

مدلسازی عددی توزیع دما و تنش حرارتی در پره توربین گازی دارای پوشش سد حرارتی شرکت خطوط لوله و مخابرات نفت ایران

امیرحسین شهدادی^{۱،۲*}، میرشاهنده هاشمی^۳

۱- کارشناس پژوهش، شرکت خطوط لوله و مخابرات نفت ایران

۲- دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

۳- سرپرست واحد خدمات مهندسی مکانیک، شرکت خطوط لوله و مخابرات نفت ایران

* Shahdadi_ah@mech.sharif.ir

ارسال: تیر ۹۷ پذیرش: مرداد ۹۷

چکیده

در این مقاله توزیع درجه حرارت و تنش حرارتی در پره توربین گازی روستون TB5000 دارای پوشش سد حرارتی شرکت خطوط لوله و مخابرات نفت ایران با استفاده از یک مدل دو بعدی و در مراحل مختلف کاری بررسی شده است. این تحلیل بر پایه به کار بردن آنالیز انتقال حرارت مزدوج و همینطور روش محاسبه تنش حرارتی جداسازی شده می‌باشد. بر مبنای نتایج بدست آمده مشاهده شد که یک توزیع دمای غیریکنواخت، که اثری مستقیم بر میدان تنش حرارتی دارد، در نقاط مختلف سطح پره توربین ایجاد می‌شود. بر مبنای این توزیع، مقدار بیشینه دما ۱۰۳۰ بوده و در لبه جلویی رخ می‌دهد. همچنین در مرحله پایدار حداکثر تنش در لایه اکسید رشد یافته حرارتی، در وسط سمت مکش، به ۳/۷۵ می‌رسد. در حالی که حداکثر تنش فشاری این لایه در انتهای مرحله خنک‌سازی، در لبه جلویی، ۳/۵ است. بنابراین بر اساس توزیع تنش حرارتی بدست آمده می‌توان نتیجه گرفت که خطرناکترین نواحی در مراحل پایدار و سرد شدن به ترتیب سمت مکش و لبه جلویی هستند.

کلمات کلیدی: توربین گاز، توزیع دما، تنش حرارتی، پوشش سد حرارتی.

۱- مقدمه

در سال‌های اخیر توربین‌های گازی بخش عمده‌ای از بازار تولید انرژی را به خود اختصاص داده‌اند. این توربین‌ها به واسطه وزن کم، اندازه متناسب و چگالی توان بالا نقشی حیاتی را در کاربردهای فراساحل و صنایع مختلف دارند [۱]. از آن جمله می‌توان به استفاده از آن‌ها در انتقال و پمپ کردن، پشتیبانی فشار مخازن و تصفیه و پالایش در صنایع نفت و گاز اشاره کرد. توربین‌های گازی دارای شرایط کاری سختی هستند و قطعاتی نظیر پره‌های توربین باید در دماهای بالا استحکام مناسبی داشته باشند. همچنین به دلیل اتمسفر بسیار اکسیدکننده و خورنده، قطعات مختلف توربین بویژه پره‌ها باید مقاومت بالایی در برابر خوردگی داغ و اکسیداسیون دارا باشند. این پره‌ها در واقع یکی از مهمترین اجزایی هستند که تحت فرسایش و تنش حرارتی شدید قرار می‌گیرند و اساسی‌ترین قسمت یک توربین گازی به حساب می‌آیند [۲]. به دلیل همین شرایط کاری بحرانی، از سوپرآلیاژها برای ساخت

پره‌ها استفاده می‌شود. در میان طبقات توربین، پره‌های ردیف اول از حساسیت بالایی برخوردار هستند. این پره‌ها بواسطه تنش‌های حرارتی و نیز تنش‌های ناشی از نیروهای گریز از مرکز در معرض فرسایش شدید قرار دارند [۳]. برای بررسی علل تخریب یک پره توربین گازی، توجه به عوامل مختلف ایجاد کننده آن ضروری می‌باشد. در همین راستا تحقیقات زیادی بر روی این پره‌ها صورت گرفته است. خواجه‌وی و شریعت [۴] در بررسی یک پره ردیف اول توربین گازی GEF5، اکسید کروم و اکسید نیکل را در سطح شکست مشاهده کرده و نتیجه گرفتند خوردگی داغ همراه با سایش باعث شکسته شدن پره شده است. مازور و همکاران [۵] یک پره ساخته شده از اینکونل را مورد بررسی قرار دادند. وجود ترک‌هایی در کنار سوراخ‌های خنک‌کننده، اکسیداسیون در پوشش پره و کاهش چقرمگی در اثر رسوب کاربید در مرز دانه‌ها از عواملی بودند که باعث ضعیف شدن پره و در نهایت شکست آن با مکانیزم خزش و خستگی شدند. در تحقیقی دیگر رشد ترک با مکانیزم خستگی و افزایش بار در یک لحظه توسط سانگ و همکاران [۶] به عنوان علت شکست پره اعلام شد. آسول و همکاران [۷] سه مدل را برای تخمین عمر خستگی، عمر خزشی و عمر ناشی از ترکیب خزش و خستگی برای پره ترک‌دار توربین معرفی کردند. مازور و همکاران [۸] با تحلیل فرکانسی و تحلیل تنش، پره‌های ردیف آخر یک توربین گازی را بررسی کردند. کاظم‌پور و همکاران [۹] شکست یک پره ردیف اول توربین گاز را که پس از ۲۳۸۷۲ ساعت کارکرد در دمای 800°C دچار حادثه شده بود مورد تحلیل قرار دادند. با بررسی‌هایی که بارلا و همکاران [۱۰] بر روی پره اینکونل ۷۳۸ ردیف سوم توربین گاز انجام دادند مشخص شد که خستگی پرچرخه همراه با فرسایش عامل شکست این پره بوده است. فرهی و همکاران [۱۱] علت شکست دیسک‌های مراحل ۱۶ و ۱۷ کمپرسور یکی از واحدهای توربین گازی نیروگاه ری را مطالعه کرده و نتیجه گرفتند این شکست ناشی از شروع ترک در محل اتصال دیسک به محور در اثر وقوع پدیده خستگی سایشی بوده است. از جمله آخرین پژوهش‌های انجام گرفته در این زمینه می‌توان به تحقیق مامندی و رجبی [۱۲] اشاره کرد که به تحلیل شکست و تخمین عمر خستگی پره داغ توربین گاز با استفاده از روش المان محدود اختصاص داشت.

