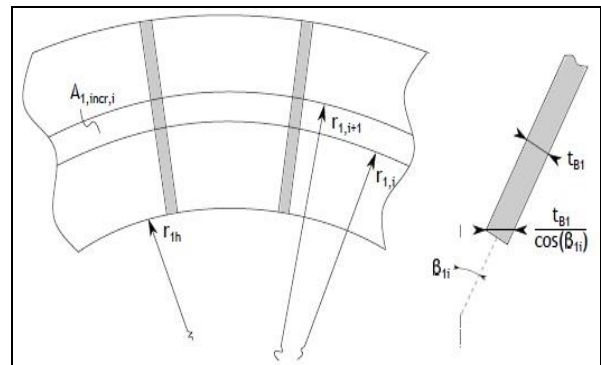
با انجام محاسبات، مشخصه‌های هندسی جزء دوار کمپرسور به‌دست آمده‌اند که در جداول ۴-۲ آورده شده‌اند. در جدول ۲ اندازه نقاط مختلف جزء دوار، در جدول ۳ سرعت‌های نقاط مختلف و در جدول ۴ زوایای مختلف را مشاهده می‌نمایید. همچنین، مثلث‌های سرعت ورودی به جزء دوار در شعاع‌های نوک، میانی و ریشه تیغه در شکل ۹ با هم مقایسه شده و مثلث سرعت خروجی از جزء دوار در شکل ۱۰ نشان داده شده است.



شکل ۸: نمودار تغییرات سرعت نسبی ورودی هوا در نوک جزء دوار و قطر تیغه در ورودی برحسب سرعت مطلق ورودی.

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (8)$$

بنابراین شرایط ترمودینامیکی ورودی جزء دوار به‌طور کامل قابل تعیین کردن می‌باشد. با استفاده از قانون گاز کامل چگالی گاز در ورودی جزء دوار تعیین می‌گردد. با داشتن مقدار B_1 ، سطح مقطع ورودی به جزء دوار از رابطه (۱) پیروی می‌کند. پس از تعیین مساحت ورودی، شعاع نوک تیغه جزء دوار قابل محاسبه خواهد بود. به‌منظور بررسی این که آیا مقدار ضریب انسداد حدس زده شده مناسب است یا خیر، مقدار دبی جرمی با استفاده از مقدار شعاع نوک تیغه، محاسبه شده و با مقدار دبی جرمی داده شده مقایسه می‌شود. محاسبه دبی جرمی با استفاده از شکل ۷ انجام می‌شود. برای این کار دبی جرمی عبورکننده از هر المان سطح از ورودی جزء دوار را محاسبه کرده و با جمع کردن آن‌ها دبی جرمی تعیین می‌گردد.

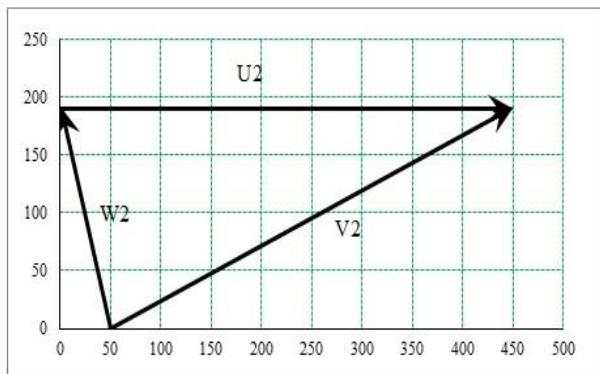


شکل (۷): نحوه المان‌بندی جهت محاسبه سطح مقطع و دبی جریان ورودی جزء دوار [۱۳].

$$A_{1,incr} = \frac{\dot{m}}{N \rho_1 V_{m1}} \quad (9)$$

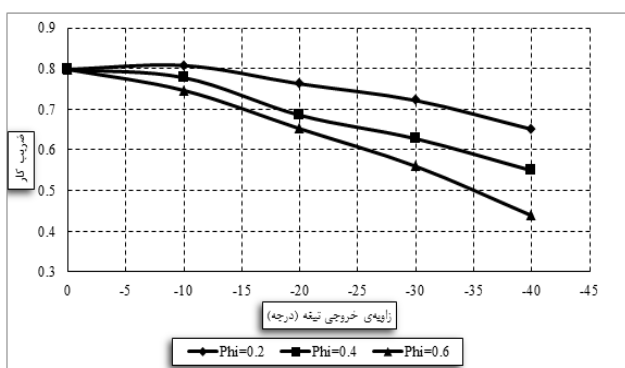
در رابطه (۹)، $A_{1,incr}$ سطح مقطع هر المان سطح و N تعداد المان‌ها را نشان می‌دهند. البته برای انجام این محاسبات زاویه تیغه در شعاع‌های مختلف لازم می‌باشد. مقدار این زاویه در ریشه و نوک ورودی تیغه با استفاده از مثلث‌های سرعت قابل محاسبه است. نکته لازم به‌ذکر این است که تغییر زاویه تیغه از ریشه تا نوک به‌صورت خطی فرض شده و از رابطه (۱۰) محاسبه می‌گردد.

$$\beta = \frac{r_1 - r_{1h}}{r_{1s} - r_{1h}} (\beta_{1s} - \beta_{1h}) + \beta_{1h} \quad (10)$$



شکل (۱۰): مثلث سرعت خروجی از جزء دوار.

