

引文格式: 凌若泓, 隋秀明, 雒伟伟, 等. 富燃燃气热物性对平板热冲击疲劳影响的数值研究[J]. 航空制造技术, 2025, 68(20): 135–147, 161.
LING Ruohong, SUI Xiuming, LUO Weiwei, et al. Numerical investigation of fuel-rich gas properties effects on plates fatigue performances subjected to thermal shock[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2025, 68(20): 135–147, 161.

富燃燃气热物性对平板热冲击疲劳影响的数值研究*

凌若泓^{1,2}, 隋秀明^{1,2,3}, 雒伟伟^{1,3}, 浦 健^{1,3}, 赵 巍^{1,2,3}, 赵庆军^{1,2,3,4}

(1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院大学, 北京 100049;

3. 中国科学院轻型涡轮动力全国重点实验室, 北京 100190;

4. 中国科学院分布式冷热电联供系统北京市重点实验室, 北京 100190)

[摘要] 针对富燃燃气环境下涡轮导叶严峻的热疲劳问题, 依据其实际工作条件, 建立均质平板拟静态热弹性耦合模型, 通过 Laplace 变换和留数定理, 得到燃气热物性对热冲击过程平板温升特性、应力及寿命变化的作用规律, 所得结果与涡轮导叶三维热流耦合计算结果吻合较好。结果表明, 富燃燃气主要组分为高比定压热容和高热导率的氢气, 使其对流换热系数显著提升, 因此在热冲击过程中, 富燃环境下平板表面热流量、温升速率和平衡温度升高, 平板内部温度梯度增大; 因高温、大温度梯度富燃燃气环境, 平板各点峰值热应力提升 80%, 寿命缩短 32%。热冲击过程中, 平板热应力呈现先迅速升高至峰值、随后逐渐减小的变化规律, 其中平板峰值热应力主要由燃气热物性决定, 峰值后热应力主要受冷气温度的影响。另外, 燃气热物性对平板峰值热应力和寿命的影响, 随平板厚度增加而减小。

关键词: 燃气热物性; 热冲击; 流体温差; 厚度; 寿命

中图分类号: V231.9

文献标志码: A

DOI: 10.16080/j.issn1671-833x.2025.20.135

Numerical Investigation of Fuel-Rich Gas Properties Effects on Plates Fatigue Performances Subjected to Thermal Shock

LING Ruohong^{1,2}, SUI Xiuming^{1,2,3}, LUO Weiwei^{1,3}, PU Jian^{1,3}, ZHAO Wei^{1,2,3}, ZHAO Qingjun^{1,2,3,4}

(1. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;

3. National Key Laboratory of Science and Technology on Advanced Light-Duty Gas-Turbine, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

4. Beijing Key Laboratory of Distributed Combined Cooling Heating and Power System, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

[ABSTRACT] To solve the severe thermal fatigue problem faced by air turbo rocket turbine guide vane under fuel-rich gas environment, a quasi-static thermoelastic coupling model of a homogeneous plate was established according to actual working condition of turbine guide vane. The effect of gas properties on the temperature rise characteristics, stress and life changes of the plate subjected to thermal shock was obtained through Laplace transform and residue theorem. The results agree well with the three-dimensional thermal-flow coupling calculation results of turbine guide vane. The results show that the main components of fuel-rich gas is hydrogen, which has high specific heat at constant pressure and thermal conductivity. As a result, the convective heat transfer coefficient is more than twice that of lean-burn gas under the same conditions. And the heat flux, temperature rise rate, and equilibrium temperature of the plate are higher than those of lean-burn gas plate under the same conditions. These cause the temperature gradient inside the plate to increase under fuel-rich

* 基金项目: 国家科技重大专项 (J2019-II-0011-0031); 国家自然科学基金重点项目 (52336002)。

gas environment. Due to the high temperature and large temperature gradient under fuel-rich gas environment, the peak thermal stress to increase by 80% and its life is shortened by 32% compared to the plate under lean-burn gas conditions. During the thermal shock, the stress increases rapidly to the peak and then decreases gradually. The main determinant of the peak thermal stress is the gas properties, and the post-peak is mainly affected by coolant temperature. Additionally, The influence of gas properties on peak thermal stress and life decreases with the increase of plate thickness.

Keywords: Gas properties; Thermal shock; Fluid temperature difference; Thickness; Life

空气涡轮火箭发动机 (Air turbo rocket, ATR) 具有比冲高、推重大等优势,且能实现马赫数 0~4 无模态转换工作,适合作为临近空间飞行器的动力装置。其工作原理为: ATR 发动机通过自身携带的氧化剂和燃料在燃气发生器中进行富燃燃烧,产生的富燃燃气驱动涡轮并带动压气机工作; 涡轮排出的富燃燃气与经压气机压缩的空气掺混后进入燃烧室燃烧,生成的高温燃气通过尾喷管排出,从而产生推力。

ATR 发动机涡轮工质为富燃燃气,其中 H_2 的摩尔分数约为 46%。 H_2 的高占比提升了富燃燃气的定压比热和热导率,促使导叶外壁换热增强、温升速率增大。为避免富燃燃气与空气在涡轮内接触燃烧, ATR 发动机采用自携带的高压低温 N_2 作为冷却工质,低温 N_2 延缓了导叶内壁温升速率。因此,在起动过程中,导叶内外壁面存在较大温度梯度,极易产生高瞬态热应力,从而降低导叶使用寿命。同时,为避免积碳, ATR 发动机启动后迅速升温至设计温度;而在高温环境下,材料力学性能降低,进一步缩短了导叶使用寿命。综上,在富燃燃气特殊热物性造成的高热应力,与起动过程特殊性导致的低力学性能的共同作用下, ATR 发动机涡轮导叶比常规航空发动机涡轮导叶面临更加严重的热疲劳问题,因此,研究富燃燃气环境下导叶热冲击疲劳特性具有重要意义。