تاکنون آلیاژهای پایه نیکل و پایه کبالت بهترین آلیاژها برای ساخت قطعات توربین بوده‌اند، اما حتی با بهینه کردن ترکیب شیمیایی سوپرآلیاژها امکان دستیابی به کلیه خواص مطلوب موردنظر وجود ندارد. لذا برای مقاوم‌سازی این آلیاژها در برابر خوردگی داغ، اکسیداسیون، سایش و تنش‌های حرارتی پوشش‌هایی در سطح آن‌ها صورت می‌گیرد. یک نوع از پوشش‌های کارآمد برای این منظور پوشش سد حرارتی است. این پوشش‌ها در واقع نوعی از مواد مقاوم در برابر حرارت هستند که بواسطه مزایایی مانند مقاومت سایشی بسیار بالا، مقاومت به خوردگی، عایق‌سازی حرارتی و هدایت حرارتی پایین کاربرد گسترده‌ای در اجزای به کار رفته در موتورهای احتراقی درون‌سوز، موتورهای جت و توربین‌های گازی دارند [۱۳]. ساختار هندسی پوشش‌های سد حرارتی بسیار پیچیده بوده و شامل سه لایه پوشش سرامیکی بالایی، پوشش پیوندی و زیرلایه سوپرآلیاژ است. علاوه بر این موارد، لایه چهارمی به واسطه انتشار و واکنش اکسیژن و فلز آلومینیوم بین پوشش سرامیک بالایی و پوشش پیوندی تشکیل می‌گردد که به آن اکسید رشد یافته حرارتی گفته می‌شود. رشد این لایه در نهایت می‌تواند منجر به تمرکز تنش در پره توربین شود [۱۴]. پوشش‌های سد حرارتی در حین مدت زمان طولانی کارکرد تحت بارهای مکانیکی، تنش‌ها و شوک‌های حرارتی قرار می‌گیرند. اگرچه ترک برداشتن و پوسته شدن این پوشش‌ها باعث آسیب رسیدن به پره توربین و در نهایت صدمه دیدن کل توربین می‌شود، علت اصلی شکست ناشی از تنش‌های حرارتی است که در آن‌ها ایجاد می‌گردد [۱۵]. بنابراین برای پیش‌بینی نواحی خطرناک در پره‌های توربین گازی به دست آوردن توزیع دما و تنش حرارتی ضروری است. از جمله کارهای انجام گرفته در این زمینه می‌توان به پژوهش اصغری و سلیمی [۱۶] اشاره کرد که در آن ایجاد و توسعه تنش‌های پسماند در پره‌های توربین گازی دارای پوشش سد حرارتی بررسی شد. همچنین اثر انتشار اکسید رشد یافته حرارتی در دماهای بالا بر توزیع تنش در پره توربین توسط رنجبرفر و همکاران [۱۷] مطالعه گردید.

در این مقاله با به کار بردن یک مدل المان محدود دو بعدی توزیع دما و تنش حرارتی پره‌های ردیف اول توربین گازی روستون مدل TB5000، که در شرکت خطوط لوله و مخبرات نفت ایران از آن استفاده می‌شود، مطالعه خواهد شد. لازم به ذکر است مدل استخراج شده بر مبنای یک مدل پره توربین واقعی همراه با یک کانال خنک کننده داخلی است. بر مبنای روش کویلینگ سیال و جامد و با در نظر داشتن اصول دینامیک سیالات محاسباتی، جریان درهم تراکم‌پذیر و نیز انتقال حرارت در سیال در حالت پایا حل می‌شود. در قسمت بعد با استفاده از روش المان محدود و به کارگیری روش انتقال حرارت مزدوج، توزیع دما در پره حاصل خواهد شد. در نهایت از این توزیع دما برای بدست آوردن میدان تنش حرارتی و تشخیص نواحی خطرناک استفاده می‌شود.

۲- روش تحقیق و معادلات حاکم

در پره‌های توربین گاز و در محیط‌هایی با درجه حرارت بالا به سبب اختلاف بین ضرایب حرارتی لایه‌های مختلف تنش‌های حرارتی ایجاد می‌شود. در مطالعه حاضر از روش جداسازی شده برای محاسبه میدان تنش استفاده می‌گردد. بر مبنای این روش میدان تنش با توجه به توزیع دما تعیین شده و اثر این میدان بر توزیع دما در نظر گرفته نمی‌شود. با در نظر داشتن تغییر شکل الاستیک و صرف نظر از نیروهای حجمی، معادلات تعادل را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\sigma_{ij,i} = 0 \quad (i, j = 1, 2) \quad (1)$$

که در این رابطه σ_{ij} مولفه‌های میدان تنش هستند. رابطه مربوط به جابجایی و تنش الاستیک نیز به صورت زیر می‌باشد:

$$\sigma_{ij} = 2G \left[\frac{1}{2} (u_{i,j} + u_{j,i}) - \alpha \Delta T \delta_{ij} \right] + \lambda u_{k,k} \delta_{ij} \quad (i, j, k = 1, 2) \quad (2)$$

در معادله بالا u_i مولفه‌های میدان جابجایی، G مدول برشی، α ضریب انبساط حرارتی و λ ثابت لامه است. همچنین $\alpha \Delta T$ کرنش حرارتی را نشان می‌دهد. وقتی تغییر شکل پلاستیک رخ می‌دهد برای بدست آوردن افزایش کرنش پلاستیک از معیار جریان پلاستیسیته فون مایزس استفاده می‌شود:

$$f = J_2(\sigma_{ij}) - \frac{1}{3} \sigma_y^2 \quad (3)$$

در این معادله J_2 نامتغیر دوم تانسور کرنش، σ_y تنش تسلیم و f تابع پتانسیل پلاستیک است. بر مبنای این تابع، قانون جریان به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$d\varepsilon_{ij}^p = d\lambda \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} = d\lambda S_{ij} \quad (4)$$

که در این رابطه ε_{ij} مولفه‌های میدان کرنش و S_{ij} مولفه‌های تنش انحرافی هستند. همچنین $d\lambda$ متغیری است که به نرخ کرنش پلاستیک اشاره دارد.