در شکل ۱۱ تغییرات ضریب کار برای زوایای خروجی تیغه مختلف در ضریب جریان‌های مختلف رسم شده است. با افزایش زاویه خروجی تیغه، ضریب کار کاهش می‌یابد. ضمن این‌که با توجه به منحنی‌های رسم‌شده برای ضرایب جریان مختلف، مشخص است که ضریب کار با افزایش ضریب جریان، کاهش می‌یابد. نقطه طراحی در مطالعه حاضر معادل با زاویه خروجی صفر و ضریب کار ۰/۸ می‌باشد.



شکل (۱۱): تغییرات ضریب کار برحسب زاویه خروجی تیغه برای ضرایب جریان مختلف.

۵- محاسبه افت‌ها

در زمان کار کمپرسور برای تأمین فشار موردنظر، افت‌هایی در جزء دوار رخ می‌دهد که دارای منابع مختلفی می‌باشد. این افت‌ها عموماً شامل افت‌های ناشی از بارگذاری طبقه و جریان‌های ثانویه، پره‌های راهنمای ورودی (در صورت به‌کارگیری)، افت‌های اصطکاکی و افت‌های جریان برگشتی هستند. در کار حاضر، به‌منظور محاسبه افت‌ها از روابط ارائه‌شده توسط ناسا استفاده شده است. در ادامه، افت‌های

جدول (۲): مشخصه‌های هندسی محاسبه‌شده جزء دوار.

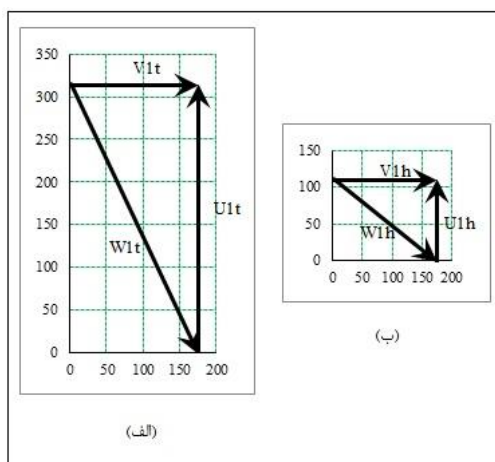
پارامتر	مقدار (mm)
قطر ریشه ورودی جزء دوار	۲۳,۳
قطر نوک تیغه ورودی جزء دوار	۶۶,۶
قطر خروجی جزء دوار	۹۵,۵۰
پهنای خروجی تیغه	۵,۳۶
طول محوری جزء دوار	۳۳,۴۲

جدول (۳): سرعت هوا و جزء دوار در نقاط مختلف جزء دوار.

سرعت	مقدار (m/s)
سرعت مطلق ورودی	۱۷۴
سرعت نسبی ورودی (نوک تیغه)	۳۶۴,۷۱
سرعت مطلق خروجی	۴۰۱,۷۶
سرعت نسبی خروجی	۲۱۴,۱۲
سرعت خطی تیغه در خروجی	۴۵۰,۱۱

جدول (۴): زوایای جریان هوا در نقاط مختلف.

زاویه	مقدار (درجه)
زاویه تیغه در ورودی (ریشه تیغه)	۳۰,۸۳
زاویه تیغه در ورودی (نوک تیغه)	۵۹,۶۴
زاویه مطلق جریان در ورود	۰
زاویه نسبی جریان در ورود (ریشه تیغه)	۳۰,۸۳
زاویه نسبی جریان در ورود (نوک تیغه)	۵۹,۶۴
زاویه مطلق جریان خروجی	۶۱,۶۱
زاویه نسبی جریان خروجی	۱۳,۴۲



شکل (۹): مثلث‌های سرعت ورودی به جزء دوار، الف) نوک تیغه، ب) ریشه تیغه.

$$\frac{L}{D_2} = \frac{1}{2} \frac{1 - \frac{D_{1m}}{0.3048}}{\cos \beta_2} \quad (16)$$

$$\frac{D_{hyd}}{D_2} = \frac{1}{\frac{Z}{\pi \cos \beta_2} + \frac{D_2}{b_2}} + \frac{D_{1s}/D_2}{\frac{2}{1 - D_{1h}/D_{1s}} + \frac{2}{\pi(1 + D_{1h}/D_{1s})} \sqrt{1 + \tan^2 \beta_{1s} \left(\frac{1 + (D_{1h}/D_{1s})^2}{2} \right)}} \quad (17)$$

$$\left(\frac{W}{U_2} \right)_{ave}^2 = \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{V_{1m}}{U_2} \right)^2 + \left(\frac{D_{1m}}{D_2} \right)^2 + 0.49 \left[\left(\frac{V_{1m}}{U_2} \right)^2 + \left(\frac{D_{1s}}{D_2} \right)^2 \right] \right\} \quad (18)$$

۵-۳- افت اصطکاک دیسک

برای محاسبه مقدار افت مزاحمت هوا^۱ در صفحه پشتی کمپرسور از رابطه زیر استفاده شده است [۱۵]:

$$\Delta h_{DF} = 0.01356 \frac{\rho_2}{\dot{m} \text{Re}^{0.2}} U_2^3 D_2^2, \quad (19)$$

که در آن، مقدار عدد رینولدز با استفاده از رابطه زیر تعریف شده است:

$$\text{Re} = \frac{U_2 D_2 \rho_{02}}{\mu_{02}}. \quad (20)$$

۵-۴- افت جریان برگشتی

افت‌های ناشی از کار اضافه انجام شده برای غلبه بر جریان برگشتی در جزء دوار از رابطه زیر محاسبه شده است [۱۵]:

$$\Delta h_{RC} = 0.02 (\tan \alpha_2)^{0.5} U_2^2 D_f^2 \quad (21)$$

بعد از انجام محاسبات و با استفاده از ابعاد و سرعت‌های محاسبه شده در نقاط مختلف جزء دوار، افت‌های موجود در جزء دوار با استفاده از روابط (۱۴)، (۱۷)، (۲۱) و (۲۳) انجام گرفت. با احتساب این افت‌ها بازده جزء دوار کمپرسور محاسبه گردید که نتیجه، ۷۴/۳ حاصل شد.