目前,针对常规涡轮导叶热冲击换热和疲劳问题,已有大量试验和数值研究。钱惠华等^[1]基于热弹耦合理论,对高压涡轮导叶的危险区域和使用寿命进行估算,所得结果与试验值接近。艾延廷等^[2-3]研究了起动过程涡轮导叶动态温度和应力,发现叶片尾缘中间部位温度和热应力变化最为剧烈,经多次起动-停车后容易出现疲劳现象。Kumar 等^[4]针对小型涡轮导叶和动叶整体开展研究,分析了起动过程瞬态热应力,结果表明,导叶瞬态模拟的最大热应力高于稳态模拟结果;在瞬态过程初期,最大等效应力的出现位置随时间变化。Cai 等^[5]采用热流耦合方法,分析了起动和变载荷情况下的瞬态流动换热情况,结果表明,对于起动过程,热应力的变化率与载荷变化率呈正相关,在高应力状态下,轻微负载变化会导致热应力明显变化。陈英涛等^[6]采用数值模拟与试验验证相结合的方式,探究了变温循环冷气

对涡轮寿命的影响,研究发现,冷气温度与叶片疲劳寿命变化趋势并非呈单一线性变化,而是随着冷气温度上升,叶片最低使用寿命先上升再下降,最后下降至近似为 0。综上,国内外学者在常规涡轮导叶热冲击过程的热应力变化规律、使用寿命预测及冷气温度对热疲劳寿命的影响等方面开展了大量研究,为导叶结构设计提供了有效参考。然而,现有研究中未考虑燃气组分及热物性对热冲击疲劳特性的影响。

目前,针对燃气组分和热物性对热冲击疲劳特性的研究较少,但国内外研究人员围绕燃气组分对换热影响等问题已开展大量对比研究。Taamallah 等^[7]提出燃料成分的变化,尤其是在燃料中加入氢气,会显著改变工质组分和热物理特性,因为氢气的动量和热扩散速率比 CH_4 、 CO 和空气大一个数量级。Chiesa 等^[8]分析了氢燃料燃气涡轮的可行性,并根据叶片外表面对流换热系数关系式,得出氢燃料换热强度与二氧化碳相当。Mazzotta 等^[9]比较了合成气、氢燃料和含氧燃料产物在整个叶片通道内产生的热负荷,合成气和氢燃料产生相同的热负荷,但含氧燃料产生的热负荷比合成气和氢燃料高 50%~60%。Na 等^[10]提出与传统燃料相比,燃煤合成气燃烧会引起进入涡轮的燃气组分变化,导致分子量、比热、导热性和黏度等运输特性的差异,且与天然气相比,氢燃料使平板升温 5~10 K。Park 等^[11]研究了燃气轮机中燃料 H/C 比和热值对燃气轮机涡轮温度的影响,结果表明,高 H/C 燃料燃烧产物含水量更高。综上,国内外学者对氢燃料等多种工质换热强度开展了对比研究,揭示了燃气组分对运输特性的影响机制,以及运输特性对换热特性的影响规律。然而,不管是燃烧反应物中含有氢气的氢燃料,还是高 H/C 比燃料,与本文燃烧产物中富含氢气的情况均不相同。因此,高氢气占比的富燃燃气热物性对涡轮导叶换热特性的影响机制尚不明确。

综上所述,目前已有较为可靠的常规涡轮导叶热冲击过程寿命预测方法,并揭示了燃气组分对涡轮换热的影响机制。但由于 ATR 发动机涡轮导叶起动过程和富燃燃气物性的特殊性,其热冲击过程换热机制和疲劳特性与常规涡轮存在差异,因此有必要开展富燃燃气热物

性对涡轮叶片热冲击疲劳影响研究。本文结合导叶内外壁工质流动状态,选取导叶压力面局部,并将其展开等效为平板模型,分析富燃燃气环境下平板热冲击过程温度及热应力随时间变化规律,探究冷气温度和厚度对平板强度的影响机制,为 ATR 涡轮热疲劳设计提供理论和技术支撑。

1 研究对象及求解方法

1.1 物理模型

ATR 发动机一级涡轮导向器由 38 个叶片组成。由于导向器各叶片之间具有明显周期性特征,故将一级导叶简化为单通道周期性结构。一级导叶无气膜孔,有前后两个内冷腔室,冷气由轮毂处流入,从机匣处流出,如图 1 所示。

为便于分析富燃燃气热物性对热冲击过程换热和疲劳特性的影响机制,根据本文所研究的导叶流动换热状态,可将其大致分为前缘、压力面和吸力面、尾缘 3 个区域。前缘处燃气方向垂直于导叶壁面;压力面和吸力面外壁处燃气方向与壁面平行;尾缘为燃气交汇处。本研究在导叶吸力面无扰流柱区域选取微小单元,具体位置如图 2 (a) 所示。由于该微小单元内导叶叶身可被视为平板,因此得到平板模型。该平板模型仅考虑了厚度方向的传热,忽略了高度方向和深度方向的传热,这会对热平衡时间、内部温度梯度和热应力产生一定影响,具体偏差将在 2.4 节“三维导叶热冲击数值模拟”中进行分析。此外,导叶前缘和尾缘处因流动换热状态与

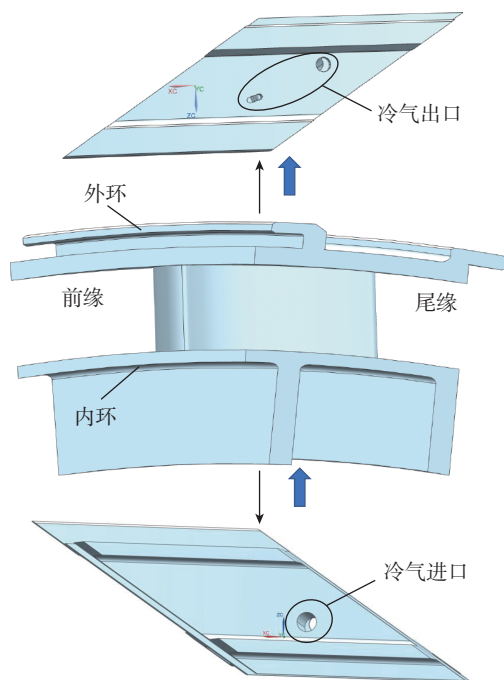


图 1 导叶几何模型

Fig.1 Geometry of guide vane

平板模型不同,难以通过平板模型获取富燃燃气环境下的疲劳特性,因此这两个区域也将在 2.4 节中进行分析。图 2 (b) 为平板模型。富燃燃气沿叶表流动,冷气从轮毂流入,随后从机匣流出。为了模拟叶片工作环境,平板右侧(红色)为燃气,沿 Y 轴负方向流动,温度为 T_1 , 对流换热系数为 h_1 ; 平板左侧(蓝色)为冷气,流动方向垂直纸面向外,温度为 T_2 , 对流换热系数为 h_2 ; O 点为平板中点, A 点为冷气侧表面中点, B 点为燃气侧表面中点, E 点为 AO 中点, F 点为 OB 中点。与导叶一致,平板材料采用 K465 高温合金,根据文献 [12] 设置材料参数。平板壁厚 $2b$ 为 1 mm, 初始时刻温度 T_0 为 300 K, 两侧流体温度按照涡轮设计工况选取。