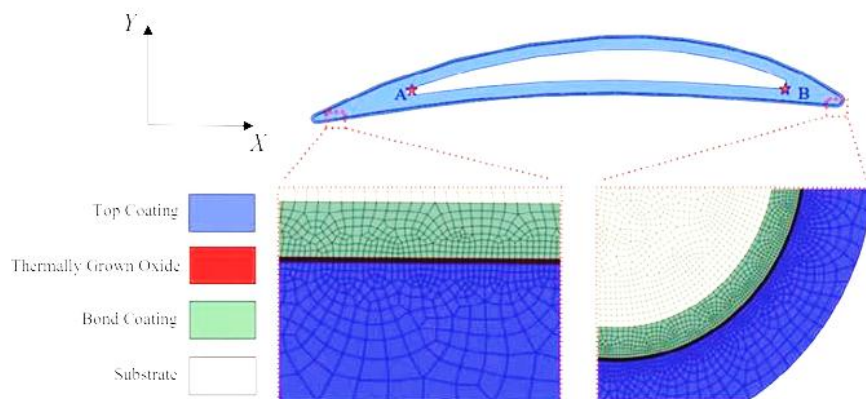
در این مقاله از انتقال حرارت مزدوج برای بدست آوردن توزیع دما در پره استفاده می‌شود. این نوع از انتقال حرارت بر سه جنبه استوار است: انتقال جریان و حرارت در میدان جریان خارجی و گذرگاه‌های خنک کننده داخلی، و نیز هدایت حرارتی در پره. در این روش محاسبه انتقال حرارت داخلی و خارجی همراه با هدایت حرارتی پره به طور همزمان در نظر گرفته می‌شود. بر مبنای این شبیه‌سازی و در سطح مشترک سیال و جامد شرط مرزی پیوستگی دما و همچنین شرط مرزی شار حرارتی را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\begin{aligned} T_f &= T_s \\ k_f \frac{\partial T_f}{\partial n} &= -k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} \end{aligned} \quad (5)$$

در شرایط مرزی بالا T_f و T_s به ترتیب بیانگر دمای سیال و جامد در سطح مشترک هستند. علاوه بر این k_f و k_s ضرایب هدایت حرارتی سیال و جامد بوده و n امتداد عمود بر سطح مشترک است. برای اعمال شرط مرزی پیوستگی و شار حرارتی در این پژوهش، دمای دیواره که در دامنه جامد محاسبه می شود به عنوان شرط دمایی دامنه سیال تعریف می گردد. به طور معکوس شار حرارتی که در دامنه سیال به دست می آید به صورت شرط شار حرارتی دامنه جامد در نظر گرفته می شود. لازم به ذکر است در این مطالعه و برای اعمال روش انتقال حرارت مزدوج و نیز محاسبه تنش حرارتی، نرم افزار AnsysFluent به کار گرفته می شود. در نهایت بعد از بدست آوردن میدان دما، از آن برای تعیین میدان تنش حرارتی استفاده می گردد.

۳- مدل سازی عددی

در این مقاله میدان جریان خارجی و میدان دمای جامد به ترتیب با معادلات جریان درهم تراکم پذیر ناویر - استوکس و معادلات هدایت حرارتی جامد مشخص می شوند. علاوه بر این اثر متقابل بین گاز خنک کننده ورودی و لایه فلزی پره به صورت شرط فیلم سطحی همراه با دمای چاه و ضریب انتقال حرارت جابجایی تعریف می گردد. در شکل ۱ مدلی دو بعدی از پره توربین روستون TB5000 دارای پوشش سد حرارتی شامل چهار لایه پوشش سرامیکی بالایی، اکسید رشد یافته حرارتی، پوشش پیوندی و زیر لایه از جنس آلیاژ پایه نیکل، که به عنوان دامنه جامد فرض می شود، نشان داده شده است. ضخامت پوشش سرامیکی بالایی، پوشش پیوندی و زیر لایه به ترتیب برابر با $250 \mu m$ ، $100 \mu m$ و $1/4 mm$ در نظر گرفته می شود. همانطور که پیش از بیان شد یک لایه اکسید رشد یافته حرارتی، که بیشینه ضخامت آن بین $20-10 \mu m$ است، بین پوشش سرامیکی بالایی و پوشش پیوندی تشکیل می گردد. ناپایداری ساختاری این لایه یکی از عوامل اصلی تسلیم در پوشش های سد حرارتی است. با این وجود به صورت تجربی ثابت شده است که ضخامت اکسید رشد یافته حرارتی اثری قابل صرف نظر بر تنش در یک پوشش سرامیکی کلفت (بزرگتر از $50 \mu m$) دارد [۱۸]. به همین دلیل در این پژوهش ساختار اکسید رشد یافته حرارتی در نظر گرفته نشده و به جای آن یک سطح مشترک هموار فرض می شود. همچنین ضخامت این لایه برابر با $10 \mu m$ فرض می گردد. لازم به ذکر است که برای شبیه سازی انجام شده این فرضیات در نظر گرفته می شوند: (۱) هر لایه در پوشش سد حرارتی بدون هیچ عیب و ترکی بوده و لایه ها به طور کامل به هم متصل شده اند. (۲) تنها یک گذرگاه خنک کننده در نظر گرفته می شود. (۳) اثرات تخلخل، خزش و تغییر فاز در نظر گرفته نمی شود. (۴) از جابجایی حرارتی و نیز تابش حرارتی صرف نظر می گردد. (۵) در محاسبه تنش حرارتی فرضیات کرنش صفحه ای به کار گرفته می شود.



شکل ۱- مدل المان محدود دو بعدی پره توربین گازی روستون TB5000 دارای پوشش سد حرارتی

در مدل شرح داده شده هر لایه از پره توربین گازی دارای پوشش سد حرارتی به صورت یک ماده همسانگرد و همگن فرض می شود. با توجه به داده های موجود در راهنمای توربین و نیز مراجع مختلف خواص مادی این مواد، که وابسته به دما

می‌باشد، در جدول ۱ و ۲ گردآوری شده است [۱۹]. پوشش بالایی (8YSZ یا $8wt\% Y_2O_3 - ZrO_2$) به صورت یک ماده الاستیک مدل می‌شود، در حالی که پوشش پیوندی ($NiCrAlY$)، لایه اکسید رشد یافته حرارتی ($\alpha - Al_2O_3$) و زیرلایه ($GH3030$) به عنوان یک ماده الاستیک و پلاستیک کامل مدل می‌گردد. نکته قابل توجه این است که برای محدود کردن تنش به مقادیر تجربی [۱۸]، لایه اکسید رشد یافته حرارتی مجاز به رهایی تنش در دماهای بالا است. در دماهای پایین تر این لایه مانند یک ماده الاستیک رفتار می‌کند. همانطور که در جدول ۲ نشان داده شده است، با افزایش درجه حرارت از $800^\circ C$ به $1100^\circ C$ تنش تسلیم لایه اکسید رشد یافته حرارتی به صورت خطی از 10 GPa به 1 GPa کاهش می‌یابد. نکته قابل ذکر دیگر این است که وقتی سیستم تحت سیکل‌های بارگذاری حرارتی در دماهای بالا قرار می‌گیرد، اثر خزش مهم می‌باشد. در پژوهش حاضر می‌توان از این اثر صرف‌نظر کرد، زیرا یک سیکل بارگذاری حرارتی نقشی در توزیع تنش ندارد.