۵-۵- افت لقی نوک تیغه

به‌منظور این‌که جزء دوار آزادانه دوران کند، فضای خالی بسیار کوچکی را بین نوک تیغه و پوسته در نظر می‌گیرند. هنگام

مختلف و روابط به‌کار گرفته شده برای محاسبه آن‌ها ارائه شده است [۱۵].

۵-۱- افت بارگذاری تیغه

رشد لایه‌مرزی در جزء دوار به‌شدت به مقدار پخش سیال عامل در آن بستگی دارد. اگر مقدار نسبت پخش در طول جزء دوار زیاد باشد، منجر به رشد بیش‌ازحد لایه مرزی و ایجاد جریان‌های ثانویه می‌شود که افت زیادی را به‌همراه خواهد داشت. برای محاسبه مقدار افت ناشی از بارگذاری تیغه، رابطه زیر مورد استفاده قرار گرفته است [۱۵]:

$$\Delta h_{BL} = 0.05 D_f^2 U_2^2, \quad (22)$$

که در آن، D_f ضریب پخش بوده و با استفاده از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$D_f = 0.3 + \frac{0.75 q_{th}}{\frac{W_{1s}}{U_2} \left[\frac{Z}{\pi} \left(1 - \frac{D_{1s}}{D_2} \right) + 2 \frac{D_{1s}}{D_2} \right]}, \quad (23)$$

که در آن، q_{th} نسبت کار واقعی به کار ایده‌آل است و از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$q_{th} = \frac{U_2 V_{\theta 2} - U_{1m} V_{\theta 1m}}{U_2^2}. \quad (24)$$

۵-۲- افت اصطکاک پوسته‌های

علاوه بر افت‌های ناشی از بارگذاری طبقه و جریان‌های ثانویه، افت دیگری نیز در جزء دوار رخ می‌دهد که ناشی از اصطکاک سیال با ناحیه ترشده جزء دوار است. رابطه زیر برای محاسبه مقدار افت ناشی از اصطکاک پوسته‌ای بر اساس افت جریان در لوله برای جریان کاملاً توسعه‌یافته ارائه شده است [۱۵]:

$$\Delta h_{SF} = 5.6 C_f \frac{L/D_2}{D_{hyd}/D_2} \left(\frac{W}{U_2} \right)_{ave}^2 U_2^2, \quad (25)$$

که در آن، (L/D_2) نسبت طول به قطر خروجی جزء دوار، (D_{hyd}/D_2) نسبت قطر هیدرولیکی جزء دوار به قطر خروجی آن و (W/U_2) نسبت سرعت نسبی متوسط به سرعت خطی تیغه در ناحیه خروجی می‌باشند که با استفاده از روابط (۱۶-۱۸) قابل محاسبه‌اند.

مجموعه‌ای از نقاط مرجع بیان می‌شوند که عموماً تحت کنترل طراح قرار دارند [۱۴].

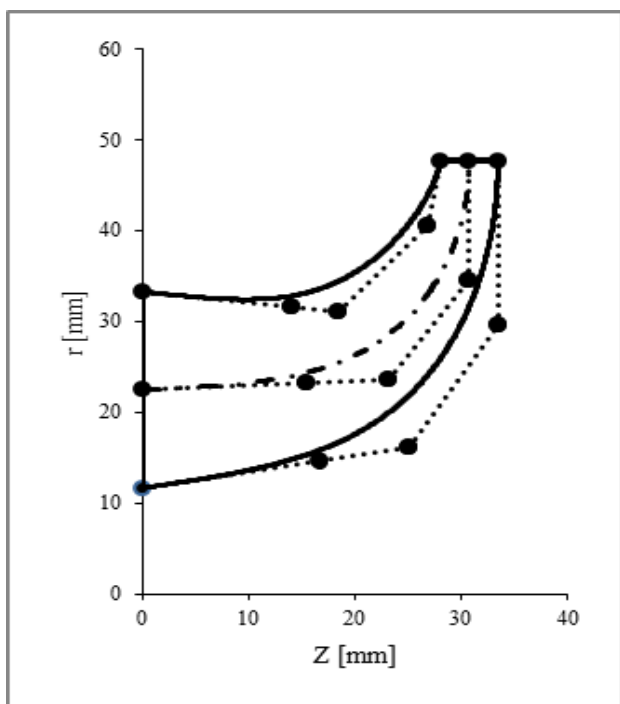
هنگام تولید یک چندجمله‌ای بزیر $n+1$ نقطه مرجع مورد استفاده قرار می‌گیرد. این نقاط از ۰ تا n شماره‌گذاری شده‌اند که نقطه مورد نظر (جاری) با k نشان داده می‌شود. مختصات متناظر Z و r از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$[Z_U, r_U] = \sum [Z_k, r_k] B_k^n(U) \quad (24)$$

که در آن، U یک پارامتر بدون بعد و مسیر جریانی می‌باشد که بین ۰ تا ۱ تغییر می‌کند. B_k^n نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$B_k^n(U) = \binom{n}{k} U^k (1-U)^{n-k} \quad (25)$$

در کار حاضر، چندجمله‌ای بزیر برای تولید پروفیل ریشه تیغه، نوک تیغه و شعاع متوسط مورد استفاده قرار گرفته است. مختصات نقاط مورد نظر استخراج شده و شکل پروفیل در صفحه $r-Z$ رسم شده است که آن را در شکل ۱۲ مشاهده می‌نمایید. البته همان‌گونه که بیان شد این پروفیل یک پروفیل ایده‌آل نیست و برای بهبود آن و رسیدن به جواب دقیق‌تر نیاز به تحلیل جریان سیال در کانال بین تیغه‌ها می‌باشد.



