



Effect of Number of Blades on Performance of an Axial Gas Turbine

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Akbarzadeh A.¹ MSc,
Shafiei Mayam M.H.*² PhD

How to cite this article

Akbarzadeh A, Shafiei Mayam M.H. Effect of Number of Blades on Performance of an Axial Gas Turbine. Modares Mechanical Engineering, 2019;19(12):2907-2916.

ABSTRACT

In the present work, the effects of blades number on the performance of two stages axial gas turbine have been investigated numerically. Geometry characteristics of the gas turbine have been chosen based on the F5 model of General Electric Company. First, the blades geometry and fluid passages are initially generated due to the real dimensions of the turbine and the generated geometry is networked. Then, the final model of the turbine is generated by gridding blades which set beside each other. Then, Ansys CFX software is used to solve the 3D Navier-Stokes equations in the generated computational domain. The shear stress transport turbulence model has been employed in order to determine the wall effects on the turbulent flow. Before any change in the main turbine, a numerical study was performed and a comparison was conducted between the numerical results and experimental results measured in the power station which the results show a good level of agreement between them. The number of blades of each row has been changed in order to investigate the effects of blade number on the turbine efficiency. The results show that the power generation of the turbine and its efficiency are increased by 0.83% and 0.81%, respectively by an increase in the number of second-row stator blades from 62 to 71 blades.

Keywords Number of Blade; Axial Turbine; Power Generation; Turbine Efficiency

¹Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, University of Sistan and Bluchestan, Zahedan, Iran

²Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Bozorgmehr University of Qaenat, Qaen, Iran

*Correspondence

Address: South Khorasan, Qaen, Bozorgmehr Street, Bozorgmehr University of Qaenat. Postal code: 9761986844

Phone: +98 (56) 31006100

Fax: +98 (56) 31006001

shafiei@buqaen.ac.ir

Article History

Received: December 15, 2018

Accepted: May 26, 2019

ePublished: December 21, 2019

CITATION LINKS

- [1] National Oil Company of Southern Oilfield, Technical training center of Shahid Majdzade
- [2] Unsteady three-dimensional navier-stokes simulations of turbine rotor-stator interaction using multi-airfoil
- [3] Effect of rotor blade scaling on gas turbine performance
- [4] Rotor-stator interactions in an axial turbine a comparison of transient and steady state frozen rotor simulations
- [5] Instationäre Initial Calculation of a Hydraulic Axial Turbine, The effect of Interaction Between the Van and Impeller
- [6] Numerical and experimental evaluation of supersonic turbine flow and effect of geometrical change of blade edges on turbine performance
- [7] Study and analysis of blade twist, lean and bow effects on the axial turbine performance
- [8] Optimization of an axial turbine rotor for high aerodynamic inlet blockage
- [9] Aerodynamic shape optimization of axial turbines in three dimensional flow
- [10] Numerical study of the effects of blade angles on the performance of centrifugal impellers
- [11] Axial-thrust responses due to a gas turbine's rotor blade distortions
- [12] Investigation the effect of entrance turbulence intensity and leaping on the leakage flow and heat transfer at blade tip region of gas turbine
- [13] One dimensional modeling of a two stage axial gas turbine using flow equation and comparison to experimental data
- [14] Significance of loss models in aerothermodynamic simulation for axial turbines
- [15] Fast aerodynamic design of a one-stage axial gas turbine in order to produce a 3D geometry ready for optimization
- [16] numerical investigation on the effect of number of blades on the performance of a turbocharger compressor
- [17] Effects of chord length, blade pitch angle on hydrokinetic turbine's power coefficient
- [18] Unsteady three-dimensional navier-stokes simulations of turbine rotor-stator interaction using multi-airfoil
- [19] Effect of rotor blade scaling on gas turbine performance

مطالعه تاثیر تعداد پره‌ها بر عملکرد یک توربین‌گاز

محوری

علی اکبرزاده MSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی شهید نیکبخت، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران

محمدحسین شفیعی فیم* PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بزرگمهر قائنات، قاین، ایران

چکیده

در مقاله حاضر به بررسی تاثیر تعداد پره‌های یک توربین‌گاز محوری دو طبقه بر عملکرد آن با استفاده از روش‌های عددی پرداخته شده است. توربین‌گاز مدل F5 شرکت جنرال الکتریک انتخاب شده و مشخصات هندسی این مدل در مطالعه حاضر ایجاد و لحاظ شده است. برای این هدف ابتدا هندسه پره‌های توربین با ابعاد واقعی و فضای عبوری سیال، بین پره‌ها، به صورت مجزا ایجاد شده و سپس هندسه ایجاد شده شبکه‌بندی شده است. در نهایت پس از قراردادن پره‌های شبکه‌بندی شده در کنار هم و ایجاد مدل نهایی توربین در نرم‌افزار Ansys CFX، معادلات سه‌بعدی پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی در حوزه محاسباتی حل می‌شود. اثرات دیواره بر جریان آشفته با استفاده از مدل آشفته‌گی انتقال تنش برشی محاسبه شده است. قبل از هر گونه تغییری در توربین اصلی ابتدا مطالعه عددی روی آن انجام شده و نتایج به‌دست‌آمده با نتایج تجربی که از نیروگاه داده شده مقایسه شد که تطابق خوبی را نشان می‌دهد. سپس به منظور بررسی تاثیر تعداد پره‌های توربین بر عملکرد آن در هر گام تعداد پره‌های یک ردیف از چهار ردیف پره‌های توربین مورد پژوهش تغییر داده شده و بررسی‌ها روی توربین تغییر یافته انجام می‌شود. در ادامه برای بررسی اثر تغییر ایجاد شده بر عملکرد توربین نتایج به‌دست‌آمده از حل مساله فوق با مدل اصلی مقایسه شده است. نتایج به‌دست‌آمده افزایش ۰/۸۳٪ توان تولیدی و افزایش ۰/۸۱٪ بازده توربین را برای افزایش تعداد پره‌های استاتور ردیف دوم از ۶۲ به ۷۱ پره نشان می‌دهد.

کلیدواژه‌ها: تعداد پره، توربین محوری، توان تولیدی، بازده توربین

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۹/۲۴

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۳/۵

*نویسنده مسئول: shafiei@buqaen.ac.ir

۱- مقدمه

توربین‌گازی که شامل کمپرسور، محفظه احتراق و توربین می‌باشد، برای تبدیل انرژی حاصل از احتراق گاز به انرژی مکانیکی استفاده می‌گردد که بخش اصلی این سیستم توربین می‌باشد. به منظور صرفه‌جویی در منابع انرژی موجود مانند زغال‌سنگ، نفت، گاز و سایر سوخت‌ها، طراحی یک توربین با افت انرژی کم، بازدهی زیاد و عملکرد مطلوب هدف طراحان می‌باشد. در واقع هدف، پیش‌بینی عملکرد و افزایش کارایی سیستم برای طراحی بهینه و اقتصادی‌تر همراه با بازدهی بالای توربین‌ها می‌باشد [1]. پیش‌بینی رفتار توربین به دو روش آزمایشگاهی و عددی قابل انجام است. اگر چه اطلاعات به‌دست‌آمده در روش آزمایشگاهی قابلیت اطمینان خوبی دارد، اما بدیهی است که استفاده از روش‌های آزمایشگاهی پرهزینه و زمان‌بر خواهد بود. از طرفی دسترسی به همه اطلاعات میدان جریان و دما غیرممکن خواهد بود. به همین دلایل و با پیشرفت تکنولوژی و علوم محاسباتی استفاده از تحلیل عددی و دینامیک سیالات محاسباتی برای تحلیل جریان درون توربین‌ها به طور قابل ملاحظه‌ای در دهه‌های اخیر افزایش یافته است.

نتایج یک مطالعه عددی جریان سه‌بعدی در یک توربین محوری توسط بیس‌واز و همکاران [2] تطابق بسیار خوبی را برای میانگین زمانی توزیع فشار، دامنه فشار و حتی کانتورهای فشار لحظه‌ای با نتایج تجربی نشان داد. تاثیر تعداد پره‌های روتور در یک توربین یک

مرحله‌ای بر عملکرد توربین توسط لاستیوکا و همکاران [3] بررسی شد. آنها به بررسی این عوامل با ۳ سیستم مختلف شامل روتور با ۳۲، ۳۶ و ۴۰ پره پرداختند. این بررسی‌ها نشان داد که پارامترهای کلی توربین شامل قدرت خروجی بازدهی کلی، نسبت فشار و افت دمایی در توربین تغییر چندانی نکرده است. این در حالی است که میانگین زمانی توزیع فشار روی سطح روتور و استاتور برای حالت‌های مختلف با افزایش تعداد پره‌ها افزایش می‌یابد.

