مجله مهندسی مکانیک مدرس، فوق‌العاده اسفند 1393، دوره 14، شماره 15، ص‌ص 279-289

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی و شبیه‌سازی عددی اثر خوردگی پره‌ها بر کارآیی توربین محوری تجاری

محمود چهارطاقی[1*]، مجتبی قطعی[2]، علی سمائی‌نیا[3]، هادی کرابی[4]

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود
2- استادیار، مهندسی مواد، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود
3- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود
4- مدیرعامل شرکت دوار صنعت شریف، تهران
* شاهرود، صندوق پستی 3619995161، chahartaghi@iust.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 18 مرداد 1393
پذیرش: 26 مرداد 1393
ارائه در سایت: 30 مهر 1393

کلید واژگان:
توربین
خوردگی پره
تحلیل سه بعدی
عمل‌کرد توربین گازی
میدان جریان

چکیده

پره‌های توربین‌های گازی در شرایط مختلف کاری، تحت تاثیر عواملی نظیر خوردگی داغ، سایش و برخورد ذرات خارجی، تخریب می‌شوند و بر اثر کاهش عمر کاری آن‌ها، بازده توربین کاهش یافته و منجر به تحمیل هزینه‌های سنگین برای تعمیرات و جایگزینی پره‌ها می‌شوند. هدف از این مقاله بررسی تاثیر خوردگی و آسیب دیدگی پره‌ها، بر میدان جریان و کارآیی توربین به‌وسیله شبیه‌سازی عددی می‌باشد. به‌منظور تحلیل رفتار جریان داخلی، حل معادله‌های بقای جرم، مومنتم و انرژی با استفاده از شبیه‌سازی عددی توربین در محیط نرم‌افزار انسیس سی اف اکس صورت گرفته است. در این پژوهش، توربینی دوطبقه و با خنک‌کاری کامل، به‌صورت سه‌بعدی، شبیه‌سازی و نتایج حاصل با نتایج آزمایشگاهی اعتبارسنجی شده است. سپس اثرات افزایش لقی نوک پره‌ی روتورها به‌همراه کاهش ضخامت ناشی از خوردگی در لبه‌ی حمله و فرار پره‌ها، به‌طور جداگانه، بر میدان جریان و عمل‌کرد توربین، در پنج نسبت فشار واقعی، بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که مهم‌ترین عامل کاهش بازده، افزایش لقی نوک پره‌های روتور است؛ از طرفی کاهش کارآیی و افزایش ضرایب افت ناشی از آسیب‌دیدگی لبه‌ی حمله‌ی پره‌ها، تنها اندکی نسبت به لبه‌ی فرار، تاثیر گذارتر خواهند بود.

Study and numerical simulation of blades corrosion effects on a commercial axial turbine performance

Mahmoud Chahartaghi[1*], Mojtaba Ghatee [1], Ali Samaee nia[1], Hadi Karrabi [2]

1. Department of Mechanical Engineering Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran.
2. CEO Sharif rotary industry Company, Tehran, Iran
*P.O.B. 3619995161 Shahrood, Iran, chahartaghi@iust.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 09 August 2014
Accepted 17 August 2014
Available Online 22 October 2014

Keywords:
Turbine
corrosion of the blade
three-dimensional analysis
performance of gas turbine
flow field

ABSTRACT

With respect to special conditions applying to the gas turbine, its blades are affected by many different factors such as, hot corrosion, oxidation, wear, impact of external particles, etc. and are destroyed. Due to the reduction of their working life time, the turbine efficiency reduces and ultimately the heavy costs of periodic repairs are needed, and new replacements of their blades are unavoidable. The aim of this study is investigation of the effects of corrosion and blade damage on flow field and gas turbine performance, by numerical simulation. In this research, a two stage turbine is modeled in the form of three dimension and the results are validated with experimental data. To analyze of the behavior of entire flow, conservation of mass, momentum, and energy equations are solved. The numerical simulation of the turbine is done with ANSYS CFX software. Then the increased rotors tip clearance effects with decreasing thickness due to corrosion in both nozzles and blade leading edge and trailing edge were separately studied on turbine flow field and its performance in five actual different pressure ratios. The results showed that the most important factor in reducing the efficiency of gas turbine is due to rotor tip clearance increasing. Also, corrosion of the blade edge with respect to the trailing edge damage is slightly more affected by reducing efficiency and increasing loss coefficients.

1- مقدمه

توربین محوری یکی از مهم‌ترین اجزای توربین‌های گازی است که وظیفه‌ی آن تولید توان می‌باشد. توربین‌های گازی در نیروگاه‌های گازی و موتورهای هواپیما استفاده می‌شوند. بنابراین شناخت هرچه بیشتر اجزای آن و نحوه‌ی عمل‌کرد آن‌ها و همچنین عوامل تاثیرگذار بر کارکرد آن، اعم از عوامل بهبود دهنده و یا عوامل مخرب، تاثیر به‌سزایی در بهره‌گیری هرچه بیشتر از قابلیت‌های توربین گازی و بهینه‌سازی آن خواهد داشت. یک راه برای به دست آوردن این اطلاعات، انجام آزمایش است. اما در دسترس نبودن برخی تجهیزات آزمایشگاهی از یک سو و پرهزینه و زمان‌بر بودن آزمایشات مختلف از سوی دیگر و محدودیت منابع انسانی و مالی، موانعی در استفاده از

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
M. Chahartaghi, M. Ghatee,A. Samaee nia ,H. Karrabi, Study and numerical simulation of blades corrosion effects on a commercial axial turbine performance, *Modares Mechanical Engineering,* Vol. 14, No. 15, pp. 279-289, 2015 (In Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-17]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.50.7]

روش‌های آزمایشگاهی در تحلیل عمل‌کرد توربوماشین‌ها ایجاد کرده‌اند. از آن‌جایی‌که معادلات حاکم بر سیال، شناخته شده هستند می‌توان از تخمین‌های عددی برای حل این معادلات بهره جست و با استفاده از کامپیوترها در حل معادلات جریان، برخی آزمایش‌های پرهزینه را با این روش جایگزین کرد[1-3]. ترکیب حل عددی و آزمایش‌های تجربی می‌تواند سبب افزایش دقت پیش‌بینی، کاهش هزینه‌ها و زمان شود.

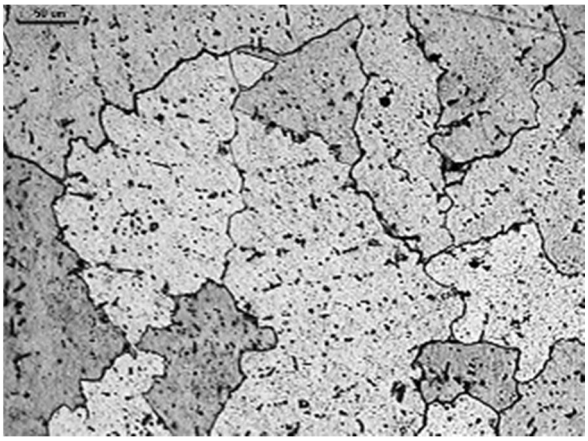
خوردگی داغ یا سولفید شدن، یکی از مشکلات اساسی در توربین‌های گازی می‌باشد و در تمام سوپرآلیاژهای به کار رفته در توربین گاز احتراقی، روی می‌دهد و ناشی از اجزای ساختمانی فلزی است که به سختی مورد هجوم گازهای ناشی از احتراق قرار می‌گیرند. آلیاژهائی که در ساخت پره‌های توربین یا قطعات دیگر آن به‌کار می‌رود، تا اندازه‌ای در مقابل ناخالصی‌های موجود در سوخت و هوا مقاوم هستند و در صورتی‌که این مقادیر از حد مجاز بیشتر شوند پدیده‌ی خوردگی داغ را به‌وجود خواهند آورد.

وجود فلزات قلیایی مانند سدیم، به همراه سولفید موجود در سوخت تشکیل سولفات‌های خورنده می‌دهند. این خوردگی که از سطح قطعه شروع می‌شود موجب تهی شدن لایه‌های زیرین از کُرُم و جایگزینی آن با اکسیدهای پرمنفذ و غیر چسبنده با نقطه‌ی ذوب پائین می‌شود که عملا بر اثر ورود در مرز دانه‌ها باعث به‌وجود آمدن ترک می‌شود. آثار این نوع خوردگی با چشم قابل رویت بوده و معمولا یک رنگ سبز در روی قطعه، نشان دهنده‌ی آن می‌باشد. بر اثر خوردگی و ایجاد ترک ممکن است استحکام پره کم شده و منجر به شکست آن شود.

اساسا دو نوع خوردگی داغ مشاهده شده است[4]. دما پایین که بازه‌ی دماهای 593 تا 760 درجه سانتیگراد و دما بالا که دماهای 815 تا 926 درجه‌ی سانتیگراد را شامل می‌شود. برخی ناخالصی‌های دیگر مانند وانادیوم، فسفر، سرب و کلرایدها نیز می‌توانند به همراه سولفات سدیم، تشکیل ترکیب نمک‌هایی با دمای ذوب پایین‌تر را بدهند که خود، عامل انتشار خوردگی است.

در تحقیقات پیشین، پژوهشی شامل تحلیل عددی یا آزمایشگاهی اثر خوردگی و یا حتی رسوب و دیگر پدیده‌های مخرب، چه به طور جداگانه و یا هم‌زمان بر روی تمام طبقات یک توربین چند طبقه به صورت یک‌جا، توربین حاضر و نیز توربینی با خنک‌کاری کامل، انجام نشده است.

