



بررسی تأثیر زبری کانال‌های خنک‌کاری و رطوبت جریان خنک‌کن در عمر خزشی پره‌های توربین گازی

فرید وکیلی تهامی^{1*}، سیما باهری اسلامی²، سید سعید شریفی³، افشین عباسی³، پیمان مجنون³

1- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

3- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

* تبریز، صندوق پستی 5166614766، f_vakili@tabrizu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 29 شهریور 1394

پذیرش: 01 آذر 1394

ارائه در سایت: 28 آذر 1394

کلیدواژگان:

پره‌ی توربین

عمر خزشی

زبری

رطوبت مخصوص

خنک‌کاری

چکیده

پره‌های توربین‌های گازی از قطعات مهمی هستند که در درجه حرارت بالا و تحت تنش‌های مکانیکی کار کرده و واماندگی ناشی از خزش یکی از مهم‌ترین عواملی است که عمر این قطعات مکانیکی را تعیین می‌کند. به‌منظور کاهش درجه حرارت پره‌ها و جلوگیری از خزش، جریان سیال خنک‌کن از کانال‌هایی در این پره‌ها عبور داده می‌شود. در این پژوهش، کانال‌های خنک‌کاری به‌صورت مبدل‌هایی با روکش حرارتی محافظ همراه با خنک‌کاری فیلمی - همرفتی مدل‌سازی شده‌اند و تأثیر رطوبت مخصوص سیال خنک‌کن و زبری کانال خنک‌کاری در مقدار ضریب همرفت جریان داخل کانال بررسی شده است. بدین‌منظور یک کد کامپیوتری که توانایی محاسبه‌ی خواص هوای مرطوب وابسته به دما و رطوبت مخصوص را دارد، تدوین شده و سپس با تأثیر دادن مقدار زبری کانال در محاسبه‌ی ضریب همرفت، توزیع دما در طول پره با استفاده از یک مدل تحلیلی به‌دست آمده است. نتایج نشان می‌دهد در کانال‌های زبر، با افزایش جذب گرما توسط سیال خنک‌کن، دمای پره بخصوص در مقطع بحرانی کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش رطوبت مخصوص سیال خنک‌کن، دمای خروجی سیال نسبت به حالت خشک کاهش می‌یابد که نتیجه‌ی آن کاهش حدود 2.5 درصدی دمای فلز پره در هر بخش می‌باشد. بطور کلی نشان داده شده است که با افزایش رطوبت سیال خنک‌کن و زبری کانال در محدوده قابل قبول، می‌توان عمر خزشی پره را تا 3.18 برابر افزایش داد.

Investigating the effect of cooling channel roughness and coolant humidity on the creep life of gas turbine blades

Farid Vakili Tahami*, Sima Baheri Islami, Seyyed Saeed Sharifi, Afshin Abbasi, Peyman Majnoun

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

* P.O.B. 5166614766 Tabriz, Iran, f_vakili@tabrizu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 20 September 2015

Accepted 22 November 2015

Available Online 19 December 2015

Keywords:

Turbine's Blade

Creep Life

Roughness

Specific Humidity

Cooling

ABSTRACT

Gas turbine blades operate at high temperature under mechanical loads; hence creep failure is the major concern in their design. To increase blade creep lifetime, it is necessary to reduce the blade temperature. For this purpose, cooling flow passes through the inner channels of the blade. In this paper, coolant heat transfer along the channels has been modeled and the effects of wall roughness and coolant's specific humidity have been investigated. The blade body and cooling channels are regarded as a heat exchanger with thermal barrier coating and convective film cooling. A computer code has been developed to calculate the physical properties of the coolant as a function of temperature and humidity. Then, by taking into account the effect of wall roughness, convection coefficient and temperature distribution on the blade have been obtained using an analytical solution method. The results show that in the rough channels, coolant receives more heat from the blade body and consequently its temperature decreases especially in the critical section. It has been shown that with increasing humidity; the coolant temperature decreases along the blade span and consequently, the blade metal temperature reduces with about 2.5 percent. Also the result show that by increasing coolant's humidity and roughness of the channels within a reasonable range, blade's creep lifetime can be increased by up to 3.18 times.

1- مقدمه

افزایش باید. در نتیجه، عملکرد این توربین‌ها به دمای مجاز قطعات آن وابسته می‌شود و از این‌رو، دلوپسی اصلی در طراحی اجزای این سیستم‌ها به‌سمت طراحی سیستم‌های خنک‌کاری پره‌های توربین از یک سو، و ارزیابی کارایی ویسکوپلاستیک قطعات برای جلوگیری از واماندگی در اثر وقوع خزش

به‌منظور افزایش بازده تبدیل انرژی و نیز کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای در نیروگاه‌ها بطور کلی و نیروگاه‌های گازی بطور خاص، لازم به نظر می‌رسد که دمای سیال عامل و به‌دنبال آن دمای پره‌های توربین در طرح‌های جدید

Please cite this article using:

F. Vakili Tahami, S. Baheri Islami, S. S. Sharifi, A. Abbasi, P. Majnoun, Investigating the effect of cooling channel roughness and coolant humidity on the creep life of gas turbine blades, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 1, pp. 89-100, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

F. Vakili Tahami, S. Baheri Islami, S. S. Sharifi, A. Abbasi, P. Majnoun, Investigating the effect of cooling channel roughness and coolant humidity on the creep life of gas turbine blades, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 1, pp. 89-100, 2016 (in Persian)

داشتن دمای ورودی گاز و سیال خنک‌کن ارائه کردند. این روش شار حرارتی را در یک المان مقطعی پره در نظر می‌گیرد. تأثیر هندسه‌ی کانال داخلی پره بر عملکرد خنک‌کاری نیز با معرفی پارامترهای مناسب (فناوری سیستم خنک‌کاری⁵) در نظر گرفته می‌شود. کیم و همکارانش [12] در سال 2011 میلادی یک نمونه از پره‌ی توربین گازی دارای ده مسیر سوراخ‌کاری از نوع داخلی را از نقطه نظر نحوه‌ی انتقال گرما و تنش‌های ایجاد شده مورد بررسی وسیع قرار داده‌اند. نتایج محاسبات آن‌ها نشان داده است که بیشترین ضریب انتقال حرارت، مربوط به سوراخ هشتم از لبه‌ی حمله می‌باشد.

در زمینه‌ی خنک‌کاری با هوای مرطوب، استیل و همکاران [13] در سال 1998 میلادی تأثیر رطوبت بر انتقال حرارت همرفتی در یک استوانه‌ی کوچک در دماهای پایین را به صورت تجربی بررسی کرده‌اند. نتایج ایشان نشان داده است که برای کسر مولی بخار آب تا 0.27، نرخ انتقال حرارت با افزایش رطوبت افزایش می‌یابد. کلیتون و همکارانش [14] در سال 2009 میلادی بهینه‌سازی سیکل‌های خنک‌کاری در پره‌ی توربین‌های هوایی مرطوب شده⁶ و توربین گاز با بخار تزریق شده⁷ را بررسی کردند. نتایج ایشان نشان می‌دهد که در پره توربین هوایی مرطوب شده، استفاده از رطوبت، نیاز به سیال خنک‌کن را کاهش داده ولی موجب افزایش کار کمپرسور می‌شود. در سال 2004 میلادی آلبریوتی و همکارانش [15] خنک‌کاری همرفتی پره‌های توربین گازی در سیکل‌های باز و بسته‌ی خنک‌کاری و تحت شرایط بهره‌برداری مختلف را بررسی کرده‌اند. بدین منظور آن‌ها ابتدا مدلی از سیستم با تمام اجزای توربین را به کمک نرم‌افزارهای المان محدود⁸ ایجاد کرده و سپس نحوه‌ی کارکرد و بازده نهایی توربین را برای سه شکل مختلف خنک‌کاری مورد تحلیل قرار داده‌اند. ایشان در ادامه مدل و نحوه‌ی انتقال گرما برای محاسبه‌ی نرخ جرمی ماده‌ی خنک‌کن برای نگاه داشتن پره در یک دمای مشخص را مورد ارزیابی قرار داده‌اند. نتایج پژوهش آن‌ها چنین نشان داده است که در شرایط یکسان، استفاده از بخار به‌عنوان سیال خنک‌کن در مقایسه با هوا بازده بالاتری خواهد داشت. همچنین آن‌ها نشان دادند که تنها استفاده از بخار در هر یک از سیکل‌ها دارای راندمان کاری متوسطی خواهد بود؛ اما اگر این دو سیستم از چرخه را بتوان با یک طراحی مناسب پشت سر هم قرار داد به طوری که هر کدام در زمان مناسب وارد عمل شوند، نتیجه‌ی بسیار مطلوبی به دست خواهد آمد.

در زمینه‌ی خزش در پره‌های توربین، لیو و همکارانش [16] در سال 2001 میلادی، مدل ساده‌ای از پیش‌بینی عمر خزشی برای اجزاء توربین تحت شرایط کاری متغیر را با استفاده از نرم‌افزار المان محدود انسیس⁹ ارائه داده‌اند. بدین منظور در مدل‌سازی خزشی، از توزیع مجدد تنش¹⁰ در اجزاء صرف‌نظر شده و عمر خزشی در یک گره براساس درجه حرارت و تنش‌ها در آن گره و با استفاده از تئوری گراهام-والز¹¹ تخمین زده شده است. مازور و همکارانش [17] در سال 2012 میلادی آسیب خزشی پره‌ی توربین خنک‌کاری شده با هوا را بعد از 24000 ساعت کار را مورد ارزیابی قرار داده‌اند. برای به دست آوردن بار کاری یک تحلیل ترمو-مکانیکی با روش المان محدود و با در نظر گرفتن تنش‌های گریز از مرکز و حرارتی انجام شده است. توزیع دمای پره از تحلیل‌های دینامیک سیالات محاسباتی¹² به دست

از سوی دیگر سوق می‌یابد [1]. در همین راستا، با رشد تکنولوژی خنک‌کاری پره‌ها، امکان استفاده از دمای بالای گازهای ورودی توربین‌ها افزایش یافته است؛ به طوری که امروزه درجه حرارت ورودی توربین‌ها از 1500°C تجاوز کرده است. چنین درجه‌ی حرارت بالایی، عمر مفید، کارکرد، و رفتار خزشی قطعات را تحت تأثیر قرار می‌دهد [2]. در چند سال اخیر خنک‌کاری پره‌های توربین گازی با استفاده از سیال خنک‌کن، از طرح‌هایی با کانال‌های ساده به هندسه‌های بسیار پیچیده با سطوح و معماری مختلف و با در نظر گرفتن برهم کنش سیال-سطح¹ توسعه پیدا کرده است. هدف این پژوهش‌ها به دست آوردن بیش‌ترین کارایی خنک‌کاری با کمترین کاهش در عملکرد سیکل ترمودینامیکی است [3].

پره‌های واقع در ردیف اول توربین، اولین سطوحی هستند که با گازهای بسیار داغ خروجی از نازل‌ها مواجه می‌شوند؛ لذا در امتداد طولی هر پره‌ی مربوط به طبقه‌ی اول، سوراخ‌هایی وجود دارد که هوای خنک‌کننده از میان آن‌ها عبور می‌کند. هوای ورودی هر پره از حفره‌ای که مابین چرخ و دم آن قرار دارد، تأمین می‌شود. هوا پس از طی طول پره، از نوک آن خارج شده و با جریان اصلی گاز عبوری از توربین مخلوط می‌شود. ابعاد و وضعیت سوراخ‌ها باید به گونه‌ای باشد که بهترین میزان خنک‌کاری پره توأم با کمترین میزان برداشت هوا از کمپرسور پدید آید. همچنین معیار استحکام و نیز قابلیت تولید با هزینه مشخص نیز در این میان مطرح است [4].

در سه دهه‌ی اخیر تحقیقات زیادی در زمینه‌ی مدل‌سازی حرارتی توربین‌های گازی انجام شده است. ذبیحی و همکاران [5] جریان گازهای داغ عبوری از پره‌های خنک‌شونده‌ی نازل ردیف اول یک توربین گازی را به کمک نرم‌افزار فلونت² شبیه‌سازی کرده‌اند. همچنین تحقیقات مختلفی برای بررسی فرآیند خنک‌کاری پره‌های توربین گازی فشار بالا انجام شده است. در این پژوهش‌ها عمدتاً دو روش متفاوت خنک‌کاری بررسی شده است. هدف روش نخست (پره استاندارد) که از داده‌های نیمه‌تجربی استفاده می‌کند، محاسبه‌ی جرم سیال خنک‌کن برای نگاه داشتن دمای سطح پره در محدوده‌ی قابل قبول متالورژیکی است. در این روش برای یک پره استاندارد، دمای گاز و دمای فلز سطح در جهت طول و وتر پره یکنواخت فرض می‌شود و نیز رسانندگی حرارتی نامحدود در نظر گرفته می‌شود. در روش دوم، جزئیات بیش‌تری از هندسه پره‌ی خنک‌کاری شده لحاظ می‌شود و تأثیر روش‌های خنک‌کاری و هندسه‌ی داخلی پره بر انتقال حرارت در نظر گرفته می‌شود [6].