بروست و همکاران [4] به بررسی برهم‌کنش سه‌بعدی پره‌های روتور و استاتور در یک توربین‌گازی محوری که تعداد پره‌های روتور و استاتور برابر نبوده، پرداختند. در مطالعات انجام‌شده برای جریان‌های پایا و گذرا مشخص گردید که روش حل آن‌ها برای پره‌های استاتور نزدیک‌تر به مدل‌سازی گذرا می‌باشد و این به علت ساکن بودن پره‌های استاتور در هر دو حالت مدل‌سازی پایا و ناپایا می‌باشد. علاوه بر این نتایج این کار و نتایج پژوهش بویر [5] تاثیرات مشابه از اثرات گشتاور بر پره‌ها و پایداری روش حل را نتیجه داد.

نتایج عددی و تجربی به‌دست‌آمده از مطالعه آقایی و همکاران [6] به منظور بررسی الگوی جریان دو بعدی و سه‌بعدی فراصوت در اطراف پره‌های یک توربین ضربه‌ای نشان داد که تیزکردن لبه‌های حمله و فرار پره‌ها باعث اصلاح الگوی جریان و بهبود زمینه شوک ایجادشده در فضای بین خروجی استاتور و ورودی روتور و فضای داخل کانال پره‌ها می‌گردد. لیگودرز و همکاران [7] به بررسی پارامترهای هندسی پره‌ها در عملکرد توربین‌گازی پرداختند. اثرات تغییر زاویه نصب پره‌ها، شکم‌دادن پره‌ها و کج شدن پره‌ها در طبقه دوم توربین ایوان توسط آن‌ها مورد مطالعه قرار گرفت. این بررسی تاثیر قابل توجه زاویه نصب پره بر عملکرد توربین را نشان داد. عرب‌نیا و همکاران [8]

به بررسی تاثیر انسداد زیاد در ورودی توربین محوری یک طبقه‌ای E/TU3 بر عملکرد آن پرداختند. در این مطالعه پروفیل پره تغییر نکرده و فقط نحوه قرارگیری پروفیل پره‌ها در مقاطع تغییر می‌کند. هدف اصلی از این مطالعه کار روی ترکیب قواعد آیرودینامیکی و سازه‌ای در روند بهینه‌سازی برای کاهش افت‌های جریان سه‌بعدی و نیز ماکسیمم تنش معادل در تیغه با تغییر دقیق پروفیل پشته‌سازی است. در ادامه این کار عرب‌نیا به بهینه‌سازی سه‌بعدی شکل و نحوه قرارگیری پره‌های توربین پرداخت [9]. هدف عرب‌نیا در این کار حداقل کردن اثرات خصوصیات مضر جریان سه‌بعدی (مانند جریان‌های ثانویه) بر عملکرد توربین‌گازی بود. وی برای بهینه‌سازی مسئله از روش ترکیبی الگوریتم ژنتیک و شبکه عصبی استفاده کرد. آقایی و همکاران [10] به مطالعه اثرات زاویه پره بر عملکرد پروانه کمپرسور گریز از مرکز با هدف بهبود عملکرد پروانه کمپرسور گریز از مرکز پرداختند. نتایج به‌دست‌آمده وجود ناحیه اتلافی در نزدیکی پوسته در خط اثر نوک پروفیل نوک پره با پوسته پروانه و در انتهای کانال را نشان می‌دهد. در واقع پیچش زیاد و تغییرات با شیب بیشتر شعاع پره موجب ایجاد یک ناحیه با گرادیان فشار معکوس شده که باعث به‌وجود آمدن این ناحیه اتلاف می‌گردد. نتایج عددی و تجربی کار لیل/آلوا [11] نشان داد که پروفیل پره در افزایش نیروی تراست کمپرسور تاثیر قابل توجهی داشته، در حالی که بازده و طول عمر توربین کاهش می‌یابد.

ترابیده و همکاران [12] به بررسی عددی تاثیر اندازه لقی و شدت اغتشاش ورودی روی توزیع فشار و انتقال حرارت در ناحیه نوک پره توربین‌گاز پرداختند. نتایج کار آن‌ها نشان داد که با کاهش مقدار لقی ناحیه با نسبت فشار بالا روی سطح نوک پره به سمت لبه ابتدایی متمایل می‌شود که این موضوع تغییر جهت جریان نشستی در نوک پره را به همراه دارد. علاوه بر این مشخص گردید در محلی که اختلاف

رابطه (۲) یک جمله اضافی شامل تانسور اینرسی اغتشاش $\rho u_i' u_j'$ دارد که در هیچ جریان توربولانسی قابل صرف نظر کردن نیست و علت پیچیدگی‌های تحلیل جریان آشفته است.

۲-۳- معادله انرژی

معادله انرژی به صورت رابطه (۳) بیان می‌شود:

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = \text{div}(k \nabla T) + q''' + \beta T \frac{DP}{Dt} + \mu \Phi \quad (3)$$

که در آن Φ تابع اضمحلال می‌باشد و بیانگر تبدیل برگشت‌ناپذیر انرژی مکانیکی سیال به انرژی حرارتی می‌باشد و از رابطه (۴) به دست می‌آید.

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 - \frac{2}{3} (\text{div } \vec{V})^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (4)$$

۲-۴- معادله حالت

معادله حالت به صورت رابطه (۵) بیان می‌شود:

$$PV = mRT \quad (5)$$

۳- شبیه‌سازی عددی

برای شبیه‌سازی عددی در توربوماشین‌ها باید مراحل زیر طی شود:

- ۱- تولید هندسه مدل
- ۲- شبکه‌بندی هندسه و مدل‌سازی توربوماشین
- ۳- اعمال شرایط مرزی
- ۴- حل مسئله و تحلیل نتایج

۳-۱- تولید هندسه

توربین شبیه‌سازی شده شامل ۲ ردیف پره‌های ثابت و ۲ ردیف پره‌های متحرک می‌باشد. مشخصات هندسی پره‌های توربین که در نرم‌افزارهای طراحی کامپیوتری CAD طراحی شده‌اند، از شرکت‌های سازنده این پره‌ها به‌دست‌آمده است. برای هر ردیف پره ابتدا مدل آن به نرم‌افزار BladeGen وارد می‌گردد. برای این کار کافی است هندسه یک پره در این نرم‌افزار مدل شده و سپس با وارد کردن تعداد پره‌ها، نرم‌افزار مذکور گذرگاه جریان سیال را نیز مدل می‌کند.

۳-۲- شبکه‌بندی هندسه پره‌ها و مدل‌سازی توربوماشین

شبکه‌بندی پره‌های تولیدشده در مرحله قبل، در نرم‌افزار Turbo Grid به طور مجزا انجام شده که در شکل ۱ یکی از مراحل تولید شبکه نشان داده شده است. برای هر طبقه از توربین تنها یک مسیر جریان، یعنی یک پره اصلی به همراه محیط اطراف آن در این نرم‌افزار شبکه‌بندی شده و سپس برای شبیه‌سازی تمام طبقه از شرط مرزی تکرارشونده (Periodic) استفاده می‌شود. بعد از شبکه‌بندی هر پره در نرم‌افزار Turbo Grid، این ۴ ردیف پره با استفاده از نرم‌افزار CFX-Pre به منظور تولید مدل کامل توربین در کنار هم قرار داده می‌شود.

۳-۳- شرایط مرزی

خواص سیال عامل و دامنه حل و شرایط مرزی برای پژوهش حاضر عبارت‌اند از:

فشار کمتری در طول لقی وجود دارد انتقال حرارت نیز کمتر خواهد بود. در ادامه نشان داده شد که افزایش شدت توربولانس ورودی منجر به بالا رفتن نرخ انتقال حرارت در ناحیه نوک پره شده به نحوی که این اثر در نواحی میانی و نزدیک به لبه فرار به مراتب بیشتر از نواحی نزدیک به لبه ابتدایی می‌باشد.

جوانیان جویباری و همکاران [13] برای پیش‌بینی عملکرد و بهینه‌سازی طراحی اولیه یک‌بعدی توربین‌گاز دو طبقه جریان محوری با استفاده از دینامیک سیالات عددی به مدل‌سازی آن پرداختند. پیش‌بینی راندمان مدل‌های سودربرگ، ترنیر و جنک انطباق بهتری نسبت به نتایج به‌دست‌آمده با کار تجربی داشته و بازده پیش‌بینی شده توسط روش کیم و دونهام کمتر از مقدار واقعی می‌باشد. شبیه‌سازی آیرودینامیکی یک توربین محوری نشان داد که برای مدل یک‌بعدی روش سودربرگ تخمین ساده‌تر و سریع‌تری برای این قبیل محاسبات دارد [14]. در یک کار مشابه مدل‌سازی یک‌بعدی سریع و قابل قبول یک توربین گازی یک مرحله‌ای به منظور تولید یک هندسه سه‌بعدی بهینه توسط دفیگویردو [15] انجام شد.