ماکرو مونتیس و همکارانش در سال 2009 به بررسی تاثیر لبه‌ی حمله بر روی آیرودینامیک پره‌های نازل راهنما به صورت عددی و تجربی پرداختند و برای شبیه‌سازی از نرم‌افزار "انسیس-سی اف اکس[1] استفاده کردند. نتایج عددی با نتایج آزمایشگاهی تطابق خوبی داشت. در این پژوهش جهت مدل‌سازی آشفتگی از مدل آشفتگی "اس اس تی[2]" استفاده شد. مقایسه‌ی بین داده‌های تجربی و داده‌های عددی نشان داده است، به‌طور کلی، این مدل آشفتگی، افت‌های ناشی از رشد لایه مرزی روی دیواره را بهتر محاسبه می‌کند[5]. زین الهدی نیز با استفاده از ریزنگارهای نوری به تحقیق و بررسی متالوژیکی، برای سه ناحیه‌ی حساس پره‌های توربین زیمنس V94-2، شامل لبه‌ی حمله، فرار و ناحیه‌ی داغ پرداخت و مقدار عدد سختی ویکرز را برای هر ناحیه، به‌دست آورد[6]. وی علت شروع خوردگی‌ها و شکست‌ها را حفره‌ها و سوراخ‌های ریز ایجاد شده در امتداد مرزهای دانه‌بندی دانست و به مانند بیشتر پژوهشگران، خنک‌کاری و بهبود آلیاژ پره‌ها را جزو پیشنهادهای سازنده به‌شمار آورد. شکل 1 نمایی از مرزهای دانه‌بندی در قطعه خورده شده



شکل 1 نمای گرفته شده توسط ریزنگار نوری از مرز دانه‌بندی سوپرآلیاژی تحت پدیده شکست[8]

را نشان می‌دهد.

پژوهش‌هایی نیز درباره‌ی مسیر حرکت ذرات موجود در جریان داخل توربین گاز و تاثیر آن بر رسوب و خوردگی پره انجام شده است. بر اساس آزمایش‌های آتف هامد و همکاران [7]، با افزایش اندازه‌ی ذرات، سرعت و زاویه‌ی برخورد آن‌ها با سطح، میزان خوردگی و زبری سطوح افزایش می‌یابد. همچنین اثرپذیری سطح پره، به شدت به هندسه‌ی آن و ماده‌ی سطحش بستگی دارد. آن‌ها همچنین مدلی برای مسیر حرکت ذرات در یک مرحله‌ی توربین بر پایه‌ی میدان جریان در قطر متوسط ارائه دادند که بر اساس این مدل، تعداد برخوردها به سطح فشار پره، با افزایش سایز ذرات و سرعت اولیه‌ی آن‌ها در ورودی به طبقه‌ی توربین، افزایش می‌یابد. در روتور، ذرات به‌علت چرخش روتور دارای مولفه‌ی سرعت جانبی می‌شوند که به آن‌ها حرکتی به سمت پوشش خارجی توربین می‌دهد و منجر به افزایش خوردگی در نیمه‌ی بالایی پره می‌شود. مقداری از ذرات نیز بین لبه‌ی حمله‌ی روتور و لبه‌ی فرار سمت مکش استاتور گیر کرده و به هردو ضربه می‌زنند.

پورسعیدی و همکاران [8]، واماندگی پره در مرحله‌ی دوم توربین را بررسی کردند. پره‌ی مورد تحقیق از آلیاژ نیکل ساخته شده و توربین پیش از واماندگی پره به مدت 73500 ساعت تحت بار بوده و عیب پره باعث ایجاد مشکلاتی جدی در توربین گاز شده است. پره با تصویربرداری از ترک‌ها، بررسی ریزساختارها و تحلیل‌های شیمیایی، بررسی شد. مشاهدات، بیان‌گر وجود حفره‌هایی در سطح پره و وجود علائم خستگی در سطوح شکست بوده است. همچنین دریافتند که ترک از یک خوردگی داغ در لبه‌ی حمله شروع و به‌دلیل پدیده‌ی خستگی منتشر شده و در نهایت با کاهش مساحت مقطع پره به شکست منجر شده است. جهت تعیین مواضع تنش استاتیک بر اثر نیروهای گریز از مرکز، از روش اجزاء محدود و محاسبات تحلیلی نیز استفاده کرده و به این نتیجه رسیدند که پیش از شکست، پره توسط مود سوم ارتعاش دچار پدیده‌ی تشدید شده است.

منابع تلفات در پره‌های توربین، عبارتند از افت پروفیل (که ناشی از شکل پره و لایه مرزی آن و اصطکاک سطحی[3] است) و افت فشار ناشی از جریان‌های فرعی و ثانویه در لایه‌مرزی دیواره‌ها؛ اما یکی از مهمترین افت‌ها، افت ناشی از لقی نوک پره‌ی روتور است. افت ناشی از عبور جریان از فاصله‌ی بین نوک پره و دیواره‌ی انتهایی توربین را افت نشتی نوک پره می‌نامند. بر اثر فاصله‌ای که بین نوک پره و دیواره‌ی انتهایی توربین وجود دارد، و نیز به خاطر اختلاف فشار بین طرف‌های مکش و فشار توربین، جریان از سمت

1- ANSYS–CFX
2- Shear Stress Transport
3- Skin friction

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-17]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.50.7]

پرفشار پره به سمت کم‌فشار آن می‌رود. به علت اختلاف زوایا و سرعت‌های جریان نشتی و جریان اصلی در سمت مکش پره، اختلاط این دو جریان باعث افت در توربین می‌شود. علاوه بر این تشکیل گردابه‌های ناشی از جریان نشتی و از بین رفتن آن بر اثر تاثیرات لزجت و اغتشاش جریان، باعث افت می‌شود. از طرفی هیچ تغییری در ممنتوم زاویه‌ای جریان نشتی به‌وجود نمی‌آید، پس جریان نشتی هیچ کاری بر روی پره انجام نمی‌دهد که این مسئله خود یک افت به حساب می‌آید.

بنابراین هرگونه عاملی که باعث افزایش این تلفات شود باعث افزایش ضرایب افت خواهد شد. در این پژوهش مراحل زیر پیموده شده است: مدل‌سازی توربین با تعریف شرایط آزمایشگاهی و اعتبارسنجی آن، تغییر شرایط مرزی به شرایط واقعی کارکرد و اعمال خوردگی (کاهش ضخامت و افزایش لقی نوک پره‌ی روتورها) و مقایسه‌ی کارایی توربین معیوب با حالت سالم در شرایط کارکرد واقعی.

2- معادله‌های حاکم بر جریان برای شبیه‌سازی

برای تحلیل رفتار جریان برای تمام جریان‌ها، معادله‌های بقای جرم و ممنتوم حل می‌شود. برای جریان‌های تراکم‌پذیر یا جریان‌های شامل انتقال حرارت، معادله‌های بقای انرژی نیز حل می‌شوند. هنگامی که جریان، آشفته باشد باید از معادله‌های مدل‌سازی آشفتگی استفاده نمود. هدف از مدل‌سازی جریان‌های آشفته، تعیین ترم‌هایی مانند تنش رینولدز، شار جرمی آشفته و یا شار حرارتی آشفته با استفاده از ارتباط دادن مقادیر کمیت‌های مزبور به کمیت‌های جریان متوسط و به‌ویژه گرادیان‌های موجود در جریان متوسط می‌باشد. مدل آشفتگی به کار گرفته شده در این پژوهش مدل SST است. این مدل برای کسب نهایت دقت در پیش‌بینی شروع و مقدار جریان جدایشی، تحت گرادیان فشار نامساعد طراحی شده است. نتایج محاسبات با این مدل، پیشرفت قابل توجهی را در زمینه‌ی شروع جدایش جریان نشان می‌دهد. کارایی بالای این مدل در تعداد قابل توجهی از مطالعات اعتبارسنجی نشان داده شده است[9-12]. مدل اس اس تی، برای شبیه‌سازی لایه مرزی با دقت بسیار بالا نیز پیشنهاد می‌شود[13].

3- پارامترهای به‌کار رفته برای مقایسه

پارامترهای به کار رفته جهت مقایسه‌ی کارایی توربین سالم [14] و معیوب عبارتند از:

بازده‌ی ترمودینامیکی با راندمان کل به کل آیزنتروپیک توربین که با توجه به وجود خنک‌کاری کامل پره‌ها توسط منفذهای خنک‌کننده، به‌صورت رابطه‌ی (1) تعریف می شود که در آن H توان واقعی شفت توربین می‌باشد و از رابطه‌ی (2) به‌دست می‌آید[14].

$$\eta_{TH}=\frac{H}{W_{41}\Delta h_a+\sum W_c\Delta h_{a,c}} \quad (1)$$

$$H=\underbrace{\dot{m}_{inlet}h_{inlet}+\dot{m}_c h_c-\dot{m}_{outlet}h_{outlet}}_{H_{R1}}+\underbrace{\dot{m}_{inlet}h_{inlet}+\dot{m}_c h_c-\dot{m}_{outlet}h_{outlet}}_{H_{R2}} \quad (2)$$

مخرج رابطه‌ی (1) توان ایده‌آل توربین در حالت آیزنتروپیک بوده و در آن w_{41}، دبی ورودی روتور اول، w_c دبی سیال خنک‌کننده‌ی مربوطه و Δh_a و Δh_{ac} به ترتیب اختلاف آنتالپی واقعی سیال کاری و جریان خنک‌کننده‌ی موردنظر می‌باشد.

ضرایب افت ناشی از تلفات استاتور و روتور، به ترتیب از رابطه‌های (3) و (4) محاسبه می‌شوند.

$$Y_S=\frac{P_{01}-P_{02}}{P_{01}-P_2} \quad (3)$$

$$Y_R=\frac{P_{02,rel}-P_{03,rel}}{P_{03,rel}-P_3} \quad (4)$$

که در آن P_{01} و P_{02} به ترتیب فشار کل ورودی و خروجی به استاتور یا روتور و P_2 فشار خروجی است.

