



## بررسی و شبیه سازی عددی اثر خوردگی پره ها بر کارآیی توربین محوری تجاری

محمود چهارطاقی<sup>1\*</sup>، مجتبی قطعی<sup>2</sup>، علی سمائی نیا<sup>3</sup>، هادی کرابی<sup>4</sup>

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

پره های توربین های گازی در شرایط مختلف کاری، تحت تاثیر عواملی نظیر خوردگی داغ، سایش و برخورد ذرات خارجی، تخریب می شوند و بر اثر کاهش عمر کاری آن ها، بازده توربین کاهش یافته و منجر به تحمیل هزینه های سنگین برای تعمیرات و جایگزینی پره ها می شوند. هدف از این مقاله بررسی تاثیر خوردگی و آسیب دیدگی پره ها، بر میدان جریان و کارآیی توربین به وسیله شبیه سازی عددی می باشد. به منظور تحلیل رفتار جریان داخلی، حل معادله های بقای جرم، مومنتم و انرژی با استفاده از شبیه سازی عددی توربین در محیط نرم افزار آنسیس سی اف اکس صورت گرفته است. در این پژوهش، توربینی دوطبقه و با خنک کاری کامل، به صورت سه بعدی، شبیه سازی و نتایج حاصل با نتایج آزمایشگاهی اعتبارسنجی شده است. سپس اثرات افزایش لقی نوک پرهی روتورها به همراه کاهش ضخامت ناشی از خوردگی در لایه حمله و فرار پره ها، به طور جداگانه، بر میدان جریان و عملکرد توربین، در پنج نسبت فشار واقعی، بررسی شده است. نتایج نشان می دهد که مهم ترین عامل کاهش بازده، افزایش لقی نوک پره های روتور است؛ از طرفی کاهش کارآیی و افزایش ضرایب افت ناشی از آسیب دیدگی لایه حمله ی پره ها، تنها اندکی نسبت به لایه فرار، تاثیر گذارتر خواهند بود.

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

Mahmoud Chahartaghi<sup>1\*</sup>, Mojtaba Ghatee<sup>1</sup>, Ali Samaee nia<sup>1</sup>, Hadi Karrabi<sup>2</sup>

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

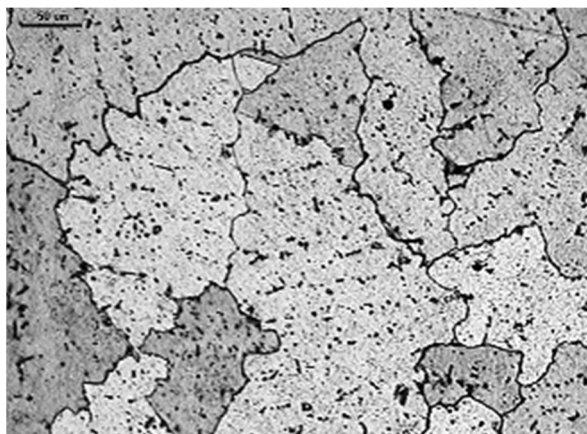
دهنده و یا عوامل مخرب، تاثیر به سزایی در بهره گیری هرچه بیشتر از قابلیت های توربین گازی و بهینه سازی آن خواهد داشت. یک راه برای به دست آوردن این اطلاعات، انجام آزمایش است. اما در دسترس نبودن برخی تجهیزات آزمایشگاهی از یک سو و پرهزینه و زمان بر بودن آزمایشات مختلف از سوی دیگر و محدودیت منابع انسانی و مالی، موانعی در استفاده از

توربین محوری یکی از مهم ترین اجزای توربین های گازی است که وظیفه ی آن تولید توان می باشد. توربین های گازی در نیروگاه های گازی و موتورهای هواپیما استفاده می شوند. بنابراین شناخت هرچه بیشتر اجزای آن و نحوه ی عملکرد آن ها و همچنین عوامل تاثیر گذار بر کارکرد آن، اعم از عوامل بهبود

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)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:



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 همد 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.

پورسعدی 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<sup>3</sup> 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 نشستی 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

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. آلیاژهایی که در ساخت پره‌های توربین یا قطعات دیگر آن به کار می‌رود، تا اندازه‌ای در مقابل ناخالصی‌های موجود در سوخت و هوا مقاوم هستند و در صورتی که این مقادیر از حد مجاز بیشتر شوند پدیده‌ی خوردگی داغ را به وجود 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 کُرم و جایگزینی آن با اکسیدهای پرمنفذ و غیر چسبیده با نقطه‌ی ذوب پائین می‌شود که عملاً بر اثر ورود در مرز دانه‌ها باعث به‌وجود آمدن ترک می‌شود. آثار این نوع خوردگی با چشم قابل رویت بوده و معمولاً 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.

اساساً دو نوع خوردگی داغ مشاهده شده است [4]. دما پائین 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 مونیتس 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 "انسيس-سی اف اکس"<sup>1</sup> استفاده کردند. نتایج عددی با نتایج آزمایشگاهی تطابق خوبی داشت. در این پژوهش جهت مدل‌سازی آشفستگی از مدل آشفستگی "اس اس تی"<sup>2</sup> استفاده شد. مقایسه‌ی بین داده‌های تجربی و داده‌های عددی نشان داده است، به‌طور کلی، این مدل آشفستگی، 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 متالورژیکی، برای سه ناحیه‌ی حساس پره‌های توربین زیمنس 2-V94، شامل لبه‌ی حمله، فرار و ناحیه‌ی داغ پرداخت و مقدار عدد سختی و یکزر 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 پیشنهادها سازنده به‌شمار آورد. شکل 1 نمایی از مرزهای دانه‌بندی در قطعه خورده شده

1- ANSYS-CFX  
2- Shear Stress Transport

3- Skin friction

موردنظر می باشد.