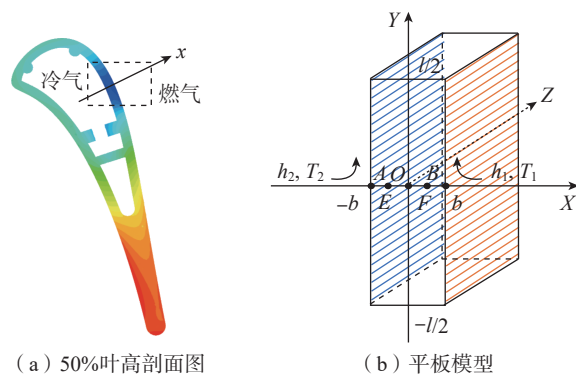
1.2 模型求解

热冲击问题的求解既要考虑动力项的影响,又要考虑热弹耦合项的影响,从而增加了求解难度。Boley 等^[13] 引入耦合系数来探究耦合效应的影响。Takeuti 等^[14] 在研究中发现,物体在极高温差下会出现急速变形,对温度分布有很大影响,且在平板热冲击问题的研究中进一步发现,热弹耦合效应对热冲击的影响强于惯性效应,即热弹耦合项对热冲击问题所得结果准确性的影响大于动力项的影响。因此,本研究考虑了控制方程中热弹耦合项影响,忽略了动力项的影响,即采用拟静态方法处理平板热冲击问题。国内外研究人员针对平板热冲击问题已经提出了多种求解方法,而求解拟静态热弹耦合问题最常用的方法是 Laplace 变换^[14-17]。本文的求解方法参考了文献 [17], 此处仅列出基本方程、边界条件及求解结果。

对于均质平板,不考虑动力项和内热源,热传导方程为

$$\lambda \Delta T = \rho c_p \dot{T} + T \beta \dot{\gamma}_{ij} - \rho_0 \gamma \quad (1)$$

式中, λ 为热导率; T 为温度, ΔT 为温度的增量; ρ 为密度, ρ_0 为初始状态密度; c_p 为比定压热容; β 为应力的热力学系数; γ 为应变, 方程中 $T \beta \dot{\gamma}_{ij}$ 被称为热弹耦合项, 它的



(a) 50%叶剖视图

(b) 平板模型

图 2 导叶简化示意图

Fig.2 Simplified schematic diagram of guide vane

存在使得热传导方程和热弹性运动方程必须耦合求解。

平板的拟静态热弹性方程为

$$\Delta u_i + \frac{1}{1-2\nu} e_i - \frac{\rho_0}{\alpha} f_i - \frac{2(1+\nu)}{1-2\nu} a\theta_i = 0 \quad (2)$$

式中, u 为位移; ν 为泊松比; e 为体积应变; α 为 Lamé 弹性常数; f 为体力; a 为热膨胀系数; θ 为过剩温度; 下标 i 表示平板 x 方向 i 处。

平板的本构方程为

$$\sigma_x = \frac{(1-\nu)E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \cdot \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} (w_y + w_z) - \frac{aE}{1-2\nu} \theta \quad (3)$$

$$\sigma_y = \frac{(1-\nu)E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \cdot \left(w_y + \frac{\nu \left(w_z + \frac{\partial u_x}{\partial x} \right)}{1-\nu} \right) - \frac{aE}{1-2\nu} \theta \quad (4)$$

$$\sigma_z = \frac{(1-\nu)E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \cdot \left(w_z + \frac{\nu \left(w_y + \frac{\partial u_x}{\partial x} \right)}{1-\nu} \right) - \frac{aE}{1-2\nu} \theta \quad (5)$$

式中, δ_x 、 δ_y 、 δ_z 为 x 、 y 、 z 方向应力; E 为弹性模量; w_y 、 w_z 为 y 、 z 方向热应变; u_x 为 x 方向位移。

平板表面因强制对流换热所引发的热冲击属于第三类边界条件,故初始条件和边界条件如下。

平板的热力学边界条件为

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} \Big|_{x=b} = -\frac{h_1}{\lambda} (T - T_1) \quad (6)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} \Big|_{x=-b} = \frac{h_2}{\lambda} (T - T_2) \quad (7)$$

式(6)和(7)中平板对流换热系数可根据文献[18]计算,即

$$Nu_m = [0.664 Re_c^{1/2} + 0.037 (Re^{4/5} - Re_c^{4/5})] Pr^{1/3} \quad (8)$$

$$h_m = \frac{Nu_m \lambda}{l} \quad (9)$$

式中, Nu 为努赛尔数,下标 m 表示平均值; Re 为雷诺数,下标 c 表示临界值; Pr 为普朗特数; l 为平板长度。

假定板四周的位移不受限制,则有

$$\int_{-b}^b \sigma_y dx = \int_{-b}^b \sigma_z dx = 0, \sigma_x \Big|_{x=\pm b} = 0 \quad (10)$$