شفیعی و همکاران [16] تاثیر تعداد پره‌ها بر عملکرد یک کمپرسور توربوشارژر را با استفاده از روش CFD بررسی کرده و نشان دادند که با افزایش تعداد پره‌ها تا ۶ پره کمپرسور دارای بهترین عملکرد می‌باشد. در یک مطالعه عددی اثر زاویه گام و طول وتر پره بر ضریب توان توربین بررسی شده و نتایج حاصل نشان داده که زاویه گام و اندازه وتر پره روی تعویق واماندگی و در نتیجه ضریب توان موثر می‌باشد [17].

همان‌طور که ذکر شد در اکثر پژوهش‌های انجام‌شده، توربین مورد پژوهش یک طبقه بوده است و نیز کمتر به اثر تعداد پره‌ها بر عملکرد توربین پرداخته شده است. از طرفی توربین‌های گازی مورد استفاده در صنعت تولید برق در بیشتر موارد دو طبقه بوده که افزایش عملکرد آنها می‌تواند در بهره‌وری و صرفه‌جویی انرژی بسیار حائز اهمیت باشد. از همین رو، در پژوهش حاضر سعی شده است تا اثرات تغییر در تعداد پره‌های روتور و استاتور در یک توربین محوری دو طبقه (که طبقه اول شامل ۵۰ پره استاتور و ۱۲۰ پره روتور بوده و طبقه دوم شامل ۶۲ پره استاتور و ۹۰ پره روتور می‌باشد) مورد بررسی و مطالعه قرار گیرد.

۲- معادلات حاکم بر جریان سیال درون توربین

معادلات پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی به منظور تحلیل جریان در توربین حل می‌شوند. با توجه به شرایط جریان و سیال مورد استفاده در توربین، جریان سیال تراکم‌پذیر می‌باشد؛ لذا باید معادله حالت نیز در نظر گرفته شود [18].

۲-۱- معادله پیوستگی

معادله پیوستگی برای یک جریان آشفته و تراکم‌پذیر به صورت رابطه (۱) بیان می‌گردد:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\rho' u_i'}) = 0 \quad (1)$$

۲-۲- معادله اندازه حرکت

فرم تانسوری این معادله در حالت کلی و برای جریان یک سیال تراکم‌پذیر به صورت رابطه (۲) می‌باشد:

$$\rho \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right] = \bar{B}_i - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right] \quad (2)$$

۳-۴- حل مسئله و تحلیل نتایج

پس از اعمال شرایط مرزی، جریان سیال در هندسه مورد نظر با استفاده از نرم افزار CFX حل می شود. ابتدا باید مستقل بودن جواب های عددی از شبکه ایجاد شده و سپس اعتبارسنجی نتایج به دست آمده از مدل با نتایج تجربی انجام پذیرد. پس از حصول اطمینان در روش حل، تغییرات مورد نظر بر مدل مورد پژوهش انجام شده و پس از حل مدل تغییر یافته به تحلیل نتایج پرداخته می شود.

۴- استقلال از شبکه

استقلال از شبکه یعنی تغییرات جواب ها به ازای ریزتر شدن شبکه قابل صرف نظر باشد. با ریز شدن شبکه، خطای روش عددی کاهش یافته و زمان محاسبات به شدت افزایش می یابد. یافتن شبکه بهینه که جواب مسئله برای آن شبکه مستقل از ابعاد سلول های شبکه باشد و در عین حال شبکه تولیدی درشت ترین شبکه منطبق با خاصیت فوق باشد، یک امر کاملاً تجربی و زمان بر می باشد. معمولاً جهت یافتن چنین شبکه ای، نمودار تغییرات جواب ها بر حسب تعداد المان های شبکه را رسم کرده و در هر مرحله تعداد المان ها را افزایش داده و در نهایت این کار تا جایی تکرار می شود که تغییرات کمتر از یک درصد باشد. در شبیه سازی انجام شده تعداد المان ها در هر یک از پره های روتور و استاتور به گونه ای تعیین شده تا چگالی مش ایجاد شده در محدوده اطراف پره ها در هر مرحله برابر باشد. جزئیات مربوط به شبکه های ایجاد شده و نتایج مربوط به آن ها در جدول ۱ ارائه شده است.

از جدول ۱ مشاهده می شود که نتایج مربوط به شبکه های ۳ و ۴ بسیار نزدیک به هم می باشند، لذا شبکه ۳ به عنوان شبکه بهینه انتخاب گردیده است.

جدول ۱) مقایسه تعداد المان ها و نتایج حاصل از ۴ شبکه بندی اعمال شده بر توربین

نسبت شبکه اطراف پرها ($\frac{1}{cm^3}$)	چگالی مش γ	تعداد المان های کل	بازده آیزنتروپیک کل به کل	نسبت فشار کل طبقه اول	نسبت فشار کل طبقه دوم
۱	۵۰	۱۹۱۴۳۸۲	۹۰/۸۳	۲/۵۹۶	۳/۰۴۲
۲	۲۰	۲۹۹۳۰۲۹	۹۰/۹۳	۲/۶۰۲	۳/۰۳۷
۳	۵	۴۱۹۶۰۶۲	۹۱/۰۰	۲/۶۰۷	۳/۰۳۱
۴	۴	۵۴۳۲۳۱۱	۹۱/۰۱	۲/۶۰۸	۳/۰۳۱

۵- اعتبارسنجی شبیه سازی با نتایج تجربی

به منظور بررسی و اعتبارسنجی مدل شبیه سازی شده، نتایج به دست آمده از مدل سازی عددی با مقادیر تجربی [19] مقایسه شده است. برای این منظور شرایط مرزی ورودی و خروجی مدل شبیه سازی شده با مقادیر تجربی یکسان در نظر گرفته شده و توان تولیدی مدل با توان ارایه شده از مقادیر تجربی مقایسه می شود. با توجه به اینکه فشار استاتیکی در خروجی توربین در مقادیر تجربی موجود نبوده و فقط دمای استاتیکی موجود می باشد. در شبیه سازی عددی به روش سعی و خطا فشار استاتیکی خروجی به گونه ای تنظیم شده تا دمای خروجی مدل شبیه سازی شده با مقدار تجربی برابر باشد. جدول ۲ نتایج توان تولیدی توربین بر حسب نسبت دمای ورودی به خروجی برای نتایج به دست آمده از حل عددی و نتایج تجربی را برای ۴ حالت، نمایش می دهد. مقدار خطای میانگین ۲/۵۳% بوده که قابل قبول می باشد.

۱- هوا به عنوان گاز ایده آل سیال عامل در جریان مورد بررسی می باشد. در واقع با انتخاب گاز ایده آل، مدل سازی جریان تراکم پذیر فعال می شود. همچنین جریان، پایا و مادون صوت در نظر گرفته می شود.

۲- مدل Total Energy به عنوان مدل انتقال حرارت انتخاب شده است. در این مدل انتقال آنتالپی شبیه سازی و اثرات انرژی جنبشی در نظر گرفته می شود.

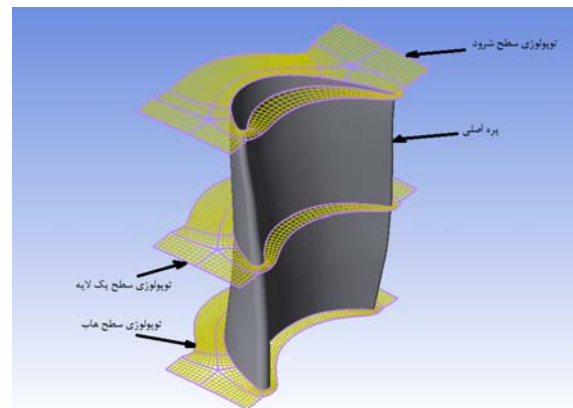
۳- مدل آشفتگی انتقال تنش برشی (SST) به منظور محاسبه اثرات دیواره بر جریان آشفتنه انتخاب شده است. این مدل انتقال تنش های برشی را در نظر می گیرد و در پیش بینی جدایش جریان بسیار خوب عمل می نماید. برای دستیابی به نتایج مناسب با استفاده از این مدل y^+ باید کوچک باشد.