ضرایب افت ناشی از تلفات استاتور و روتور، به ترتیب از رابطه های (3) و (4) محاسبه می شوند.

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

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

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 مرحله ی توربین به ترتیب در رابطه های (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 می باشند [15].

#### 4- مدل سازی توربین و اعتبارسنجی آن

توربین در نظر گرفته شده برای بررسی، توربین  $E^3$ ، یک توربین محوری دو طبقه، ساخت شرکت جنرال الکتریک و مؤسسه ی ناسا می باشد و در صنایع هوا و فضا کاربرد دارد. هدف برنامه های انجام شده ی جنرال الکتریک و ناسا، توسعه ی تکنولوژی، جهت بهبود بازدهی سیستم های محرکه برای هواپیمای تجاری مادون صوت بود که در ژانویه ی 1978 انجام شد. تجهیزات آزمایشگاهی توربین، شامل یک مقیاس کامل از توربین محوری فشار بالای دو طبقه و خنک کاری کامل می باشد. همه ی قطعات روتور شامل پره ها از فولاد زنگ زن ماشین کاری شده است. استاتورها نیز از مواد یکسان ساخته شده اند. محفظه ی قاب نیز از فولاد کربن-نیکل روکش شده است. تجهیزات، برای اندازه گیری جریان ها، فشارها، دماها، سرعت شافت، گشتاور، لقی نوک پره و زاویه جریان خروجی پیش بینی شده است [16].



شکل 2 هندسه ی سه بعدی توربین

پرفشار پره به سمت کم فشار آن می رود. به علت اختلاف زوایا و سرعت های جریان ناشی و جریان اصلی در سمت مکش پره، اختلاط این دو جریان باعث افت در توربین می شود. علاوه بر این تشکیل گردابه های ناشی از جریان ناشی و از بین رفتن آن بر اثر تأثیرات لزجت و اغتشاش جریان، باعث افت می شود. از طرفی هیچ تغییری در ممنومم زاویه های جریان ناشی به وجود نمی آید، پس جریان ناشی هیچ کاری بر روی پره انجام نمی دهد که این مسئله خود یک افت به حساب می آید.

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

#### 2- معادله های حاکم بر جریان برای شبیه سازی

برای تحلیل رفتار جریان برای تمام جریان ها، معادله های بقای جرم و ممنومم حل می شود. برای جریان های تراکم پذیر یا جریان های شامل انتقال حرارت، معادله های بقای انرژی نیز حل می شوند. هنگامی که جریان، آشفته باشد باید از معادله های مدل سازی آشفته ی استفاده نمود. هدف از مدل سازی جریان های آشفته، تعیین ترم هایمانند تنش رینولدز، شار جرمی آشفته و یا شار حرارتی آشفته با استفاده از ارتباط دادن مقادیر کمیت های مزبور به کمیت های جریان متوسط و به ویژه گرادینان های موجود در جریان متوسط می باشد. مدل آشفته ی به کار گرفته شده در این پژوهش مدل SST است. این مدل برای کسب نهایت دقت در پیش بینی شروع و مقدار جریان جدایشی، تحت گرادینان فشار نامساعد طراحی شده است. نتایج محاسبات با این مدل، پیشرفت قابل توجهی را در زمینه ی شروع جدایش جریان نشان می دهد. کارایی بالای این مدل در تعداد قابل توجهی از مطالعات اعتبارسنجی نشان داده شده است [9-12]. مدل اس اس تی، برای شبیه سازی لایه مرزی با دقت بسیار بالا نیز پیشنهاد می شود [13].

#### 3- پارامترهای به کار رفته برای مقایسه

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

بازدهی ترمودینامیکی با راندمان کل به کل آیزنتروپیک توربین که با توجه به وجود خنک کاری کامل پره ها توسط منفذهای خنک کننده، به صورت رابطه ی (1) تعریف می شود که در آن  $H$  توان واقعی شفت توربین می باشد و از رابطه ی (2) به دست می آید [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 رابطه ی (1) توان ایده آل توربین در حالت آیزنتروپیک بوده و در آن  $w_{41}$ ، دبی ورودی روتور اول،  $w_c$  دبی سیال خنک کننده ی مربوطه و  $\Delta h_a$  و  $\Delta h_{ac}$  به ترتیب اختلاف آنتالپی واقعی سیال کاری و جریان خنک کننده ی

جزئیات تعداد شبکه‌های به کار گرفته شده در تحلیل استاتورها و روتورها و نیز  $\gamma^+$  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 (شکل 5). 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<sup>1</sup> 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 به کار گرفته شده، نشان داده شده است. ضمن این که چگونگی به کارگیری منفذهای خنک‌کاری نیز قابل مشاهده است.