از جمله پژوهش‌های انجام یافته در زمینه‌ی خنک‌کاری پره‌ها، می‌توان به پژوهش سان و همکاران [7] اشاره نمود که در آن از روش دوگانه³ جهت بررسی عددی خنک‌کاری فیلمی پره‌های توربین استفاده شده است. همچنین آل‌علی و جناجره [8] از روش‌های عددی برای مدل‌سازی خنک‌کاری پره‌های توربین به صورت برخورد جریان جت⁴ استفاده کرده‌اند. هورلوک و همکارانش [9] در سال 2001 میلادی اشاره کرد. آن‌ها تأثیر نرخ جریان هوای خنک‌کاری (خنک‌کاری فیلمی خارجی و خنک‌کاری همرفت داخلی) بر عملکرد توربین گازی را بررسی کرده‌اند. نتایج حاکی از آن بود که کاهش فشار سکون ورودی به اولین روتور و افت فشار ناشی از اختلاط هوای خنک‌کاری با جریان اصلی، مهم‌ترین اثر را بر خنک‌کاری پره‌ی توربین دارد. توربیدونی و همکارانش [10,11] در سال‌های 2002 و 2004 میلادی یک روش تحلیلی برای محاسبه‌ی جریان خنک‌کاری لازم در مرحله‌ی اول توربین گازی فشار بالا با

5- Cooling System Technology
6- Humidified Air Turbine
7- Steam Injected Gas Turbine
8- Finite Element
9- ANSYS
10- Stress Redistribution
11- Graham-Walls
12- Computational Fluids Dynamics

1- Fluid Surface Interaction
2- Fluent
3- Conjugate
4- Jet impingement

$$Cp_{\text{Humid air}} = WAR_{\text{molar}} Cp_w + (1 - WAR_{\text{molar}}) Cp_d \quad (1)$$

$$R_{\text{Humid air}} = \frac{R_0}{MW} \quad (2)$$

$$\gamma_{\text{Humid air}} = (WAR_{\text{molar}} \times \gamma_w) + (1 - WAR_{\text{molar}}) \gamma_d \quad (3)$$

که در رابطه‌ی (1)، R_0 ثابت جهانی گازها بوده و وزن مولکولی (MW) و رطوبت مخصوص مولکولی (WAR_{molar}) مطابق روابط (4) و (5) تعریف می‌شوند. همچنین زیرنویس‌های w ، d و Humid air به ترتیب نشانگر آب، هوای خشک و هوای مرطوب می‌باشد.

$$WAR_{\text{molar}} = WAR \times \frac{WAR_d}{WAR_w} \quad (4)$$

$$MW = \frac{1}{\frac{WAR}{MW_w} + \frac{1-WAR}{MW_d}} \quad (5)$$

چگالی هوای مرطوب با استفاده از معادله‌ی حالت و با معلوم بودن خواص گاز محاسبه می‌شود. بدین منظور هوای مرطوب به عنوان مخلوطی از گازهای ایده‌آل در نظر گرفته شده است [23]. با توجه به قانون دالتون⁵، در مخلوطی از گازهای ایده‌آل، فشار کلی برابر جمع فشار جزئی تک تک گازهای موجود در مخلوط می‌باشد که در این مورد فشار جزئی بخار آب به عنوان فشار بخار شناخته می‌شود. بر این اساس چگالی هوای مرطوب با رابطه‌ی (6) محاسبه می‌شود [23]:

$$\rho_{\text{Humid air}} = \frac{p_d}{R_d \times T} + \frac{p_v}{R_v \times T} \quad (6)$$

که در آن، p_d ، p_v و T به ترتیب فشار جزئی هوای خشک، فشار جزئی بخار آب و دما (برحسب کلوین) می‌باشند. محاسبه‌ی فشار بخار آب، با استفاده از فشار بخار اشباع انجام می‌شود که روش‌های متعددی برای محاسبه‌ی آن موجود است. در این پژوهش، این پارامتر از طریق رگرسیون روی داده‌های موجود [24] با رابطه‌ی (7) تعیین شده است:

$$p_{\text{sat}} = 6.1078 \times 10^{\frac{7.5T-2048.625}{T-35.85}} \quad (7)$$

که در آن، p_{sat} فشار بخار اشباع بر حسب پاسکال می‌باشد. با داشتن فشار بخار اشباع و با استفاده از رطوبت نسبی هوا (RH)، فشار بخار آب با استفاده از رابطه‌ی (8) محاسبه می‌شود [23]:

$$p_v = RH \times p_{\text{sat}} \quad (8)$$

تغییرات مقدار لزجت با فشار در بیش تر سیالات قابل صرف نظر بوده ولی این پارامتر نسبت به دما بسیار حساس است و بدین علت، در این پژوهش لزجت گاز در هر بخش از پره‌ی توربین، به عنوان تابعی از دما در نظر گرفته شده است. کیستین و وایت‌لاو [25] رابطه‌ی (9) را برای محاسبه‌ی لزجت مخلوط هوای خشک و بخار آب ارائه داده‌اند:

$$\mu_{\text{Humid air}} = \mu_w \left(1 + \frac{x_d \left[1 + \left(\frac{\mu_w}{\mu_d} \right)^{1/2} \left(\frac{MW_w}{MW_d} \right)^{1/4} \right]^2}{2.83 \left[1 + \frac{MW_w}{MW_d} \right]^{1/2}} \right)^{-1} + \mu_d \left(1 + \frac{x_w \left[1 + \left(\frac{\mu_d}{\mu_w} \right)^{1/2} \left(\frac{MW_d}{MW_w} \right)^{1/4} \right]^2}{2.83 \left[1 + \frac{MW_d}{MW_w} \right]^{1/2}} \right)^{-1} \quad (9)$$

$$\mu_w = (-1.46494887 + 0.037079658T) \times 10^{-6}$$

$$\mu_d = (6.0453459 + 0.042489942T) \times 10^{-6}$$

آمده و برای محاسبه‌ی تنش‌های حرارتی استفاده شده است. با استفاده از تنش‌های ترمو- مکانیکی به دست آمده، عمر خزشی پره‌ها با سه مدل تخمین عمر شامل لارسون- میلر¹، بیلی- نورتون² و دورن- بیلی³ محاسبه شده و با عمر واقعی مقایسه شده است. در نهایت براساس نتایج به دست آمده، یک روش تحلیلی برای تخمین عمر خزشی پره‌ی توربین پیشنهاد شده است. همچنین دولو و اقسام [18] با استفاده از روش‌های عددی مدلی برای افزایش عمر خزشی پره‌های توربین گازی ارائه نموده‌اند.

حجم عظیمی از پژوهش‌های انجام شده در مورد عملکرد سیستم خنک‌کاری پره‌های توربین‌های گازی، مربوط به سیال خنک‌کن با رطوبت هوای ناچیز است و تأثیر رطوبت محیط کمتر مورد توجه قرار گرفته است. این در حالی است که در مناطق با آب و هوای گرم و مرطوب، تغییرات رطوبت مطلق محیط محسوس بوده و این موضوع اهمیت بیشتری پیدا می‌کند [19]. در همین راستا، در سال 2002 آمل و کاداوید [20] تأثیر رطوبت نسبی در عملکرد سیستم خنک‌کاری با هوای اتمسفری را بررسی کرده‌اند. نتایج پژوهش ایشان نشان داده است که در رطوبت نسبی بالا، شار حرارتی خنک‌کاری تقریباً دو برابر حالتی است که رطوبت نسبی کم است.

با وجود پژوهش‌های متعدد، تأثیر بلندمدت و همزمان زبری کانال خنک‌کاری و رطوبت مخصوص سیال خنک‌کن بر روی عملکرد سیستم خنک‌کاری و به دنبال آن بر عمر خزشی پره توربین گازی فشار بالا بررسی نشده است، در حالی که این امر می‌تواند در عمل اهمیت ویژه‌ای داشته باشد، چرا که این دو عامل می‌توانند با هزینه کم در سیستم تغییر یافته و علی‌رغم هزینه کم، می‌توان با این تغییر دست‌آورد نسبتاً قابل ملاحظه‌ای از نظر عمر خزشی پره‌های توربین بدست آورد. لذا هدف از این تحقیق دستیابی به یک مدل برای ارزیابی تأثیر همزمان زبری و رطوبت در فرآیندهای انتقال حرارت و خنک‌کاری و همچنین عمر خزشی پره‌ی توربین گازی با در نظر گرفتن شرایط بهره‌برداری و محیط کاری می‌باشد. از این رو ابتدا با استفاده از روشی تحلیلی توزیع دمای پره توربین گازی تعیین شده است که در آن ضریب همرفت جریال داخل کانال به عنوان تابعی از مقدار زبری کانال خنک‌کاری و رطوبت مخصوص سیال خنک‌کن در نظر گرفته شده است. پس از آن، با استفاده از دمای به دست آمده و به کمک پارامتر لارسون- میلر برحسب تنش‌های گریز از مرکز، عمر خزشی پره‌ی توربین به دست آمده است.

2- تعیین خواص هوای مرطوب

فرض هوای خشک در محاسبات انتقال حرارت به دلیل جرم مولی نسبتاً کم بخار آب، اغلب منجر به خطا در پیش‌بینی شارهای حرارتی می‌شود [21]؛ بنابراین، در این تحلیل خواص گاز خنک‌کن تابعی از رطوبت مخصوص و دما در نظر گرفته شده است. تغییر خواص سیال به دلیل وجود بخار آب تنها به تغییرات گرمای ویژه فشار ثابت (Cp)، نسبت گرمای ویژه (γ) و ثابت گازها (R) خلاصه نمی‌شود بلکه چگالی، لزجت، رسانش حرارتی، عدد رینولدز، عدد نوسلت و دیگر پارامترهای مرتبط نیز تحت تأثیر رطوبت قرار می‌گیرند [22]. محتوای آب در هوا با معرفی پارامتر رطوبت مخصوص، WAR^4 (نسبت جرم بخار آب به جرم هوای خشک) در نظر گرفته می‌شود. معادلات این قسمت خواص هوای مرطوب را ارائه می‌دهند [6]. گرمای ویژه فشار ثابت، ثابت گازها و نسبت گرمای ویژه برای هوای مرطوب به ترتیب با روابط (1) تا (3) تعیین می‌شوند:

1- Larson- Miller
2- Norton-Bailey
3- Dorn- Bailey
4- Water Air Ratio

5- Dalton's Law

$$dq = U_h A_{cs} (T_{gr} - T_{co}) \quad (19)$$

که U_h ضریب انتقال حرارت کلی می‌باشد و از رابطه‌ی (20) محاسبه می‌شود:

$$U_h = A_{gs} \left(h_g + \frac{k_{TBC}}{t_{TBC}} + \frac{k_{bw}}{t_{bw}} \right) + h_c \quad (20)$$

این تحلیل به منظور تعیین عمر خزشی پره‌ی توربین، با خنک‌کاری فیلمی - همرفتی و تأثیر تغییرات خواص سیال بر فرآیند انتقال حرارت پره‌ی توربین سروکار دارد. تحلیل انتقال حرارت صورت گرفته در دو بخش انتقال حرارت قسمت گرم و انتقال حرارت قسمت خنک‌کاری ارائه می‌شود.

3-1- انتقال حرارت در قسمت خنک‌کن

به منظور افزایش دقت در حل تحلیلی مسئله حرارتی، طول پره به قسمت یا بخش‌هایی تقسیم شده و تحلیل حرارتی در هر بخش با رعایت هماهنگی شرایط مرزی بین بخش‌ها انجام شده است. برخی پارامترها در هر بخش ثابت فرض شده و برخی دیگر متغیر در نظر گرفته شده‌اند که در ادامه در این خصوص بحث خواهد شد. شکل 1 نحوه‌ی تقسیم پره به قسمت‌های مختلف را نشان می‌دهد. همچنین مشخصات هندسی پره و اطلاعات سیستم خنک‌کاری در جدول 2 ارائه شده‌اند. هر پره، تعدادی کانال خنک‌کن دایروی با سطح مقطع ثابت دارد که سطح مقطع هر کانال با استفاده از قطر هیدرولیکی (D_h) محاسبه می‌شود ($A_c = \psi_d \pi D_h^2 / 4$). ضریب شکل ψ_d برای این نوع کانال‌ها برابر یک است ولی برای کانال‌های غیر دایروی بزرگ‌تر از یک می‌باشد [10]. دمای خروجی هر قسمت به عنوان دمای ورودی قسمت بعدی استفاده می‌شود. دمای ورودی گاز در طول پره تغییر می‌کند ولی در جهت وتر ثابت است؛ همچنین دمای فلز پره در طول پره و در ضخامت آن و نیز در ضخامت روکش حرارتی تغییر می‌کند ولی در جهت وتر ثابت است.