جدول ۱ - خواص مادی وابسته به دما برای لایه‌های مختلف [۱۹]

پوشش بالایی	اکسید رشد یافته حرارتی	پوشش پایینی	زیرلایه	محدوده دمایی ($^\circ C$)
۲۰-۱۱۰۰	۲۰-۱۱۰۰	۲۰-۱۱۰۰	۲۰-۱۱۰۰	محدوده دمایی ($^\circ C$)
۲۲-۴۸	۳۲۰-۴۰۰	۱۱۰-۲۰۰	۱۲۰-۲۲۰	مدول یانگ (GPa)
۰/۱۰ - ۰/۱۲	۰/۲۳ - ۰/۲۵	۰/۳۰ - ۰/۳۳	۰/۳۱ - ۰/۳۵	نسبت پواسون
۹/۰ - ۱۲/۲	۸/۰ - ۹/۶	۱۳/۶ - ۱۷/۶	۱۴/۸ - ۱۸/۰	ضریب انبساط حرارتی ($10^{-6}/^\circ C$)
۰/۰۲۰ - ۰/۰۱۷	۰/۱۰ - ۰/۰۴	۰/۰۵۸ - ۰/۰۱۷۰	۰/۸۸ - ۰/۶۹	هدایت حرارتی (W/cmK)
۳۶۱۰	۳۹۸۴	۷۳۸۰	۸۵۰۰	چگالی (kg/m^3)
۵۰۵	۷۵۵	۴۵۰	۴۴۰	گرمای ویژه (J/kgK)

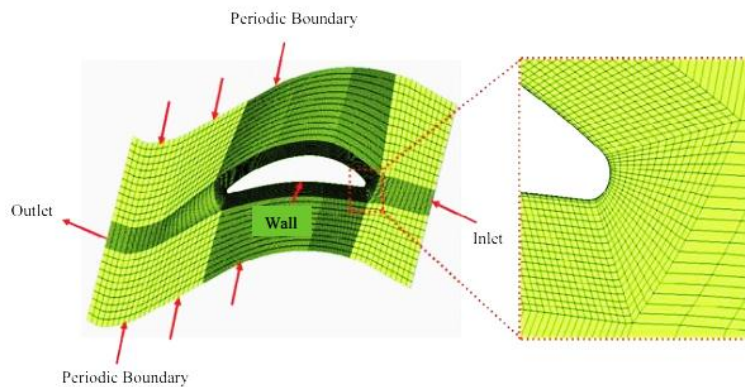
جدول ۲ - تغییرات تنش تسلیم (MPa) با دما برای لایه‌های مختلف [۱۹]

اکسید رشد یافته حرارتی	پوشش پایینی	زیرلایه	دما ($^\circ C$)
۱۰۰۰۰	۴۲۶	۸۰۰	۲۰
۱۰۰۰۰	۴۱۲	۸۰۰	۲۰۰
۱۰۰۰۰	۳۹۶	۸۰۰	۴۰۰
۱۰۰۰۰	۳۶۲	۸۰۰	۶۰۰
۱۰۰۰۰	۲۸۴	۸۰۰	۸۰۰
۱۰۰۰	۲۰۲	۸۰۰	۱۰۰۰
۱۰۰۰	۱۱۴	۸۰۰	۱۱۰۰

برای مدل‌سازی و به منظور آنالیز انتقال حرارت مزدوج، المان‌های چهار ضلعی انتقال حرارت چهارگره‌ی (DC2D4) برای مش زدن مدل به کار گرفته می‌شود. همچنین برای مش زدن مدل در محاسبات تنش حرارتی از المان چهار ضلعی کرنش صفحه‌ای دوخطی چهارگره‌ی (CPE4R) استفاده می‌گردد. لازم به ذکر است که برای کاهش نسبت منطری المان‌ها (کمتر از ۳:۱)، از المان‌های دقیق‌تری در اطراف ناحیه لایه اکسید رشد یافته حرارتی استفاده شده است. بدین ترتیب نتایج شبیه‌سازی عددی از دقت بیشتری برخوردار خواهد بود. برای این ناحیه یک مش یکنواخت همراه با شش المان در امتداد ضخامت آن اعمال می‌شود. در مطالعه حاضر تعداد المان‌ها، هم به هنگام آنالیز انتقال حرارت مزدوج و هم به هنگام تحلیل تنش حرارتی، برابر با ۲۸۵۷۵۶ است. با در نظر گرفتن این تعداد المان حساسیت مش نیز برآورده خواهد شد. همچنین لازم به ذکر است برای دقیق بودن تحلیل و اجتناب از خطا، شبکه‌بندی با سه دانه‌بندی مختلف انجام شده است تا همگرایی پاسخ حاصل شود. طول دانه‌ها در اولین مرحله 5 mm ، در مرحله دوم $3/5\text{ mm}$ و در مرحله آخر 3 mm در نظر گرفته شده است. علاوه بر این شبکه‌بندی در ناحیه نزدیک به مرز سازه و سیال به علت افزایش گرادیان‌های پارامترهای مساله، ریزتر شده است و در نواحی دوردست، به دلیل ثابت بودن پارامترهای جریان، از یک شبکه نسبتاً درشت استفاده شده است. همانطور که پیش از این گفته شد شرایط مرزی روی

سطح خارجی پره توربین گازی تحت مطالعه به صورت دما و نیز شار حرارتی که از دامنه سیال محاسبه می‌شود، تعریف می‌گردد. همچنین سطح مشترک بین گاز خنک‌کننده و زیرلایه فلزی این پره به صورت شرط مرزی فیلم با ضریب انتقال حرارت جابجایی $300 \text{ W/m}^2\text{C}$ و درجه حرارت چاه 600°C در نظر گرفته می‌شود. لازم به ذکر است به هنگام انجام آنالیز تنش حرارتی شرایط مرزی مکانیکی بر روی نقاط A و B، که بر روی سطح داخلی شکل ۱ نشان داده شده‌اند، اعمال می‌گردد. نقطه A ثابت در نظر گرفته می‌شود، به طوری که نمی‌تواند در امتداد محورهای X و Y جابه‌جا شود. در حالی که در نقطه B جابجایی در راستای X آزاد است اما جابجایی در راستای Y مقید می‌باشد. بدین ترتیب پره توربین گازی می‌تواند آزادانه و بدون انتقال و چرخش در محیط‌های دما بالا منبسط شود.

مدل میدان جریان خارجی دو بعدی در شکل ۲ نشان داده شده است. به منظور کم کردن ناهمواری شبکه و نیز کمک به حل دقیق لایه مرزی در اطراف پره توربین گازی، از شبکه نوع O برای مش زدن کل میدان جریان خارجی استفاده می‌شود. در لایه‌های مرزی سیال ۲۲ نقطه وجود دارد. همینطور برای وضوح صحیح زیرلایه ویسکوز، اولین نقطه از دیواره جامد در نقطه‌ای که فاصله بی‌بعد دیواره کوچکتر و یا مساوی با واحد است در نظر گرفته می‌شود. با در نظر گرفتن نسبت کشش $0/8$ و ۲، مش ایجاد شده به سمت خارج کشیده می‌شود. لازم به ذکر است مطالعه حساسیت مش نشان داد با به کار بردن 14123 المان در دامنه سیال می‌توان به دقت کافی دست پیدا کرد.