شکل (۱۲): شکل پروفیل استخراجی در صفحه $r-Z$.

عملکرد کمپرسور، جریان از طریق این فضای خالی از سمت پرفشار کمپرسور به سمت کم‌فشار آن جریان می‌یابد. رابطه زیر برای محاسبه افت لقی مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱۵]:

$$\Delta h_{cl} = 0.6 \frac{\varepsilon_c}{b_2} V_{\theta 2} \times \left\{ \frac{4\pi}{b_2 Z} \left[\frac{r_{1s}^2 - r_{1h}^2}{(r_2 - r_{1s})(1 + \rho_2/\rho_1)} \right] V_{\theta 2} V_{m1} \right\} \quad (22)$$

۵-۶- افت اختلاط

مدل‌های جریان پیچیده در خروجی جزء دوار مشاهده می‌شود. از آنجاکه میدان جریان دچار پخش قابل‌توجهی در جزء دوار شده است، انسداد زیادی در خروجی حاصل می‌شود. این امر منجر به ایجاد یک میدان با مومنوم پایین در خروجی و هسته‌ای با انرژی زیاد می‌شود. این ایده دوبخشی بودن جریان در خروجی منجر به ایجاد یک میدان جریان جت و یک میدان تهی از جریان می‌شود.

برای محاسبه مقدار افت ناشی از جریان اختلاطی در خروجی جزء دوار از رابطه زیر استفاده شده است [۱۵]:

$$\Delta h_{mix} = \frac{1}{1 + \tan^2 \alpha_2} \left(\frac{1 - \varepsilon - b^*}{1 - \varepsilon} \right) \frac{V_2^2}{2} \quad (23)$$

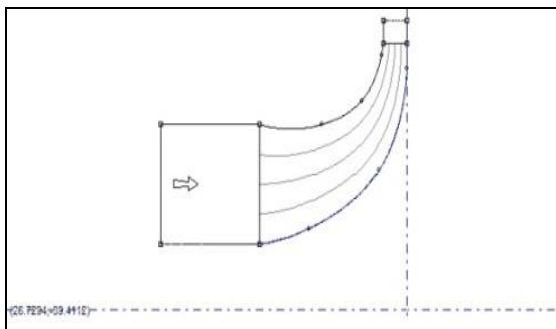
۶- تعیین پروفیل

بیش‌ترین بخش تعیین پروفیل تیغه جزء دوار یک کمپرسور جریان شعاعی در اختیار خود طراح قرار دارد و به تجربه طراح بستگی دارد. به این معنی که فرمول و روابط مشخص و استاندارد برای این کار ارائه نشده است و برای یک طراحی کامل و دقیق نیاز به یک تحلیل جریان بسیار دقیق در مسیر بین تیغه‌ها می‌باشد که یک کار بسیار دشوار است. تاکنون روش‌های مختلفی برای این بخش مهم از طراحی به‌کاربرده شده است. زمانی که چنین بخش مهمی از طراحی در اختیار طراح قرار می‌گیرد، باید روشی مورد استفاده قرار گیرد که این اجازه را به او دهد که به‌طور کامل این فرآیند را تحت کنترل داشته باشد. یکی از بهترین و کامل‌ترین روش‌های موجود برای این کار، چندجمله‌ای‌های بزیر هستند. مبانی منحنی‌های بزیر توسط انگیر ارائه شده است. این چندجمله‌ای‌ها توسط

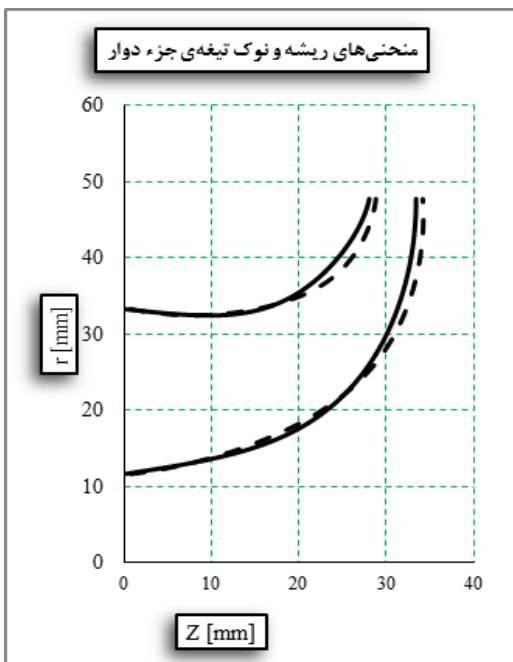
در صفحه نصف‌النهاری، هندسه سه‌بعدی جزء دوار کمپرسور تولید و در شکل ۱۶ نشان داده شده است.

جدول (۶): تغییرات آنتالپی جریان در کمپرسور ناشی از منابع مختلف افت.