میزان افت فشار کل و دمای کل در مرحله‌ی توربین به ترتیب در رابطه‌های (5) و (6) ارائه شده است :

$$Pd=\frac{P_{0i}-P_{0o}}{P_{0i}} \quad (5)$$

$$Td=\frac{T_{0i}-T_{0o}}{T_{0i}} \quad (6)$$

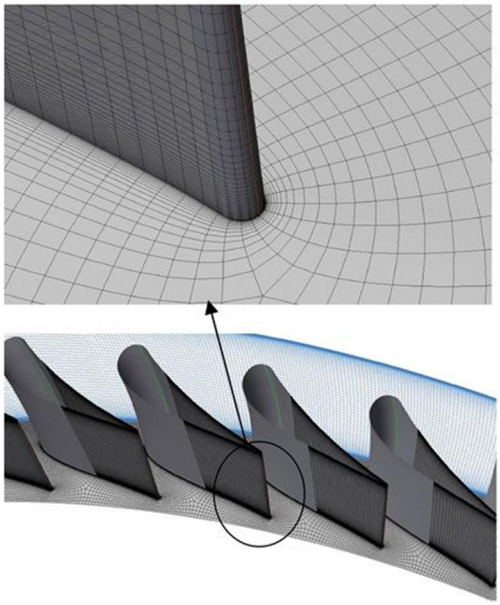
که در آن P_{0i} و $P_{0o}\frac{n!}{r!(n-r)!}$ به ترتیب فشار کل ورودی و خروجی و T_{0i} و T_{0o} دمای کل ورودی و خروجی توربین و Pd و Td، به ترتیب افت فشار کل و افت دمای کل می‌باشند[15].

4- مدل‌سازی توربین و اعتبارسنجی آن

توربین در نظر گرفته شده برای بررسی، توربین E^3، یک توربین محوری دو طبقه، ساخت شرکت جنرال‌الکتریک و مؤسسه‌ی ناسا می‌باشد و در صنایع هوا و فضا کاربرد دارد. هدف برنامه‌های انجام شده‌ی جنرال‌الکتریک و ناسا، توسعه‌ی تکنولوژی، جهت بهبود بازدهی سیستم‌های محرکه برای هواپیمای تجاری مادون صوت بود که در ژانویه‌ی 1978 انجام شد. تجهیزات آزمایشگاهی توربین، شامل یک مقیاس کامل از توربین محوری فشار بالای دو طبقه و خنک‌کاری کامل می‌باشد. همهٔ قطعات روتور شامل پره‌ها از فولاد زنگ‌نزن ماشین‌کاری شده است. استاتورها نیز از مواد یکسان ساخته شده‌اند. محفظه‌ی قاب نیز از فولاد کربن-نیکل روکش شده است. تجهیزات، برای اندازه‌گیری جریان‌ها، فشارها، دماها، سرعت شافت، گشتاور، لقی نوک پره و زاویه جریان خروجی پیش‌بینی شده است [16].

شکل 2 هندسه‌ی سه بعدی توربین

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-17]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.50.7]



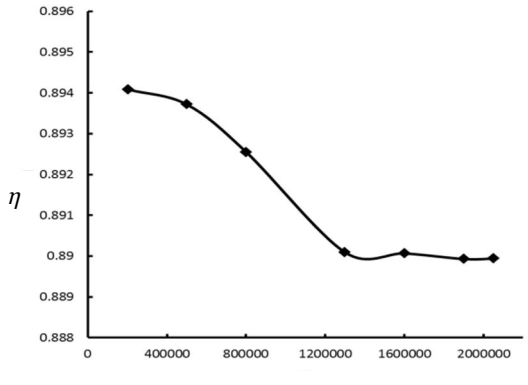
شکل 3 شبکه بندی و تمرکز بر پیرامون لبه‌ی فرار پره‌ها

همچنین از ترکیب محصولات احتراق به جای هوا استفاده شد که ترکیب آن در رابطهٔ (7) آمده است.

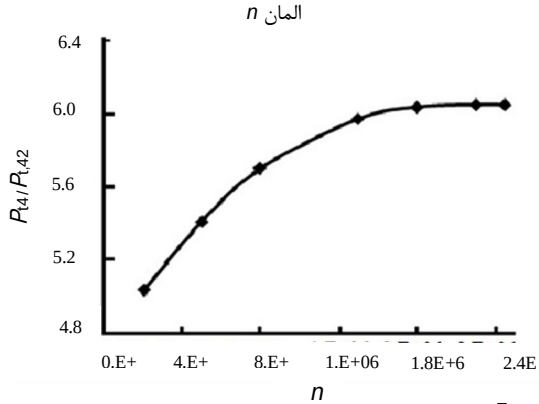
$$CH_4 + 5.82(3.76N_2 + O_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 21.92N_2 + 3.82O_2 \quad (7)$$

بر این اساس، متان با 191درصد هوای اضافه واکنش داده است.

ساخت مدل، شامل ساخت هندسه‌ی سه بعدی (شکل2)، ایجاد شبکه (شکل3)، بررسی استقلال از حل شبکه (شکل‌های 4 و 5)، و تعریف شرایط مرزی است.



شکل 4 بررسی استقلال حل از شبکه بر اساس راندمان توربین η بر حسب تعداد المان n



شکل 5 تاثیر اندازه‌ی شبکه بر روی نسبت فشار کل ورودی به خروجی توربین

جزئیات تعداد شبکه‌های به‌کار گرفته شده در تحلیل استاتورها و روتورها و نیز y^+ واقعی در لایه‌مرزی پره‌های روتور دوم در جدول 1 آورده شده است.

شرایط مرزی تست هوایی در نقطه طراحی، که تا بیشینه ارتفاع 10/67 کیلومتری سطح دریا را در بر می‌گیرد، عبارت است از[11]:

1- در ورودی نازل، شرط مرزی فشار کل استفاده شده است (شکل5). جهت جریان در ورودی به صورت عمود بر سطح ورودی و بدون پیش چرخش، فرض و شدت توربولانس به‌عنوان پارامترهای ورودی استفاده شد.
2- فشار استاتیکی در خروجی روتور طبقه‌ی دوم به عنوان شرط مرزی در خروج استفاده شده است.
3- شرط مرزی تمام دیواره‌های ساکن و چرخان به‌صورت آدیاباتیک و شرط عدم لغزش برای سرعت بر روی سطوح فرض شده است.
4- شرط مرزی سطح مشترک بین روتور و نازل مرحله‌ی اول و دوم به‌صورت صفحه‌ی اختلاط[1] تعریف شده است. در این روش منطقه‌ی محاسباتی به نواحی ثابت (استاتور) و متحرک (روتور) تقسیم شده و هر کدام از این نواحی به‌صورت یک مسئله‌ی دائم حل می‌شوند.
5- چون توربین محوری، تقارن محیطی دارد، از شرط مرزی متناوب برای روتور و استاتور استفاده شد. به عبارتی می‌توان با استفاده از شرط مرزی متناوب، تنها یک پره از روتور و یک پره از نازل را شبیه‌سازی نمود.

در شکل 6 استفاده از شرط مرزی متناوب و شرایط مرزی به‌کار گرفته شده، نشان داده شده است. ضمن این‌که چگونگی به‌کارگیری منفذهای خنک‌کاری نیز قابل مشاهده است.

بیشترین منفذهای خنک‌کاری در استاتور اول و به ویژه در لبه‌ی حمله و سمت فشار قرار می‌گیرد که ورودی توربین بوده و دما بسیار بالا است. لبه‌ی حمله و فرار روتور اول و سپس لبه‌ی فرار استاتور دوم، محل‌های قرار گرفتن بقیه‌ی منفذها می‌باشد و تنها دو منفذ به روتور دوم که کمترین دما را دارد، اختصاص یافته است [11].

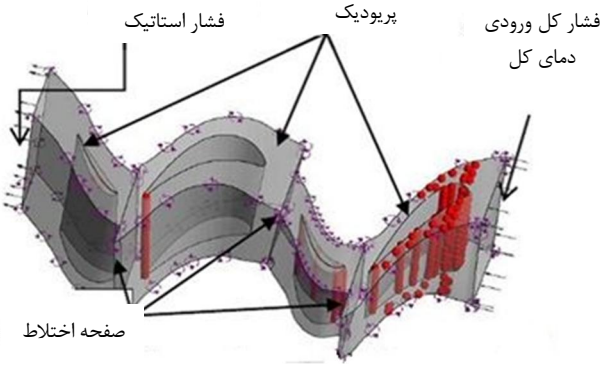
پروفیل دمای کل در ورودی استاتور اول در شکل 7 نشان داده شده است. برخلاف شکل ایده‌آل پروفیل‌های دما و فشار که مناسب‌ترین توزیع‌های دمایی و فشاری، همان توزیع دما و فشار خروجی (از محفظه‌ی احتراق و ورودی به توربین) یکنواخت است، بیشینه‌ی پروفیل‌ها در این حالت، کمی متفاوت می‌باشد.