۴- برای شرط ورودی و در ورود جریان به استاتور ردیف اول از دبی جرمی و دمای ورودی و برای شرط خروجی در خروج جریان از روتور ردیف دوم از فشار استاتیکی استفاده شده است (شکل ۲).

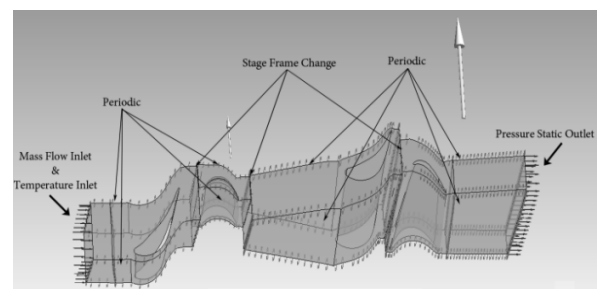
۵- در مدل توربین مورد پژوهش، بین پره های استاتور و روتور از سطح مشترک Stage Frame Change، به دلیل تغییر در چارچوب های مرجع بین دامنه ها استفاده می شود. در این مدل اندرکنش بین چارچوب ها به صورت یک میانگین گیری محیطی تقریب زده می شود. همچنین به علت تقارن محوری طبقات توربین، از سطح مشترک پرودیک برای مدل کردن طبقه استاتور و طبقه روتور استفاده می شود (شکل ۲).

۶- هاب و شروود و سطوح پره به عنوان دیوار در نظر گرفته شده اند. در واقع دیوارها، مرزهای جامد نفوذناپذیر در جریان سیال هستند. شرط مرزی عدم لغزش سیال روی سطح دیوارها و آدیاباتیک بودن برای آن ها در نظر گرفته شده است.

۷- در پژوهش حاضر از معیار همگرایی RMS و مقدار 10^{-5} استفاده شده است.



شکل ۱) ایجاد توپولوژی شبکه در لایه های مختلف



شکل ۲) ایجاد توپولوژی شبکه در لایه های مختلف

همچنین تغییرات دمای کل در ردیف پره‌های استاتور ثابت مانده که می‌تواند به دلیل انبساط سیال طی یک فرآیند آدیاباتیک و عدم انجام کار بر سیال باشد. از طرف دیگر، به دلیل جذب انرژی از سیال در ردیف پره‌های روتور، فشار کل و دمای کل سیال کاهش یافته است.

شکل‌های ۵ و ۶ به ترتیب توزیع فشار و دما را در طول توربین نشان می‌دهند. همان‌طور که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود، فشار سیال در عبور از پره‌های استاتور به دلیل کاهش سطح مقطع، کاهش یافته و این کاهش فشار منجر به کاهش دما و افزایش سرعت سیال در خروجی استاتور می‌گردد. همچنین فشار و دمای سیال در عبور از پره‌های روتور به دلیل انتقال انرژی سیال به پره‌ها کاهش می‌یابد.

شکل‌های ۷ و ۸ به ترتیب توزیع سرعت و عدد ماخ را در طول توربین نشان می‌دهند. در خروجی پره‌های استاتور، سرعت و به طبع آن عدد ماخ به دلیل کاهش سطح مقطع بین پره‌ها افزایش یافته که این افزایش در سطح پشت پره‌ها بیشتر می‌باشد (البته عدد ماخ در گلوگاه ۱ باقی می‌ماند). همچنین سرعت و عدد ماخ در سطح فشار پره‌های روتور کاهش داشته و در سطح مکش این پره‌ها افزایش می‌یابد. در واقع این تغییر سرعت در دو طرف پره‌ها، سبب تغییر فشار و بارگذاری روی پره‌های روتور می‌شود.

جدول ۲) توان تولیدی توربین برحسب نسبت دمای ورودی به دمای خروجی

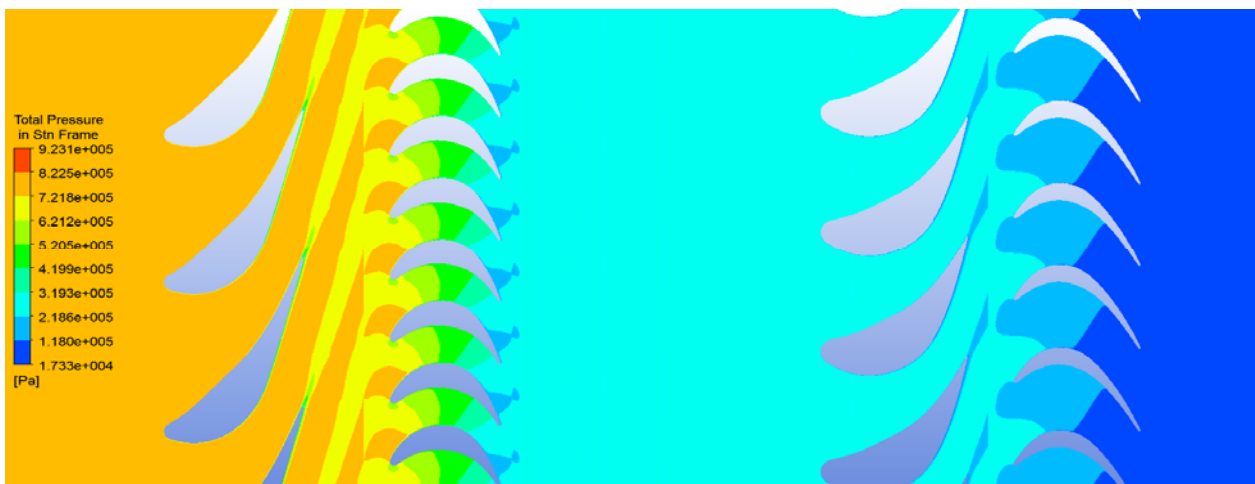
نقاط	نسبت دمای ورودی به خروجی	توان به‌دست‌آمده از نتایج عددی (MW)	توان به‌دست‌آمده از نتایج تجربی (MW)	درصد خطا
۱	۱/۵۷۷۱۹۶۱۳۹	۳۱/۶۸۰۶	۳۱/۱۹۳۶	۱/۵۶
۲	۱/۵۸۰۴۳۱۰۱۴	۳۶/۰۱۷۶	۳۶/۶۱۰۰	۱/۶۲
۳	۱/۵۸۱۹۶۷۹۵۰۴	۴۱/۸۵۳۱	۴۳/۱۱۸۳	۲/۹۳
۴	۱/۵۹۲۸۱۱۷۰۹	۴۵/۵۴۰۹	۴۷/۴۵۱۷	۴/۳

۶- نتایج

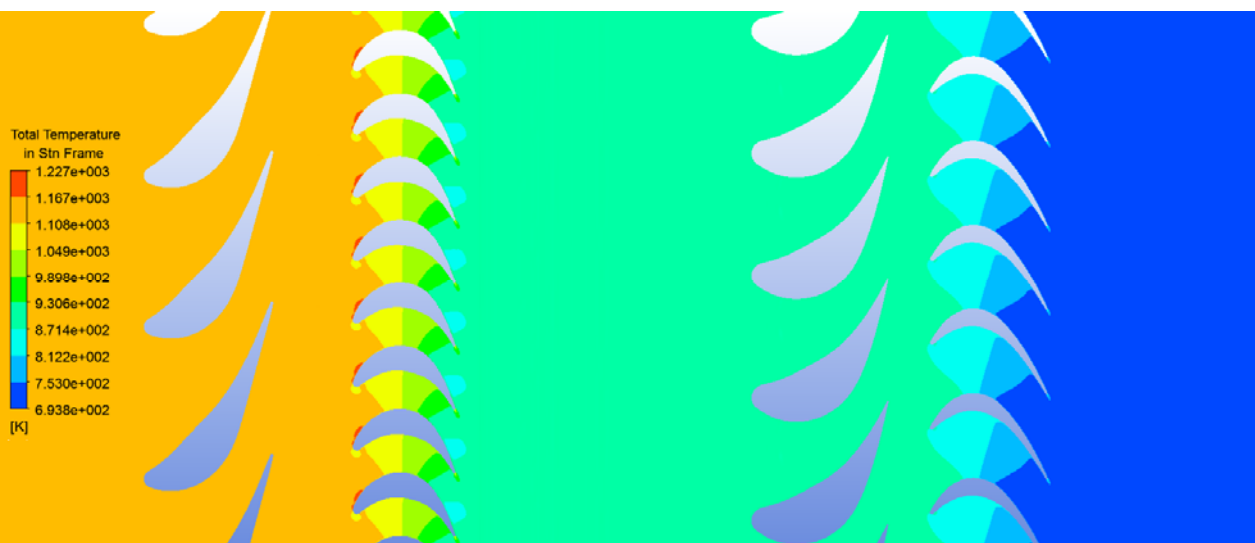
۶-۱- بررسی نتایج شبیه‌سازی مدل اصلی

پس از حل عددی جریان سه‌بعدی توربین، میدان جریان و خواص ترمودینامیکی در تمامی میدان محاسباتی به دست می‌آید. در ادامه این بخش نمونه‌ای از نتایج میدان جریان محاسبه‌شده، نشان داده شده است.