پارامتر	مقدار
افت بارگذاری تیغه (Δh_{BL})	۳۸۸۱٫۴
افت اصطکاک پوسته‌ای (Δh_{SF})	۳۷۹۷٫۳
افت اصطکاک دیسکی (Δh_{DF})	۱۹۳۴٫۸
افت جریان برگشتی (Δh_{RC})	۲۰۰۲٫۹
افت لقی نوک پره (Δh_{cl})	۲۱۴۷٫۴
افت جریان اختلاطی (Δh_{mix})	۲۶۱۷٫۸



شکل (۱۳): هندسه دوبعدی در صفحه نصف‌النهاری، استخراج شده از نرم‌افزار CCD.



شکل (۱۴): منحنی‌های ریشه و نوک تیغه‌ی جزء دوار، مقایسه نتایج حاصل از کد و نرم‌افزار CCD.

۷- طراحی با استفاده از CCD و صحنه‌گذاری

نرم‌افزار CCD کمپانی PCA Engineering یکی از قوی‌ترین ابزار طراحی کمپرسور گریز از مرکز است که از نرم‌افزار ANSYS قابل دسترسی است. کار طراحی کمپرسور مورد نظر با استفاده از این نرم‌افزار و با ورودی‌های مشابه با طراحی انجام گرفته، صورت پذیرفته و نتایج حاصل از آن با نتایج حاصل از طراحی یک‌بعدی، در جدول ۵ مقایسه شده‌اند. همان‌گونه که قابل مشاهده است، نتایج مطابقت خوبی با هم دارند.

افت‌های مختلف در جزء دوار کمپرسور مورد نظر با استفاده از روابط ارائه‌شده، محاسبه گردیده و در جدول ۶ ارائه شده است. از این افت‌ها برای محاسبه بازده واقعی استفاده شده است.

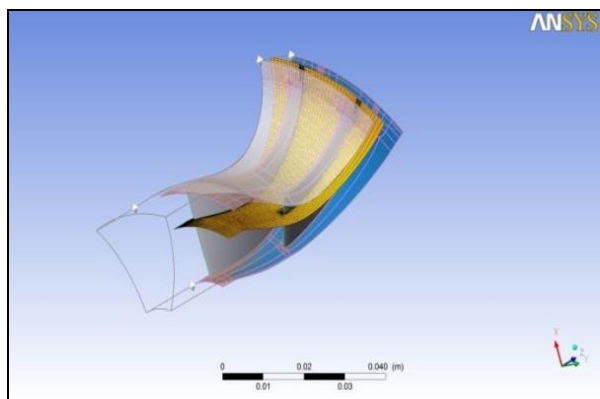
جدول (۵): مقایسه نتایج حاصل از طراحی یک‌بعدی و

نرم‌افزار CCD.

نتایج یک‌بعدی	نتایج CCD	پارامتر
۲۳٫۳	۲۳٫۳	قطر ریشه جزء دوار در ورودی (میلی‌متر)
۶۶۶۰	۶۸۸۰	قطر نوک جزء دوار در ورودی (میلی‌متر)
۳۰٫۸۳	۳۳٫۳	زاویه نسبی ورودی جریان در ریشه (درجه)
۵۹٫۶۴	۶۲٫۷	زاویه نسبی ورودی جریان در نوک (درجه)
۰٫۶۴	۰٫۶۰	عدد ماخ نسبی ورودی در ریشه
۱٫۰۹	۱٫۰۹	عدد ماخ نسبی ورودی در نوک
۱۷۴	۱۶۷٫۲۳	سرعت مطلق جریان ورودی (متر بر ثانیه)
۹۵٫۵۱	۹۳٫۶۸	قطر خروجی جزء دوار (میلی‌متر)
۵٫۳۶	۴٫۹۹	پهنای خروجی جزء دوار (میلی‌متر)
۴۰۱٫۷۶	۴۳۵٫۵۰	سرعت مطلق جریان خروجی (متر بر ثانیه)
۲۱۴٫۱۲	۲۱۵٫۲۳	سرعت نسبی جریان خروجی (متر بر ثانیه)
۶۱٫۶۱	۶۱٫۶	زاویه مطلق جریان خروجی (درجه)
۱۳٫۴۲	۱۵٫۷	زاویه نسبی جریان خروجی (درجه)
۱٫۰۳	۱٫۱۳	عدد ماخ مطلق خروجی
۴۰۵٫۳	۴۴۷٫۳۷	فشار کل خروجی (کیلوپاسکال)
۲۰۴٫۶۵	۲۰۱٫۵۱	فشار استاتیک خروجی (کیلوپاسکال)
۴۵۲٫۷۷	۴۶۳٫۲۰	دمای کل خروجی (کلوین)

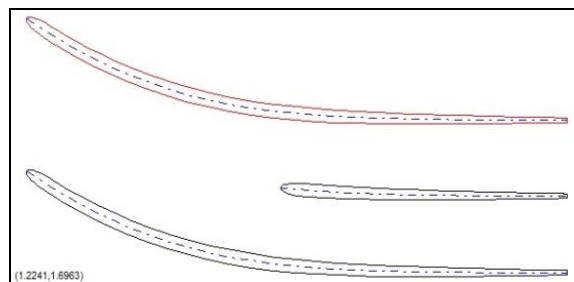
هندسه دوبعدی حاصل از نرم‌افزار CCD در شکل ۱۳ نشان داده شده است. همچنین، هندسه دوبعدی حاصل از طراحی انجام‌شده در شکل ۱۴ با هندسه تولیدی از نرم‌افزار CCD مقایسه شده است. در نهایت توزیع زاویه تیغه در صفحه $Z - \theta$ مشخص شد که پروفیل آن در شکل ۱۵ قابل مشاهده است. با استفاده از این توزیع زاویه و هندسه دوبعدی تولیدشده