جدول 1 تعداد شبکه‌های پره‌های توربین و y^+ واقعی در لایه‌مرزی پره‌های روتور دوم

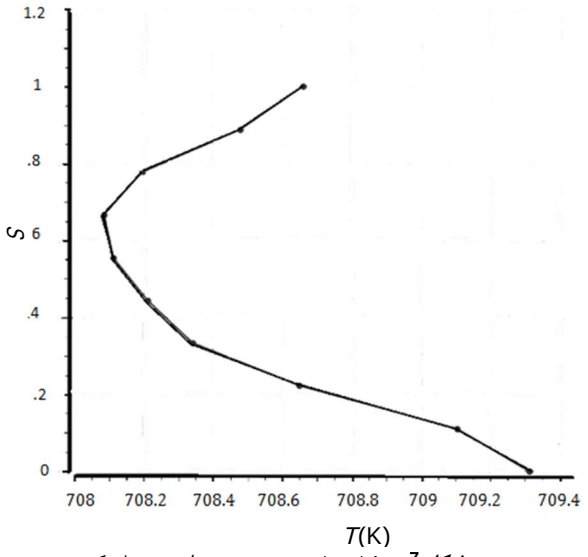
تعداد شبکه‌های کل	تعداد شبکه‌های استاتورها	تعداد شبکه‌های روتورها	y^+ واقعی
205092	87278	117814	99/56
500058	205024	295034	66/65
800183	358634	441549	66/65
1300688	608292	692386	20/19
1596319	683738	912581	20/81
1908056	922653	985403	20/19
2049911	998872	1051039	18/96

1- Mixing Plane

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-17]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.50.7]



شکل 6 نمای سه‌بعدی پره‌به‌پره به همراه منفذهای خنک‌کننده و شرایط مرزی اعمال شده



شکل 7 پروفیل دمای ورودی توربین از ریشه تا نوک

برای توزیع پروفیل دمایی، توصیف فاکتور توزیع دمای شعاعی با معادله‌ی (8) بیان می‌شود که به‌عنوان پروفیل فاکتور، شناخته می‌شود.

$$\text{پروفیل فاکتور} = \frac{T_{mr} - T_2}{T_2 - T_1} \qquad (8)$$

که T_1 دمای سیال ورودی، T_2 دمای خروجی متوسط و T_{mr} بیشینه‌ی دمای متوسط محیطی است.

با توجه به معادله‌ی مذکور، آشکارا پروفیل مناسب یکنواخت قابل درک است. در هر صورت، در موتورهای بازده بالای مدرن که خنک‌کاری توسط هوا در پره‌های توربین و نازل راهنما به کار گرفته می‌شود و بسیار پر هزینه نیز می‌باشد، توزیع شعاعی متوسط شرح داده شده در سطح خروجی محفظه‌ی احتراق از شکل صاف دور است. در عوض مطابق شکل 7، دارای پروفیل دمایی، با بیشینه دمایی بالاتر از ارتفاع متوسط پره می‌باشد. این نوع پروفیل دمایی به دلیل پایین‌تر نگه داشتن دمای ریشه و نوک پره‌های توربین به کار گرفته می‌شود؛ چرا که تنش‌های مکانیکی در ریشه پره‌ها، بیشینه و خنک‌کاری در نوک پره‌ها سخت‌تر می‌باشد. در مورد توزیع فشار نیز روند بر همین منوال است.

در شرایط کارکرد واقعی، شرایط مرزی 1 و 2 به دمای سکون 709/444K و پنج مقدار فشار کل مختلف در ورودی و فشار متوسط استاتیکی اتمسفریک در خروجی تغییر می‌یابد. همچنین از ترکیب محصولات احتراق به جای هوا استفاده شد. تعداد المان‌های استفاده شده در شبکه‌بندی بیش از 1900000 عدد و میزان باقیمانده‌ای که با رسیدن به آن انجام مراحل تکراری حل معادلات متوقف می‌شود، در نظر گرفته شد. مشخصات کلی مرحله‌ی توربین در جدول 2 آورده شده است.

جهت اعتبارسنجی [16]، نمودارهای به دست آمده از اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی سرعت تصحیح‌شده بر حسب نسبت سرعت U/C_0 و نیز بازده توربین برحسب نسبت فشار کل به کل (فشار کل ورودی به کل خروجی)، مورد بررسی قرار داده شده است (شکل‌های 8 و 9).

درصد خطای راندمان، گواهی بر مناسب بودن نسبی اعتبار کار است:

$$\eta_{exp} = \%88.4$$

$$\eta_{cfd} = \%88.9803 \Rightarrow \text{Error} = 0.65\%$$

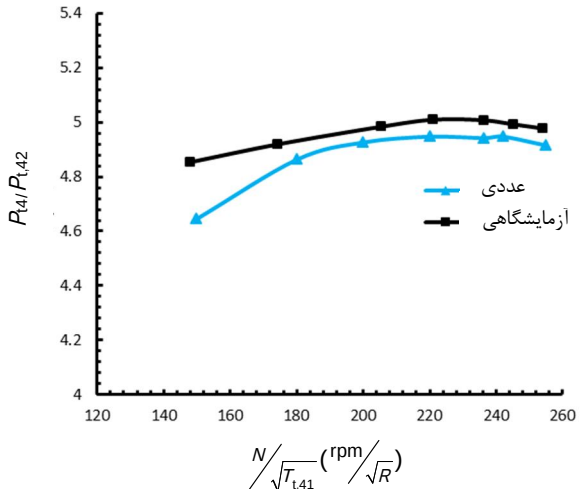
در کل مشاهده می‌شود که تطابق نسبتاً خوبی بین داده‌های آزمایش و حل عددی وجود دارد[15،11].

5- مدل‌سازی توربین معیوب

با توجه به تحقیقات انجام گرفته، تغییر شکل هندسی پره بر اثر خوردگی، به شدت تحت تاثیر هندسه‌ی پره، سرعت جریان و اندازه‌ی ذرات می‌باشد و

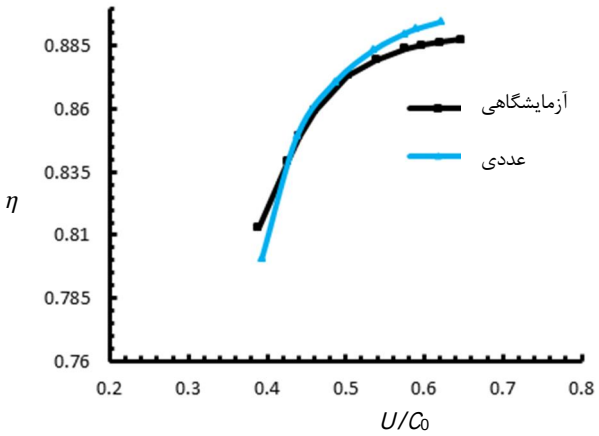
جدول 2 مشخصات توربین E^3

مشخصه	کمیت
نسبت فشارکل ورودی به فشار استاتیک خروجی	5/55
دور روتور در نقطه‌ی طراحی	8283rpm
تعداد پره‌های ردیف استاتور اول	46
تعداد پره‌های ردیف استاتور دوم	48
تعداد پره‌های ردیف روتور اول	76
تعداد پره‌های ردیف روتور دوم	70
لقی نوک پره‌ی روتور اول	0/0427 cm
لقی نوک پره‌ی روتور دوم	0/04188 cm
دمای کل ورودی	709/444K
دمای کل خروجی	447/836K
فشار کل ورودی	344737Pa
فشار کل خروجی	69749/4 Pa



شکل 8 سرعت تصحیح شده بر حسب نسبت فشار کل به کل

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-17]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.50.7]



شکل 9 بازده توربین بر حسب نسبت سرعت U/C_0

می‌تواند به شکل‌های مختلف ظاهر شود. در هرحال باید اثرات ناشی از این تغییرات و میزان آن‌ها مشخص شود و بتوان تعیین کرد که چه تغییرات هندسی در واقعیت وجود داشته و این تغییرات چه اثراتی بر بازده توربین یا پره دارند و این‌که آیا تمام نقاط روی پره نسبت به تغییرات هندسی حساسیت یکسانی دارند یا خیر. با توجه به بررسی‌ها و مشاهداتی که بر روی توربین‌های گازی انجام شده است، تغییرات هندسه‌ی پره در توربین که بر اثر خوردگی باشد، بیشتر در اولین ردیف پره‌ها، به عبارتی پره‌های ثابت رخ می‌دهد. دلیل این امر دما و فشار بیشتر گاز و نیز برخورد ذرات موجود در سیال بر پره‌های ورودی است.

5-1- خوردگی

به‌منظور بررسی تاثیر خوردگی، دو حالت در نظر گرفته می‌شود. در حالت اول، تاثیر خورده شدن لبه حمله و در حالت دوم، تاثیر خورده شدن لبه فرار پره‌ها بر عمل‌کرد و میدان جریان توربین، مورد بررسی قرار می‌گیرد. در هر دو حالت، افزایش لقی پره‌های روتور اول به مقدار یک میلی‌متر و لقی روتور دوم 0/5 میلی‌متر اعمال شده است. اما در خوردگی نوع اول، کاهش ضخامت لبه‌ی حمله‌ی استاتور و روتور اول به میزان 1000 µm و در نوع دوم، کاهش ضخامت پره‌ی روتور اول در لبه‌ی فرار سمت فشار و کاهش ضخامت پره‌ی استاتور اول در لبه‌ی فرار سمت مکش هردو به مقدار 500 µm منظور شده است.

شایان ذکر است در هر دو مرحله، کاهش طول کورد پره‌ی روتور اول به مقدار 2 mm و کاهش طول کورد پره‌ی استاتور اول به مقدار 3 mm و نیز زبری لازم نیز منظور شده است.