平板初始时刻温度和位移边界条件为

$$\theta \Big|_{t=0} = 0 \quad (11)$$

$$u_x \Big|_{t=0} = w_y \Big|_{t=0} = w_z \Big|_{t=0} = 0 \quad (12)$$

为便于求解,按照 Takeuti 等^[19]的方法作无量纲变换,得到无量纲热传导方程、热弹性方程和本构方程,以

及初始条件和边界条件。随后,求得无量纲热传导方程的齐次解和非齐次解,即无量纲温度函数。对温度函数进行积分可获得位移函数。根据温度函数、位移函数和边界条件可解出方程组中参数,得到温度、位移和热应力分布。应用留数定理进行逆变换,得到不同时刻平板厚度方向上无量纲温度、位移和热应力表达式。由于函数中含有无穷级数,本研究采用 MATLAB 进行编程求解,通过二分法取级数前 n 项,得到无量纲温度、平板应力和 x 轴方向位移的解析解。

$$\eta(X, \tau) = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} B_n \left[\cos(p_n X) - R \frac{\sin(p_n)}{p_n} \right] e^{-p_n^2 \tau (1-\delta)} \quad (13)$$

$$\sigma_2(X, \tau) = - \sum_{n=1}^{\infty} B_n \left[-\cos(p_n \cdot X) + \frac{\sin(p_n)}{p_n} \right] e^{-p_n^2 \tau (1-\delta)} \quad (14)$$

$$u_1(W, \tau) = \frac{1-\nu}{1+\nu} X - \sum_{n=1}^{\infty} B_n \left[\frac{\sin(p_n)}{p_n} - PX \frac{\sin(p_n)}{p_n} \right] e^{-p_n^2 \tau (1-\delta)} \quad (15)$$

$$Hp_n \cos(p_n) - (p_n^2 + HR) \sin(p_n) = 0 \quad n=1, 2, \dots \quad (16)$$

$$B_n = \frac{2p_n \sin(p_n)}{p_n^2 + p_n \sin(p_n) \cos(p_n) - 2R \sin^2(p_n)} \quad (17)$$

式中, η 为无量纲温度; δ 为耦合系数; τ 为无量纲时间; H 为无量纲对流换热系数; P 、 R 由耦合系数和泊松比决定; p_n 和 B_n 由换热条件决定。

1.3 计算结果验证

为验证本文计算方法的有效性,使用本文计算方法对文献[20]中平板模型进行求解,几何条件、初始条件和边界条件均按文献给定。文献中平板材料为合金钢,长宽比为 100,初始温度为 297.15 K,平板两侧均为燃气,燃气温度为 1297.15 K,对流换热系数为 5000 W/(m²·K)。表 1 给出了计算得到的平板中点温度与文献[20]中温度,在升温过程前期温度偏差较大,10 s 时二者的相对偏差为 1.55%,20 s 和 30 s 时二者的相对偏差极小,表明本文的计算方法准确可靠。

2 结果与讨论

2.1 富燃燃气组分和热物性的影响

为明确富燃燃气热物性对平板热疲劳寿命的影响,本节对比了富燃燃气环境下和贫燃燃气环境下平板温

表 1 平板中点温度对比

Table 1 Comparison of midpoint temperature of the flat plate

时刻/s	本文中温度/K	文献[20]中温度/K
10	792.7	780.4
20	1104.2	1104.8
30	1216.4	1215.3

度和热应力随时间变化规律,以及两者的疲劳寿命。根据涡轮进口温度压力,采用 ANSYS Chemkin 计算得到富燃燃气与贫燃燃气组分,具体如表 2 所示。富燃燃气主要组分为 H_2 和 CO ,与主要组分为 N_2 的贫燃燃气明显不同。

采用物性计算软件 REFPROP 计算得到的燃气热物性如表 3 所示。可知,富燃燃气的定压比热、密度和热导率显著区别于贫燃燃气,这是因为 H_2 具有热导率和定压比热容高、密度低的特点。根据表 3 可计算得到富燃燃气与贫燃燃气的定压比热、密度、热导率和黏度比值分别为 1.82、0.48、4.22 和 0.91。

为了在平板中模拟导叶对应区域的换热情况,调整平板两侧流速,使冷气和富燃燃气的对流换热系数与导叶所选区域内外壁面对流换热系数基本一致。此时燃气流速和冷气流速分别为 150 m/s 和 18 m/s。将流体物性、平板几何参数和流动参数代入式(8)和式(9),获得平板表面平均对流换热系数,具体数值如表 4 所示。可见,富燃燃气对流换热系数约为贫燃燃气的 2.24 倍。

平板表面平均对流换热系数与流体物性关系如式(18)所示,可知,对流换热系数与密度、热导率和定压比热呈正相关,与动力黏度呈负相关。由于富燃燃气的

热导率和定压比热大于贫燃燃气,密度小于贫燃燃气,黏度与贫燃燃气相似。因此,富燃燃气对流换热系数高于贫燃燃气。

$$h_m \sim \lambda^{2/3} \rho^{1/3} C_p^{1/3} \mu^{-7/15} \quad (18)$$

将换热系数代入式(13)~(15),求得不同时刻平板温度、位移和热应力分布。取平板中心点和两侧表面中点作温升曲线,如图 3 所示。可见,3 个典型位置富燃环境下,平板温升速率和温度均高于贫燃环境,0.5 s 时两平板各点温度相差约 200 K,1 s 相差约 180 K,3 s 时相差约 108 K,且各点温差先增大后逐渐缩小。造成上述现象的原因如下:根据式(19),壁面热流密度 q_w 受表面对流换热系数和流固温差影响,初始时刻具有更高对流换热系数的富燃燃气壁面热流量更大,平板温升速率加快、温度更高;随着流体和固体间温差缩小,热流量降低,两种燃气环境下热流量差异缩小,平板温差减小,但因富燃环境的总换热热量更高,富燃平板的最终温度高于贫燃平板。

$$q_w = h_m (T_f - T_w) \quad (19)$$

式中: T_f 为燃气温度; T_w 为壁面温度。

若将 0.01 s 内温度变化量低于 0.1 K 视为基本达到热平衡,根据平板温升曲线,富燃燃气环境下平板在 1.96 s 时基本达到热平衡,贫燃环境下平板在 2.94 s 基本达到热平衡。由此可见,相同条件下,因富燃燃气平板具有更高热流量和更快升温速率,其达到热平衡时间相较于贫燃平板缩短了 1/3。

鉴于平板的温度分布直接决定热应力大小,针对两种燃气环境下的平板两侧温差随时间变化情况展开分析。因图 3 中平板在 1 s 内温度剧烈变化,故选择 0.1 s、0.5 s 和 1.0 s 这 3 个时刻作平板沿厚度方向的温度分布,如图 4 所示。其中横坐标对应平板厚度,纵坐标为温度, $X=0$ mm 处对应平板中点 O ,曲线左侧端点对应平板冷气侧 A 点,曲线右侧端点对应平板燃气侧 B 点,各点位置示意图见图 2 (b)。3 个时刻平板两侧温度和温差如表 5 所示。可见,富燃环境下平板两侧温差更高,随着换热的进行,其两侧温差逐渐减小,1 s 时与贫燃平板一致。这是因为富燃燃气侧的高热流量,使其具有更快的温升速率,导致其前期两表面温差和温度梯度高于贫燃