برای مقایسه نتایج حاصل از طراحی یک بعدی حاصل از کد نوشته شده، حل عددی جریان روی هندسه تولید شده صورت گرفته است. این کار با استفاده از نرم افزار CFX انجام شده و نتایج آن در ادامه ارائه گردیده است. میدان حل، شامل یک تیغه اصلی و یک تیغه‌ی جداکننده است. هندسه مش زده شده در شکل ۱۹ نشان داده شده است. سپس، مش وارد فضای نرم افزار CFX شد تا شرایط مرزی و مدل حل تعریف شود. حل عددی به صورت پایا و با استفاده از مدل توربولانی $k-\omega$ انجام شده است. شرایط مرزی نیز به این صورت تعریف شده است که در ورودی، شرایط فشار یک اتمسفر و دمای ۲۸۸٫۱۵ در نظر گرفته شده است. با در نظر گرفتن این محیط حل جریان، دو صفحه موجود در طرفین محیط حل، به عنوان صفحات مشترک تکرارشونده با مدل سیال-سیال و تکرار دورانی^۱ تعریف شده است. شرط مرزی خروجی نیز به صورت فشار استاتیکی تعریف شده است.

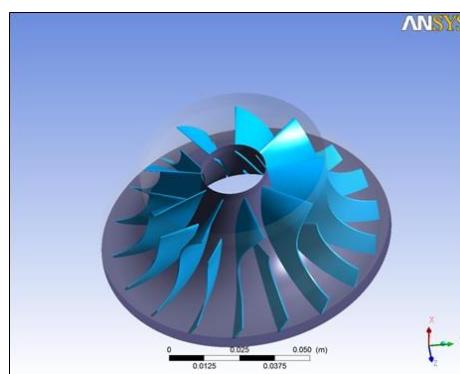


شکل (۱۸): مش تولید شده برای حل عددی جریان.

برای حل جریان، شرط مرزی خروجی به صورت فشار استاتیکی در نظر گرفته شده است. این فشار خروجی تغییر داده می شود تا نسبت فشار کل مورد نظر (نسبت فشار ۴) توسط جزء دوار حاصل شود. در این نسبت فشار، شرایط عملکردی کمپرسور استخراج شده و در جدول ۷ ارائه شده است که قابل مقایسه با نتایج ارائه شده در جدول ۵ می باشد. همان گونه که از مقادیر ارائه شده در جداول ۵ و ۷ مشخص است، نتایج استخراجی از حل عددی جریان نیز مطابقت خوبی با نتایج حاصل از طراحی یک بعدی و نرم افزار CCD دارد. با بررسی



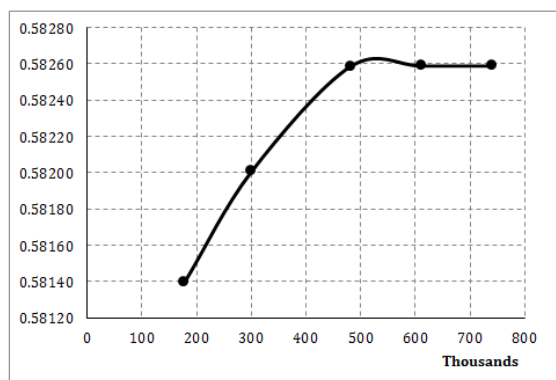
شکل (۱۵): توزیع زاویه تیغه در صفحه $Z-\theta$ و پروفیل تولید شده.



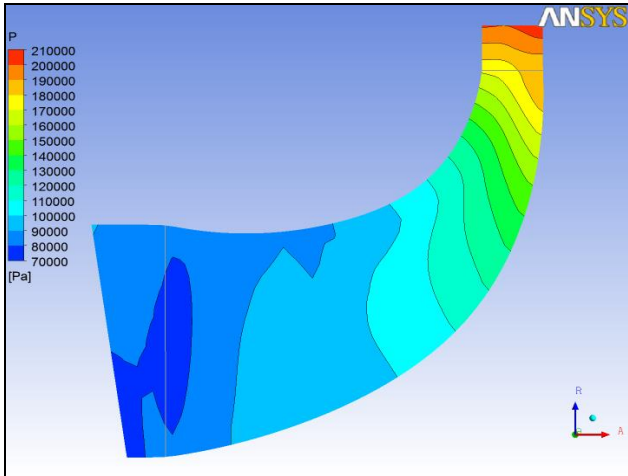
شکل (۱۶): نمای سه بعدی از کمپرسور طراحی شده.