جریان هوای خنک‌کاری (M_c) نیز به عنوان درصدی از هوای خارج شده از کمپرسور مشخص می‌شود. جریان خنک‌کاری در هر پره (m_{cb})، جریان

جدول 1 ضرایب ثابت برای محاسبه‌ی رسانندگی حرارتی هوای خشک و بخار آب [23]
Table 1 Coefficients for calculating thermal conductivity of water vapor and dry air [23]

واحد	ضرایب بخار آب	ضرایب هوای خشک
$Wm^{-1}K^{-1}$	31.997655×10^{-3}	A_w $-0.56828429 \times 10^{-3}$ A_d
$Wm^{-1}K^{-1}$	$-0.13308958 \times 10^{-3}$	B_w $0.10805198 \times 10^{-3}$ B_d
$Wm^{-1}K^{-1}$	3.8160429×10^{-7}	C_w 7.3956858×10^{-8} C_d
$Wm^{-1}K^{-1}$	-2×10^{-10}	D_w $3.7302922 \times 10^{-11}$ D_d

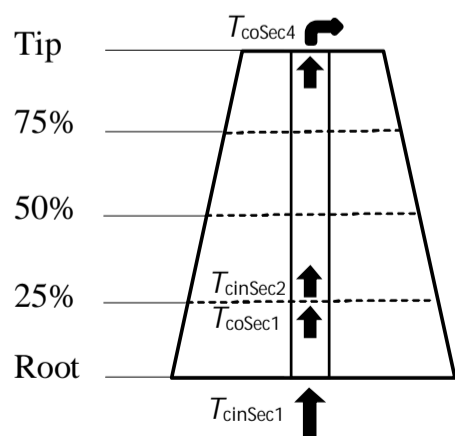


Fig.1 Blade sections for thermal analysis

شکل 1 تقسیم‌بندی پره به منظور انجام تحلیل حرارتی

که در آن، x کسر مولی (نسبت تعداد مول‌های بخار آب و یا هوای خشک به تعداد کل مول‌های مخلوط هوای مرطوب) است. همچنین برای محاسبه‌ی رسانندگی حرارتی هوای مرطوب، مطابق رابطه‌ی (10) و همانند روش اشاتی و همکارانش [23]، از معادله‌ی واسیلیچوا¹ استفاده شده است:

$$k_{Humid\ air} = \frac{k_d}{1 + A_{Aw} \frac{x}{1-x}} + \frac{k_w}{1 + A_{Ad} \frac{1-x}{x}} \quad (10)$$

که در آن، پارامترهای A_{Aw} و A_{Ad} از روابط (11) و (12) محاسبه می‌شوند:

$$A_{Aw} = 0.25 \left(1 + \frac{MW_d}{MW_w} \right)^{-0.5} \times \left[1 + \left(\frac{\mu_d MW_w}{\mu_w MW_d} \right)^{0.5} \left(\frac{MW_d}{MW_w} \right)^{0.25} \right]^2 \quad (11)$$

$$A_{Ad} = 0.25 \left(1 + \frac{MW_w}{MW_d} \right)^{-0.5} \times \left[1 + \left(\frac{\mu_w MW_d}{\mu_d MW_w} \right)^{0.5} \left(\frac{MW_w}{MW_d} \right)^{0.25} \right]^2 \quad (12)$$

و همچنین مقدار خالص رسانندگی حرارتی برای هوای خشک (k_d) و بخار آب (k_w) از معادلات (13) و (14) به دست می‌آیند:

$$k_w = A_w + B_w T + C_w T^2 + D_w T^3 \quad (13)$$

$$k_d = A_d + B_d T + C_d T^2 + D_d T^3 \quad (14)$$

که مقدار ضرایب ثابت برای محاسبه‌ی رسانندگی حرارتی هوای خشک و بخار آب در جدول 1 خلاصه شده‌اند [23].

3- تحلیل انتقال حرارت

برای نگه داشتن دمای فلز پره‌ی توربین در دمای پایین، حرارت منتقل شده از جریان گاز گرم به پره از طریق همرفت اجباری و توسط هوای خنک‌کن در کانال‌های پره منتقل می‌شود. چیزا و ماچی [26] پره‌ی خنک‌کاری شده را مانند یک مبدل تحت شار حرارتی $q = h_g (T_{gr} - T_{bg})$ در نظر گرفتند. اینلی [27] معادله‌ی سازگاری برای انتقال حرارت را با مساوی صفر قرار دادن نرخ جریان حرارت کلی در هر المان به دست آورد و فرآیند خنک‌کاری پره را مانند یک مبدل حرارتی در حضور روکش حرارتی (TBC) در نظر گرفت. مدل انتقال حرارت استفاده شده در این پژوهش به کمک معادلات (15) تا (18) به دست می‌آیند که در آن‌ها dq شار حرارتی می‌باشد [10]:

$$dq = h_g A_{gs} (T_{gr} - T_{TBCg}) \quad (15)$$

$$dq = \frac{k_{TBC}}{t_{TBC}} A_{gs} (T_{TBCg} - T_{bg}) \quad (16)$$

$$dq = \frac{k_{bw}}{t_{bw}} A_{gs} (T_{bg} - T_{bc}) \quad (17)$$

$$dq = h_c A_{cs} (T_{bc} - T_{co}) \quad (18)$$

که A_{cs} و A_{gs} به ترتیب سطح خیس شده‌ی انتقال حرارت سیال خنک‌کن، T_{co} و T_{bc} ، T_{bg} ، T_{gr} به ترتیب دمای بازبایی پره³، دمای پره در سمت گاز و دمای خروجی خنک‌کن، t و h نیز به ترتیب ضخامت و ضریب انتقال حرارت همرفت می‌باشد. همچنین زیرنویس‌های bw و TBC به ترتیب نشانگر دیواره‌ی پره و روکش محافظ حرارتی و زیر نویس‌های C و G به ترتیب نشانگر سیال خنک‌کن و گاز گرم می‌باشد. حاصل جمع معادلات بالا معادله‌ی انرژی کلی (رابطه‌ی (19)) را می‌دهد؛

1- Wassiljewa
 2- Thermal Barrier Coating
 3- Gas Recovery Temperature

جدول 2 مشخصات هندسی پره و اطلاعات سیستم خنک‌کاری [6]

Table 2 Geometric data for the gas turbine blade and its cooling system [6]

پارامتر	مقدار	واحد
ارتفاع پره	0.042	متر
وتر در نصف ارتفاع	0.027	متر
متوسط قطر پره	0.778	متر
قطر هیدرولیکی کانال خنک‌کن	0.003	متر
تعداد کانال‌های خنک‌کاری	7	-
زاویه خروجی هوا α	60	درجه
درصد هوای خنک‌کاری از جریان اصلی	10%	-
عدد پراکتل جریان خنک‌کن	0.7	-

خنک‌کاری در هر کانال (m_{cc}) و سطح مؤثر کلی انتقال حرارت مربوط به خنک‌کن (A_{cs}) به کمک روابط (21) تا (23) محاسبه می‌شود:

$$m_{cb} = \frac{M_c m_g}{100 N_b} \quad (21)$$

$$m_{cc} = \frac{m_{cc}}{n_{ch}} \quad (22)$$

$$A_{cs} = \pi D_h H n_{ch} \quad (23)$$

که m_g ، N_b و n_{ch} به ترتیب دبی جرمی هوا، تعداد پره‌ها و تعداد کانال‌های خنک‌کاری می‌باشد. همچنین فرض می‌شود طول کانال‌های خنک‌کاری با ارتفاع پره (H) برابر باشند [6].

جریان هوای خنک‌کاری (M_c) نیز به عنوان درصدی از هوای خارج شده از کمپرسور مشخص می‌شود. جریان خنک‌کاری در هر پره (m_{cb})، جریان خنک‌کاری در هر کانال (m_{cc}) و سطح مؤثر کلی انتقال حرارت مربوط به خنک‌کن (A_{cs}) به کمک روابط (24) تا (26) محاسبه می‌شود:

$$m_{cb} = \frac{M_c m_g}{100 N_b} \quad (24)$$

$$m_{cc} = \frac{m_{cc}}{n_{ch}} \quad (25)$$

$$A_{cs} = \pi D_h H n_{ch} \quad (26)$$

که m_g ، N_b و n_{ch} به ترتیب دبی جرمی هوا، تعداد پره‌ها و تعداد کانال‌های خنک‌کاری می‌باشد. همچنین فرض می‌شود طول کانال‌های خنک‌کاری با ارتفاع پره (H) برابر باشند [6].

عدد رینولدز سیال خنک‌کن با معلوم بودن چگالی، سرعت مطلق (V_{Abs})، لزجت هوای خنک‌کن و قطر هیدرولیکی کانال از رابطه‌ی (27) محاسبه می‌شود:

$$Re_{cSec} = \frac{\rho_{cSec} \times V_{AbsSec} \times D_h}{\mu_{cSec}} \quad (27)$$

که زیرنویس Sec نشانگر شماره قسمت یا بخش مورد نظر از پره می‌باشد. عدد نوسلت برای جریان آشفته‌ی داخل کانال با دیواره صاف از رابطه‌ی نیمه‌تجربی (28) محاسبه می‌شود [28].

$$Nu_{cSec} = 0.1(Re_{cSec})^{0.69} \quad (28)$$

همچنین در مورد کانال با دیواره‌ی زبر، عدد نوسلت به کمک رابطه‌ی (29) به دست می‌آید [29]:

$$Nu_{cSec} = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5} (pr^{2/3} - 1)} \quad (29)$$

که در آن f از رابطه‌ی (30) محاسبه می‌شود [29]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D \sqrt{f}} \right] \quad (30)$$

که پارامتر e/D نشان‌دهنده‌ی زبری نسبی می‌باشد. در نهایت با عدد نوسلت، ضریب رسانندگی حرارتی و قطر هیدرولیکی، ضریب انتقال حرارت همرفت سیال خنک‌کن برای پره از رابطه‌ی (31) به دست می‌آید:

$$h_{cSec} = Nu_{cSec} \frac{k_c}{D_h} \quad (31)$$

3-2- انتقال حرارت در قسمت گرم

تمامی خواص گاز در بخش گرم با فرض خشک بودن گاز محاسبه شده است. در اعداد ماخ کمتر از 0.3 تفاوت بین دمای سکون گاز (T_{gst})، دمای کلی گاز (T_{gtot}) و دمای بازیابی گاز (T_{gr}) قابل چشم‌پوشی است ولی در سرعت‌های بالا، تبدیل انرژی سینماتیکی به انرژی حرارتی در لایه‌ی مرزی باعث تغییر قابل توجه دما می‌شود. تأثیر این قبیل برگشت‌ناپذیری‌ها مطابق با تئوری پراکتل است و به وسیله‌ی فاکتور بازیابی دما (r)، رابطه‌ی (32)، بیان می‌شود:

$$r = \frac{T_{gr} - T_{gst}}{T_{gtot} - T_{gst}} \quad (32)$$

برای گاز با عدد پراکتل (Pr) نزدیک به یک، حل معادله‌ی انرژی برای جریان آشفته، فاکتور بازیابی دمایی مطابق با رابطه‌ی (33) را نتیجه می‌دهد. با معلوم شدن فاکتور بازیابی، دمای بازیابی گاز از رابطه‌ی (32) محاسبه می‌شود [6].

$$r = Pr^{1/3} \quad (33)$$

عدد رینولدز جریان گاز در هر بخش از پره برحسب چگالی، سرعت مطلق، لزجت گاز و نیز وتر پره (C) مطابق رابطه‌ی (34) محاسبه می‌شود:

$$Re_{gSec} = \frac{\rho_{gSec} \times V_{Abs-gSec} \times C_{Sec}}{\mu_{gSec}} \quad (34)$$

ضریب انتقال حرارت همرفت گاز گرم در جهت وتر و ارتفاع پره دستخوش تغییرات زیادی می‌شود؛ بنابراین همبستگی‌های مناسبی لازم است تا میانگین ضریب انتقال حرارت متوسط در هر بخش از پره محاسبه شود. بدین منظور عدد استانتون خارجی در هر بخش با یک رابطه‌ی تجربی برای جریان آشفته از رابطه‌ی (35) محاسبه می‌شود [26]:

$$St_{gSec} = 0.285 \times Re_{gSec}^{-0.37} Pr_g^{-2/3} \quad (35)$$

که در آن عدد پراکتل برای گاز گرم از رابطه‌ی (36) محاسبه می‌شود:

$$Pr_g = \frac{\mu_g \times Cp_g}{k_g} \quad (36)$$

ضریب انتقال حرارت همرفت بخش گرم در هر قسمت از پره با عدد استانتون، گرمای ویژه و دبی جرمی جریان گاز (m_g) از رابطه‌ی (37) به دست می‌آید:

$$h_{gSec} = St_{gSec} \times Cp_g \left(\frac{m_g}{A_g} \right) \quad (37)$$

که مساحت سطح مقطع عبور گاز (A_g) با صرف نظر از ضخامت پروفیل، از رابطه‌ی (38) به دست می‌آید [10]:

$$A_g = \pi D_m H \cos \alpha \quad (38)$$

که D_m متوسط قطر ردیف پره، H ارتفاع پره و α زاویه‌ی خروجی هوا می‌باشد.