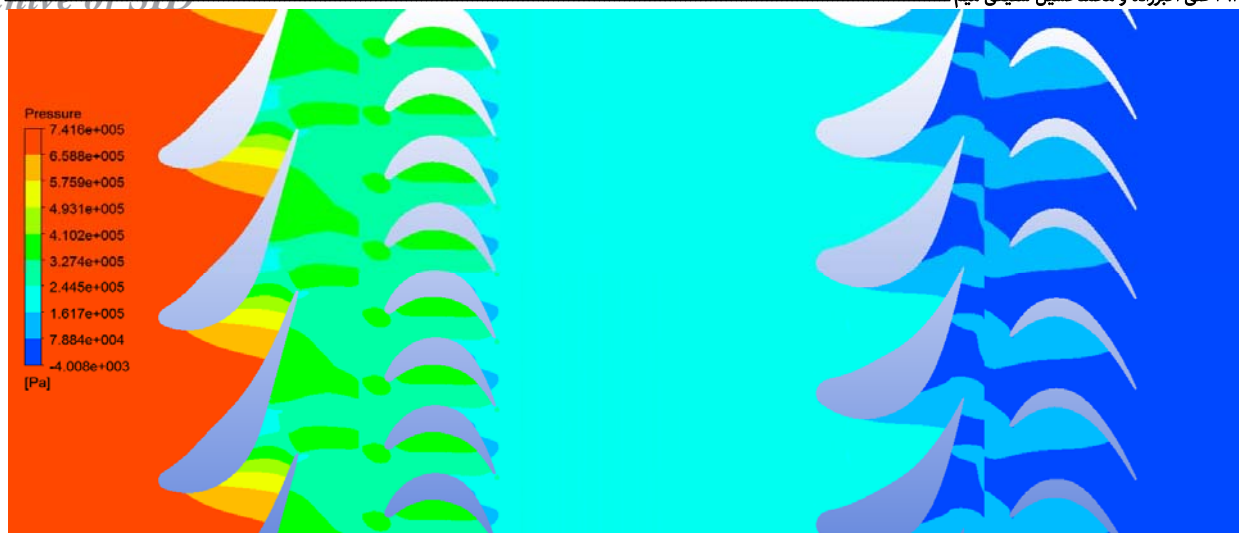
شکل‌های ۳ و ۴ به ترتیب توزیع فشار کل و دمای کل را در طول توربین نشان می‌دهند. همان‌طور که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود، فشار کل در ردیف پره‌های استاتور مقدار ناچیزی افت داشته است. این افت فشار، به دلیل افت‌های آیرودینامیکی و اصطکاک بوده که منشأ آن افزایش ضخامت لایه مرزی می‌باشد.



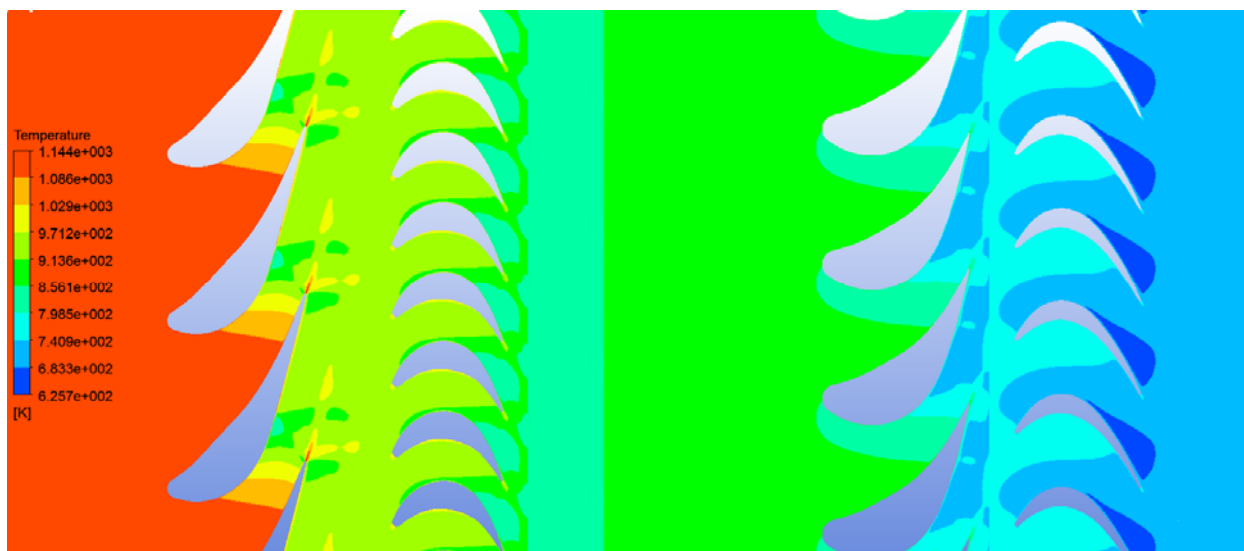
شکل ۳) توزیع فشار کل در توربین، Span= %۵۰



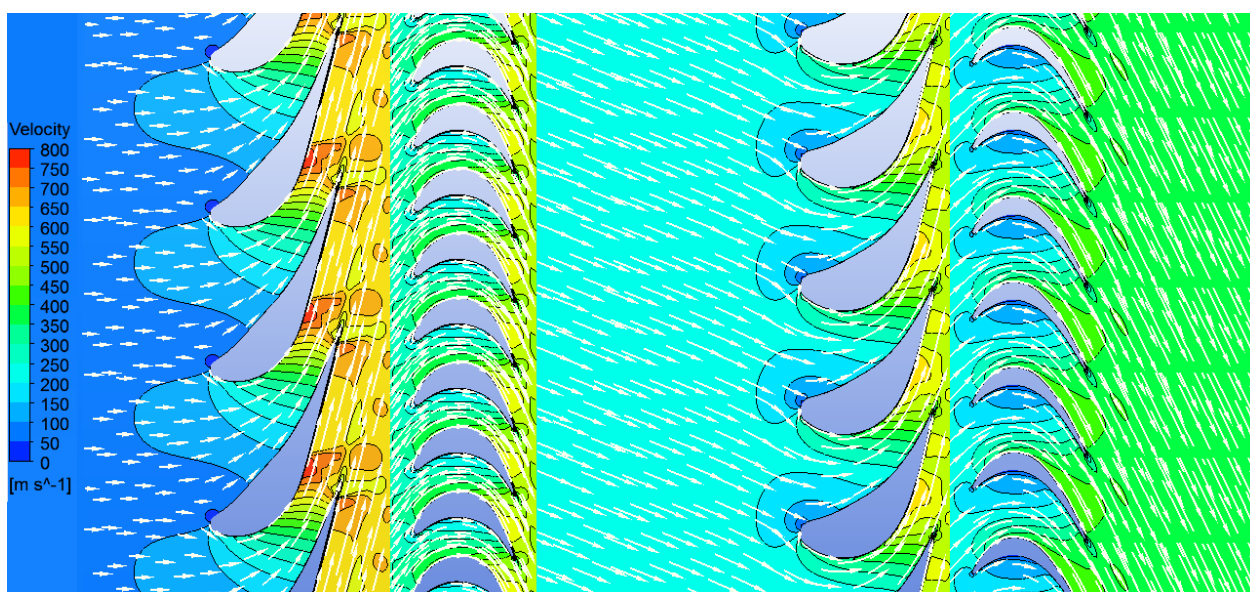
شکل ۴) توزیع دمای کل در توربین، Span= %۵۰