表 2 富燃燃气和贫燃燃气主要组分摩尔分数和质量分数

Table 2 Molar fraction and mass fraction of the main components of fuel-rich gas and lean-burn gas

参数	组分	摩尔分数/%	质量分数/%
富燃燃气	CH_4	1.646	1.678
	CO	46.742	83.362
	CO_2	0.294	0.824
	H_2	46.375	5.908
	H_2O	0.877	1.006
	C	4.059	3.102
贫燃燃气	CO_2	3.979	6.059
	H_2O	3.505	2.185
	O_2	15.162	16.783
	N_2	77.353	74.97

表 3 进口条件下燃气热物性

Table 3 Gas properties under inlet condition

参数	$C_p / (\times 10^{-3} \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}))$	$\rho / (\text{kg}/\text{m}^3)$	$\lambda / (\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}))$	$\mu / (\times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s})$
富燃燃气	2.229	5.5389	0.373	41.899
贫燃燃气	1.223	11.459	0.0884	45.875

表 4 平板两侧对流换热系数

Table 4 Convection heat transfer coefficient on both sides of the plate

工质	对流换热系数/ $(\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$
富燃燃气	13687
贫燃燃气	6110
氮气	1077

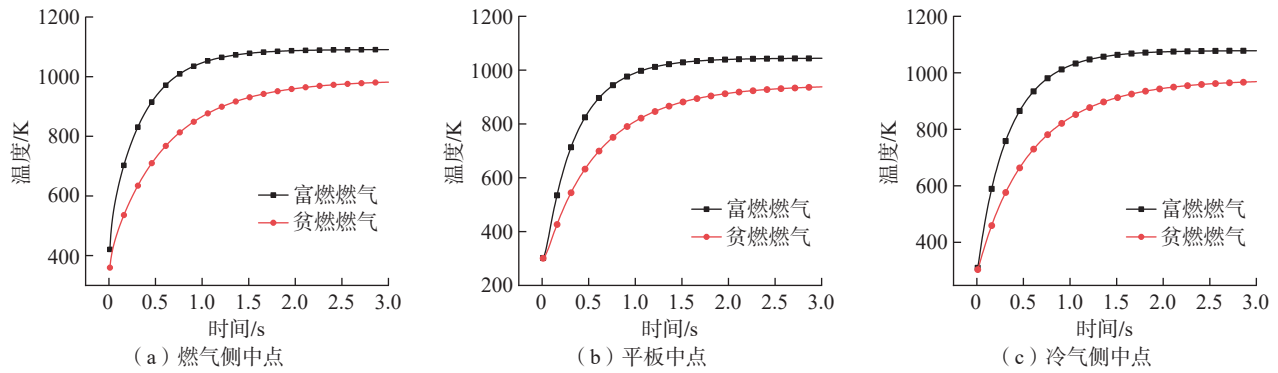


图3 平板典型位置温升

Fig.3 Temperature rise at typical positions of the plate

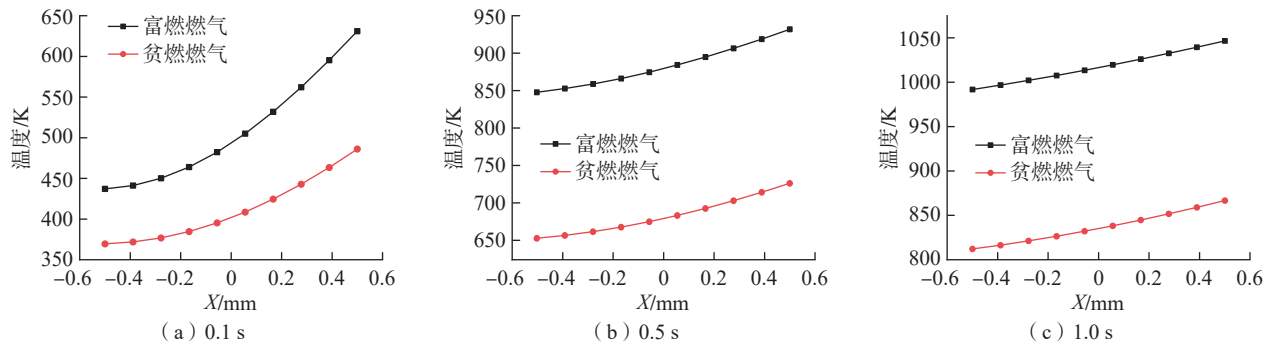


图4 平板厚度方向温度分布

Fig.4 Temperature distribution in the plate thickness direction

平板。

为明确燃气物性对平板热应力的影响机制,针对平板不同位置的热应力随时间变化情况展开详细分析,所得结果如图5所示。其中,各点位置示意图如图2(b)所示。

从图5可知,两种燃气环境下平板热应力分布和典型位置热应力变化的趋势基本相同:平板燃气侧热应力高于冷气侧,表面热应力高于内部热应力;各点热应力均在极短时间内达到峰值后逐渐降低并趋于稳定。这是因为在热冲击过程中,平板燃气侧温度迅速升高,而冷气侧升温速率相对较慢,厚度方向出现较大温度梯度,热应力在短时间内达到峰值。之后平板内部温度呈梯度降低,而热应力基本保持不变。值得注意的是,富燃平板峰值热应力更高,峰值后热应力基本稳定时,富燃平板各点热应力低于贫燃平板。

对比图5中相同燃气环境下平板表面热应力分布曲线可知,燃气侧热应力高于冷气侧,富燃环境下B点热应力约为A点的1.78倍。这是因为燃气侧温差大,对流换热系数高,相同时间内热流量大,使得平板燃气侧升温速率更高,该区域温度梯度高于冷气侧,温度梯度越高热应力越大。

表5 富燃平板和贫燃平板两表面温度和温差

Table 5 Temperature and temperature difference of plate surface under fuel-rich gas environment and lean-burn gas environment