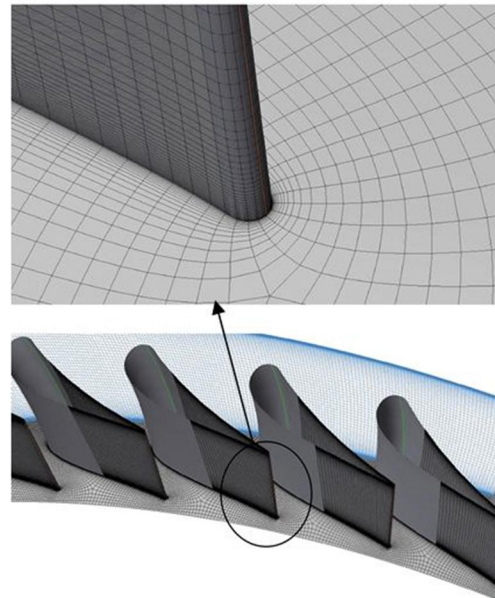
بیشترین منفذهای خنک‌کاری در استاتور اول و به ویژه در لبه‌ی حمله و سمت فشار قرار می‌گیرد که ورودی توربین بوده و دما بسیار بالا است. لبه‌ی حمله و فرار روتور اول و سپس لبه‌ی فرار استاتور دوم، محل‌های قرار گرفتن بقیه‌ی منفذها می‌باشد و تنها دو منفذ به روتور دوم که کمترین دما را دارد، اختصاص یافته است [11].

پروفیل دمایی 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  $\gamma^+$  واقعی در لایه‌مرزی پره‌های روتور دوم

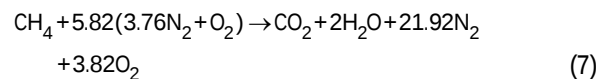
| تعداد شبکه‌های کل | تعداد شبکه‌های استاتورها | تعداد شبکه‌های روتورها | $\gamma^+$ واقعی |
|-------------------|--------------------------|------------------------|------------------|
| 205092            | 87278                    | 117814                 | 99/56            |
| 500058            | 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

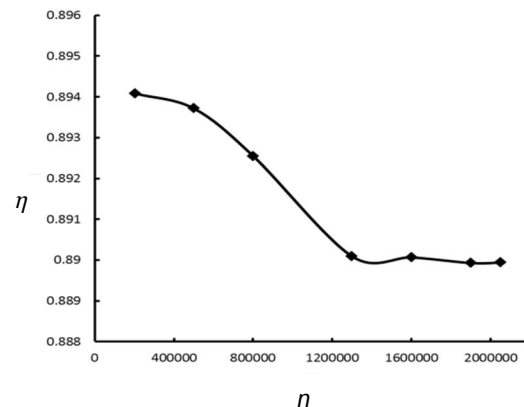


شکل 3 شبکه بندی و تمرکز بر پیرامون لبه‌ی فرار پره‌ها

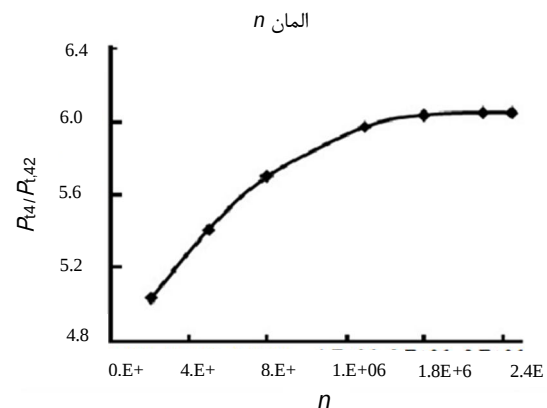
همچنین از ترکیب محصولات احتراق به جای هوا استفاده شد که ترکیب آن در رابطه (7) آمده است.



بر این اساس، متان با 191 درصد هوای اضافه واکنش داده است. ساخت مدل، شامل ساخت هندسه‌ی سه بعدی (شکل 2)، ایجاد شبکه (شکل 3)، 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  $\eta$  بر حسب تعداد



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

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 تصحیح شده بر حسب نسبت سرعت  $U/C_0$  و نیز بازده توربین بر حسب 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:

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

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

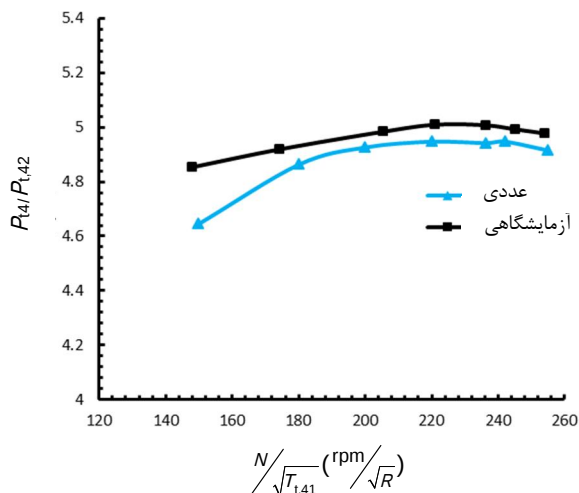
در کل مشاهده می‌شود که تطابق نسبتاً خوبی بین داده‌های آزمایش و حل عددی وجود دارد [15, 11].