همچنین نسبت مساحت کلی انتقال حرارت سیال خنک‌کن به مساحت کلی انتقال حرارت گاز گرم (که در محاسبه‌ی دمای فلز پره لازم می‌شود) به کمک رابطه‌ی (39) محاسبه می‌شود:

برای کاهش تنش‌های حرارتی مطلوب است که دمای فلز پره در سمت گاز داغ (T_{bg}) در تمامی سطح پره ثابت نگه داشته شود؛ هرچند به دلیل تغییرات ضریب انتقال حرارت همرفت گاز در جهت وتر این کار چندان میسر نمی‌باشد. برای محاسبه‌ی دمای پره، ابتدا دمای فلز پره در سمت گاز گرم و در سمت خنک‌کن به ترتیب از روابط (46) و (47) محاسبه می‌شود [32].

$$T_{bgSec} = \frac{(1 + Bi_{TBCSec})T_{cinSec} + \left(Bi_{bwSec} + \frac{h_{gSec}}{a_{cSec} \times h_{cSec}} \right) T_{fSec}}{1 + Bi_{TBCSec} + Bi_{bwSec} + \frac{h_{gSec}}{a_{cSec} \times h_{cSec}}} \quad (46)$$

$$T_{bcSec} = \frac{(1 + Bi_{TBCSec} + Bi_{bwSec})T_{cinSec} + \left(\frac{h_{gSec}}{a_{cSec} \times h_{cSec}} \right) T_{fSec}}{1 + Bi_{TBCSec} + Bi_{bwSec} + \frac{h_{gSec}}{a_{cSec} \times h_{cSec}}} \quad (47)$$

سپس از موازنه‌ی انرژی، رابطه‌ی (48)، دمای سیال خنک‌کن خروجی هر بخش (T_{co}) محاسبه می‌شود. دمای سیال خنک‌کن خروجی به عنوان دمای ورودی قسمت بعدی استفاده می‌شود. سیال خنک‌کن پس از طی طول کانال از طریق سوراخ‌های موجود در نوک پره به جریان اصلی پس داده می‌شود تا خنک‌کاری فیلمی شکل گیرد.

$$h_g S_g H (T_f - T_{bc}) = m_{bc} C_p (T_{co} - T_{cin}) \rightarrow T_{coSec} = \frac{h_g S_g H}{m_{bc} C_p} (T_f - T_{bc}) + T_{cin} \quad (48)$$

که T_{cin} دمای ورودی سیال خنک‌کن می‌باشد. کارایی خنک‌کاری (ε) پره نیز با معلوم بودن دمای بازیابی پره، دمای ورودی خنک‌کن و دمای فلز پره در سمت گاز گرم به کمک رابطه‌ی (49) محاسبه می‌شود [33]. در نهایت دمای فلز پره (T_b) با استفاده از رابطه‌ی (50) به دست می‌آید:

$$\varepsilon_{Sec} = \frac{T_{grSec} - T_{bgSec}}{T_{grSec} - T_{cinSec}} \quad (49)$$

$$T_b = T_{grSec} - \varepsilon_{Sec} (T_{grSec} - T_{cinSec}) \quad (50)$$

4- محاسبه‌ی تنش

این تحلیل یک مدل تنش دوبعدی را ارائه می‌دهد که تغییرات تنش در نقاطی واقع در جهت طول پره را پیش‌بینی می‌کند. محمد و همکارانش [34] در بررسی عمر خزشی پره‌ی توربین گازی فشار بالا، فقط تنش‌های گریز از مرکز را در نظر گرفتند. تحقیقات دیگر نیز نشان داده‌اند که مقدار تنش‌های ناشی از لنگر خمشی در مقابل تنش‌های ناشی از نیروهای گریز از مرکز قابل چشم‌پوشی هستند [35]. لذا در پژوهش حاضر نیز فقط به بررسی تأثیر تنش‌های ناشی از نیروی گریز در عمر خزشی پره پرداخته می‌شود و از تنش‌های برشی و تنش‌های خمشی صرف‌نظر می‌شود. همچنین در این تحلیل فرض می‌شود نیروهای گریز از مرکز وارد بر پره، در مرکز ثقل پره وارد می‌شود. تنش گریز از مرکز، تنشی کششی است که بر پره به دلیل دوران جرم فلز پره وارد می‌شود. نیروی گریز از مرکز در پره تابعی از جرم فلز پره، فاصله‌ی شعاعی مرکز ثقل تا مرکز دوران و سرعت زاویه‌ای می‌باشد. نیروی گریز از مرکز در هر بخش از پره از رابطه‌ی (51) محاسبه می‌شود [34]:

$$CF_{Sec} = \rho \times A_{AvSec} \times h_{Sec} \times \omega^2 \times d_{CG} \quad (51)$$

جدول 3 خواص ماده‌ی پره و روکش حرارتی [6]

Table 3 Material properties for the blade and its thermal barrier coating [6]

ضخامت (m)	رسانندگی حرارتی ($Wm^{-1}K^{-1}$)	
0.002	25.8	Nimonic-90
0.000125	1.5-2	TBC-EBPVD

$$a_{cSec} = \frac{S_c}{S_{gSec}} = \frac{A_{cs}}{A_{gsSec}} \quad (39)$$

که S محیط خیس شده می‌باشد. مساحت خیس شده‌ی بخش گرم پره را می‌توان به کمک روابط (40) و (41) محاسبه کرد:

$$A_{gsSec} = S_{gSec} H \quad (40)$$

$$S_g = 2.2 \times C \quad (41)$$

3-2-1- کارایی آدیباتیک

تحلیل حرارتی پره خنک‌کاری شده به روش فیلمی، در صورتی که دمای گاز گرم (T_g) بجای دمای فیلمی (T_f) و ضریب انتقال حرارت همرفت قسمت گرم با ضریب انتقال حرارتی که در حضور خنک‌کاری فیلمی معتبر باشد (h_f)، جایگزین شود، برابر با تحلیل حرارتی پره‌ی خنک‌کاری شده به روش همرفت است [6]. روزنو و همکارانش [30] با فرض این که h_g با ضریب انتقال حرارت همرفت پره‌ی خنک‌کاری شده به روش همرفت برابر باشد، دمای فیلمی آدیباتیک دیواره (T_f) را به کمک کارایی آدیباتیک (η_{ad}) و از معادله‌ی (42) به دست آوردند. به دلیل این که هوای استفاده شده برای خنک‌کاری همرفتی داخلی برای تأمین انتقال حرارت فیلمی خارجی نیز استفاده می‌شود، دمای تزریق فیلمی (T_{injSec}) مساوی با دمای ورودی سیال خنک‌کن (T_{cinSec}) در نظر گرفته می‌شود. هرچند مقدار η_{ad} را می‌توان با استفاده از روابط نیمه تجربی محاسبه می‌شود، ولی در عمل معمولاً η_{ad} را مقداری ثابت (0.2-0.5) در محاسبه‌ی دمای خنک‌کاری فیلمی فرض می‌کنند [31].

$$\eta_{ad} = \frac{T_{grSec} - T_{fSec}}{T_{grSec} - T_{injSec}} \quad (42)$$

3-2-2- روکش محافظ حرارتی و عدد بیو دیواره‌ها

روکش محافظ حرارتی به دلیل رسانندگی حرارتی پایین، یک سد در مقابل انتقال حرارت از جریان گاز به فلز پره ایجاد می‌کند و در نتیجه مبادله‌ی انتقال حرارت از پره را کاهش می‌دهد. وارد کردن روکش محافظ حرارتی به مدل خنک‌کاری با اضافه کردن یک مقاومت حرارتی حاصل می‌شود. از طرفی عدد بیو یک معیار برای سنجش افت دما در فلز پره و نیز افت دما بین فلز و سیال می‌باشد. عدد بیو پره و روکش محافظ حرارتی به ترتیب با روابط (43) و (44) تعریف می‌شود. بازه‌ی عدد بیو دیواره 0.3 تا 0.8 می‌باشد در حالی که هورلوک و توربیدونی [10] عدد بیو دیواره را 0.25 اختیار کردند. در نهایت دمای سطح خارجی روکش حرارتی از موازنه‌ی شار حرارتی همانند رابطه‌ی (45) به دست می‌آید [10].

$$Bi_{bwSec} = h_{gSec} \frac{t_{bw}}{k_{bw}} \quad (43)$$

$$Bi_{TBCSec} = h_{gSec} \frac{t_{TBC}}{k_{TBC}} \quad (44)$$

$$T_{TBCSec} = \frac{T_{cinSec} + \left(Bi_{TBCSec} + Bi_{bwSec} + \frac{h_{gSec}}{a_{cSec} \times h_{cSec}} \right) T_{fSec}}{1 + Bi_{TBCSec} + Bi_{bwSec} + \frac{h_{gSec}}{a_{cSec} \times h_{cSec}}} \quad (45)$$

برای انجام محاسبات فوق، نیاز به تعیین ضرایب فیزیکی و خواص ماده پره و روکش حرارتی می‌باشد که بر اساس جنس مورد استفاده به دست می‌آیند. در جدول 3 ضرایب فیزیکی و خواص فلز پره و روکش حرارتی مورد نیاز ارائه شده است [6].

3-2-3- دمای فلز پره

دمای پره در قسمت گرم یک تابع پیچیده از هندسه و شرایط جریان است.

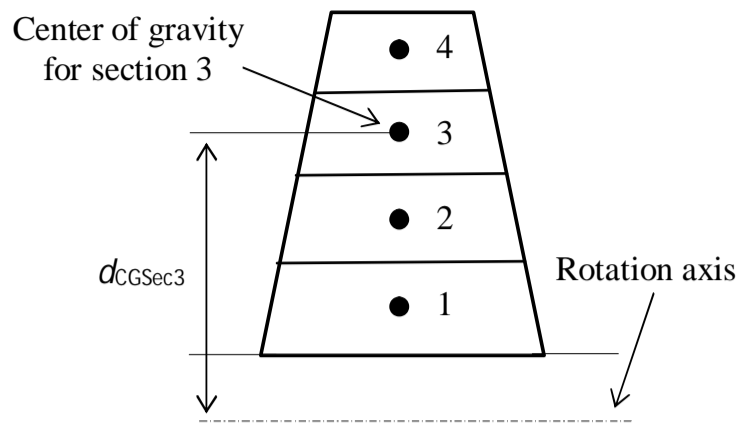


Fig.2 Acting point for centrifugal forces in each blade section

شکل 2 محل اعمال نیروی گریز از مرکز (مرکز ثقل) برای هر قسمت از پره

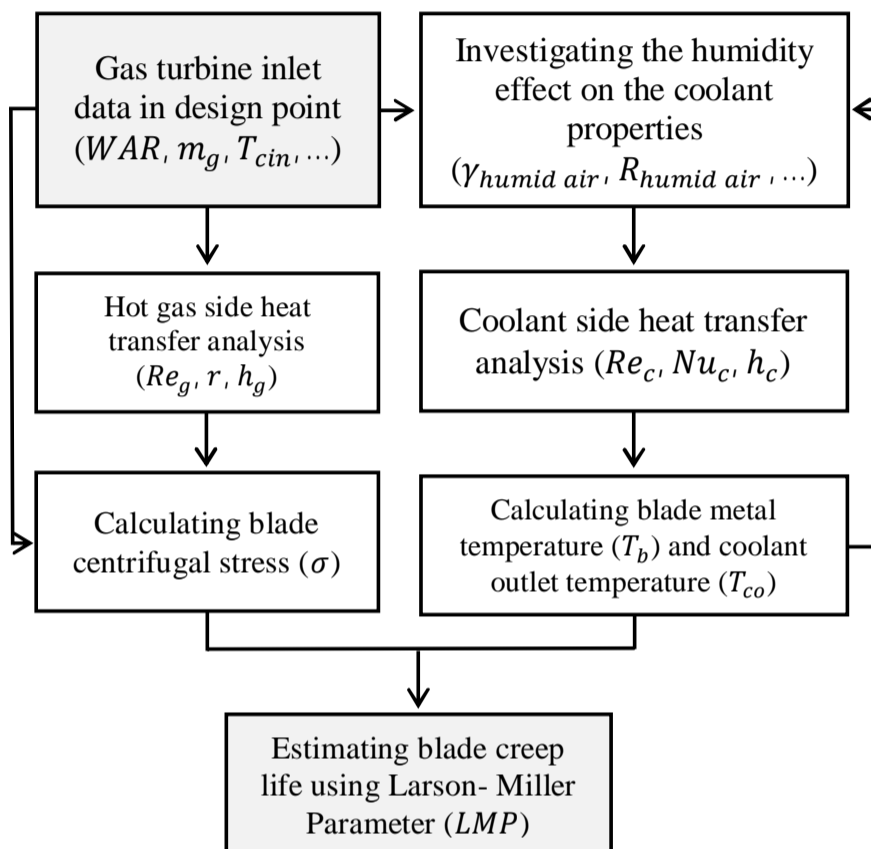


Fig.3 Block diagram showing the solution steps for calculating creep lifetime of turbine blade

شکل 3 بلوک دیاگرام مراحل انجام محاسبات برای تخمین عمر خزشی پره

در یک اعتبارسنجی دیگر از توزیع دمای سیال خنک‌کن حاصل از نتایج پژوهش‌اشاتی و همکاری‌اش [39] استفاده می‌شود. دمای سیال خنک‌کن ورودی در آن بررسی 783 K می‌باشد و توزیع دما در طول پره به ازای رطوبت مخصوص‌های صفر (هوای خشک) و 0.08 بدست آمده است. همان‌طور که از شکل 6 مشاهده می‌شود، با مقایسه درجه حرارت طول پره بدست آمده با روش این تحقیق و درجه حرارت محاسبه شده در مرجع مذکور، حداکثر خطا در نوک پره و برابر 13% می‌باشد.