参数	时间/s	燃气侧温度/K	冷气侧温度/K	两侧温差/K
富燃平板	0.1	631	437	194
	0.5	932	848	84
	1.0	1046	991	55
贫燃平板	0.1	486	370	116
	0.5	726	653	73
	1.0	866	811	55

图5对比了不同燃气环境下平板各点峰值热应力。富燃燃气与贫燃燃气下,A、E、O、F、B各点的峰值热应力比值依次为1.85、1.84、1.73、1.89、1.76。之后两燃气环境下热应力比值虽然缩小,但在约前1s内富燃燃气下平板各点热应力始终高于贫燃燃气下平板各点热应力。这是因为热应力大小受到平板温度梯度和材料力学特性(应力大小与弹性模量成正比,弹性模量随温度升高而降低)两方面的影响。依据图4,前1s内富燃燃气下平板温度梯度显著高于贫燃燃气下平板温差。虽

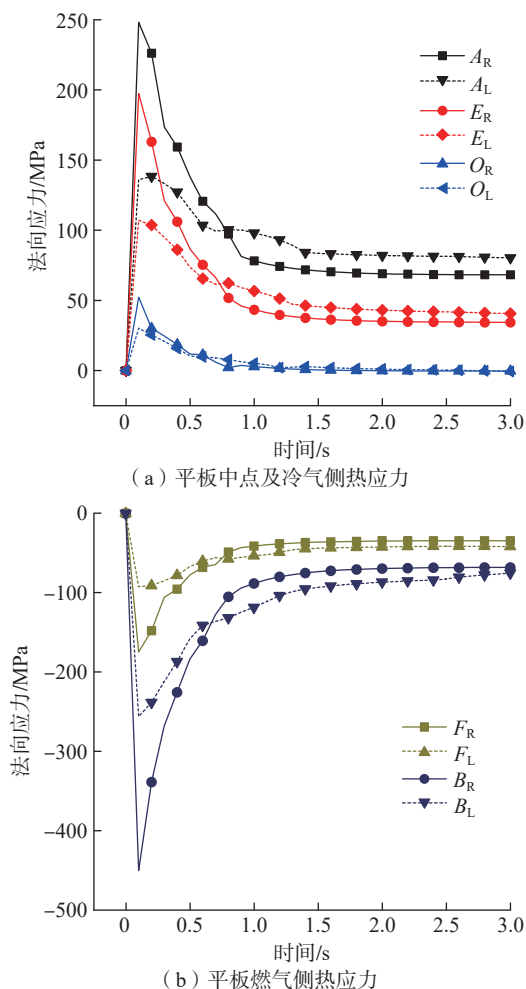


图5 平板典型位置热应力变化

Fig.5 Stress change at typical positions of the plate

然此时平板温度较高,高温下平板各点对应的弹性模量略低,但弹性模量改变对热应力的影响小于温度梯度差异的影响,因此富燃燃气平板热应力高于贫燃平板。

由图5可见,1 s后热应力曲线较为平缓,贫燃燃气下各点热应力高于富燃燃气下相同位置的热应力。因为根据图4,此时两种燃气环境下平板温度梯度相同,富燃燃气下平板温度高,弹性模量小,因此其热应力略低于贫燃平板。

为明确燃气热物性对平板寿命的影响,引入Manson-Coffin公式,即

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f (2N_f)^c \quad (20)$$

式中, ε_a 为等效应变; σ_f 为疲劳强度系数; N_f 为循环数; ε_f 为疲劳塑性系数;上标 b 为疲劳强度指数;上标 c 为疲劳延性指数。

热冲击过程中平板所受载荷为非对称循环载荷,计算寿命时需要对其 $S-N$ 曲线进行平均应力或平均应变的修正。采用Morrow总应变修正模型计算叶片寿命,即

$$\frac{\Delta\varepsilon_{eq}}{2} = \frac{\sigma_f - \bar{\sigma}_m}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f (2N_f)^c \quad (21)$$

式中, $\bar{\sigma}_m$ 为等效平均应力; $\Delta\varepsilon_{eq}$ 为等效应变幅。

采用通用斜率法表示式(21)中参量,将其转化为循环寿命与应力、应变、拉伸强度和弹性模量的方程。方程中的应力和应变可通过式(14)和(15)得到,拉伸强度和弹性模量按照文献[11]中K465高温合金力学特性插值设置。将平板温度和强度计算结果代入方程,即可得到对应条件下的疲劳寿命。在本文给定的条件下,富燃平板寿命为25005次,贫燃平板寿命为36785次,富燃燃气平板寿命仅为贫燃平板的68%。这是因为疲劳寿命取决于应力、应变和该温度下的强度极限与弹性模量,即应力和应变越高,寿命越低;温度越高,强度极限和弹性模量越低,寿命越低。富燃平板峰值热应力约为贫燃平板的1.8倍;其温度同样高于贫燃平板,因此富燃燃气的强对流换热导致的高峰值热应力和高温缩短了平板的使用寿命。

总的来说,富燃平板热冲击前期面临高应力威胁,后期材料力学性能被削减,使其在整个热冲击过程中均面临比贫燃燃气平板更加严重的热疲劳问题。

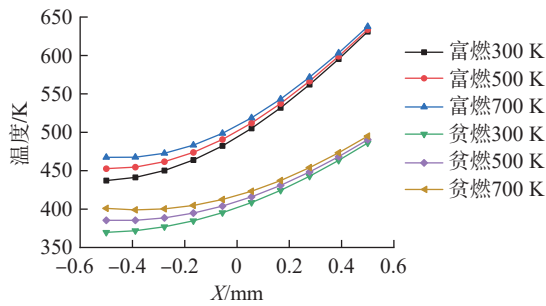
2.2 冷气温度的影响

富燃燃气热物性使得平板燃气侧对流换热增强,温升速率增大,内部温度梯度和热应力升高。因此燃气热物性是决定平板寿命的因素之一。此外,冷气与燃气间较大温差同样会影响平板厚度方向温度分布,从而影响其热应力。因此,冷气与燃气间较高的温差也可能是削弱富燃平板寿命的原因之一。为明确两侧流体温差对平板温度和热应力的影响程度,本节在冷气温度为300 K、500 K、700 K条件下对平板换热进行计算,计算方法和边界条件与前述相同,本节不再赘述。