### 5- مدل‌سازی توربین معیوب

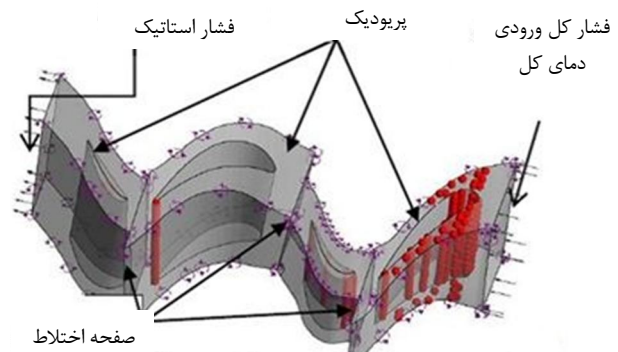
با توجه به تحقیقات انجام گرفته، تغییر شکل هندسی پره بر اثر خوردگی، به شدت تحت تأثیر هندسه‌ی پره، سرعت جریان و اندازه‌ی ذرات می‌باشد و

جدول 2 مشخصات توربین E<sup>3</sup>

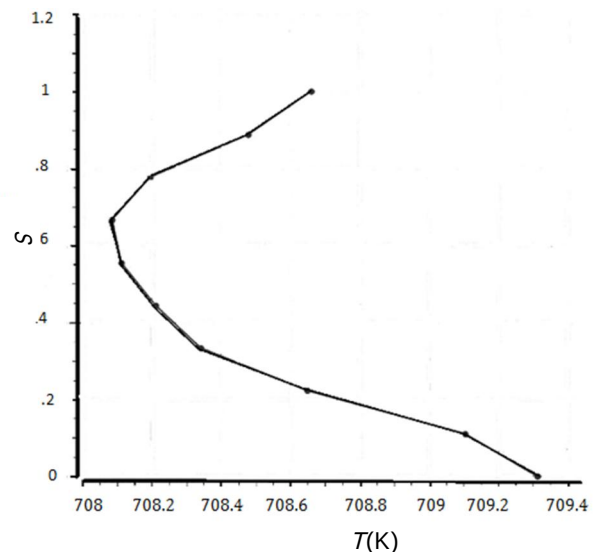
| مشخصه                                    | کمیت       |
|------------------------------------------|------------|
| نسبت فشار کل ورودی به فشار استاتیک خروجی | 5/55       |
| دور روتور در نقطه‌ی طراحی                | 8283rpm    |
| تعداد پره‌های ردیف استاتور اول           | 46         |
| تعداد پره‌های 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



شکل 6 نمای سه‌بعدی پره به پره به همراه منافذهای 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 به عنوان پروفیل فاکتور، شناخته می‌شود.

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

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 بیشینه‌ی 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

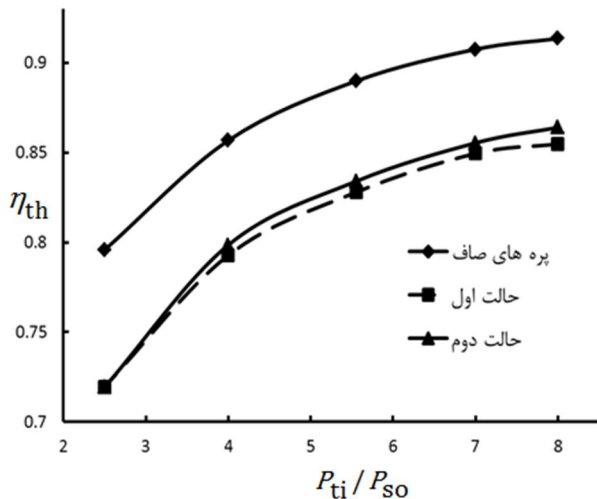
شرایط خفگی، کاهش می‌دهد.

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

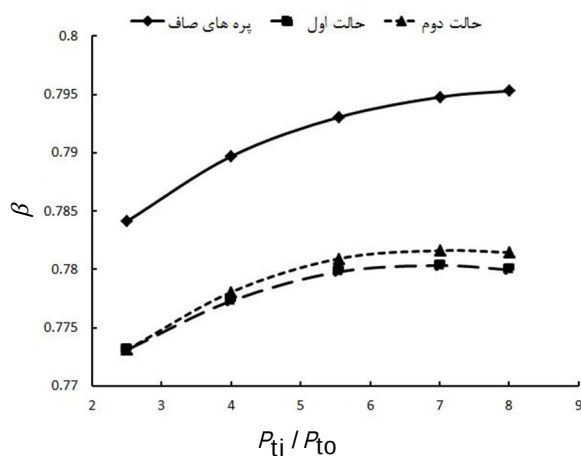
مشاهده می‌شود در حالت اول خوردگی که در لبه‌ی حمله‌ی پره اتفاق می‌افتد، برای نسبت فشار 5/55، بازده، نزدیک به هفت درصد و در حالت دوم خوردگی که در لبه‌ی فرار رخ می‌دهد، شش درصد کاهش را نشان می‌دهد. از آنجایی که در هر دو حالت به یک میزان لقی نوک پره اعمال شده است، آشکار می‌شود که خوردگی در لبه‌ی حمله بر کاهش راندمان، تنها اندکی تأثیرگذارتر 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 نسبت فشارهای مختلف قابل دستیابی، در حالت‌های توربین سالم و معیوب را نشان می‌دهد. محور عمودی دبی بی‌بعد که برابر  $\frac{1000 * W_1 * \sqrt{T_{ti}}}{P_{ti}}$  بوده و با  $\beta$  نشان داده شده است.