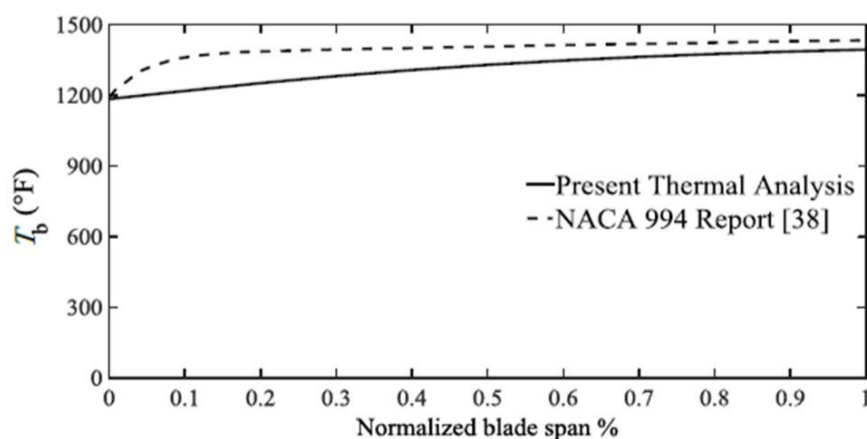


Fig.4 Comparing the distribution of material temperature along the blade given in NACA report [38] and present thermal analysis

شکل 4 مقایسه‌ی دمای فلز پره در ارائه شده در گزارش ناکا [38] و نتایج تحلیل حرارتی حاضر

که در آن چگالی فلز پره، A_{AvSec} متوسط سطح مقطع بالا و پایین هر بخش پره، h_{Sec} ارتفاع هر بخش پره، ω سرعت زاویه‌ای قطعه و d_{CG} فاصله‌ی بین محور دوران و مرکز ثقل پره می‌باشد. در نهایت تنش گریز از مرکز وارد بر هر بخش از پره از رابطه‌ی (52) بدست می‌آید:

$$\sigma_{CFSec} = \frac{\sum CF_{Sec}}{A_{Sec}} \quad (52)$$

که $\sum CF_{Sec}$ مجموع نیروهای گریز از مرکز از نوک پره تا بخش مورد-نظر می‌باشد. شکل 2 طرح‌واره‌ی تقسیم‌بندی پره به قسمت‌های مختلف و محل اعمال نیروهای گریز از مرکز در پره را نشان می‌دهد.

5- محاسبه‌ی عمر خزشی

در هر قسمت از پره، عمر خزشی را می‌توان با در دست داشتن مقدار تنش و درجه حرارت و به کمک پارامتر لارسون-میلر به دست آورد. پارامتر لارسون-میلر یک روش تحلیلی مفید برای ارزیابی اثر تنش بر عمر خزشی پره در بازه‌ای از دماها می‌باشد که به صورت رابطه‌ی (53) بیان می‌شود [36].

$$LMP = 10^{-3} T (\log t_f + c) \quad (53)$$

که در آن T دمای فلز پره برحسب کلوین، t_f زمان گسیختگی و c ثابتی است که معمولاً در کاربردهای صنعتی 20 انتخاب می‌شود [37]. به دلیل این‌که بیشینه دمای فلز پره و بیشینه تنش ممکن است در نقاط مختلفی از طول پره رخ دهد، عمر خزشی پره در قسمت‌های مختلف پره متفاوت خواهد بود. کمترین عمر پره در هر بخش، به‌عنوان کمینه عمر پره در نظر گرفته می‌شود.

6- نتایج

در این پژوهش، تغییرات خواص و دما فقط در جهت طولی پره در نظر گرفته می‌شود. همچنین کانال‌های خنک‌کاری پره مانند یک مبدل حرارتی با روکش محافظ حرارتی در نظر گرفته شده‌اند. به‌منظور تحلیل حرارتی پره یک کد در محیط متلب¹ برنامه‌نویسی شده است که توانایی محاسبه‌ی خواص هوای مرطوب وابسته به دما و رطوبت مخصوص را دارد. سپس برنامه‌ی کامپیوتری دیگری تدوین شده است که قابلیت تحلیل تنش و تخمین عمر خزشی پره را بر مبنای اطلاعات حاصل از قسمت اول یا تحلیل حرارتی دارد. داده‌های خروجی از تحلیل حرارتی، مانند دمای فلز پره، به عنوان داده‌ی ورودی این تحلیل استفاده می‌شوند. کلیه مراحل انجام محاسبات را می‌توان به‌صورت خلاصه در بلوک دیاگرام شکل 3 ارائه نمود. در این بررسی تأثیر زبری کانال خنک‌کاری و رطوبت مخصوص سیال خنک‌کن بر ضریب انتقال حرارت همرفت و عمر خزشی پره‌ی توربین گازی در نظر گرفته شده است. نتایج ارائه شده در این تحقیق برای مقادیر رطوبت مخصوص‌های صفر (هوای خشک)، 0.06، 0.08، 0.1 و همچنین زبری بی‌بعد 0.017 می‌باشد.

6-1- اعتبارسنجی

روش تحلیلی انتقال حرارت استفاده شده در این پژوهش، یک ابزار کارآمد برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت و توزیع دما در طول پره می‌باشد. توزیع دمای فلز پره در طول کانال و در امتداد محور طولی پره، در مقایسه با نتایج حاصل از گزارش شماره 994 ناکا² [38] دارای 11% خطا می‌باشد (شکل 4). با توجه به این‌که در گزارش ناکا از پره‌هایی با کانال‌های غیر دایروی مطابق شکل 5 استفاده شده است، این مقدار خطا قابل قبول می‌باشد.

1- MATLAB

2- National Advisory Committee for Aeronautics (NACA)

جدول 4 داده‌های عملکردی موتور توربین گازی [6]

Table 4 performance data for the gas turbine engine [6]

پارامتر	مقدار	واحد
T_g	1465	K
T_{cin}	750	K
m_g	80.9	kgs^{-1}
η_{ad}	0.3	-

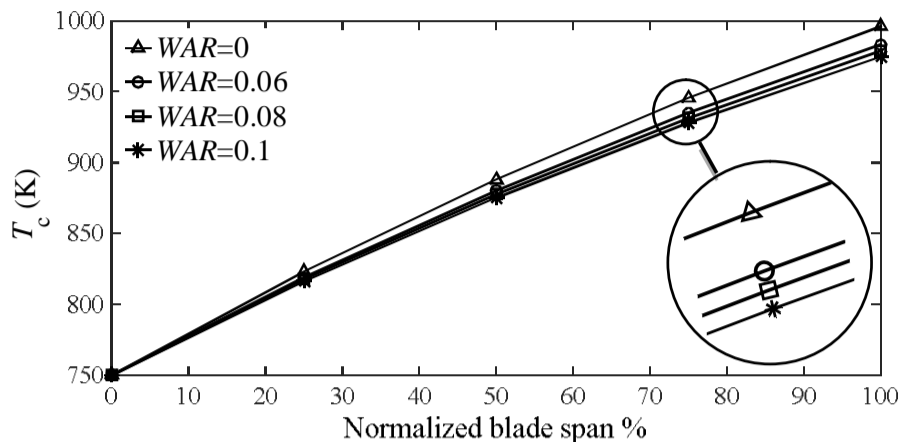


Fig.7 Coolant inlet temperature along the blade with smooth channel-walls

شکل 7 دمای ورودی سیال خنک‌کن در طول پره در کانال‌ها با دیواره‌ی صاف

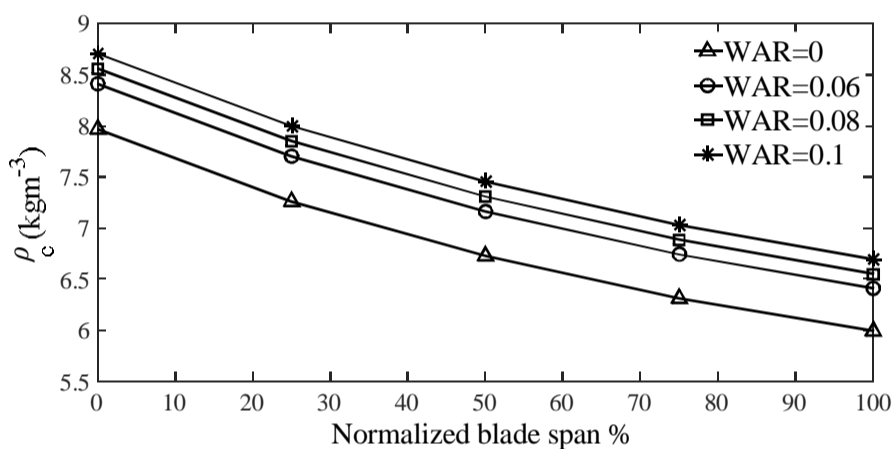


Fig.8 Coolant density along the blade with smooth channel-walls

شکل 8 چگالی هوای خنک‌کن در طول پره در کانال‌ها با دیواره‌ی صاف

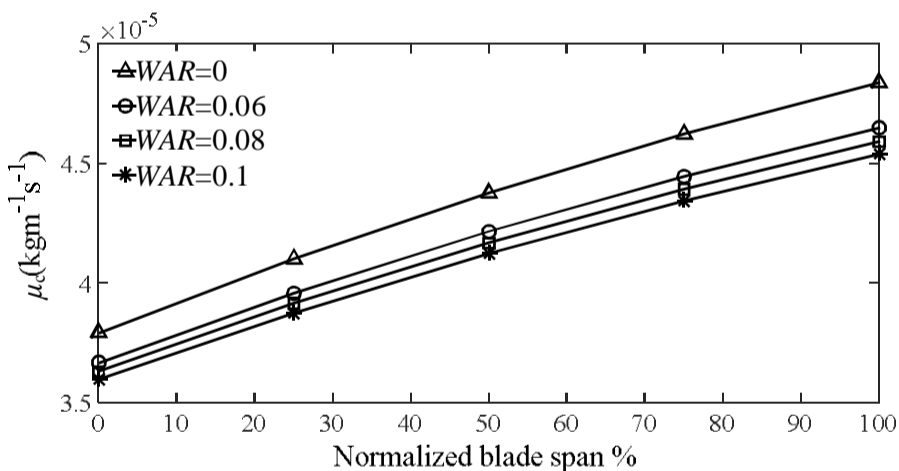


Fig.9 Coolant viscosity along the blade with smooth channel-walls

شکل 9 لزجت هوای خنک‌کن در طول پره در کانال‌ها با دیواره‌ی صاف

مولکول‌های هوا، افزایش می‌یابد.

شکل 10 تغییرات رسانندگی حرارتی هوای خنک‌کن در طول پره و برای رطوبت مخصوص‌های متفاوت را نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد که رسانندگی حرارتی خنک‌کن با افزایش رطوبت مخصوص افزایش می‌یابد. همچنین به ازای یک رطوبت مخصوص معین نیز رسانندگی حرارتی از ریشه تا نوک پره افزایش می‌یابد.