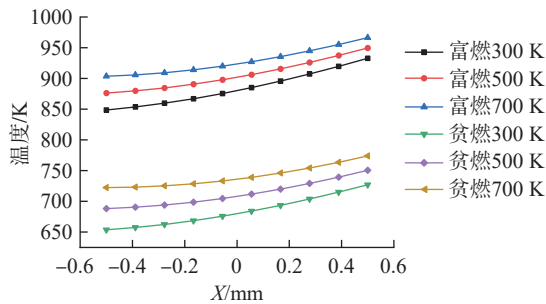
平板厚度方向的温度分布如图6所示。可见,3种冷气温度的富燃平板温度均高于贫燃平板的温度,且相同燃气环境下的温度曲线分布较为紧密,而不同燃气环境下的温度曲线间存在较大间隔。这说明在本研究选取的冷气温度范围内,燃气组分对温度分布的影响强于冷气温度对平板温度的影响。

沿平板厚度方向的热应力分布如图7所示。可见,富燃燃气环境和贫燃燃气环境下均有 $\sigma_{300} > \sigma_{500} > \sigma_{700}$, σ_{300} 、 σ_{500} 、 σ_{700} 分别为300 K、500 K、700 K冷气下热应力。这是因为相同时刻两侧流体温差更大的平板具有较高的温度梯度,而热应力大小与平板温度梯度呈正相关。因此平板热应力大小与两侧流体温差呈正相关。

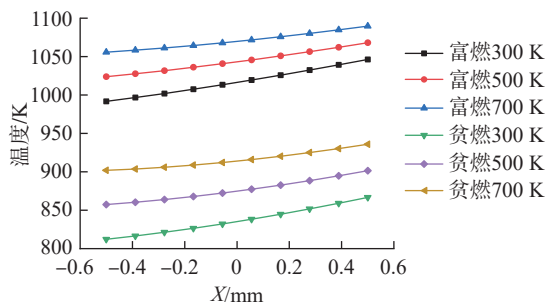
从图7(a)可以看出,3种冷气温度的富燃平板热应力均高于贫燃平板。这说明此时燃气组分对热应力的影响强于流体温差的影响。从图7(b)和(c)可以看出,0.5



(a) 0.1 s



(b) 0.5 s



(c) 1.0 s

图6 不同冷气温度下平板中心线温度分布

Fig.6 Temperature distribution on the plate centerline under different cooling temperatures

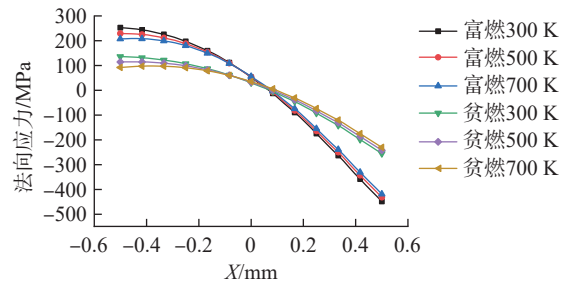
s 时, $\sigma_{L-300} \approx \sigma_{R-500}$, $\sigma_{L-500} \approx \sigma_{R-700}$; 1.0 s 时, $\sigma_{L-700} \approx \sigma_{R-700}$, 即相同冷气温度、不同燃气环境下平板热应力差逐渐缩小。这说明热应力峰值过后, 两侧流体温差对热应力的影响强于燃气热物性。

综上, 热冲击过程中, 平板瞬态峰值热应力主要受燃气组分影响, 两侧流体温差为次要因素; 而热应力峰值后, 两侧流体温差是决定平板热应力的主要因素。

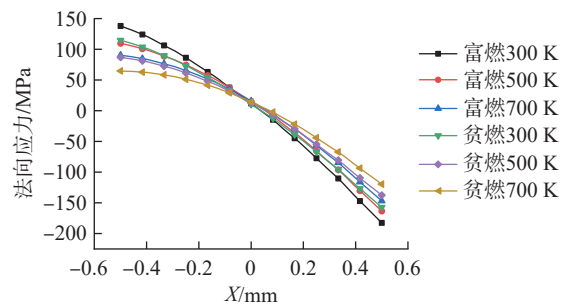
2.3 平板厚度的影响

目前, 在贫燃环境下平板厚度的选择已经形成较为完善的流程, 而富燃平板厚度的选取标准尚不明确。因此, 通过对不同厚度富燃平板和贫燃平板的疲劳特性进行对比, 获得了二者寿命的倍率关系, 为富燃平板厚度选取提供参考。平板厚度 $2b$ 取 0.50 mm、0.75 mm、1.00 mm、1.25 mm 和 1.50 mm, 计算方法和边界条件与前述相同。

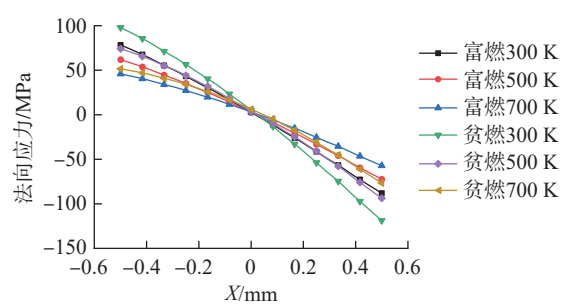
图 8 为 5 种厚度平板中心点温升曲线。可以看到,



(a) 0.1 s



(b) 0.5 s



(c) 1.0 s

图7 不同冷气温度下平板中心线热应力分布

Fig.7 Stress distribution on the plate centerline under different cooling temperatures

增大厚度对平板热平衡温度影响很小, 但会显著影响其温升速率。在厚度 0.5~1.0 mm 范围内, 随厚度增加平板中点温升速率升高, 厚度大于 1.0 mm 后, 继续增加厚度对平板温升速率的影响不明显。

平板厚度对热应力的影响如图 9 所示。0.9 s 前, 增加平板厚度对降低热应力效果明显, 之后不同厚度平板热应力差距缩小。这是由于增加平板厚度能够延缓平板内部导热过程, 降低热应力增长速率, 故换热前期厚板热应力较低; 虽然增加厚度对热平衡时的温度梯度影响很小, 但能够增强平板刚性, 所以换热过程后期不同厚度平板热应力差距缩小, 但薄板热应力依旧高于厚板。