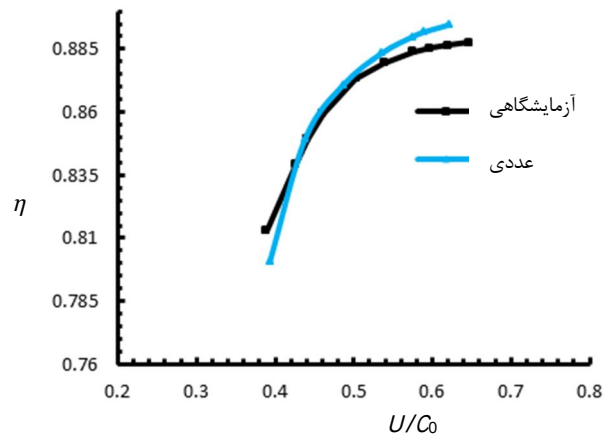
با توجه به نمودار، افزایش نسبت فشار، افزایش دبی را به همراه خواهد داشت و مطابق انتظار، هر چه نسبت فشار افزایش می‌یابد، روند مقدار افزایش دبی کاهش می‌یابد؛ تا جایی که به دلیل بروز پدیده‌ی خفگی ثابت خواهد ماند.



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 بر حسب نسبت فشار کل به استاتیک، در حالت‌های توربین سالم و دو حالت خوردگی



شکل 9 بازده توربین بر حسب نسبت سرعت  $U/C_0$

می‌تواند به شکل‌های مختلف ظاهر شود. در هر حال 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 این که 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

به منظور بررسی تأثیر خوردگی، دو حالت در نظر گرفته می‌شود. در حالت اول، تأثیر خورده شدن لبه حمله و در حالت دوم، تأثیر خورده شدن لبه فرار پره‌ها بر عمل کرد 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  $1000 \mu m$  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  $500 \mu m$  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

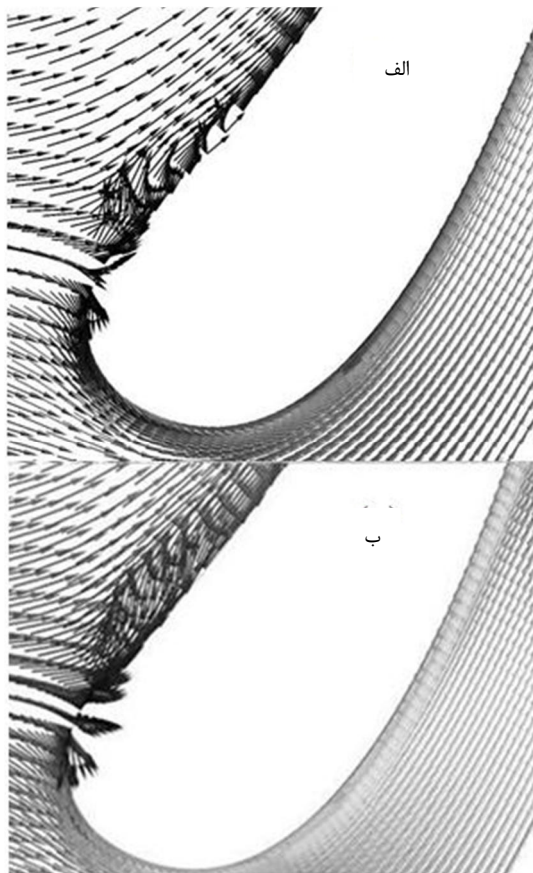
### 6-1- تأثیر خوردگی (کاهش ضخامت) بر میدان جریان و عمل کرد توربین

علاوه بر ایجاد خوردگی، افزایش زبری پره‌ها و محافظه‌ی 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

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 کاملاً نمایان است. به خاطر اختلاف فشار بین طرف‌های مکش و فشار توربین، جریان از سمت پر فشار پره به سمت کم فشار آن می‌رود. به علت اختلاف زوایا و سرعت‌های جریان ناشی و جریان اصلی در سمت مکش پره، اختلاط این دو جریان باعث افت در توربین می‌شود. علاوه بر این تشکیل گردابه‌های ناشی از جریان ناشی و از بین رفتن آن بر اثر تأثیرات لزجت و اغتشاش جریان، باعث افت می‌شود. از طرفی هیچ تغییری در ممنتوم زاویه‌ای جریان ناشی به وجود نمی‌آید؛ پس جریان ناشی 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 تأثیر 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، تأثیر 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 به وجود آمدن آسیب، تا حدودی افزایش یافته است.



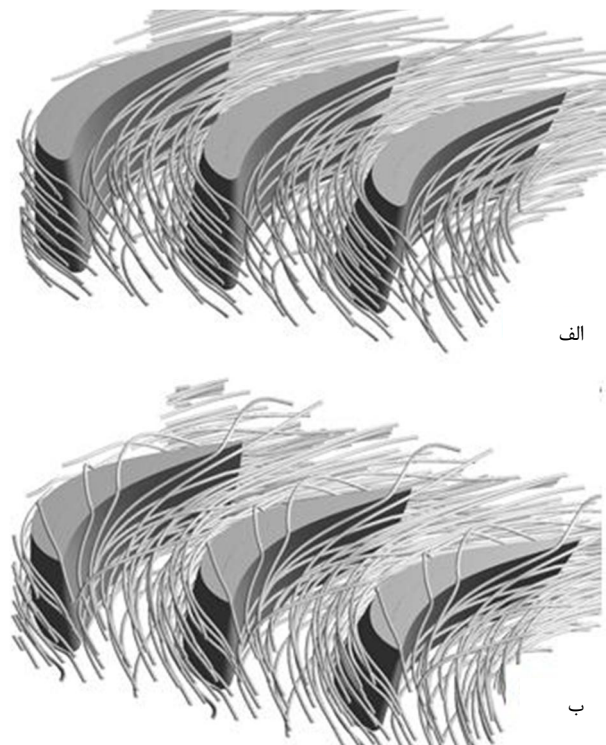
شکل 13 بردارهای سرعت در لبه‌ی حمله استاتور اول، برای (الف) حالت پره‌های سالم و (ب) حالت خوردگی نوع اول در 90 درصد ارتفاع پره

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

شکل‌های 12، نمای سه بعدی 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 شرو) باعث نشی بیش از حد معمول از ناحیه‌ی نوک پره‌ها شده و منجر به ایجاد جریان‌های ثانویه و گردابه‌های نوک پره می‌شود که خود نیز تأثیر به‌سزایی در عمل کرد 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.