6- نتایج عددی

6-1- تاثیر خوردگی(کاهش ضخامت) بر میدان جریان و عمل‌کرد توربین

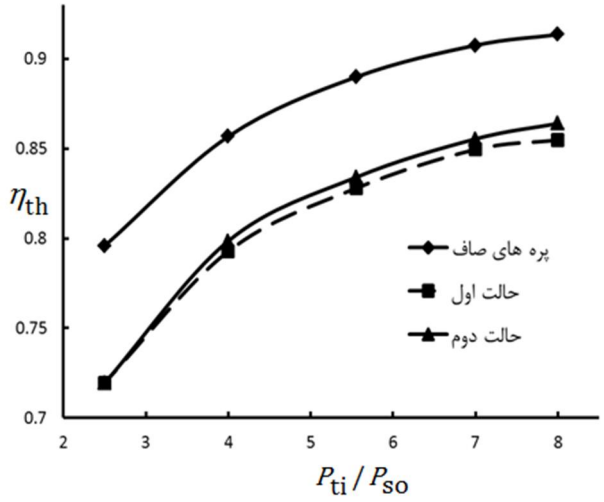
علاوه بر ایجاد خوردگی، افزایش زبری پره‌ها و محفظه‌ی استاتورها و روتورها، اجتناب‌ناپذیر است. ناصافی حاصل از خورده شدن پره‌ها و زبری، افزایش اصطکاک و افزایش ضخامت لایه‌ی مرزی را به همراه خواهد داشت و هر دوی این عوامل افت پروفیل را بزرگ‌تر می‌کنند که بیشتر افت در ناحیه‌ی لایه‌مرزی تولید می‌شود. علاوه بر افزایش افت پروفیل، لایه‌مرزی ضخیم‌تر روی پره‌ها و دیواره‌های کناری، ظرفیت جریان را به خصوص در نزدیکی شرایط خفگی، کاهش می‌دهد.

در شکل 10 مقایسه‌ای بین راندمان توربین در حالت سالم و معیوب انجام شده است.

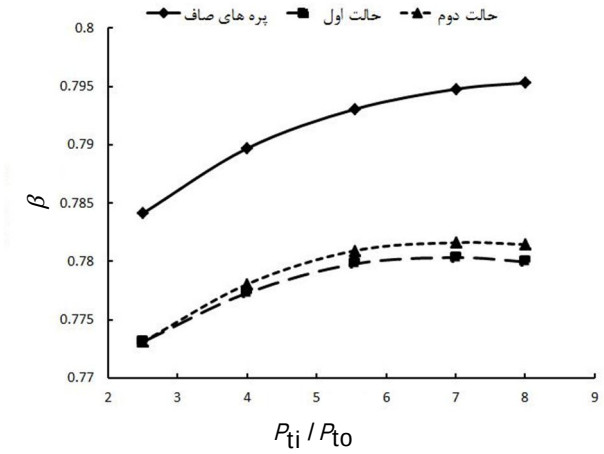
مشاهده می‌شود در حالت اول خوردگی که در لبه‌ی حمله‌ی پره اتفاق می‌افتد، برای نسبت‌فشار 5/55، بازده، نزدیک به هفت درصد و در حالت دوم خوردگی که در لبه‌ی فرار رخ می‌دهد، شش درصد کاهش را نشان می‌دهد. از آن‌جایی‌که در هر دو حالت به یک میزان لقی نوک پره اعمال شده است، آشکار می‌شود که خوردگی در لبه‌ی حمله بر کاهش راندمان، تنها اندکی تاثیرگذارتر از لبه‌ی فرار است و از طرفی بیشترین عامل کاهش بازده، همان لقی بیش از اندازه‌ی مطلوب در نوک پره‌های روتور می‌باشد.

شکل 11 تغییرات دبی ورودی با نسبت‌فشارهای مختلف قابل دست‌یابی، در حالت‌های توربین سالم و معیوب را نشان می‌دهد. محور عمودی دبی بی‌بعد که برابر $\frac{1000*W_i*\sqrt{T_{ti}}}{P_{ti}}$ بوده و با β نشان داده شده است.

با توجه به نمودار، افزایش نسبت فشار، افزایش دبی را به همراه خواهد داشت و مطابق انتظار، هر چه نسبت فشار افزایش می‌یابد، روند مقدار افزایش دبی کاهش می‌یابد؛ تا جایی‌که به‌دلیل بروز پدیده‌ی خفگی ثابت خواهد ماند.



شکل 10 نمودار راندمان توربین بر حسب نسبت فشار کل ورودی به استاتیک خروجی در حالت‌های صاف و خوردگی‌های مختلف



شکل 11 دبی بی‌بعد ورودی برحسب نسبت فشار کل به استاتیک، در حالت‌های توربین سالم و دو حالت خوردگی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-17]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.50.7]

از طرفی در توربین معیوب، دبی نیز کاهش می‌یابد که البته این کاهش در حالت خوردگی اول، اندکی بیشتر می‌باشد.

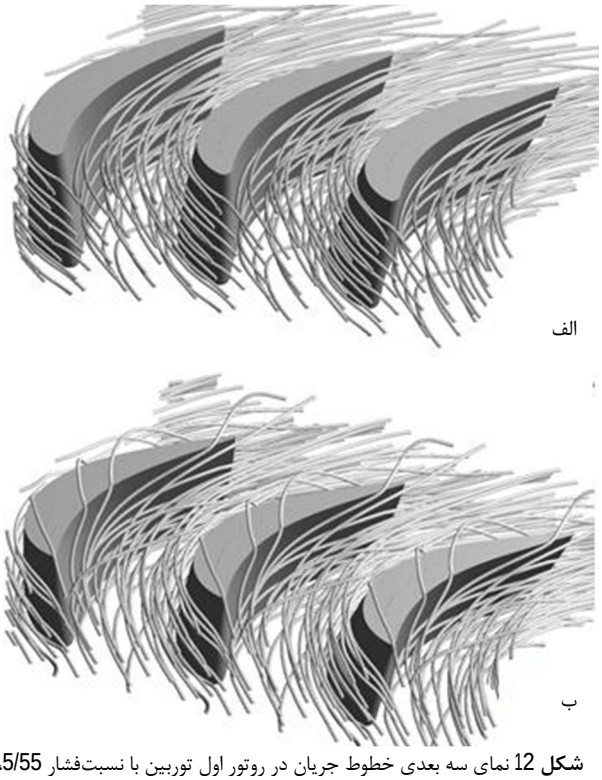
شکل‌های 12، نمای سه‌بعدی خطوط جریان در ردیف روتور اول توربین در حالت سالم (الف) و خوردگی حالت اول (ب) را نشان می‌دهد. از ابتدای ورود سیال کاری به توربین و برخورد به پره، جهت جریان از حالت مطلوب خارج شده و منحرف می‌شود. این روی داد نتیجه‌ای جز برهم خوردن نظم جریان ندارد و به نواحی دیگر توربین نیز سرایت خواهد نمود و کاهش راندمانی چشم‌گیر را در پی خواهد داشت. از طرفی، لقی نسبتاً زیاد ناشی از خوردگی در نوک پره‌ی روتور اول و کمی کمتر در روتور دوم (ناحیه‌ی بین پره و شرود) باعث نشتی بیش از حد معمول از ناحیه‌ی نوک پره‌ها شده و منجر به ایجاد جریان‌های ثانویه و گردابه‌های نوک پره می‌شود که خود نیز تاثیر به‌سزایی در عمل‌کرد نامناسب توربین خواهد گذاشت. عبور جریان از روی روتورها و کشش خطوط جریان از سمت فشار به سمت مکش پره‌ها که عامل وقوع پدیده‌ی جریان‌های گردابه‌ای است، به روشنی گواهی بر مطالب بیان شده می‌باشد.

اثر خوردگی در شکل 13 به خوبی دیده می‌شود. لایه‌مرزی در حالت پره‌ی خورده شده که بدیهی است زبرتر نیز می‌باشد، به خصوص در سمت فشار، ضخیم‌تر از حالت صاف است. ورودی سیال به توربین نقش بسیار تاثیرگذاری در کارآیی توربین ایفا می‌نماید؛ با توجه به شکل مذکور، در حالت خوردگی لبه‌ی حمله‌ی استاتور اول، جریان ورودی به محل خورده شده برخورد کرده و جریان به خوبی تقسیم نشده و منحرف و از حالت ایده آل دور می‌شود که بدیهی است بر رفتار جریان در طی مراحل توربین اثر گذاشته و کارآیی توربین کاهش خواهد یافت.

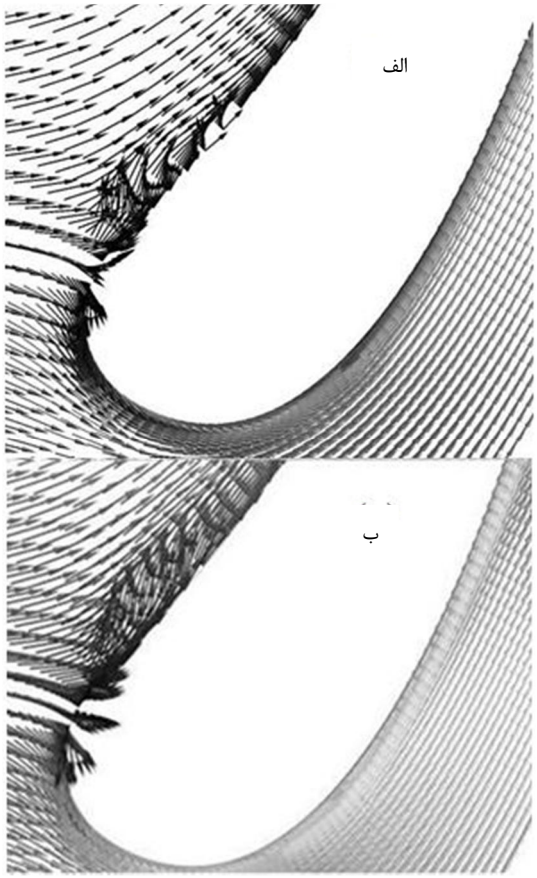
در شکل 14 نیز جریان اطراف نوک پره‌ی روتور اول در حالت پره‌ی سالم با لقی اولیه‌ی مطلوب و پره‌ی در حالت خوردگی نوع اول با لقی افزایش یافته، به نمایش درآمده است. اگرچه در ارتفاع نود درصد ارتفاع پره‌ی سالم، لایه مرزی نسبت به قسمت‌های میانی پره، ضخیم‌تر شده است اما هنوز جریان‌های برگشتی و گردابه‌ها بروز نکرده‌اند اما در حالت پره‌ی خورده شده، این پدیده کاملا نمایان است. به خاطر اختلاف‌فشار بین طرف‌های مکش و فشار توربین، جریان از سمت پر فشار پره به سمت کم‌فشار آن می‌رود. به علت اختلاف زوایا و سرعت‌های جریان نشتی و جریان اصلی در سمت مکش پره، اختلاط این دو جریان باعث افت در توربین می‌شود. علاوه بر این تشکیل گردابه‌های ناشی از جریان نشتی و از بین رفتن آن بر اثر تاثیرات لزجت و اغتشاش جریان، باعث افت می‌شود. از طرفی هیچ تغییری در ممنتوم زاویه‌ای جریان نشتی به‌وجود نمی‌آید؛ پس جریان نشتی هیچ کاری بر روی پره انجام نمی‌دهد که این مسئله، خود یک افت به حساب می‌آید. در بالاتر از این ارتفاع، شدت افت نیز بیشتر می‌شود.