۸- حل عددی جریان

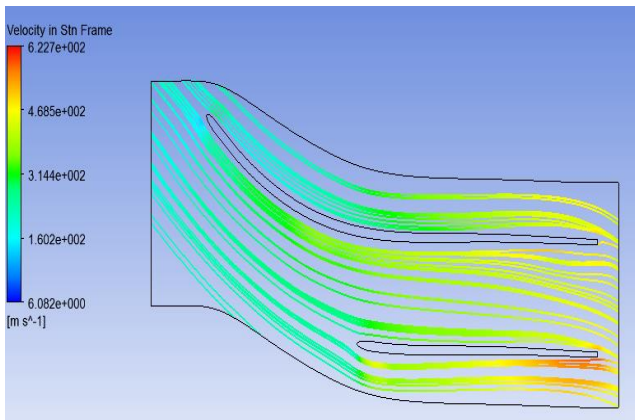
به منظور تولید مش در کار حاضر، از نرم افزار TurboGrid استفاده شده است. برای رسیدن به تعداد مناسب المان مش و بررسی استقلال از شبکه، تعداد مختلف المان مش مورد بررسی قرار گرفته است. نمودار بررسی استقلال از شبکه در شکل ۱۷ ارائه گردیده است. این نمودار، دبی جرمی خروجی را بر حسب تعداد المانها نشان می دهد. با توجه به این نمودار، از تعداد المان ۴۸۱۹۱۰، پاسخ حاصل از تحلیل عددی از شبکه مستقل است. بنابراین این تعداد المان مورد استفاده قرار گرفته است.



شکل (۱۷): بررسی استقلال از شبکه.



شکل (۱۹): توزیع فشار استاتیکی در صفحه نصف‌النهاری.



شکل (۲۰): خطوط جریان در فضای بین پره‌های جزء دوار.

همان‌گونه که گفته شد برای رسیدن به نقطه عملکردی کمپرسور موردنظر، شرط مرزی خروجی تغییر داده می‌شود. حل‌های مختلف با فشارهای خروجی مختلف، نقاط مختلف عملکردی این کمپرسور را نتیجه می‌دهند که می‌توان از آن‌ها برای ترسیم منحنی عملکردی استفاده کرد. عملکرد این جزء دوار در سه سرعت دورانی مختلف شبیه‌سازی شده و نتایج آن استخراج گردیده است. منحنی مشخصه‌های جزء دوار کمپرسور گریز از مرکز در سه دور در شکل ۲۱ نشان داده شده است. در این شکل، خط عملکردی جزء دوار این کمپرسور نیز ارائه شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، حساسیت جزء دوار نسبت به تغییرات سرعت بسیار زیاد است که ناشی از سرعت دورانی بسیار بالای آن است.

حالت جریان و کانتورهای تولیدشده، مشخص شد که جریان هوا در جزء دوار به‌خوبی از هندسه پیروی کرده و افزایش دما و فشار به‌صورت ملایم انجام می‌شود. توزیع فشار استاتیکی در صفحه نصف‌النهاری در شکل ۱۹ قابل مشاهده است. همچنین، خطوط جریان هوای عبوری از فضای بین پره‌ها در شکل ۲۰ نشان داده شده است.

جدول (۷): نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان جزء دوار.

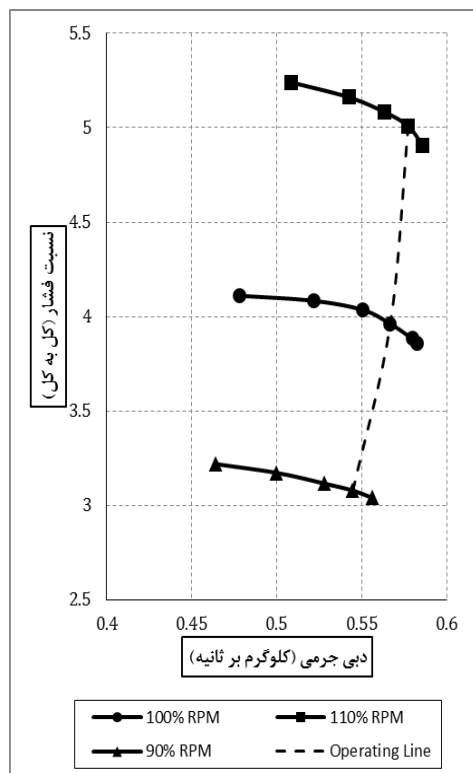
پارامتر	نتایج CFD
زاویه نسبی ورودی جریان در شعاع میانی (درجه)	۴۸٫۹۱
زاویه مطلق ورودی جریان در شعاع میانی (درجه)	۰٫۰۲
عدد ماخ نسبی ورودی در شعاع میانی	۰٫۸۹
عدد ماخ مطلق ورودی در شعاع میانی	۰٫۵۸
سرعت مطلق جریان ورودی در شعاع میانی (متر بر ثانیه)	۱۸۵٫۴۳
سرعت نسبی جریان ورودی در شعاع میانی (متر بر ثانیه)	۳۰۶٫۳۹
سرعت مطلق جریان خروجی (متر بر ثانیه)	۴۱۶٫۶۳
سرعت نسبی جریان خروجی (متر بر ثانیه)	۲۴۵٫۲۳
زاویه مطلق جریان خروجی (درجه)	۵۴٫۳۸
زاویه نسبی جریان خروجی (درجه)	۱۴٫۲۷
عدد ماخ مطلق خروجی	۱٫۱۴
عدد ماخ نسبی خروجی	۰٫۶۳
چگالی ورودی در شعاع میانی (کیلوگرم بر مترمکعب)	۰٫۹۷
فشار کل خروجی (کیلوپاسکال)	۳۹۱٫۱۱
فشار استاتیک خروجی (کیلوپاسکال)	۱۸۲٫۰۸
دمای کل خروجی (کلوین)	۴۴۳٫۴۸
دمای استاتیک خروجی (کلوین)	۳۴۵٫۱۴