شکل ۲- شبکه محاسباتی میدان جریان خارجی مدل دینامیک سیالات محاسباتی

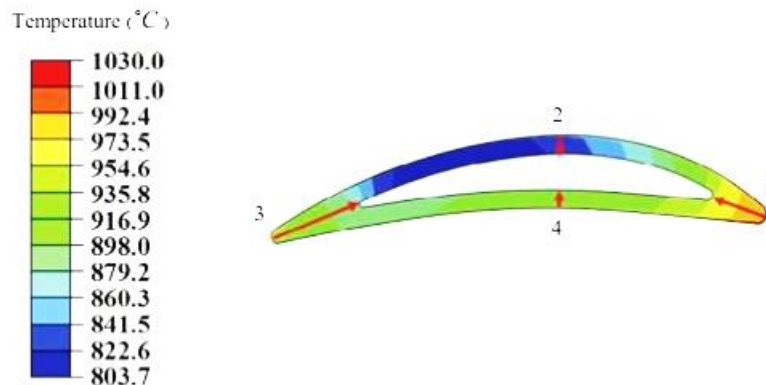
در دامنه سیال میدان‌های سرعت و دمای گاز خروجی با حل معادلات ناویر-استوکس در حالت پایا بدست می‌آید. برای حل این معادلات از مدل آشفتگی $k-\varepsilon$ همراه با تابع دیواره نامتعادل استفاده می‌شود. همچنین مدلسازی گاز خروجی بر مبنای فرض گاز ایده‌آل انجام می‌گردد. دامنه سیال شامل چهار نوع شرط مرزی متفاوت است: شرط مرزی ورودی، شرط مرزی خروجی، شرط مرزی دیواره جامد و شرط مرزی تناوبی. دمای کل ($T_{t, inlet}$)، فشار کل ($P_{t, inlet}$) و فشار استاتیک ($P_{s, inlet}$) در مرز ورودی ثابت نگه داشته شده و در مرز خارجی فشار استاتیک متوسط ($P_{s, outlet}$) اعمال می‌شود. همچنین برای تعیین سرعت در دیواره جامد از شرط عدم لغزش استفاده می‌گردد. برای شرط مرزی تناوبی نیز متغیرهای دامنه سیال برای جفت سلول‌ها یا جفت راس‌های متناوب تکرار می‌شود. شرایط مرزی مربوط به دامنه سیال در جدول ۳ نمایش داده شده است.

جدول ۳- شرایط مرزی برای دامنه سیال

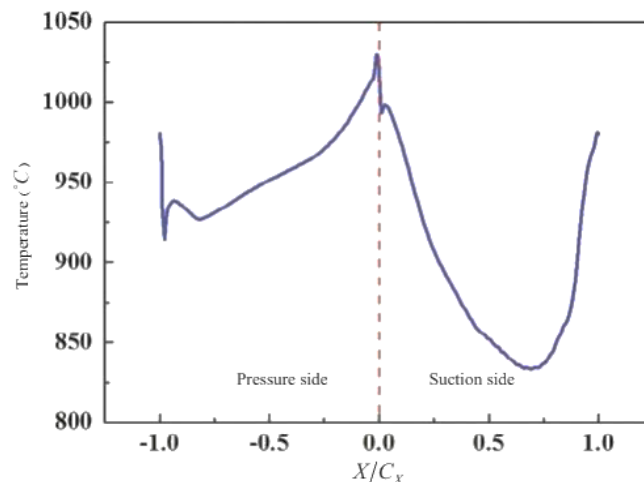
$P_{s, outlet} (MPa)$	$T_{t, inlet} (^\circ\text{C})$	$P_{s, inlet} (MPa)$	$P_{t, inlet} (MPa)$
۰/۷	۱۰۸۰	۱/۴	۱/۴۲۲

۴- تحلیل نتایج و بحث روی آن‌ها

توزیع دما در کل پره توربین در مرحله پایدار در شکل ۳ آورده شده است. نواحی ۱، ۲، ۳ و ۴ به ترتیب لبه جلویی، سمت مکش، لبه عقبی و سمت فشار را مشخص می‌کنند. همچنین شکل ۴ توزیع دما را در امتداد سطح خارجی پوشش بالایی نشان می‌دهد. در این شکل X مختصه در امتداد سطح پوشش سد حرارتی و C_x طول قوس (وتر) محوری است. طول بی‌بعد X/C_x با مقادیر صفر، ۱ و -۱، به ترتیب لبه‌های جلویی و عقبی را مشخص می‌کند. همچنین $0.45 < X/C_x < 0.55$ و $-0.58 < X/C_x < -0.42$ به ترتیب نشان دهنده سمت مکش و فشار هستند. همانطور که مشخص است دما در نواحی لبه‌های جلویی و عقبی بیشترین مقدار را نسبت به نواحی دیگر دارد. علاوه بر این می‌توان مشاهده کرد که بیشینه دما با مقدار $1030^\circ C$ در لبه جلویی رخ می‌دهد.

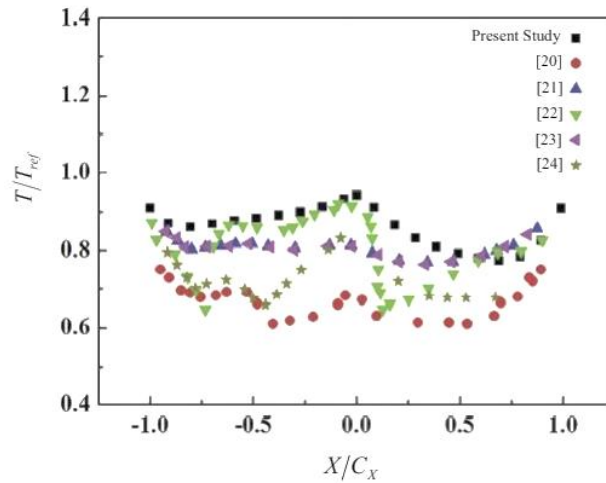


شکل ۳- توزیع دما در پره توربین گازی در مرحله پایدار



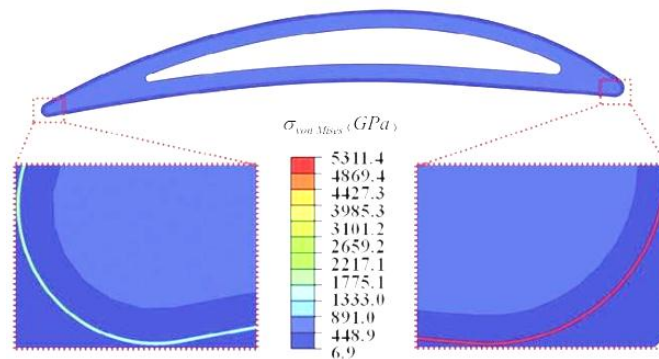
شکل ۴- توزیع دما روی سطح خارجی پره توربین گازی دارای پوشش سد حرارتی