شکل 11 تغییرات عدد رینولدز در طول پره را برای مقادیر رطوبت مخصوص متفاوت نشان می‌دهد. عدد رینولدز با چگالی هوای خنک‌کن (که با رطوبت مخصوص تغییر می‌کند)، لزجت، قطر هیدرولیکی و سرعت هوای

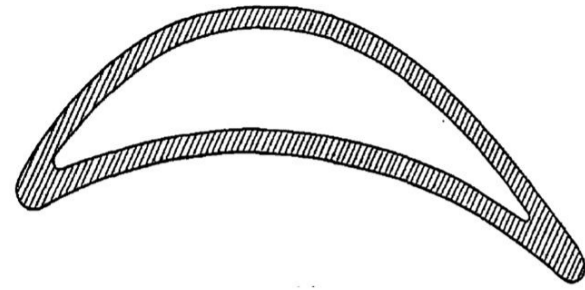


Fig.5 Blade profile used in NACA 994 report and its cooling channels [38]

شکل 5 شکل پره‌ی خنک‌کاری استفاده شده در گزارش ناکا 994 [38]

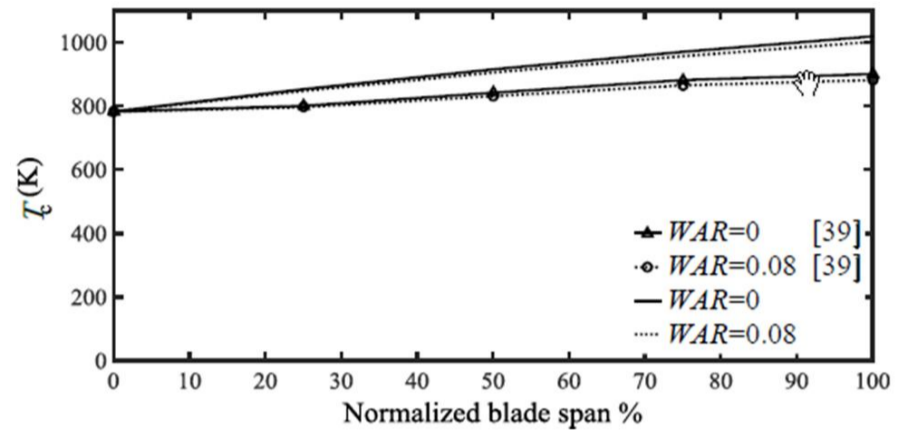


Fig.6 Comparing coolant temperature distribution along the blade channels obtained by Eshati [39] and present thermal analysis

شکل 6 مقایسه‌ی دمای سیال خنک‌کن در طول کانال خنک‌کن حاصل از نتایج اشاتی [39] و تحلیل حرارتی حاضر

2-6- بررسی نتایج

به منظور شروع محاسبات شرایط عملکرد و داده‌های طراحی برای پره‌ی یک توربین گازی معین در نظر گرفته شده است که در جدول 4 ارائه شده‌اند. ابتدا به اثر مستقل رطوبت مخصوص هوای خنک‌کن توجه می‌شود. به همین دلیل در شکل‌های 7 تا 15 نتایج مربوط به پره با کانال خنک‌کن با دیواره صاف ارائه می‌گردد و سپس اثر ناصافی دیواره کانال مورد بررسی قرار می‌گیرد. شکل 7 دمای هوای خنک‌کن حاصل از تحلیل حاضر برای رطوبت مخصوص مختلف سیال خنک‌کن در طول پره را نشان می‌دهد. برای مقدار رطوبت مخصوص یکسان دمای ورودی خنک‌کن از ریشه تا نوک پره به دلیل دریافت گرما از فلز پره با همرفت اجباری افزایش پیدا می‌کند. در مورد رطوبت مخصوص 0.1 دمای خنک‌کن ورودی در ریشه برابر با 750 K می‌باشد که در نزدیکی نوک پره به مقدار 975 K افزایش می‌یابد. همان‌طور که در شکل دیده می‌شود، با افزایش رطوبت مخصوص دمای سیال خنک‌کن کاهش می‌یابد و حداکثر مقدار آن از 990 K برای هوای خشک به 975 K برای هوای خنک‌کن با رطوبت مخصوص 0.1 می‌رسد. همچنین ملاحظه می‌شود که تفاوت دما در نوک و ریشه‌ی پره با افزایش رطوبت مخصوص کاهش می‌یابد.

شکل 8 تغییرات چگالی هوای خنک‌کن در طول پره و برای رطوبت مخصوص‌های متفاوت را نشان می‌دهد. همان‌طور که شکل نشان می‌دهد، عموماً افزایش رطوبت مخصوص باعث افزایش چگالی می‌شود. هرچند در طول پره، چگالی هوای خنک‌کن به دلیل افزایش ثابت گاز هوای مرطوب و دمای هوای خنک‌کن کاهش می‌یابد.

شکل 9 تغییرات لزجت هوای خنک‌کن در طول پره و برای رطوبت مخصوص‌های متفاوت را نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد که لزجت هوای خنک‌کن با افزایش رطوبت مخصوص کاهش می‌یابد. علاوه بر آن دیده می‌شود که به ازای یک رطوبت مخصوص معین، لزجت از ریشه تا نوک پره به دلیل افزایش دمای خنک‌کن و در نتیجه‌ی آن افزایش جنب و جوش

می‌باشد، بنابراین پارامتر لارسون می‌تواند تخمین دقیقی از عمر ارائه دهد. به همین دلیل نمودار عمر خزشی (شکل 15) فقط تا ارتفاع بی بعد 80% رسم شده است.

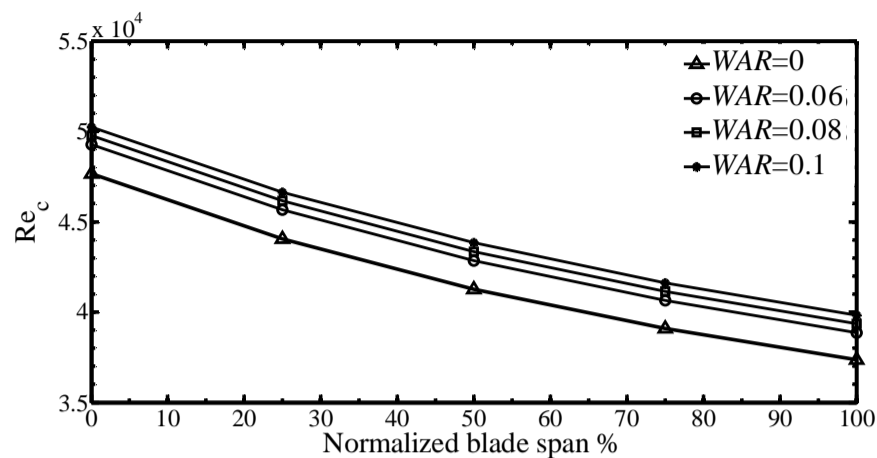


Fig.11 Coolant Reynolds number along the blade with smooth channel-walls

شکل 11 عدد رینولدز هوای خنک‌کن در طول پره در کانال‌ها با دیواره‌ی صاف

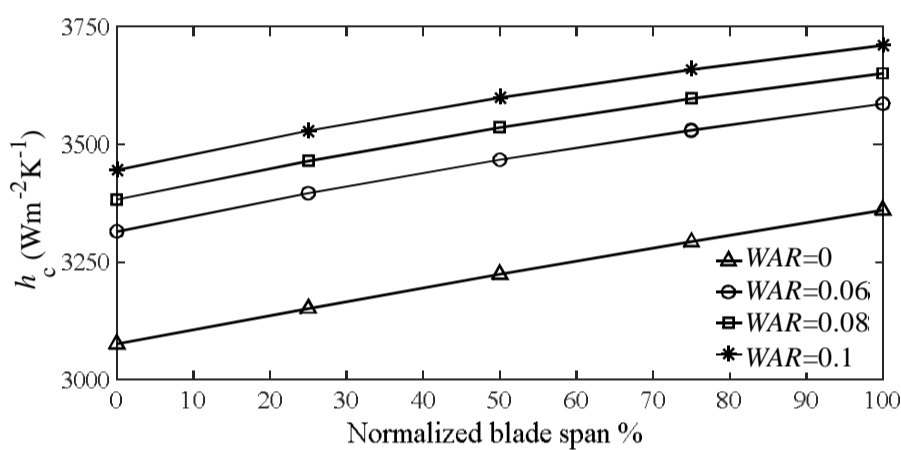


Fig.12 Coolant heat transfer coefficient along the blade with smooth channel-walls

شکل 12 ضریب همرفت هوای خنک‌کن در طول پره در کانال‌ها با دیواره‌ی صاف

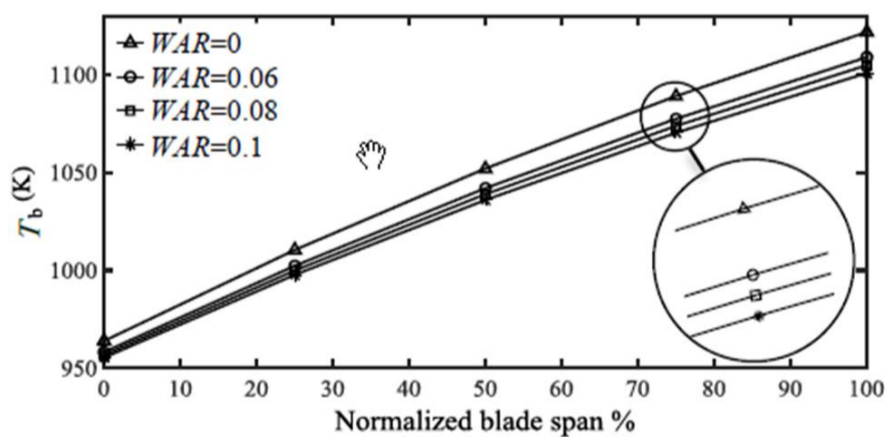


Fig.13 Blade temperature distribution along the blade with smooth channel-walls

شکل 13 دمای فلز پره در طول پره در کانال‌ها با دیواره‌ی صاف

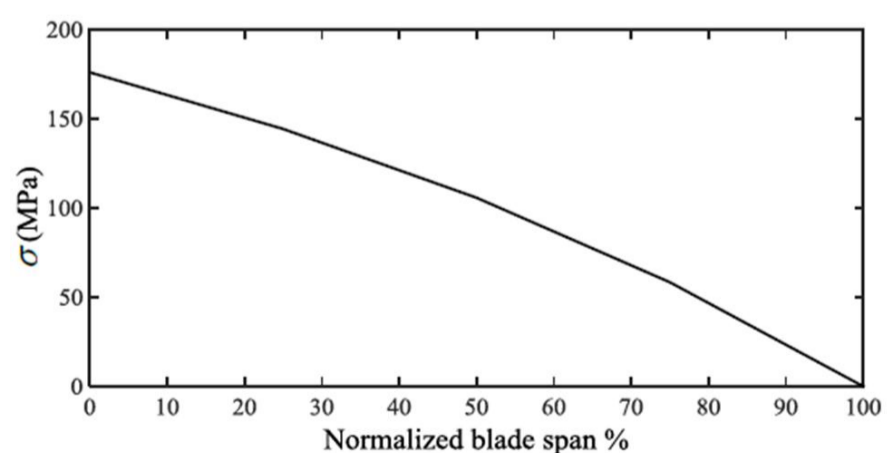


Fig.14 Variation of the axial stress along the blade axis

شکل 14 تغییرات مقدار تنش محوری در طول پره

خنک‌کن محاسبه می‌شود. همانطور که نتایج نشان می‌دهد، در یک نقطه‌ی معین در پره، هر چه مقدار رطوبت مخصوص افزایش می‌یابد، عدد رینولدز نیز افزایش می‌یابد. از سوی دیگر، ملاحظه می‌شود که برای یک رطوبت مخصوص معین، از ریشه تا نوک پره عدد رینولدز کاهش می‌یابد. دلیل اصلی این کاهش، افزایش لزجت هوای خنک‌کن و کاهش چگالی می‌باشد.

شکل 12 تغییرات ضریب انتقال حرارت همرفت برای رطوبت مخصوص‌های مختلف در طول پره را نشان می‌دهد. همان‌طور که نتایج نشان می‌دهد، رطوبت مخصوص با تغییر در ترکیب سیال خنک‌کن، انتقال حرارت را تحت تأثیر قرار می‌دهد. با افزایش رطوبت مخصوص ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد. هرچند برای تمامی حالات ضریب انتقال حرارت در طول پره افزایش می‌یابد، این افزایش بیشتر به دلیل تغییر در خواص فیزیکی سیال خنک‌کن و تغییر دمای سیال خنک‌کن از ریشه تا نوک می‌باشد.

در شکل 13، تغییرات دمای فلز پره در طول آن، به ازای رطوبت مخصوص‌های مختلف سیال خنک‌کن نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، کاهش دمای پره در هر بخش نتیجه‌ی افزایش رطوبت مخصوص و در نتیجه تغییر ضریب همرفت سیال خنک‌کن و انتقال حرارت کلی می‌باشد.