در خوردگی نوع دوم نیز خوردگی در لبه‌ی فرار رخ می‌دهد؛ این ناحیه وظیفه‌ی انتقال جریان از پره به پره را بر عهده دارد؛ اگر جریان، مسیر ایده‌آل خود را طی نکند، در ورودی به پره‌ی دیگر، محل نقطه‌ی سکون در لبه‌ی حمله و به همین منوال جریان مطلوب در ادامه‌ی مسیر نیز، تحت تاثیر قرار گرفته و تغییر خواهد نمود.

با توجه به مطالب فوق، آنتروپی نیز، با تغییر هندسه‌ی پره‌ها و زبری ناشی از آن، افزایش می‌یابد. در شکل 15، تاثیر بر توزیع آنتروپی، در پره‌های استاتور اول توربین، آورده شده است. در این شکل، افزایش آنتروپی در سمت فشار پره‌ها در حالت خوردگی نوع اول، نسبت به حالت سالم، چشم‌گیر است. از طرفی مشاهده می‌شود آنتروپی در لبه‌ی حمله نیز با به‌وجود آمدن آسیب، تا حدودی افزایش یافته است.



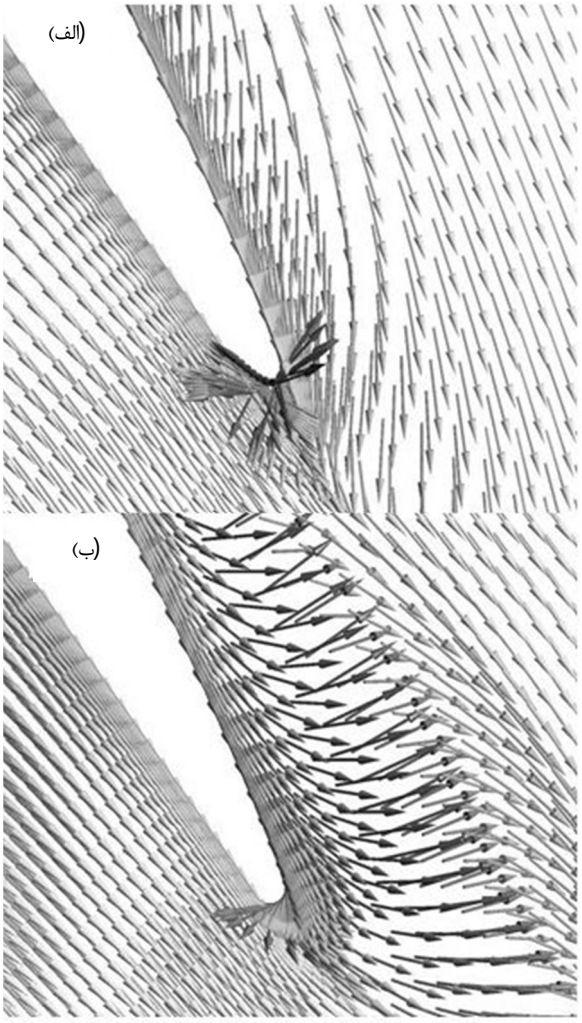
شکل 12 نمای سه بعدی خطوط جریان در روتور اول توربین با نسبت‌فشار 5/55، الف)سالم، ب) خوردگی نوع



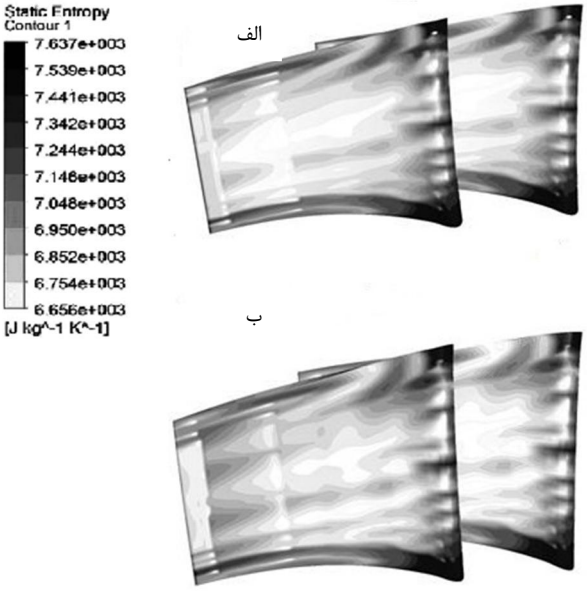
شکل 13 بردارهای سرعت در لبه‌ی حمله استاتور اول، برای الف) حالت پره های سالم و ب) حالت خوردگی نوع اول در 90 درصد ارتفاع پره

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-17]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.50.7]

افزایش انتقال حرارت ناشی از افزایش برهمکنش‌های مولکولی، نسبت به حالت سالم، یکی از عوامل موثر بر این افزایش آنتروپی است.

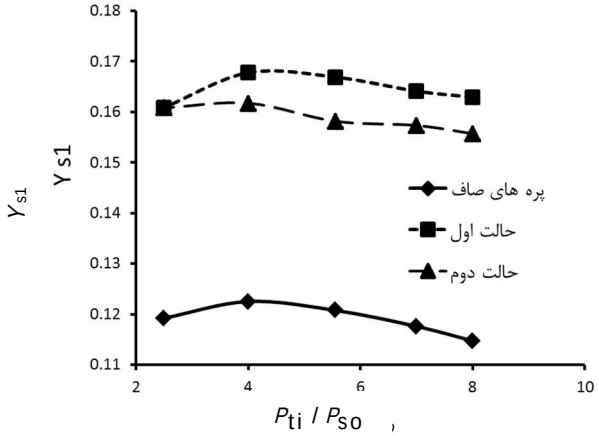


شکل 14 سرعت در لبه‌ی فرار روتور اول، برای حالت پره‌های سالم(الف) و خوردگی نوع اول(ب) در 90 درصد ارتفاع پره

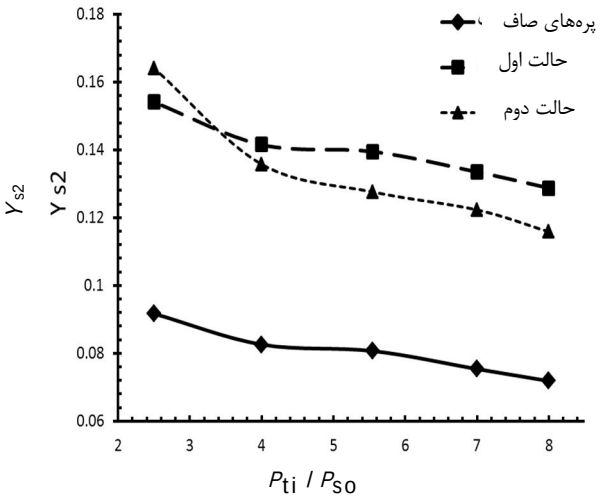


شکل 15 توزیع آنتروپی در پره‌های استاتور اول در حالت (الف)توربین سالم و (ب)خوردگی حالت اول

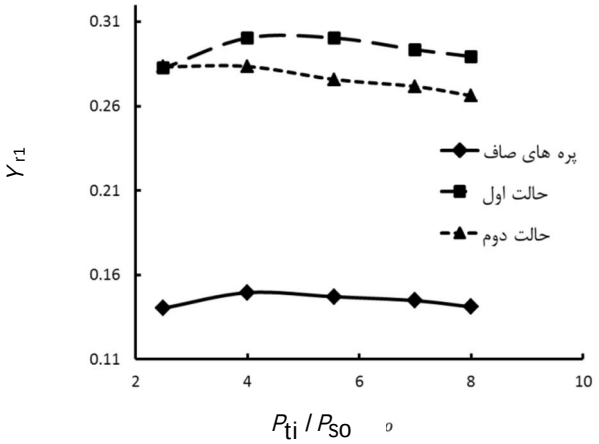
در شکل‌های 16 و 17، ضرایب افت استاتورهای اول و دوم و در شکل‌های 18 و 19 و نیز جدول‌های 3 و 4 به ترتیب، ضرایب افت روتورهای اول و دوم و درصد افزایشی آن‌ها، آورده شده‌اند.