در شکل ۵ نتایج حاصل از مطالعه حاضر با داده‌های تجربی و نیز شبیه‌سازی‌های عددی موجود [۲۰-۲۴] مقایسه شده است. در این مقالات با حل همزمان معادلات جریان درهم تراکم‌پذیر ناویر - استوکس در میدان جریان و ماده جامد و به کار بستن آنالیز انتقال حرارت مزدوج، توزیع دما به دست آمده است. همانطور که دیده می‌شود الگوی کلی تغییر دما در امتداد سطح خارجی پوشش سد حرارتی در تحقیق حاضر مشابه با کارهای پیشین است. همچنین می‌توان دید که دما در سمت فشار اندکی بالاتر از سمت مکش می‌باشد، زیرا ناحیه خنک‌کننده در سمت مکش به نسبت بزرگتر از این ناحیه در سمت فشار است.

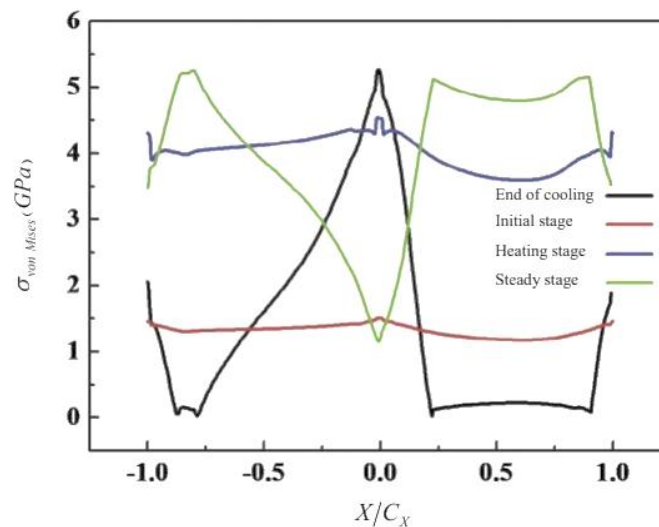


شکل ۵- مقایسه توزیع دمای بی‌بعد در سطح خارجی پوشش سد حرارتی با داده‌های موجود در مقالات

مقدار تنش ناشی از بارگذاری حرارتی که در هر مرحله کاری توربین گاز بوجود می‌آید متفاوت است. همانطور که پیش از این بیان شد تنش ایجاد شده در لایه اکسید رشد یافته حرارتی نقشی مهم در جوانه زدن ترک دارد. به همین دلیل ارزیابی تنش در این لایه در هر مرحله کاری توربین، به منظور شناسایی نواحی خطرناک، از اهمیت زیادی برخوردار می‌باشد. در شکل ۶ کانتور تنش فون مایزس در کل پره توربین گازی در انتهای مرحله سرد شدن (خنک کاری) نشان داده شده است. همانطور که دیده می‌شود سطح تنش در لایه اکسید رشد یافته حرارتی نسبت به سایر لایه‌ها به مقدار قابل توجهی بالاتر است.



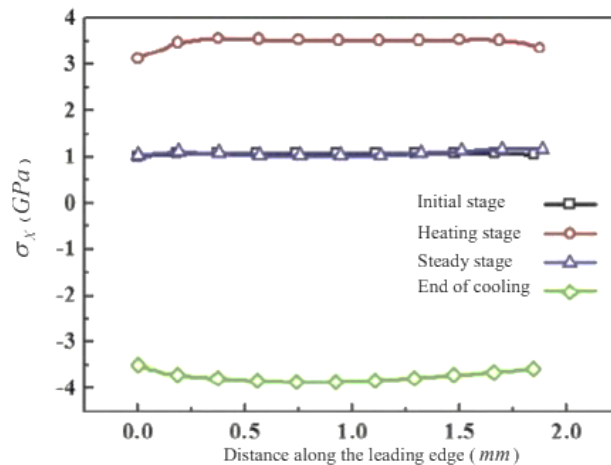
شکل ۶- کانتور تنش فون مایزس در پره توربین گازی در انتهای مرحله سرد شدن



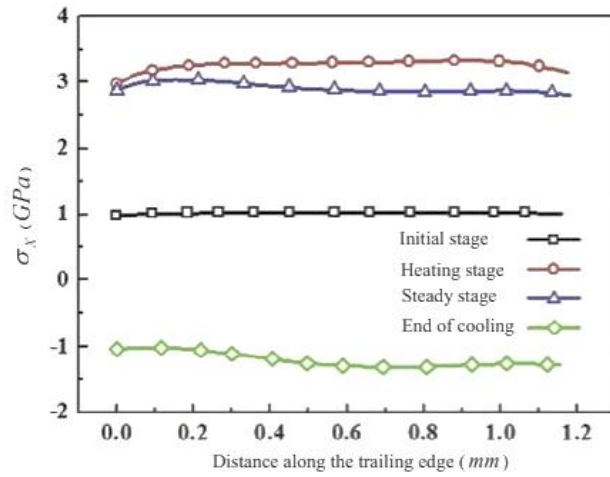
شکل ۷- تنش فون مایزس در لایه اکسید رشد یافته حرارتی ناشی از بارگذاری حرارتی در مراحل مختلف

مقدار تنش فون مایزس در این لایه در مراحل کاری مختلف با جزئیات بیشتری در شکل ۷ مشخص می‌باشد. می‌توان دید که مقدار تنش در این لایه با افزایش درجه حرارت در مرحله گرم شدن زیاد می‌شود، این در حالی است که با رسیدن بارگذاری حرارتی به مرحله پایدار اندازه تنش در مجاورت لبه‌های جلویی و عقبی به طور ناگهانی کاهش پیدا می‌کند. علت این موضوع ناشی از رهایی تنش در این دو ناحیه است. همچنین مشاهده می‌شود که با کاهش دما در حین مرحله سرد شدن تنش کاهش می‌یابد. نکته مهم دیگر آن است که در انتهای این مرحله مقدار تنش پسماند در مجاورت لبه‌های جلویی و عقبی افزایشی ناگهانی دارد.