۹- نتیجه گیری

هدف از کار حاضر تحلیل ترمودینامیکی سیکل یک میکروتوربین گازی و طراحی یک میکروکمپرسور گریز از مرکز بود که برای این میکروتوربین گاز ۶۵ کیلوواتی تولید فشار نماید. تحلیل ترمودینامیکی انجام شده و پارامترهای اولیه طراحی کمپرسور نظیر نسبت فشار و دبی جرمی تعیین شد. کمپرسور مورد نظر باید نسبت فشار ۴ را تأمین می نمود. طراحی یک میکروکمپرسور به دلیل ابعاد بسیار کوچک آن‌ها و همچنین سرعت دورانی بسیار بالایی که دارند کاری بسیار حساس و دشوار می باشد. به منظور انجام این کار، کد لازم برای طراحی کمپرسور گریز از مرکز نوشته شده و از آن برای طراحی استفاده شده است. در این مقاله ابعاد لازم کمپرسور و طرح جزء دوار آن ارائه و نتایج آن به طور مختصر ذکر شده اند. همچنین، شرایط جریان در ورودی و خروجی تعیین شد. نتایج حاصل از این طراحی با داده‌هایی از توربوشارژرها و همچنین نرم افزار طراحی کمپرسور گریز از مرکز CCD کمپانی PCA Engineering که یکی از قوی ترین ابزارهای طراحی کمپرسور گریز از مرکز است، مقایسه شده و همخوانی خوبی وجود داشته است. همچنین، حل عددی جریان روی هندسه تولید شده انجام شد و صحت عملکرد جزء دوار طراحی شده بررسی شد که نتایج مطلوبی را به دنبال داشت.

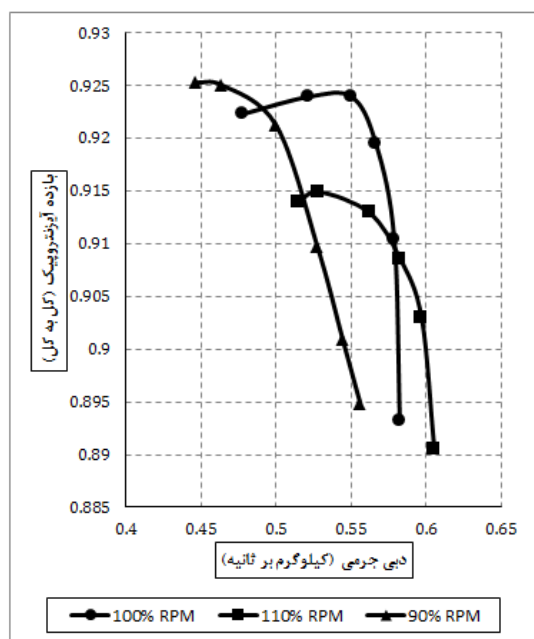
مراجع

- Pilavachi, P.A. "Mini- and Micro-Gas Turbines for Combined Heat and Power", Applied Thermal Engineering, Vol. 22, No. 18, pp. 2003-2014, 2002.
- Giampaolo, A. "Gas Turbine Handbook", Third Edition, The Fairmont Press, 2006.
- Boyce, M. "Gas Turbine Engineering Handbook", 2nd Ed, Gulf Professional Publishing, 2002.
- Aghaei Tog, R. and Mesgharpoor Tousi, A. "Design and CFD Analysis of Centrifugal Compressor for a Microgasturbine", Aircraft Engineering and Aerospace Technology: An International Journal, Vol. 79, No. 2, pp. 137-143, 2007.
- Benini, E. and Giacometti, S. "Design, Manufacturing and Operation of a Small Turbojet-Engine for Research Purpose", Applied Energy, Vol. 84, No. 11, pp. 1102-1116, 2007.
- Han, S., Seo, J., Park, J.U., Choi, B.S., and Hyung Do, K. "Design And Simulation of 500W Ultra-Micro Gas Turbine Generator", Korea Institute of Machinery & Materials, Daejeon, Korea, 2015.
- Hideaki, T., Masaru, U., Tomoki, K., and Yutaka, H. "Aerodynamic Design of Centrifugal Compressor



شکل (۲۱): منحنی مشخصه جزء دوار کمپرسور.

نمودار تغییرات بازده آیزنتروپیک کل به کل جزء دوار این کمپرسور گریز از مرکز در شکل ۲۲ ارائه شده است. این نمودارها نیز برای سه سرعت عملکردی مختلف نشان داده شده است.



شکل (۲۲): تغییرات بازده آیزنتروپیک جزء دوار کمپرسور.

- for AT14 Turbocharger”, IHI Engineering Review, Vol. 43, No. 2, 2010.
8. Gutierrez Velasquez, E.I. and Nascimento, M.A.R. “Impelementation of One-dimensional Centrifugal Compressor Design Code”, The 13th Brazilian Congress on Thermal Science and Engineering, December 2010.
 9. Cohen, H., and Rogers, G.F.C. “Gas Turbine Theory”, 4th Ed., Longman Group Limited, 1996.
 10. El-Sayed, A.F. “Aircraft Propulsion and Gas Turbine Engines”, CRC Press, 2008.
 11. Walsh, P.P. and Fletcher, P. “Gas Turbine Performance”, Second Ed. Blackwell Science, 2004.
 12. Dixon, S.L. and Hall, C.A. “Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery”, 6th Ed., Elsevie, 2010.
 13. Aungier, R.H. “Centrifugal Compressors, A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis”, ASME Press, 2000.
 14. Japikse, D. “Centrifugal Compressors, A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis”, ASME Press, 2000.
 15. Galvas, M.R. “Analytical Correlation of Centrifugal Compressor Design Geometry for Maximum Efficiency with Specific Speed”, Lewis Research Center, National Aeronautics And Space Administration, Washington, D.C., 1972.