شکل 14 تغییرات مقدار تنش محوری محاسبه شده در طول پره را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود بیش‌ترین مقدار تنش در ریشه‌ی پره می‌باشد. با توجه به فرض ثابت بودن سرعت نسبی توربین، تنش در هر مقطع پره به ازای تمامی حالات مورد بررسی یکسان خواهد بود لذا عمر خزشی عملاً به دمای فلز پره بستگی خواهد داشت.

شکل 15 توزیع عمر خزشی بی‌بعد (نسبت عمر خزشی، L_f)، به عمر خزشی در ریشه‌ی پره و برای هوای خشک، (L_{fr}) در طول پره را نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد در هر مقطع از پره با افزایش مقادیر رطوبت مخصوص عمر خزشی افزایش می‌یابد. این افزایش عمر خزشی عمدتاً در نتیجه‌ی کاهش دمای فلز پره و افزایش ظرفیت گرمایی سیال خنک‌کن می‌باشد. همچنین کمترین عمر خزشی پره در حدود نصف ارتفاع پره اتفاق می‌افتد. در این مقطع (بحرانی) افزایش رطوبت مخصوص از صفر (هوای خشک) تا 0.1 باعث افزایش عمر از مقدار 3.54×10^4 به 8.51×10^4 ساعت می‌شود که افزایش عمری در حدود 5.65 سال (140 درصد) می‌باشد. در نهایت می‌توان نتیجه گرفت تأثیر رطوبت مخصوص سیال خنک‌کن بر عمر خزشی پره‌ی توربین زمانی که تغییرات رطوبت مخصوص محیط قابل توجه باشد، اهمیت پیدا می‌کند. این مورد در مناطق گرم با آب و هوای خشک و نیز زمانی که از رطوبت‌زنی برای افزایش توان خروجی توربین گازی استفاده می‌شود، محتمل‌تر است. با توجه به این‌که تنش در نزدیکی نوک پره ناچیز

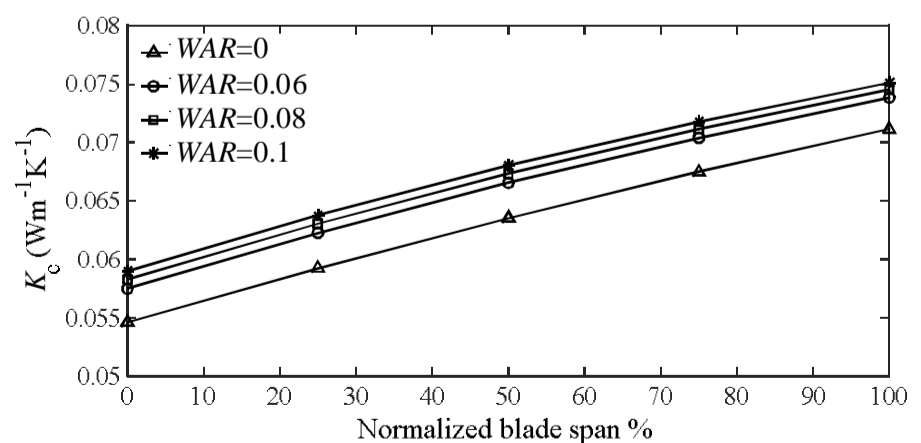


Fig.10 Coolant thermal conductivity along the blade with smooth channel-walls

شکل 10 رسانندگی حرارتی هوای خنک‌کن در طول پره در کانال‌ها با دیواره‌ی صاف

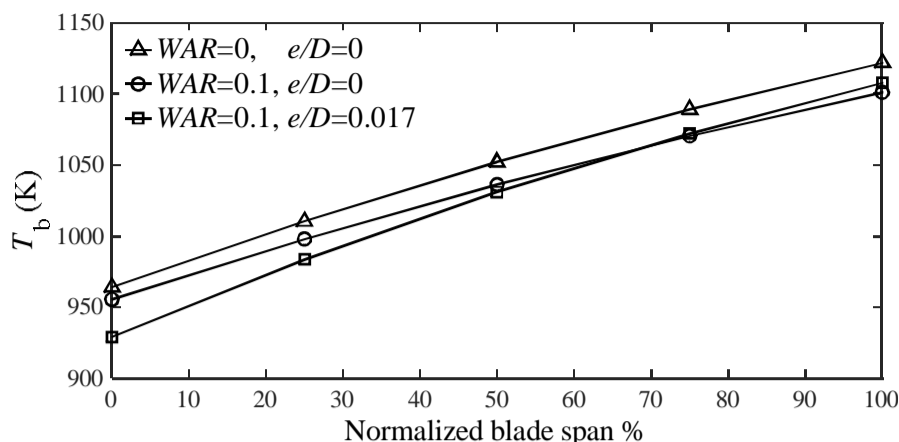


Fig.17 The effect of channel wall roughness on the blade temperature

شکل 17 تأثیر زبری در دمای فلز پره

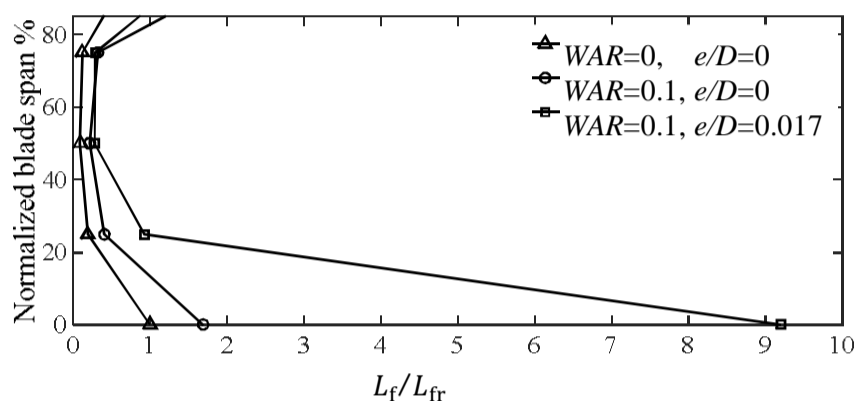


Fig.18 The effect of channel wall roughness on the normalized creep lifetime along the blade

شکل 18 تأثیر زبری در عمر خزشی بی‌بعد در نقاط مختلف در طول پره

داده‌های خروجی از تحلیل حرارتی، مانند دمای فلز پره، به عنوان داده‌ی ورودی این تحلیل استفاده می‌شوند. این پژوهش نشان می‌دهد که چگونه رطوبت مخصوص سیال خنک‌کن و زبری دیواره کانال‌های آن، عمر خزشی پره را تحت تأثیر قرار می‌دهد.

بطور کلی از نتایج حاصل می‌توان استنباط کرد که در تمامی موارد، تغییرات دمای فلز پره و تنش، تأثیر به‌سزایی در عمر خزشی پره دارد به طوری که کاهش در این دو عامل، مقدار کمترین عمر خزشی پره را به طور محسوسی تحت تأثیر قرار می‌دهد.

برای مقدار رطوبت مخصوص یکسان دمای ورودی خنک‌کن از ریشه تا نوک پره به دلیل دریافت گرما از فلز پره با همرفت اجباری افزایش پیدا می‌کند. تفاوت دما در نوک و ریشه‌ی پره با افزایش رطوبت مخصوص کاهش می‌یابد.

تغییر رطوبت مخصوص موجب تغییر در خواص فیزیکی سیال خنک‌کن شده و انتقال حرارت را تحت تأثیر قرار می‌دهد. با افزایش رطوبت مخصوص ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد. به همین دلیل دمای فلز پره با افزایش رطوبت مخصوص سیال خنک‌کن کاهش می‌یابد.

دلیل این امر به کمک تئوری کره‌ی صلب گازها بیان می‌شود که نشان می‌دهد ضریب هدایت گازها با ظرفیت گرمایی ویژه‌ی آن و به صورت معکوس با مربع قطر مولکول‌ها متناسب است. در حالیکه بخار آب ظرفیت گرمایی بیشتری نسبت به هوا دارد قطر مولکولی آن نیز بزرگتر است و در نتیجه ضریب هدایت حرارتی آن در دمای یکسان کمتر از هوای خشک است. با افزایش دما کسر مولکولی بخار آب افزایش می‌یابد و همین‌طور ضریب هدایتی هوا نیز بیشتر می‌شود این سه اثر به صورت متقابل در هم تأثیر گذاشته و تغییرات ارائه شده در نتایج را موجب می‌شود [21].

در هر مقطع از پره با افزایش مقادیر رطوبت مخصوص، عمر خزشی افزایش می‌یابد. این افزایش عمر خزشی، عمدتاً در نتیجه‌ی افزایش تبادل

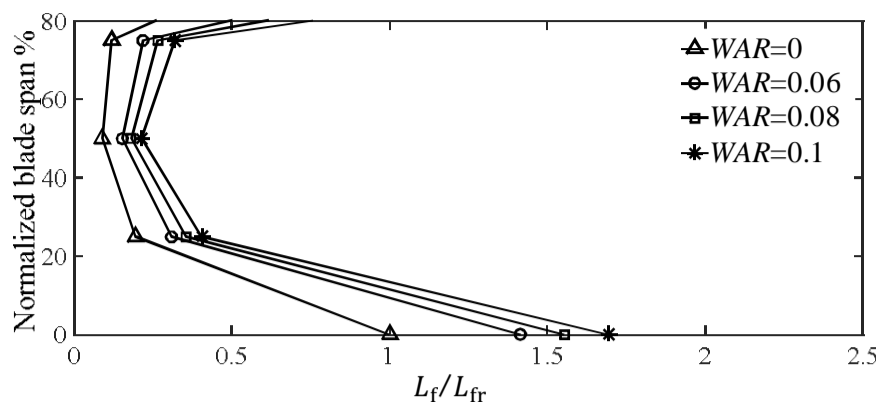


Fig.15 Normalized creep lifetime along the blade for different coolant specific humidity with smooth channel-walls

شکل 15 عمر خزشی بی‌بعد در طول پره با کانال‌های خنک‌کاری صاف

شکل 16 تأثیر زبری کانال خنک‌کاری در دمای سیال خنک‌کن را نشان می‌دهد. در کانال زبر به دلیل افزایش ضریب انتقال حرارت، سیال خنک‌کن گرمای بیشتری را از دیواره‌ی کانال جذب می‌کند و به همین دلیل در طول پره دمای آن نسبت به کانال صاف بیش‌تر افزایش پیدا می‌کند.

در شکل 17 تأثیر زبری کانال خنک‌کاری در دمای فلز پره مشاهده می‌شود. در ابتدا به دلیل این‌که سیال خنک‌کن گرمای بیشتری از دیواره‌ی کانال جذب می‌کند، دمای فلز پره نسبت به حالت صاف کمتر است ولی با فاصله گرفتن از ریشه‌ی پره و در حدود طول پره بی‌بعد 70% به دلیل نزدیک شدن دمای سیال خنک‌کن به دمای فلز و کاهش انتقال حرارت، دمای فلز پره نسبت به حالت کانال صاف بیش‌تر است.

شکل 18 تأثیر زبری کانال خنک‌کاری در عمر خزشی پره‌ی توربین را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ملاحظه می‌شود، زبری کانال، عمر خزشی را در مقطع بحرانی پره افزایش می‌دهد به طوری که در مقطع بحرانی تأثیر همزمان رطوبت و زبری، عمر خزشی را از مقدار 3.54×10^4 به 11.25×10^4 یا حدود 3.18 برابر می‌رساند. همان‌طور که ملاحظه می‌شود به دلیل افزایش نرخ خنک‌کاری، بیش‌ترین تأثیر زبری در افزایش عمر خزشی، در ریشه‌ی پره می‌باشد، جایی که سیال خنک‌کن به دلیل انتقال حرارت بالا بیش‌ترین کاهش در دمای پره را ایجاد می‌کند.

7- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، برای تحلیل حرارتی پره یک کد در محیط متلب برنامه‌نویسی شده است که توانایی محاسبه‌ی خواص هوای مرطوب وابسته به دما و رطوبت مخصوص را دارد. در تحلیل حرارتی، تغییرات خواص و دما فقط در جهت طولی پره در نظر گرفته می‌شود. همچنین کانال‌های خنک‌کاری پره مانند یک مبدل حرارتی با روکش محافظ حرارتی در نظر گرفته شده‌اند. سپس برنامه‌ی کامپیوتری دیگری تدوین شده است که قابلیت تحلیل تنش و تخمین عمر خزشی پره را بر مبنای اطلاعات حاصل از تحلیل حرارتی دارد.