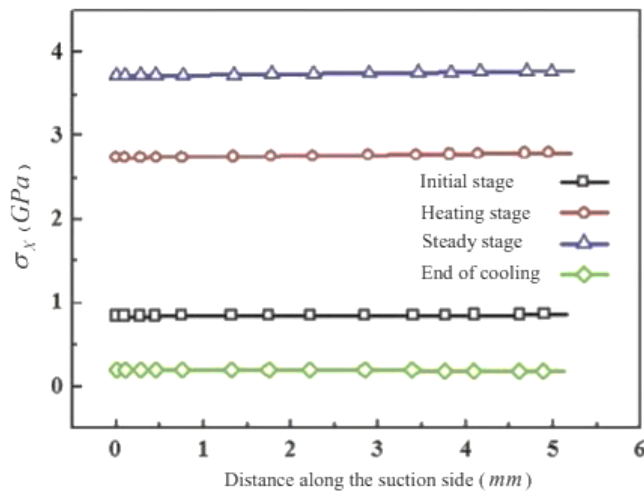
در شکل ۸ تنش در لایه اکسید رشد یافته حرارتی در راستای مختصه محلی σ_x ، X ، در لبه جلویی نشان داده شده است. اندازه این تنش در مرحله گرم شدن، و تا رسیدن پره به مرحله پایدار، افزایش می‌یابد. در این مرحله و به سبب رهایی تنش مقدار تنش به 1 GPa می‌رسد. با رسیدن به مرحله سرد شدن و با کاهش دما، مقدار تنش کاهش یافته و از حالت کششی به فشاری تبدیل می‌شود. این فرآیند تغییر تنش را می‌توان با توجه به چرخه بارگذاری حرارتی، یعنی انبساط حرارتی و انقباض سرمایشی، توضیح داد. همانطور که مشاهده می‌شود مقدار تنش پسماند در انتهای مرحله سرد شدن در لبه جلویی $3/5 \text{ GPa}$ - خواهد بود. این تنش فشاری بزرگ باعث ناپایداری در سطح مشترک شده و در نهایت ممکن است باعث جوانه زدن ترک در لایه اکسید رشد یافته حرارتی شود. شکل ۹ نشان دهنده مقدار σ_x در لبه عقبی است. مشخص است که الگوی تغییر تنش در این لبه مشابه با لبه جلویی می‌باشد. علاوه بر این می‌توان گفت که در مقایسه با مرحله گرم شدن، مقدار تنش هم در لبه جلویی و هم در لبه عقبی در مرحله پایدار کاهش می‌یابد. همچنین در این مرحله تنش در لبه عقبی بزرگتر از لبه جلویی است، اگرچه مقدار تنش پسماند در انتهای مرحله سرد شدن در این لبه کمتر از لبه جلویی می‌باشد. در شکل ۱۰ و ۱۱ تنش σ_x در وسط سمت مکش و فشار نشان داده شده است. همانطور که در این دو شکل مشاهده می‌شود تغییرات تنش در لایه اکسید رشد یافته حرارتی در مراحل مختلف بارگذاری تقریباً مشابه با لبه‌های جلویی و عقبی است، هر چند مقادیر آن‌ها متفاوت می‌باشد. با رسیدن از مرحله گرم شدن به مرحله پایدار، اندازه تنش در وسط سمت فشار اندکی کاهش پیدا می‌کند، این در حالی است که تنش در سمت مکش افزایش پیدا کرده و از $2/75 \text{ GPa}$ به $3/5 \text{ GPa}$ می‌رسد. این تفاوت را می‌توان ناشی از این موضوع دانست که در مرحله پایدار دما در لبه فشار بیشتر از لبه مکش است. نکته مهم دیگر این است که بیشترین تنش کششی، $3/75 \text{ GPa}$ ، در وسط سمت کشش و در مرحله پایدار وجود دارد. بیشترین تنش فشاری، $-3/5 \text{ GPa}$ ، نیز در لبه جلویی و در انتهای مرحله سرد شدن رخ می‌دهد. این تنش‌ها باعث ناپایداری بین سطحی و در نهایت جوانه زدن ترک و رشد آن می‌شوند. با توجه به توضیحات داده شده می‌توان گفت که خطرناکترین نواحی در مراحل پایدار و سرد شدن به ترتیب سمت مکش و لبه جلویی هستند.



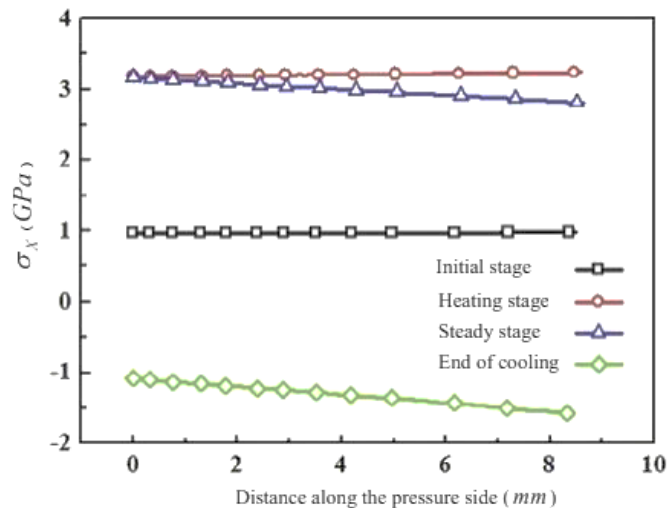
شکل ۸- تنش σ_x در لایه اکسید رشد یافته حرارتی در لبه جلویی ناشی از بارگذاری حرارتی



شکل ۹- تنش σ_x در لایه اکسید رشد یافته حرارتی در لبه عقبی ناشی از بارگذاری حرارتی



شکل ۱۰- تنش σ_x در لایه اکسید رشد یافته حرارتی در سمت مکش ناشی از بارگذاری حرارتی



شکل ۱۱- تنش σ_x در لایه اکسید رشد یافته حرارتی در سمت فشار ناشی از بارگذاری حرارتی

۵- نتیجه گیری

در این مطالعه از یک مدل عددی دو بعدی برای تحلیل توزیع دما و تنش های حرارتی پره توربین گازی روستون TB5000 استفاده شد. مهمترین نتایج بدست آمده در این مقاله را می توان به شرح زیر خلاصه کرد.

۱) در موقعیت‌های متفاوت سطح پره توربین، توزیعی غیریکنواخت از دما وجود دارد. درجه حرارت در نواحی لبه جلویی و عقبی از سایر ناحیه‌ها بیشتر است، به طوری که درجه حرارت بیشینه ($1030^{\circ}C$) در لبه جلویی ایجاد می‌شود.