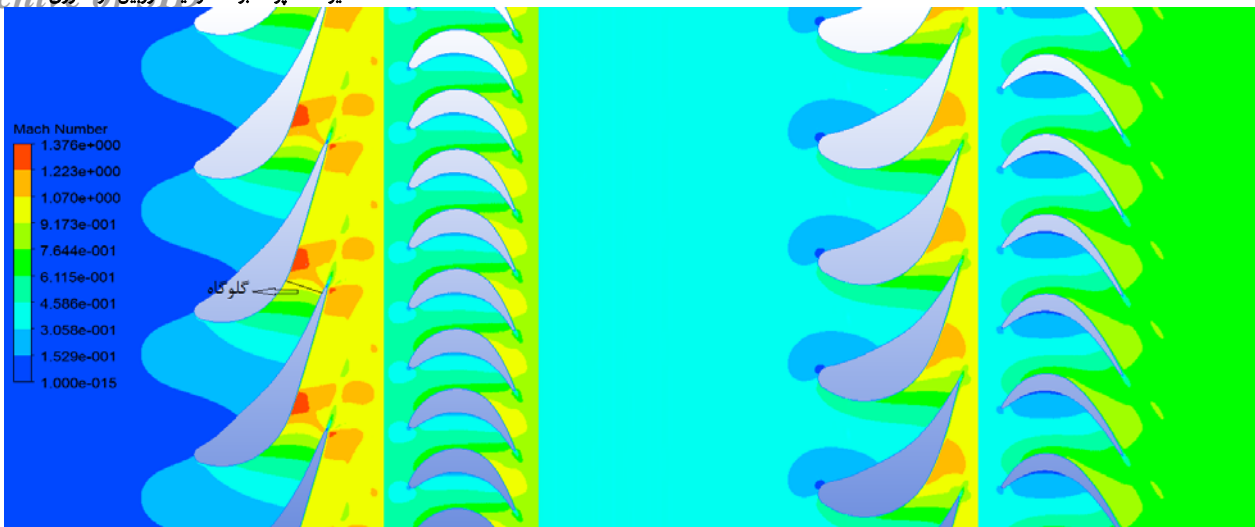
شکل ۵) توزیع فشار در توربین، Span= %۵۰



شکل ۶) توزیع دمای در توربین، Span= %۵۰

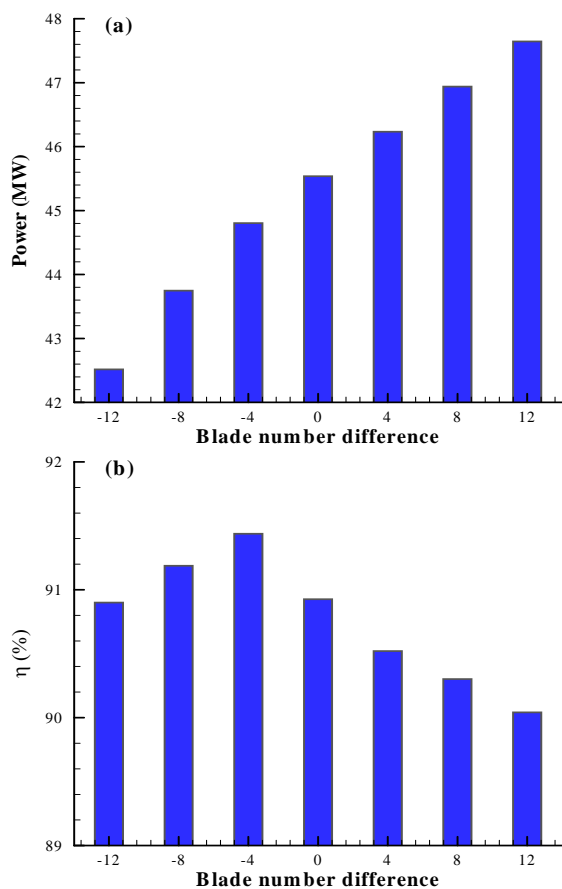


شکل ۷) توزیع سرعت در توربین، Span= %۵۰



شکل ۸) توزیع عدد ماخ در توربین، Span= %۵۰

نتایج به‌دست‌آمده نشان می‌دهد که با افزایش تعداد پره‌های روتور ردیف اول، توان تولیدی و بازده توربین کاهش یافته و با کاهش تعداد این پره‌ها توان تولیدی و بازده توربین افزایش می‌یابد. در واقع کاهش تعداد پره‌های روتور ردیف اول که منجر به افزایش گام پره‌ها می‌گردد که می‌تواند سبب کاهش فشار سیال در خروجی استاتور ردیف اول و ورودی روتور ردیف اول گردد. با این اتفاق سیال با سرعت و انرژی جنبشی بالاتری نسبت به حالت نامی از استاتور ردیف اول استاتور ردیف اول خارج شده و به ردیف پره‌های روتور برخورد کرده که می‌تواند دلیل تولید توان بالاتری باشد.



نمودار ۹) تاثیر تعداد پره‌های استاتور ردیف اول بر (a) توان تولیدی، (b) بازده کل به کل توربین

۶-۲- بررسی نتایج شبیه‌سازی با تغییر در تعداد پره‌ها

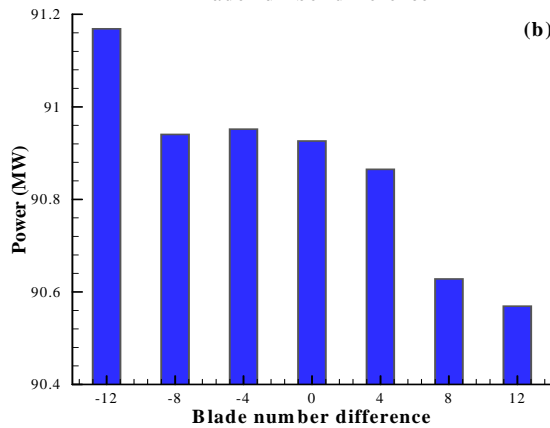
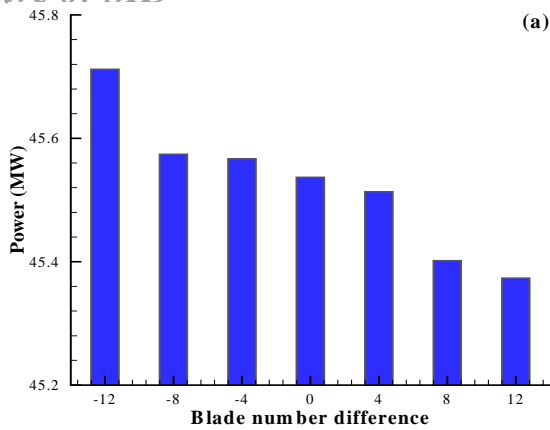
به منظور بررسی تاثیر تعداد پره‌ها بر عملکرد توربین در این قسمت تعداد پره‌ها در هر ردیف از پره‌های استاتور و روتور به طور جداگانه نسبت به تعداد پره‌ها در توربین اصلی، ۳ مرتبه افزایش و ۳ مرتبه کاهش، تغییر داده می‌شود. شرایط مرزی در ورودی همانند طرح اصلی دبی جرمی و دمای سیال بوده و در خروجی فشار استاتیک سیال می‌باشد.

تعداد پره‌های استاتور ردیف اول در طرح اصلی، ۵۰ عدد می‌باشد. در پژوهش حاضر تعداد ۳۸، ۴۲، ۴۶، ۵۴، ۵۸ و ۶۲ پره برای استاتور ردیف اول در نظر گرفته شده و شبیه‌سازی بر کل توربین با تعداد پره جدید در ردیف اول استاتور در هر مرحله انجام می‌پذیرد. در نمودار ۱ مقادیر توان تولیدی و بازده کل به کل توربین آورده شده است.