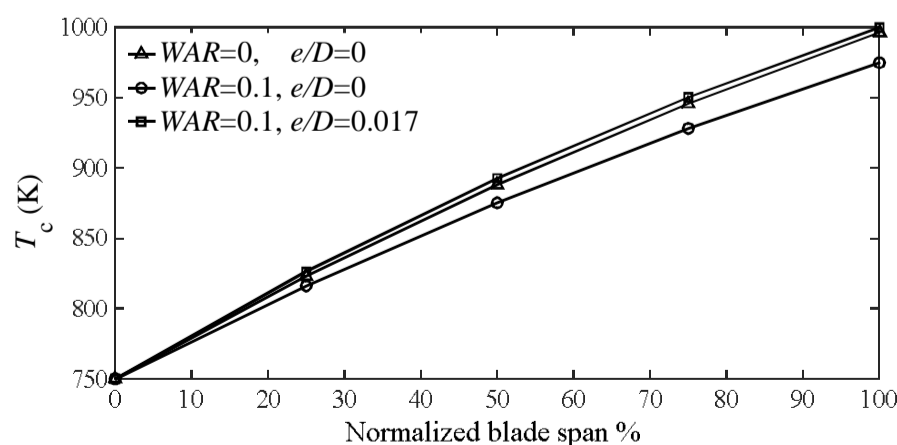


Fig.16 The effect of channel wall roughness on the coolant temperature

شکل 16 تأثیر زبری در دمای سیال خنک‌کن

حرارتی سیال خنک‌کن و به‌دنبال آن کاهش دمای فلز پره می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش رطوبت مخصوص سیال خنک‌کن تا 0.1 می‌توان عمر خزشی را تا 1.4 برابر افزایش داد.

مشاهده می‌شود که در کانال خنک‌کاری با افزایش زبری دیواره، به‌دلیل افزایش ضریب انتقال حرارت، سیال خنک‌کن گرمای بیش‌تری را از دیواره‌ی کانال جذب می‌کند و به‌همین دلیل دمای فلز پره در ابتدای کانال زبر نسبت به کانال صاف کمتر است. در نهایت نشان داده شده است که با افزایش زبری کانال، عمر خزشی پره افزایش می‌یابد. بیشترین تأثیر زبری در عمر خزشی در ریشه‌ی پره می‌باشد، جایی که سیال خنک‌کن به‌دلیل انتقال حرارت بالا بیشترین کاهش دما را ایجاد می‌کند. بطور کلی با افزایش رطوبت و زبری کانال در محدوده قابل قبول، می‌توان عمر خزشی پره را تا 3.18 برابر افزایش داد.

8- فهرست علائم

A_{cs}	سطح خیس شده‌ی انتقال حرارت سیال خنک‌کن
A_{gs}	سطح خیس شده‌ی انتقال حرارت گاز در هر پره
C	طول وتر پره
d_{CG}	فاصله‌ی بین محور دوران و مرکز ثقل پره
D_m	متوسط قطر ردیف پره
H	ارتفاع پره
L_f	عمر خزشی
L_{fr}	عمر خزشی در ریشه برای سیال خنک‌کن هوای خشک
M_c	درصد هوای خنک‌کاری
m_{cb}	دبی جرمی پره
m_{cc}	دبی جرمی کانال
m_g	جریان جرمی گاز
MW	وزن مولکولی
N_b	تعداد پره‌ها
n_{ch}	تعداد کانال‌های خنک‌کاری
p_{sat}	فشار بخار اشباع
r	فاکتور بازیابی دما
R_d	ثابت گازها برای هوای خشک (287.058 J/kg K)
R_o	ثابت جهانی گازها (8.31 kJ/mol K)
R_v	ثابت گازها برای بخار آب (461.459 J/kg K)
S	محیط
T_b	دمای پره
T_{bc}	دمای پره در سمت خنک‌کن
T_{bg}	دمای پره در سمت گاز
t_{bw}	ضخامت دیواره‌ی پره
T_{cin}	دمای ورودی خنک‌کن
T_{co}	دمای خروجی خنک‌کن
t_f	زمان واماندگی
T_f	دمای فیلم خنک‌کن
T_{gr}	دمای بازیابی گاز
T_{gst}	دمای سکون گاز
T_{gtot}	دمای کلی گاز
t_{TBC}	ضخامت روکش محافظ حرارتی
U_g	ضریب کلی انتقال حرارت

V_{Abs} سرعت مطلق
 x کسر مولی

علائم یونانی

α زاویه‌ی خروجی هوا
 ϵ کارایی خنک‌کاری
 Γ نسبت گرماهای ویژه
 η_{ad} کارایی آدیباتیک
 μ لزجت
 ψ_d ضریب شکل کانال

زیرنویس‌ها

BW دیواره‌ی پره
c خنک‌کن
d هوای خشک
g گاز
Sec قسمت
W مرطوب

9- مراجع

- [1] F. V. Tahami, A. H. Daei-Sorkhabi, F. R. Biglari, Creep constitutive equations for cold-drawn 304L stainless steel, *Materials Science and Engineering*, Vol. 527, No. 18, pp. 4993-4999, 2010.
- [2] J. E. Collin, *Impact of aerothermal modeling on the estimation of turbine blade life*, Master of science Thesis, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, 2004.
- [3] R. S. Bunker, *Cooling design analysis In The Gas Turbine Handbook*, Pittsburgh: The National Energy Technology Laboratory, pp. 296-308, 2006.
- [4] R. Parvinezadeh, *Numerical analysis of the creep behavior of gas turbine blades with coolant flow*, Master of science Thesis, Department of Mechanical Engineering, Tabriz university, Tabriz, 2012. (in Persian فارسی)
- [5] M. Zabihi, E. H. Davvalou, Sh. Moradi, Kh. Ranjbar, 3D simulation of flow and heat transfer in the GE-F9 gas turbine first row nozzle, *21th Iranian Society of Mechanical Engineering conference*, Tehran, Iran. (in Persian فارسی)
- [6] S. Eshati, A. Abu, P. Laskaridis, F. Khan, Influence of water-air ratio on the heat transfer and creep life of a high pressure gas turbine blade, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 60, No. 1, pp. 335-347, 2013.
- [7] H. Sun, S. Bu, Y. Luan, T. Sun, X. Pei, Numerical research on the film-cooling gas turbine blade with the conjugate heat transfer method, *Materials Research Innovations*, Vol. 19, No. 6, pp. 175-180, 2015.
- [8] A. R. Al Ali, I. Janajreh, Numerical simulation of turbine blade cooling via jet impingement, *Energy Procedia*, Vol. 75, No. 85, pp. 3220-3229, 2015.
- [9] J. Horlock, D. Watson, T. Jones, Limitations on gas turbine performance imposed by large turbine cooling flows, *Journal of engineering for gas turbines and power*, Vol. 123, No. 3, pp. 487-494, 2001.
- [10] L. Torbidoni, J. Horlock, A new method to calculate the coolant requirements of a high temperature gas turbine blade, *Proceedings of American Society of Mechanical Engineering Turbo Expo*, Vienna, Austria, 2004.
- [11] L. Torbidoni, A. F. Massardo, Analytical blade row cooling model for innovative gas turbine cycle evaluations supported by semi-empirical air cooled blade data, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Amsterdam, Netherlands, 2002.
- [12] K. M. Kim, J. S. Park, D. H. Lee, T. W. Lee, H. H. Cho, Analysis of conjugated heat transfer, stress and failure in a gas turbine blade with circular cooling passages, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 18, No. 4, pp. 1212-1222, 2011.
- [13] M. Still, H. Venzke, F. Durst, A. Melling, Influence of humidity on the convective heat transfer from small cylinders, *Experiments in fluids*, Vol. 24, No. 2, pp. 141-150, 1998.
- [14] J. Cleeton, R. Kavanagh, G. Parks, Blade cooling optimisation in humid-air and steam-injected gas turbines, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 16, pp. 3274-3283, 2009.
- [15] M. H. Albeirutty, A. S. Alghamdi, Y. Najjar, Heat transfer analysis for a multistage gas turbine using different blade-cooling schemes, *Applied thermal engineering*, Vol. 24, No. 4, pp. 563-577, 2004.
- [16] Z. Liu, D. N. Mavris, V. V. Volovoi, Creep life prediction of gas turbine components under varying operating conditions, *Proceedings of International Joint Power Generation Conference*, New Orleans, USA, 2001.
- [17] Z. Mazur, G. Ortega, R. García, Evaluation of Creep Damage in a Gas Turbine First Stage Blade, *Proceedings of American Society of Mechanical Engineering Power Conference*, Anaheim, USA, 2012.

- mass transfer*, Seventh Edition, pp. 522-552, New York: Wiley, 2011.
- [30] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, Y. I. Cho, *Handbook of heat transfer*, pp. 6.42-6.72, New York: McGraw-Hill, 1998.
- [31] K. Jordal, L. Torbidoni, A. F. Massardo, Convective blade cooling modelling for the analysis of innovative gas turbine cycles, *Proceedings of American Society of Mechanical Engineering Turbo Expo*, New Orleans, USA, 2001.
- [32] S. Consonni, *Performance prediction of gas/steam cycles for power generation*, PhD Thesis, Center for energy and environmental studies, Princeton University, Princeton, 1992.
- [33] J. Young, R. Wilcock, Modelling the Air-Cooled Gas Turbine: Part 2-Coolant Flows and Losses, *Proceedings of American Society of Mechanical Engineering Turbo Expo*, New Orleans, USA, 2001.
- [34] W. Mohamed, S. Eshati, P. Pilidis, S. Ogaji, P. Laskaridis, A. Nasir, A Method to Evaluate the Impact of Power Demand on HPT Blade Creep Life, *Proceedings of American Society of Mechanical Engineering Turbo Expo*, Vancouver, Canada, 2011.
- [35] F. V. Tahami, M. Adibeyg, H. Akhiani, F. Hallaji, Comparing Creep Behaviour of Gas Turbine Blade Made of IN738LC and IN718, *21th Iranian Society of Mechanical Engineering conference*, Tehran, Iran, 2013. (in Persian فارسی)
- [36] A. Razak, *Industrial gas turbines performance and operability*, pp. 129-130, New York: Woodhead Publishing, 2007.
- [37] A. H. D. Sorkhabi, F. Vakili-Tahami, Experimental study of the creep behavior of parent, simulated HAZ and weld materials for cold-drawn 304L stainless steel, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 21, No. 9, pp. 78-90, 2012.
- [38] J. N. Livingood, W. B. Brown, *Analysis of spanwise temperature distribution in three types of air-cooled turbine blade*, NACA Technical Report-994, Texas, pp. 753-767, 1950.
- [39] S. Eshati, P. Laskaridis, A. Haslam, P. Pilidis, The Influence of Humidity on the Creep Life of a High Pressure Gas Turbine Blade: Part II-Case Study, *Proceedings of American Society of Mechanical Engineering Turbo Expo*, Copenhagen, Denmark, 2012.
- [18] E. H. Davvalou, M. Aksam, Simulation of gas turbine blades creep elongation, *18th Iranian Society of Mechanical Engineering Conference*, Tehran, Iran, 2010. (in Persian فارسی)
- [19] K. Mathioudakis, A. Tsalavoutas, Uncertainty reduction in gas turbine performance diagnostics by accounting for humidity effects, *Proceedings of American Society of Mechanical Engineering Turbo Expo*, New Orleans, USA, 2001.
- [20] A. A. Amell, F. J. Cadavid, Influence of the relative humidity on the air cooling thermal load in gas turbine power plant, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, No. 13, pp. 1529-1533, 2002.
- [21] P. Tsilingiris, Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 C, *Energy Conversion and Management*, Vol. 49, No. 5, pp. 1098-1110, 2008.
- [22] P. P. Walsh, P. Fletcher, *Gas turbine performance*, Second Edition, pp. 564-586, New York: Wiley, 2004.
- [23] S. Eshati, P. Laskaridis, A. Haslam, P. Pilidis, The Influence of Humidity on the Creep Life of a High Pressure Gas Turbine Blade: Part I-Heat Transfer Model, in *Proceeding of American Society of Mechanical Engineering Turbo Expo*, Copenhagen, Denmark, 2012.
- [24] F. W. Murray, On the computation of saturation vapor pressure, *Journal of Applied Meteorology*, Vol. 6, No. 1, pp. 203-204, 1967.
- [25] J. Kestin, J. Whitelaw, The viscosity of dry and humid air, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 7, No. 11, pp. 1245-1255, 1964.
- [26] P. Chiesa, E. Macchi, A thermodynamic analysis of different options to break 60% electric efficiency in combined cycle power plants, *Proceedings of American Society of Mechanical Engineering Turbo Expo*, Amsterdam, Netherlands, 2002.
- [27] D. Ainley, *Internal Air-cooling for Turbine Blades: A General Design Survey*, HM Stationery Office, London, pp. 20-27, 1957.
- [28] R. Cheesewright, P. Heggs, B. Martin, W. Parry, T. Ralston, *Forced Convection Heat Transfer in Straight Tubes, Part 1: Turbulent Flow*, Engineering Science Data Unit 92003, London, pp. 4-13, 1992.
- [29] T. L. Bergman, F. P. Incropera, A. S. Lavine, *Fundamentals of heat and*