۲) توزیع دمای غیریکنواخت در پره توربین گازی اثری قابل توجه بر میدان تنش حرارتی دارد. در مرحله پایدار تنش در لایه اکسید رشد یافته حرارتی در نواحی که در معرض دمای بالاتری قرار دارند (لبه‌های جلویی و عقبی) نسبت به سایر نواحی (سمت مکش و فشار) پایین تر است. علت این موضوع رهایی تنش می‌باشد. در انتهای مرحله سرد شدن مقدار تنش پسماند در مجاورت لبه‌های جلویی و عقبی افزایش ناگهانی دارد. این افزایش ناشی از کرنش غیرالاستیک در این نواحی است.

۳) توزیع تنش در پره توربین گازی به مراحل بارگذاری حرارتی بستگی دارد. بیشترین مقدار تنش در امتداد مختصه محلی X در لایه اکسید رشد یافته حرارتی $3/75 GPa$ بوده و در لبه مکش از مرحله پایدار رخ می‌دهد. در حالی که در مرحله سرد شدن تنش فشاری بیشینه ($-3/5 GPa$) در این لایه در لبه جلویی بوجود می‌آید. بر اساس توزیع تنش حرارتی بدست آمده می‌توان پیش‌بینی کرد در مرحله پایدار نواحی خطرناک با بالاترین مقدار تنش در سمت مکش وجود خواهد داشت. این در حالی است که احتمال تسلیم در لبه جلویی در مرحله سرد شدن بیشتر است.

۶- قدردانی

این پژوهش با همکاری شرکت خطوط لوله و مخابرات نفت ایران و حمایت واحد پژوهش و فناوری و همینطور واحد خدمات مهندسی مکانیک این شرکت انجام شده است. بدین وسیله کمال تشکر و قدردانی از این مجموعه اعلام می‌شود.

۷- مراجع

1. Saravanamuttoo, H.I.H., Rogers, G.F.C. and Cohen, H. (2001). *Gas turbine theory*, Pearson Education, London.
2. Stodola, A. (1927). *Steam and Gas Turbine*, Peter Smith.
3. Kim, H. (2009). Study of the fracture of the last stage blade in an aircraft gas turbine, *Engineering Failure Analysis*, 16(7), 2318-2324.
4. Khajavi, M.R. and Shariat, M.H. (2004). Failure of first stage gas turbine blades, *Engineering Failure Analysis*, 11(4), 589-597.
5. Mazur, Z., Luna-Ramirez, A., Juárez-Islas, J.A. and Campos-Amezcuca, A. (2005). Failure analysis of a gas turbine blade made of Inconel 738LC alloy, *Engineering Failure Analysis*, 12(3), 474-486.
6. Song, K.S., Kim, S.G., Jung, D. and Hwang, Y.H. (2007). Analysis of the fracture of a turbine blade on a turbojet engine, *Engineering Failure Analysis*, 14(5), 877-883.
7. Assoul, Y., Benbelaid, S., Zeravcic, V.S., Bakic, G. and Dukic, M. (2008). Life estimation of first stage high pressure gas turbine blades, *Scientific Technical Review*, 58(2), 8-13.
8. Mazur, Z., García-Illescas, R. and Porcayo-Calderón, J. (2009). Last stage blades failure analysis of a 28 MW geothermal turbine, *Engineering Failure Analysis*, 16(4), 1020-1032.
9. Kazempour-Liacy, H., Abouali, S. and Akbari-Garakani, M. (2011). Failure analysis of a first stage gas turbine blade, *Engineering Failure Analysis*, 18(1), 517-522.
10. Barella, S., Boniardi, M., Cincera, S., Pellin, P., Degive, X. and Gijbels, S. (2011). Failure analysis of a third stage gas turbine blade, *Engineering Failure Analysis*, 18(1), 386-393.
11. Farrahi, G.H., Tirehdast, M., Abad, E.M.K., Parsa, S. and Motakefpoor, M. (2011). Failure analysis of a gas turbine compressor, *Engineering Failure Analysis*, 18(1), 474-484.

۱۲. مامندی، ا. و رجی، م. (۱۳۹۵). تحلیل مکانیک شکست و تخمین عمر رشد ترک خستگی پره توربین گاز با استفاده از روش المان محدود، *مجله علمی پژوهشی مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، ۴۶ (۲)، ۱۲۵-۱۳۹.

13. Clarke, D.R., Oechsner, M. and Padture, N.P. (2012). Thermal-barrier coatings for more efficient gas-turbine engines, *MRS Bulletin*, 37(10), 891–898.
14. Spitsberg, I. and More K. (2006). Effect of thermally grown oxide (TGO) microstructure on the durability of TBCs with PtNiAl diffusion bond coats, *Material Science and Engineering: A*, 417(1-2), 322-333.
15. Sadowski, T. and Golewski, P. (2016). Cracks path growth in turbine blades with TBC under thermo-mechanical cyclic loadings, *Frattura ed Integrita Strutturale*, 35, 492-499.
16. Asghari, S. and Salimi M. (2010). Finite element simulation of thermal barrier coating performance under thermal cycling, *Surface Coatings Technology*, 205(7), 2042-2050.
17. Ranjbar-Far, M., Absi, J., Shahidi, S. and Mariaus, G. (2011). Impact of non-homogenous temperature distribution and coating process modeling on the thermal barrier coating system, *Materials & Design*, 32(2), 728-735.
18. Wang, X. and Xiao, P. (2004). Residual stresses and constrained sintering of YSZ/Al_2O_3 composite coatings, *Acta Materialia*, 52(9), 2591-2603.
19. Rosler, J., Baker, M. and Aufzug, K. (2004). A parametric study of the stress state of thermal barrier coatings: Part I: creep relaxation, *Acta Materialia*, 52(16), 4809–4817.
20. Wang, Z., Yan, P., Guo, Z. and Han, W. (2008). BEM/FEM conjugate heat transfer analysis of a two dimensional air-cooled turbine blade boundary layer, *Journal of Thermal Science*, 17(3), 199-206.
21. Andrei, L., Andreini, A., Facchini, B. and Winchler, L. (2014). A decoupled CHT procedure: application and validation on a gas turbine vane with different cooling configurations, *Energy Procedia*, 45, 1087-1096.
22. Mazur, Z., Hernandez-Rossette, A., García-Illescas, R. and Luna-Ramirez, A. (2006). Analysis of conjugate heat transfer of a gas turbine first stage nozzle, *Applied Thermal Engineering*, 26(16), 1796-1806.
23. Reyhani, M., Alizadeh, M., Fathi, A. and Khaledi, H. (2013). Turbine blade temperature calculation and life estimation – a sensitivity analysis, *Propulsion and Power Research*, 2(2), 148-161.
24. Dong, P., Wang, Q., Gue, Z., Huang, H. and Feng, G. (2009). Conjugate calculation of gas turbine vanes cooled with leading edge films, *Chinese Journal of Aeronautics*, 22(2), 145-152.