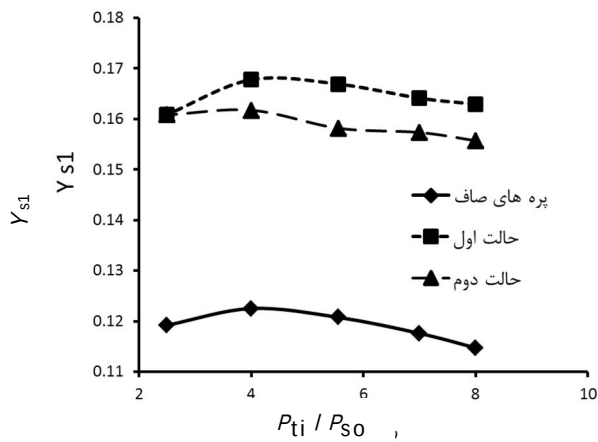
اثر خوردگی در شکل 13 به خوبی دیده می‌شود. لایه مرزی در حالت پره‌ی خورده شده که بدیهی است زبرتر نیز می‌باشد، به خصوص در سمت فشار، ضخیم‌تر از حالت صاف است. ورودی سیال به توربین نقش بسیار تأثیرگذاری در کارایی توربین ایفا می‌نماید؛ با توجه به شکل مذکور، در حالت خوردگی لبه‌ی حمله‌ی استاتور اول، جریان ورودی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

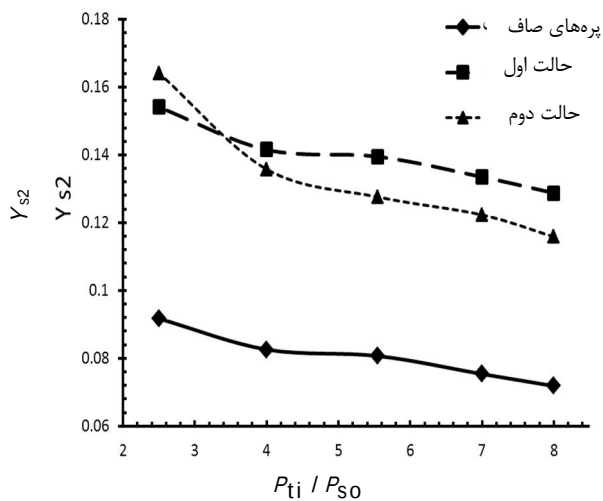


شکل 12 نمای سه بعدی خطوط جریان در روتور اول توربین با نسبت فشار 5/55 (الف) سالم، (ب) خوردگی نوع

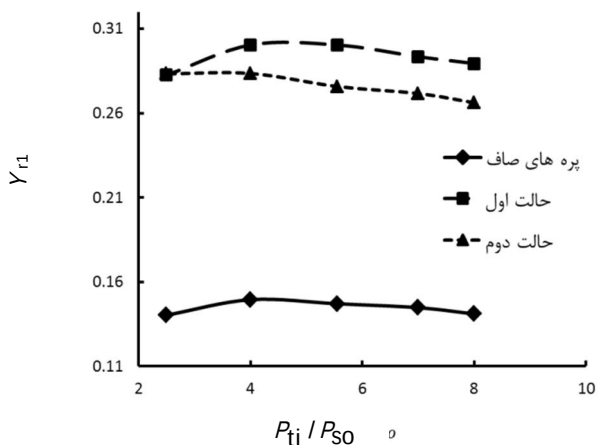
در شکل‌های 16 و 17، ضرایب افت استاتورهای اول و دوم و در شکل‌های 18 و 19 و نیز جدول‌های 3 و 4 به ترتیب، ضرایب افت روتورهای اول و دوم و درصد افزایشی آن‌ها، آورده شده‌اند.