شکل 16 نمودار مقایسه‌ی ضرایب افت پره‌ی استاتور اول در توربین سالم و حالت‌های مختلف اعمال خوردگی

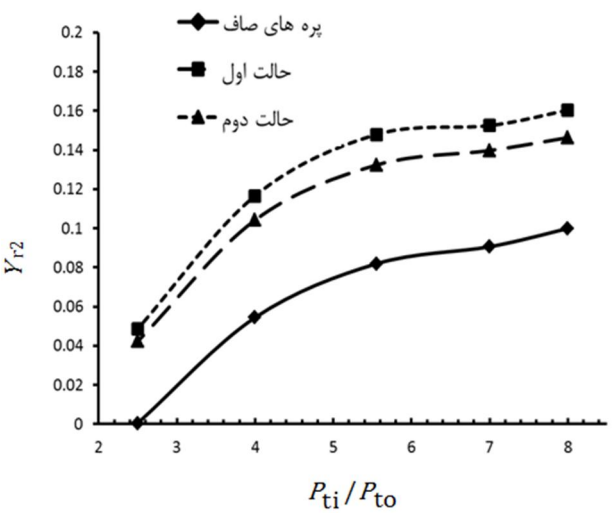


شکل 17 مقایسه‌ی ضرایب افت پره‌ی استاتور دوم در توربین سالم و حالت‌های مختلف اعمال خوردگی



شکل 18 مقایسه‌ی ضرایب افت پره‌ی روتور اول در توربین سالم و حالت‌های مختلف اعمال خوردگی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-17]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.50.7]



شکل 19 مقایسه‌ی ضرایب افت پره‌ی روتور دوم در توربین سالم و حالت‌های مختلف اعمال خوردگی

جدول 3 درصد افزایش ضرایب افت پره‌ی روتور اول در توربین سالم و حالت‌های مختلف اعمال خوردگی

$\frac{P_{ti}}{P_{so}}$	توربین سالم	% افزایشی ضریب افت حالت اول	% افزایشی ضریب افت حالت حالت دوم
8	0/1411	105/185	88/714
7	0/1447	102/733	87/653
5/55	0/1471	104/235	87/514
4	0/1495	100/937	89/642
2/5	0/1403	101/351	101/901

جدول 4 درصد افزایش ضرایب افت پره‌ی روتور دوم در توربین سالم و حالت‌های مختلف اعمال خوردگی

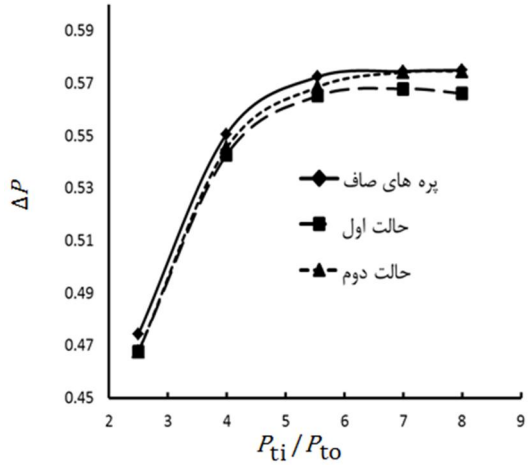
$\frac{P_{ti}}{P_{to}}$	توربین سالم	% افزایشی ضریب افت در حالت اول	% افزایشی ضریب افت در حالت دوم
8	0/0999	60/510	52/452
7	0/0906	68/248	59/497
5/55	0/0819	80/566	70/088
4	0/0545	114/179	102/451
2/5	0/0005	9644/199	9761/414

با توجه به شکل‌های 16 تا 19 و جداول 3 و4 ملاحظه می‌شود که خوردگی باعث افزایش شدید ضریب‌های افت می‌شود. در استاتورها و روتور اول، ضریب‌های افت با تغییر نسبت‌فشار شیب کمی دارند اما در روتور دوم، نرخ افزایش ضریب افت، بسیار زیاد است و این موضوع به دلیل قرار گرفتن در انتهای توربین و کاهش انرژی اولیه جریان سیال و نیز وجود افت‌های ناشی از لقی پره‌ی روتور و همچنین شدت جریان‌های ثانویه در روتور است.

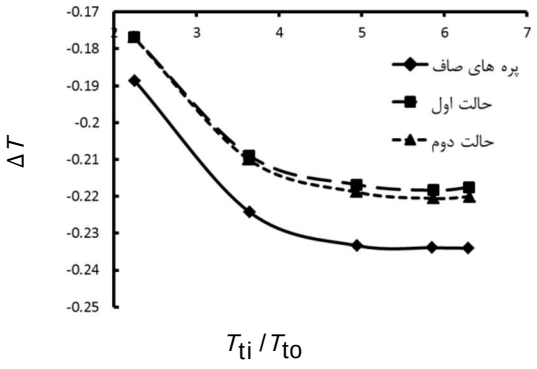
افزایش شدید ضریب افت در اطراف نقطه‌ی طراحی و سپس کاهش نرخ افزایشی آن در روتور دوم، می‌تواند یکی از عوامل روند تغییرات راندمان باشد. در شکل‌های 20 و 21، به ترتیب، میزان افت فشار و دمای طبقه‌ی اول توربین و در شکل 22، افت دمای کل در توربین در حالت‌های توربین سالم و معیوب با هم مقایسه شده‌اند. مشاهده می‌شود، افت دما و فشار طبقه‌ی اول توربین سالم، نسبت به حالت معیوب کمتر است؛ از طرفی تا نسبت فشار طراحی، شیب تغییرات شدید، اما از نقطه‌ی طراحی به بالا تقریبا ثابت می‌شود که به دلیل نزدیک شدن به حالت خفگی در جریان می‌باشد. با پدیدار شدن خوردگی، دمای کل در توربین نیز افت کمتری نسبت به حالت سالم دارد که به معنای وجود تلفاتی همچون اصطکاک و آشفتگی است که باعث گرم شدن گاز می‌شود.

7- نتیجه‌گیری

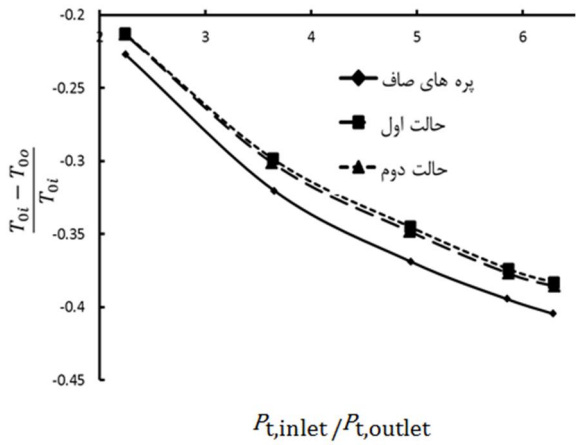
در این پژوهش، توربین E^3، به‌صورت سه‌بعدی توسط نرم‌افزار CFX، [17]،



شکل 20 مقایسه بین افت فشار در طبقه‌ی اول توربین در حالت‌های سالم و معیوب



شکل 21 مقایسه بین افت دما در طبقه‌ی اول توربین در حالت‌های سالم و معیوب



شکل 22 مقایسه بین افت دمای کل توربین در حالت‌های سالم و معیوب

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-17]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.50.7]

شبیه‌سازی و نتایج حاصل با نتایج آزمایشگاهی اعتبارسنجی شد. سپس تاثیر دو نوع خوردگی در پره‌ها بر میدان جریان و عمل‌کرد توربین در پنج نسبت فشار متفاوت مورد بررسی واقع شد:

نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که محیط نرم‌افزار انسیس سی اف اکس، دارای قابلیت بالایی در انجام مدل‌سازی، و تجزیه و تحلیل توربین با دقت بالا می‌باشد. اختلاف اندکی که در بین نتایج وجود دارد در مقایسه با هزینه‌ی بالای انجام آزمایش‌های مربوط به توربوماشین‌ها قابل چشم‌پوشی می‌باشد. زیرا اگر هدف فقط بررسی یک پارامتر در توربوماشین باشد، از یک سو نیازمند آزمایشگاه مجهز و از سوی دیگر اجرای ده‌ها آزمایش مختلف می‌باشد که به نوبه‌ی خود بسیار هزینه‌بر، وقت‌گیر و مخاطره‌آمیز می‌باشد. در حالی که با شبیه‌سازی توربین و اعتبارسنجی توربین سالم با نتایج آزمایشگاهی، می‌توان متغیرهای مختلف طراحی را تغییر داد و تاثیر این تغییرات را بر عمل‌کرد توربین سنجید.

از دیگر نکات مثبت استفاده از این روش، توانایی در تعریف شرایط مرزی و محیطی مختلف در نرم افزار می باشد. شایان ذکر است که مزیت روش‌های نرم افزاری، از اهمیت روش‌های آزمایشگاهی نمی‌کاهد، بلکه این دو روش لازم و مکمل یکدیگر هستند. زیرا روش‌های عددی در کنار روش‌های آزمایشگاهی دارای ارزش و اعتبار هستند و به وسیله‌ی آن‌ها اعتبارسنجی می‌شوند. به‌طوریکه به‌جای این‌که یک آزمایش را ده‌ها بار در آزمایش‌گاه انجام داد، می‌توان آن‌را با استفاده از روش عددی تجزیه و تحلیل و سپس با استفاده از انجام یک آزمایش، نتایج را بررسی نمود.

راندمان با پدیدار شدن خوردگی، افت چشمگیری دارد. این افت با افزایش دبی جریان که نتیجه‌ی افزایش نسبت فشار کل به استاتیک است، افزایش می‌یابد و افت راندمان در حالت خوردگی لبه‌ی حمله، تنها اندکی بیش از لبه‌ی فرار است. اما در هر دو حالت، بی‌نظمی جریان، ناشی از تغییر هندسی و زبری ناشی از خوردگی که باعث تغییر رفتار جریان از حالت ایده‌آل می‌شود، عامل کاهش کارآیی توربین است؛ در حقیقت با تغییر نظم مطلوب خطوط جریان، قسمت اعظمی از انرژی سیال کاری به صورت کامل به پره‌های روتور منتقل نشده و بر کارکرد توربین تاثیر منفی خواهد گذاشت.