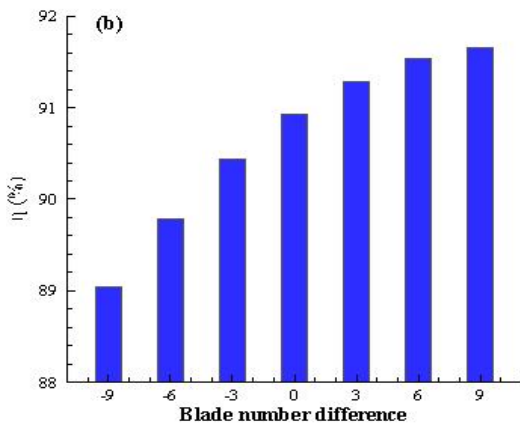
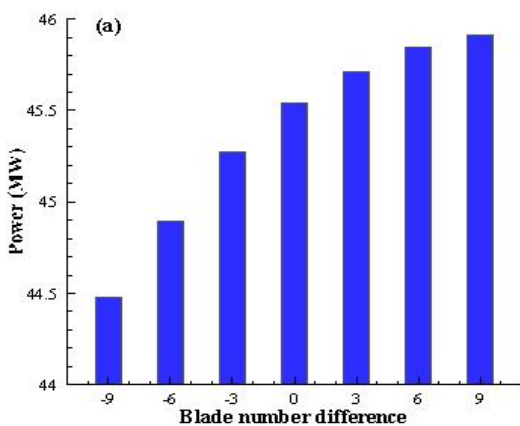
همان‌طور که از نتایج به‌دست‌آمده مشخص می‌گردد، با افزایش تعداد پره‌های استاتور ردیف اول توان تولیدی افزایش و با کاهش تعداد این پره‌ها توان تولیدی کاهش می‌یابد. با توجه به این که با افزایش تعداد پره‌های استاتور سطح کلی عبوری سیال کاهش یافته و دبی جرمی به عنوان شرط مرزی ورودی ثابت در نظر گرفته شده است، این مورد می‌تواند باعث افزایش فشار ورودی به پره‌های استاتور نسبت به حالت نامی شده، در حالی که فشار خروجی استاتور به میزان بیشتری نسبت به حالت نامی کاهش می‌یابد. در واقع افزایش فشار در ورودی و کاهش فشار در خروجی منجر به این می‌شود که سیال با سرعت و انرژی جنبشی بیشتری به پره‌های روتور ردیف اول برخورد کرده و در نتیجه توان بالاتری نسبت به حالت نامی تولید کند.

از دیگر نتایج، کاهش راندمان به ازای افزایش تعداد پره‌ها و افزایش راندمان به ازای کاهش تعداد پره‌ها می‌باشد. در واقع با افزایش تعداد پره‌ها، سطح تماس بین سیال و پره‌ها بیشتر شده که باعث افزایش افت اصطکاکی می‌شود. همچنین از آنجا که جریان در خروجی مافوق صوت گردیده، آنتروپی محلی نیز افزایش یافته و منجر به افزایش تلفات می‌گردد. لذا بازده با افزایش تعداد پره‌ها کاهش می‌یابد.

تعداد پره‌های روتور ردیف اول در طرح اصلی، ۱۲۰ عدد می‌باشد. در این پژوهش به منظور بررسی تاثیر این پره‌ها بر عملکرد توربین تعداد گرفته‌شده و شبیه‌سازی روی کل توربین با تعداد پره جدید در ردیف اول روتور در هر مرحله انجام می‌پذیرد. نمودار ۲ مقادیر توان تولیدی و بازده کل به کل توربین را برای نتایج حاصل از این نشان می‌دهد.



نمودار (۲) تاثیر تعداد پره‌های رتور ردیف اول بر (a) توان تولیدی، (b) بازده کل به کل توربین



نمودار (۳) تاثیر تعداد پره‌های استاتور ردیف دوم بر (a) توان تولیدی، (b) بازده کل به کل توربین

در خصوص افزایش بازده توربین با کاهش تعداد پره‌های رتور ردیف اول، احتمالاً سه دلیل زیر می‌تواند باعث این اتفاق گردد.

۱- با کم شدن تعداد پره‌ها، سطح تماس بین سیال و پره‌ها کاهش یافته که این امر منجر به کاهش افت اصطکاکی می‌شود.

۲- کاهش تعداد پره‌ها، سبب شده تا اثرات هر یک از پره‌ها بر یکدیگر کمتر شده و عملکرد بالاتری داشته باشد.

۳- افت ناشی از لقی نوک پره‌های رتور ردیف اول یکی از افت‌های رایج در توربین‌ها بوده که باعث نشت جریان از قسمت پرفشار به قسمت کم‌فشار و همچنین برخورد آن با لایه مرزی روی دیواره خارجی توربین و ایجاد گردابه‌های نوک پره می‌گردد. لذا با کاهش تعداد پره‌ها، این تلفات نیز کمتر می‌شوند.

تعداد پره‌های استاتور ردیف دوم در طرح اصلی، ۶۲ عدد می‌باشد. در این پژوهش تعداد ۵۳، ۵۶، ۵۹، ۶۵، ۶۸ و ۷۱ پره را برای استاتور ردیف دوم در نظر گرفته و شبیه‌سازی بر کل توربین با تعداد پره جدید در ردیف دوم استاتور در هر مرحله انجام می‌پذیرد.

در نمودار ۳ مقادیر توان تولیدی و بازده کل به کل توربین آورده شده است. با مشاهده این نتایج مشخص می‌شود که با افزایش تعداد پره‌ها، توان تولیدی و بازده توربین افزایش یافته، در حالی که با کاهش تعداد پره‌ها توان تولیدی و بازده توربین نیز کاهش می‌یابد. با افزایش تعداد پره‌های استاتور ردیف اول مشاهده شد که بازده توربین کاهش یافته و به ازای کاهش تعداد پره‌ها بازده توربین افزایش می‌یابد، در حالی که با تغییر تعداد پره‌های استاتور ردیف دوم تغییرات بازده برعکس می‌باشد. در واقع، اگرچه با افزایش تعداد پره‌های استاتور ردیف دوم افت اصطکاکی نیز افزایش می‌یابد، ولی این افزایش تعداد پره سبب اصلاح زاویه حمله سیال در ورود به پره‌های رتور ردیف دوم شده که از ایجاد جریان ثانویه در پایه پره‌های رتور جلوگیری می‌کند. لذا تلفات کلی کمتر شده و افزایش بازده توربین را به همراه خواهد داشت. در عین حال با کاهش تعداد پره‌های استاتور ردیف دوم، جریان‌های ثانویه (که در مدل نامی در پایه پره‌های رتور ردیف دوم ایجاد می‌گردد) به علت کاهش زاویه حمله سیال در ورود به پره‌های رتور ردیف دوم افزایش یافته که موجب بالاتر رفتن تلفات و در نتیجه کاهش بازده می‌گردد.

تعداد پره‌های رتور ردیف دوم در طرح اصلی، ۹۰ عدد می‌باشد که در این پژوهش تعداد ۸۱، ۸۴، ۸۷، ۹۳، ۹۶ و ۹۹ پره برای رتور ردیف دوم در نظر گرفته شده و شبیه‌سازی بر کل توربین انجام می‌پذیرد. در نمودار ۴ مقادیر توان تولیدی و بازده کل به کل توربین ارائه شده است.

همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش تعداد پره‌های رتور ردیف دوم، توان تولیدی افزایش و بازده توربین کاهش می‌یابد، در حالی که با کاهش تعداد این پره‌ها هم توان تولیدی و هم بازده توربین کاهش می‌یابد. با افزایش پره‌های رتور ردیف دوم تغییر جهت سرعت متوسط سیال عبوری از بین پره‌ها بیشتر شده و در نتیجه انرژی تبادل شده بین سیال و رتور بیشتر می‌گردد. این امر می‌تواند باعث افزایش توان تولیدی توربین گردد.

از طرف دیگر با افزایش تعداد پره‌های رتور ردیف دوم افت اصطکاکی و تلفات ناشی از افزایش آنروپی در این قسمت از توربین افزایش یافته که این اتفاق می‌تواند سبب کاهش راندمان توربین گردد (نمودار ۴- b). همچنین با کاهش تعداد پره‌های رتور، زاویه حمله ورود به پره‌های متحرک ردیف دوم کاهش می‌یابد و همان‌طور که پیشتر اشاره شد منجر به تشدید جریان‌های ثانویه در پره‌های رتور شده و در نتیجه راندمان توربین کاهش می‌یابد.