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

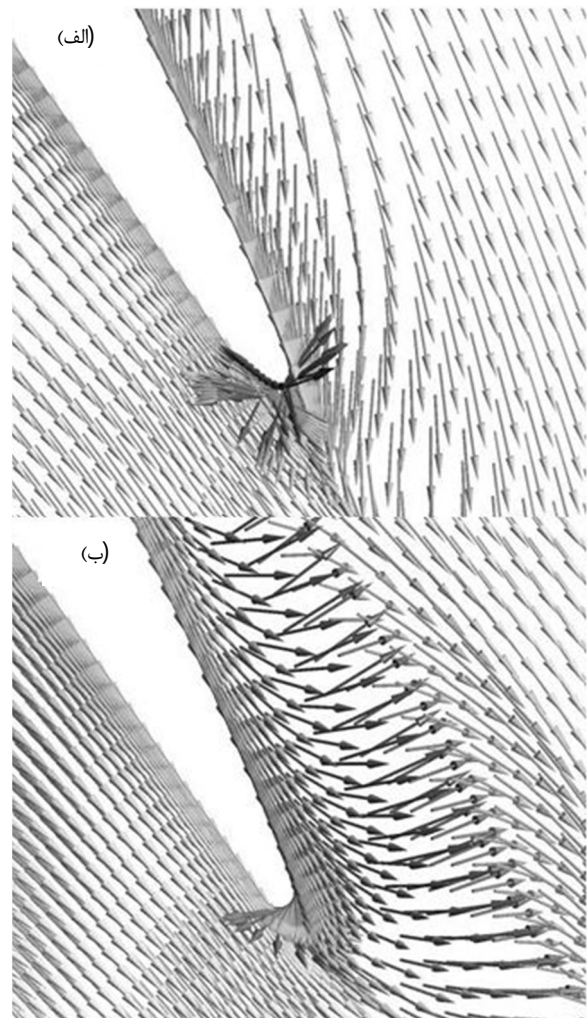


شکل 17 مقایسه‌ی ضرایب افت پره‌ی استاتور دوم در توربین سالم و حالت‌های مختلف اعمال خوردگی

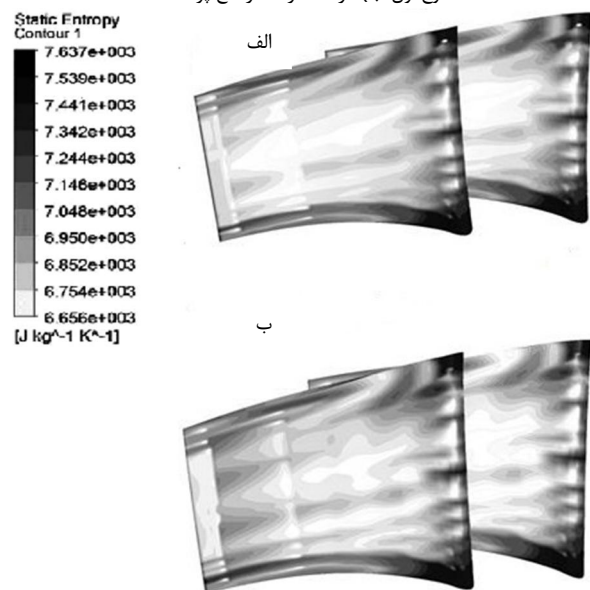


شکل 18 مقایسه‌ی ضرایب افت پره‌ی روتور اول در توربین سالم و حالت‌های مختلف اعمال خوردگی

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

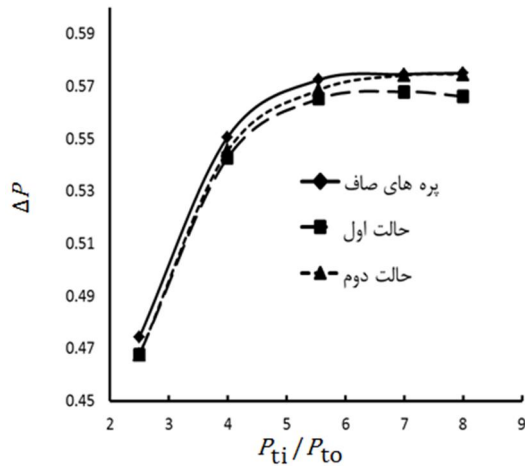


شکل 15 توزیع آنتروپی در پره‌های استاتور اول در حالت (الف) توربین سالم و (ب) خوردگی حالت اول

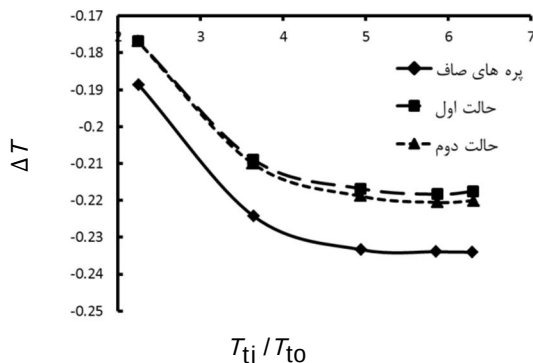
معیوب با هم مقایسه شده‌اند. مشاهده می‌شود، افت دما و فشار طبقه اول توربین سالم، نسبت به حالت معیوب کمتر است؛ از طرفی تا نسبت فشار طراحی، شیب تغییرات شدید، اما از نقطه‌ی طراحی به بالا تقریباً ثابت می‌شود که به دلیل نزدیک شدن به حالت خفگی در جریان می‌باشد. با پدیدار شدن خوردگی، دمای کل در توربین نیز افت کمتری نسبت به حالت سالم دارد که به معنای وجود تلفاتی همچون اصطکاک و آشفته‌گی است که باعث گرم شدن گاز می‌شود.

## 7- نتیجه‌گیری

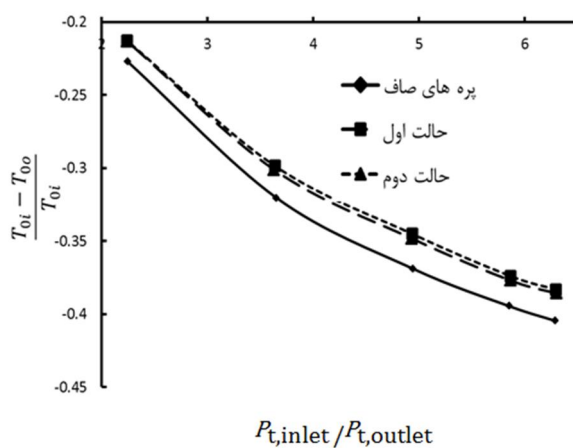
در این پژوهش، توربین  $E^3$ ، به‌صورت سه‌بعدی توسط نرم‌افزار CFX، [17].