با توجه به دو طبقه بودن توربین و نتایج حاصله، تفاوت‌های عمده‌ای بین نتایج ضریب‌های افت طبقه اول و دوم وجود دارد. این تفاوت به‌دلیل تاثیرگذاری طبقه‌ی اول بر دوم می‌باشد. اساسا در ورودی توربین، جریان در محل‌های خورده شده، گیر افتاده و به دنبال افزایش اصطکاک با سطح پره، باعث افزایش لایه‌مرزی شده است؛ در نتیجه جریان به شدت تحت تاثیر قرار گرفته و نظم مطلوب خطوط جریان برهم خورده است. از سوی دیگر وجود لقی بیش از حد مطلوب در بالای پره‌های روتور و نیز خود ماهیت حرکت دورانی روتورها نیز مزید بر علت شده‌اند و بیش از پیش بر جریان درون توربین و به ویژه در لایه‌مرزی تاثیر گذارده‌اند. علاوه بر این جریانی که از طبقه‌ی اول گذشته و مقداری انرژی را به پره‌های روتور اول داده و نیز با کاهش دما مواجه شده است، در طبقه‌ی دوم، از طرفی نظم دلخواه و از طرف دیگر انرژی اولیه برای غلبه بر عوامل مخربی مانند خوردگی و زبری ناشی از آن را نداشته است؛ به این ترتیب قسمتی از انرژی اولیه‌ی سیال به پره‌های روتور منتقل نخواهد شد که کارآیی توربین را با کاهش روبه‌رو خواهد ساخت. نقش خنک‌کاری پره‌ها اگرچه در جلوگیری از تاثیرات ناشی از دمای بالا بر قطعات محفظه‌ی توربین و نیز بهبود کارآیی، انکارناپذیر است اما ورود هوا به لایه‌مرزی، خود یکی از عوامل افزایش ضخامت لایه‌مرزی است و افت را در پی داشته است. تنظیم بهینه‌ی تعداد، محل، دما و میزان دبی ورودی منفذهای خنک‌کاری، نقش موثر این منفذها را در مقابل تاثیر منفی آن‌ها چشم‌گیر ساخته است. از طرفی با به وجود آمدن عیوب و به ویژه زبری، دمای سیال، تحت تاثیر اصطکاک بازیابی می‌شود و در پی پدیده‌ی انتقال گرما، دمای کلی توربین نیز با طولانی شدن کارکرد، افزایش عمده‌ای خواهد یافت که نیاز به خنک‌کاری را اجتناب ناپذیر خواهد ساخت.

با توجه به نتایج می‌توان به آستانه‌ی خوردگی موردنظر دست یافت. با توجه به مکان و نحوه و حتی شرایط اقتصادی و ارتباطی که در این پژوهش بین عیوب و بازده و یا عیوب و نسبت فشار حاصل شده است، با رسیدن به آستانه‌ی کارآیی توربین موردنظر، اقدام‌ها جهت انجام تعمیر و یا تعویض قطعات، ضروری به نظر خواهد رسید.

با این همه، نکته‌ی جالب توجه در مقایسه‌ی نتایج توربین سالم و معیوب، فاصله‌ی بسیار زیاد نمودارهای افت توربین سالم و دو حالت خوردگی می‌باشد؛ اما نمودارهای افت دو حالت خوردگی فاصله‌ی به نسبت کمتری با هم دارند؛ در نتیجه باید جهت صرفه‌جویی در هزینه‌ها، کوچک‌ترین عیوب در صنعت را بسیار جدی تلقی نموده و در رفع آن‌ها کوشید.

8- فهرست علائم

C_0	سرعت مطلق سیال ($m.s^{-1}$)
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
E	انرژی (J)
h_{inlet}	آنتالپی ورودی ($J.kg^{-1}$)
h_j	تانسور آنتالپی ($J.kg^{-1}$)
h_c	آنتالپی کولنت
H_{R1}	توان واقعی طبقه اول توربین
H_{R2}	توان واقعی طبقه دوم توربین
H	توان واقعی توربین(J)
K^+_{eq}	عدد رینولدز زبری
$\dot{m}_{inlet}$	دبی ورودی
$\dot{m}_{outlet}$	دبی خروجی
$\dot{m}_C$	دبی سیال خنک کن($kg.s^{-1}$)
n	تعداد شبکه
N	تعداد دور چرخش
P	فشار متوسط استاتیک
P_{0i}	فشار کل ورودی
P_{0o}	فشار کل خروجی
P_{0rel}	فشار کل نسبی
P_{01}	فشار سکون در ورود به استاتور(Pa)
$P_{t,c}$	فشار کل سیال خنک‌کننده(Pa)
P_{ti}	فشار کل ورودی توربین(Pa)
P_{to}	فشار کل خروجی توربین (Pa)
t	زمان (s)
T	دما (K)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-17]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.50.7]

T_0	دمای کل (K)
T_{0i}	دمای کل ورودی
T_{0o}	دمای کل خروجی
$T_{t,41}$	دمای کل خروجی روتور اول
$T_{t,inlet}$	دمای کل ورودی (K)
T_{so}	دمای استاتیک خروجی توربین (K)
U_τ	سرعت اصطکاکی
u_i	مؤلفه های متوسط سرعت ($m.s^{-1}$)
u	سرعت خطی پره ($m.s^{-1}$)
U	سرعت ($rad.s^{-1}$)
v	لزجت سینماتیکی
w_{41}	دبی ورودی ($kg.s^{-1}$)
W_i	سرعت نسبی سیال در خروج ازاستاتور ($m.s^{-1}$)
W_c	دبی سیال خنک کن ($kg.s^{-1}$)
y^+	فاصله دیواره
Y_S	ضریب افت استاتور
Y_R	ضریب افت روتور
μ	لزجت مولکولی سیال ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)
η	بازده
η_{cfd}	بازده عددی
η_{TH}	راندمان ترمودینامیکی
η_{exp}	بازده آزمایشگاهی
ρ_C	چگالی سیال خنک کن ($kg.m^{-3}$)
ρg	نیروی جسمی گرانشی
$\Delta h_{a,c}$	تغییرات آنتالپی آیزنتروپیک کولنت ($J.kg^{-1}$)
∇P	تغییرات فشار

9- مراجع

[1] S. T. Hudson, T. F. Zoladz, D. J. Dorney, Rocket Engine Turbine Blade Surface Pressure Distributions: Experiment and Computations, Journal. of Propulsion and Power, Vol. 19, No. 3, May–June, 2003.

[2] R. Aghaei tog, A. M. Tousi , Design of Turbine Test Rig for Satellite Lunch Vehicle Engines by Using Gas Dynamic Modeling Method, IAS2009-PR-235, February ,2009.

[3] R. Aghaei tog, A. M. Tousi, A. Tourani, Comparison of Turbulence Methods in CFD Analysis of Compressible Flows in Radial Turbomachines, Journal of Aircraft Engineering and Aerospace Technology, Emerald, London, Vol. l80, No. 6, 2008.

[4] M. R. Khajavia, M. H. Shariat., Failure of first stage gas turbine blades, Engineering Failure Analysis, vol. 11, No. 3, pp. 589–597, 2004. (In Persian)

[5] M. Montis, R Niehui, M. Guidi, Experimental and Numerical Investigation on the Influence of Trailing Edge Bleeding on the Aerodynamics of a NGV Cascade, SME Turbo Expo, Orlando, Florida, USA, June 8–12, 2009.

[6] Z. Huda., Metallurgical failure analysis for a blade failed in a gas-turbine engine of a power plant, Department of Mechanical Engineering, University of Malaya, Kuala Lumpur, Federal Capital, Malaysia, Vol.23, No. 5, pp. 20-30, 2009.

[7] A. Hamed, W. Tabakoff, Erosion and Deposition in Turbomachinery, Journal of Propulsion and Power, Vol. 22, No. 2, pp. 350-360, 2006.

[8] E. Poursaeidi, Aieneravaie M. Mohammadi, M.R. Failure analysis of a second stage blade in a gas turbines engine, Engineering Failure Analysis, Vol. 15, No. 8, pp. 1111-1129, 2008.

[9] K. Young –Seok, Y. Jae-Chun, K. Shin-Hyoung, Numerical Study of Roughness Effects on a Turbine Stage Performance, Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, Power for Land, Sea, and Air, Vienna, Austria, Vol. 22, No. 6, pp. 14-17, 2004.

[10] M. Aligoodarz, H. Karrabi, M. Soleymani, Study and analysis of blade twist, lean and bow effects on the axial turbine performance, Modares Mechanical Engineering, Vol. 12, No. 4, pp. 9-20, 2012. (In Persian)

[11] M. Chahartaghi, M. Ghatee, A. Samaee nia, H. Karrabi, numerical simulation of roughness effects on two stagegas turbine performanc with full cooling, Modares Mechanical Engineering, Vol. 13, No. 13, pp. 143-156, 2014. (In Persian)

[12] M. Aligoodarz, F. E. Derakhshan, H. Krrabi, Numerical analysis of blade roughness effects of gas turbine performance and flow field, Modares Mechanical Engineering, Vol. 13, No. 13, pp. 112-120, 2014. (In Persian)

[13] F. R. Mente, Two-Equation Turbulence-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, AIAA Journal, Vol. 32, No. 24, pp. 1598-1605, 1994.

[14] G. Sivaramakrishna, N Muthuveerappan, S. V. Venkataraman T.K. Sampathkumaran, Geometry Optimization Studies Using CFD Technique, ISABEL Paper, Vol. 13, No. 27, pp. 1074–1089, 2001.

[15] E. E. Halila, D.T. Lenahan, T. T. Thomas, Energy Efficient Engine high pressure turbine test hardware detailed design report, NASA CR-167955, 1984

[16] R. E. Sonntag, G. J. Van Wylen, C. Borgnakke, Fundamentals of Engineering Thermodynamics: 7th Ed. John wiley and Sons, New York, 2008.

[17] Ansys Help Document, ANSYS CFX-Pre User's Guide, Release 14.5

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-17]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.50.7]