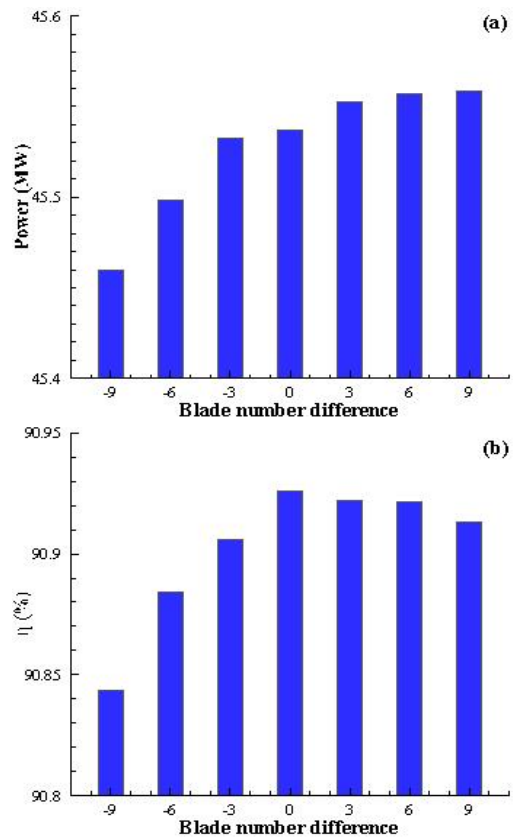
تعارض منافع: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.
سهم نویسندگان: علی اکبرزاده (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/اروش شناسا/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۵۰٪)؛ محمدحسین شفیعی میم (نویسنده دوم)، نگارنده مقدمه/اروش شناسا/پژوهشگر کمکی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۵۰٪).
منابع مالی: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

فهرست علائم

نیروی جسمی گرانشی (ms^{-2})	B
ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت ($Jkg^{-1}K^{-1}$)	C_p
ضریب هدایت حرارتی ($Jkg^{-1}K^{-1}$)	k
انرژی جنبشی جریان آشفته ($m^{-2}s^{-2}$)	K
جرم (kg)	m
فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)	P
نرخ گرمای تولید شده بر واحد حجم سیستم (Jm^{-3})	q'''
ثابت گاز ($Jmol^{-1}K^{-1}$)	R
زمان (s)	t
دما (K)	T
سرعت (ms^{-1})	u_i
سرعت متوسط سیال (ms^{-1})	\vec{v}
حجم (m^3)	V
فاصله بی‌بعد	γ^+
علائم یونانی	
ضریب انبساط حرارتی (s^{-1})	β
نرخ اضمحلال ویسکوز انرژی جنبشی آشفته ($m^{-2}s^{-3}$)	ϵ
زاویه نصب	λ
لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)	μ
چگالی (kgm^{-3})	ρ
تابع اضمحلال (s^{-2})	ϕ
فرکانس آشفستگی (s^{-1})	ω

منابع

- Principles of devices and operation of gas turbines combustion. National Oil Company of Southern Oilfield, Technical training center of Shahid Majdzade. Mechanical and Turbine training section. Technical Report. Unknown city: Unknown Publisher; 2006 Sep. Report no: Unknown.
- Biswas D, Takamatsu T, Iwasaki H. Unsteady three-dimensional navier-stokes simulations of turbine rotor-stator interaction using multi-airfoil. 33rd AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit; 2003 June 23-26; Orlando, Florida. Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc; 2003.
- Lastiwka D, Chang D, Tavoularis S. Effect of rotor blade scaling on gas turbine performance. 6th International Symposium on Turbulence and Shear Flow Phenomena; 2009 June 22-24; Seoul, Korea.
- Brost V, Ruprecht A, Maihöfer M. Rotor-stator interactions in an axial turbine a comparison of transient and steady state frozen rotor simulations. The Behaviour of Hydraulic Machinery under Steady Oscillatory Conditions, 11th International Meeting of the IAHR Work Group; 2003 Oct 8-10; University of Stuttgart, Stuttgart, Germany.
- Bauer C. Instationäre Initial Calculation of a Hydraulic Axial Turbine, The effect of Interaction Between the Van and Impeller [Dissertation]. Stuttgart, Germany: University of Stuttgart; 2001. [German]



نمودار ۴ تاثیر تعداد پره‌های روتور ردیف دوم بر (a) توان تولیدی، (b) بازده کل به کل توربین

۷- نتیجه‌گیری

در این پژوهش تاثیر تعداد پره‌ها بر عملکرد توربین گازی محوری ۲ طبقه (مدل F5 شرکت جنرال الکتریک) به صورت عددی بررسی شده است. نتایج عددی به‌دست‌آمده در مدل مبنا با نتایج تجربی ارائه‌شده از نیروگاه توافق خوبی دارد. لذا از مدل طراحی شده می‌توان به عنوان یک محیط آزمایش مجازی برای توربین مورد نظر استفاده نمود. به منظور بررسی ارتقای عملکرد توربین مورد پژوهش، اثرات تغییر تعداد پره‌های استاتور و روتور هر ۲ ردیف، در ۲۴ حالت مختلف بررسی شده است. کاهش تعداد پره‌های روتور ردیف اول و افزایش تعداد پره‌های استاتور ردیف دوم از جمله مواردی بودند که موجب افزایش توان تولیدی توربین و همچنین افزایش بازده توربین شده است.

نتایج به‌دست‌آمده از چند مدل توربین با ترکیبی از تعداد پره‌های متفاوت در روتور و استاتور مرحله‌های اول و دوم نشان داد که مدل بهینه توربین شامل ۵۰ پره در استاتور ردیف اول (بدون تغییر تعداد پره‌ها نسبت به توربین اصلی) و ۱۰۸ پره در روتور ردیف اول (کاهش ۱۲ پره نسبت به توربین اصلی)، ۷۱ پره در استاتور ردیف دوم (افزایش ۹ پره نسبت به توربین اصلی) و ۹۶ پره در روتور ردیف دوم (افزایش ۶ پره نسبت به توربین اصلی) می‌باشد. این مدل نسبت به مدل اصلی توربین افزایش ۱/۰۶٪ توان تولیدی و افزایش ۰/۸۱٪ بازده را نشان می‌دهد.

تشکر و قدردانی: نویسندگان مقاله بر خود لازم می‌دانند از مدیریت محترم نیروگاه کنارک به جهت در اختیار گذاشتن داده‌های هندسی و تجربی تشکر و قدردانی نماید.

تاییدیه اخلاقی: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

One dimensional modeling of a two stage axial gas turbine using flow equation and comparison to experimental data. Proceedings of the 10th Conference of Annual Iranian Aerospace Society; 2011 March 1-3; Tarbiat Modares University, Tehran, Iran. [Persian]

14- Wei N. Significance of loss models in aerothermodynamic simulation for axial turbines [Dissertation]. Stockholm, Sweden: Royal Institute of Technology; 2000.

15- De Figueiredo JCBS. Fast aerodynamic design of a one-stage axial gas turbine in order to produce a 3D geometry ready for optimization [Dissertation]. Lisboa, Portugal: Technique Lisboa; 2014.

16- Shafiei Mayam MH, Ghafourian MM, AdineBeigi M. numerical investigation on the effect of number of blades on the performance of a turbocharger compressor. Journal of Mechanical Engineering (Tabriz). 2018;48(2):159-168. [Persian]

17- Nikoohemmat MM, Khazaei I, Mohseni A, Mohajeri SH. Effects of chord length, blade pitch angle on hydrokinetic turbine's power coefficient. Modares Mechanical Engineering. 2017;17(6):51-58. [Persian]

18- Biswas D, Takamatsu T, Iwasaki H. Unsteady three-dimensional navier-stokes simulations of turbine rotor-stator interaction using multi-airfoil. 33rd AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit, 23 June 2003 - 26 June, 2003 Orlando, Florida. Reston: AIAA; 2003.

19- Lastiwka D, Chang D, Tavoularis S. Effect of rotor blade scaling on gas turbine performance. Sixth International Symposium on Turbulence and Shear Flow Phenomena, 22-24 June 2009, Seoul, Korea. Unknown City: Unknown Publisher; 2009.

6- Aghaei Togh R, Mesgarpour Tousi A, Broomand M. Numerical and experimental evaluation of supersonic turbine flow and effect of geometrical change of blade edges on turbine performance. Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics. 2010;22(1):17-42. [Persian]

7- Aligoudarz MR, Karabi H, Soleimani Tehrani MR. Study and analysis of blade twist, lean and bow effects on the axial turbine performance. Modares Mechanical Engineering. 2012;12(4):9-20. [Persian]

8- Arabnia M, Sivashanmugam VK, Ghaly W. Optimization of an axial turbine rotor for high aerodynamic inlet blockage. Proceedings of ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition; 2011 June 6-10; Vancouver, Canada. New York: ASME; 2011.

9- Arabnia M. Aerodynamic shape optimization of axial turbines in three dimensional flow [Dissertation]. Montreal, Canada: Concordia University; 2012.

10- Aghaeii Tog R, Ghaffari J, Mesgarpour-Tousi A, Boroumand M. Numerical study of the effects of blade angles on the performance of centrifugal impellers. 2012;8(2):93-100. [Persian]

11- Lebele-Alawa BT. Axial-thrust responses due to a gas turbine's rotor blade distortions. Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2010;83(5):991-994.

12- Tarabide R, Shateri Najafabadi AR. Investigation the effect of entrance turbulence intensity and leaping on the leakage flow and heat transfer at blade tip region of gas turbine. Proceedings of the 8th Conference of Annual Iranian Aerospace Society; 2009 Feb 17; Malek Ashtar University, Isfahan, Iran. [Persian]

13- Javanian Joibari H, Shahhosseini MR, Ghadak F, Rad M.