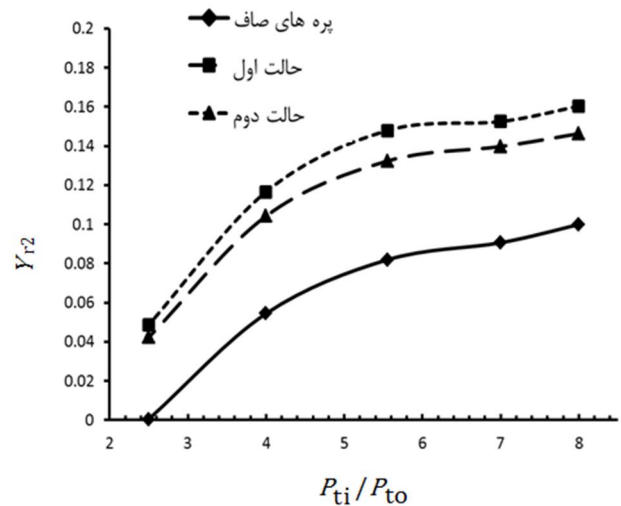
شکل 20 مقایسه بین افت فشار در طبقه‌ی اول توربین در حالت‌های سالم و معیوب



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



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

| $\frac{P_{t1}}{P_{s0}}$ | توربین سالم | % افزایش ضریب افت حالت اول | % افزایش ضریب افت 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

| $\frac{P_{t1}}{P_{t0}}$ | توربین سالم | % افزایش ضریب افت در حالت اول | % افزایش 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 و 4 ملاحظه می‌شود که خوردگی باعث افزایش شدید ضرایب افت می‌شود. در استاتورها و روتور اول، ضرایب‌های 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 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

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 کارایی 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 خنک‌کن ( $kg.s^{-1}$ )                       |
| $n$                | تعداد شبکه                                            |
| $N$                | تعداد دور چرخش                                        |
| $P$                | فشار متوسط استاتیک                                    |
| $P_{0i}$           | فشار کل ورودی                                         |
| $P_{00}$           | 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)                             |
| $P_{t0}$           | فشار کل خروجی توربین (Pa)                             |
| $t$                | زمان (s)                                              |
| $T$                | دما (K)                                               |

شبیه‌سازی و نتایج حاصل با نتایج آزمایشگاهی اعتبارسنجی شد. سپس تاثیر دو نوع خوردگی در پره‌ها بر میدان جریان و عمل کرد 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 عمل کرد توربین سنجید.

از دیگر نکات مثبت استفاده از این روش، توانایی در تعریف شرایط مرزی و محیطی مختلف در نرم افزار می‌باشد. 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 کارایی 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. اساساً 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 تاثیرگذارده‌اند، 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 کارایی 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 کارایی، انکارناپذیر است اما ورود هوا به لایه‌مرزی، خود یکی از عوامل افزایش ضخامت لایه‌مرزی است و افت را در پی

- [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. 180, 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, Aienervaeie 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. Ghatte, A. Samaee nia, H. Karrabi, numerical simulation of roughness effects on two stage gas turbine performance 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

|                                                  |                  |
|--------------------------------------------------|------------------|
| دمای کل (K)                                      | $T_0$            |
| دمای کل ورودی                                    | $T_{0i}$         |
| دمای کل خروجی                                    | $T_{0o}$         |
| دمای کل خروجی روتور اول                          | $T_{t,41}$       |
| دمای کل ورودی (K)                                | $T_{t,inlet}$    |
| دمای استاتیک خروجی توربین (K)                    | $T_{so}$         |
| سرعت اصطکاکی                                     | $U_\tau$         |
| مؤلفه های متوسط سرعت ( $m.s^{-1}$ )              | $u_i$            |
| سرعت خطی پره ( $m.s^{-1}$ )                      | $u$              |
| سرعت ( $rad.s^{-1}$ )                            | $U$              |
| لزجت سینماتیکی                                   | $\nu$            |
| دبی ورودی ( $kg.s^{-1}$ )                        | $W_{41}$         |
| سرعت نسبی سیال در خروج از استاتور ( $m.s^{-1}$ ) | $W_i$            |
| دبی سیال خنک کن ( $kg.s^{-1}$ )                  | $W_c$            |
| فاصله دیواره                                     | $\gamma^+$       |
| ضریب افت استاتور                                 | $\gamma_s$       |
| ضریب افت روتور                                   | $\gamma_R$       |
| لزجت مولکولی سیال ( $kg.m^{-1}.s^{-1}$ )         | $\mu$            |
| بازده                                            | $\eta$           |
| بازده عددی                                       | $\eta_{cfd}$     |
| راندمان ترمودینامیکی                             | $\eta_{TH}$      |
| بازده آزمایشگاهی                                 | $\eta_{exp}$     |
| چگالی سیال خنک کن ( $kg.m^{-3}$ )                | $\rho_c$         |
| نیروی جسمی گرانشی                                | $\rho g$         |
| تغییرات آنتالپی آیزنتروپیک کولنت ( $J.kg^{-1}$ ) | $\Delta h_{a,c}$ |
| تغییرات فشار                                     | $\nabla P$       |

## 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.