对比相同时刻平板不同位置热应力, 平板厚度增加 0.25 mm, 冷气侧应力缩减比例约为燃气侧应力缩减比例的 1.5~4 倍。这是由于厚度增加后, 内部热量传递所需时间延长, 冷气侧温度梯度减小幅度更大, 热应力缩

减比例更高。

综上,增加平板厚度能降低热应力,延缓峰值热应力出现时间,但过大的厚度会增加重量。因此,需要选取相对合理的平板厚度。

为选择合适的厚度,开展了富燃平板与贫燃平板寿命对比分析,寿命计算方法与2.1节相同,对比结果如

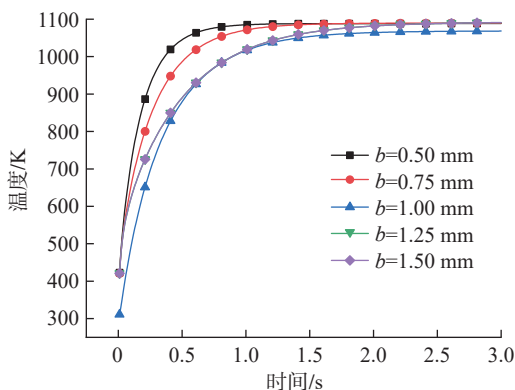
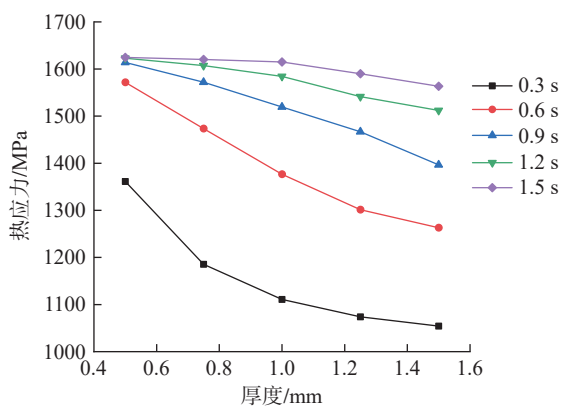
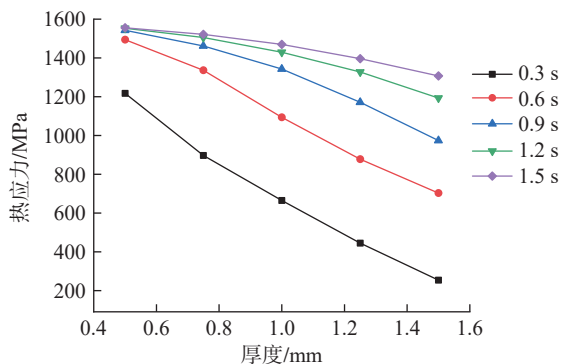


图8 不同厚度平板中心点温升

Fig.8 Temperature rise at different center of the plate with different thickness



(a) 燃气侧中点



(b) 冷气侧中点

图9 不同厚度平板等效热应力分布

Fig.9 Equivalent thermal stress distribution of the plate with different thickness

图10所示。以图10中黑线为例,将厚度0.50 mm、0.75 mm、1.00 mm、1.25 mm和1.50 mm的富燃平板,与厚度0.50 mm贫燃平板进行厚度对比,二者的比值即为横坐标的厚度比;将以上5种厚度富燃平板的寿命与0.50 mm贫燃平板进行寿命对比,二者的比值即为纵坐标的寿命比。在本研究燃气和平板条件下,按富燃平板厚度值由小到大,富燃和贫燃平板二者寿命比依次为0.66、0.67、0.68、0.73、0.73。若将0.5 mm富燃平板厚度增大1倍,即平板厚度增加至1 mm,其寿命为0.5 mm贫燃平板寿命的0.86倍。将0.75 mm和1.00 mm的富燃平板厚度增加1倍,其寿命分别变为0.75 mm和1.00 mm贫燃平板寿命的0.91倍和1.07倍。因此,随厚度增大,燃气热物性对疲劳寿命影响减弱,富燃平板与同寿命贫燃平板厚度差缩小。

2.4 三维导叶热冲击数值模拟

2.4.1 研究对象及求解方法

为了分析平板模型所得规律在涡轮导叶上的适用性,将对相同条件下ATR发动机涡轮导叶三维热流耦合模拟结果与平板模型计算结果进行对比。

导叶三维热流耦合计算采用Workbench软件。首先采用CFX进行瞬态热流耦合计算,再将结果导入Static Structural模块进行应力分析。常温环境下,将稳态计算结果作为瞬态计算的初值,随后将进口温度升高至设计温度进行瞬态计算,最后对不同时刻的导叶温度场进行应力分析,并利用2.1节中方法求得疲劳寿命。

由于导叶模型相对复杂,故采用非结构化网格,流体近壁第一层网格高度为1 μm,增长率为1.2,层数为15,总网格数为200万、395万和570万。当网格数为395万和570万时,叶表平均压力和温度的相对偏差均小于0.1%。因此,为了方便计算并保证准确性,网格数取395万,其中主流网格177万,冷气网格94万,导叶

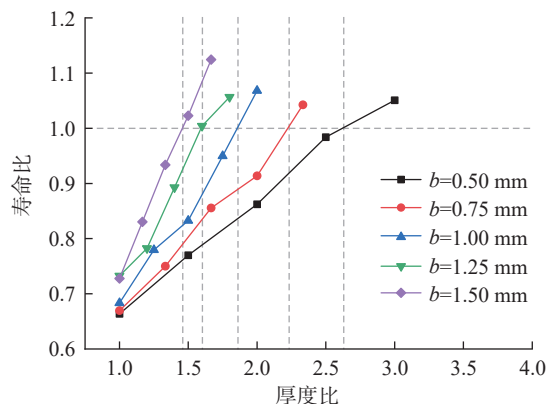


图10 两种燃气环境下的厚度比-寿命比曲线

Fig.10 Thickness ratio-lifetime ratio curves under two gas environments

网格 124 万。

导叶材料为 K465, 主流分别为相同温度和压力下的富燃燃气和贫燃燃气, 冷气为氮气。固体和流体的热物性参数均与前文平板模型中参数保持一致。

计算模型如图 11 所示。主流进口为总温总压边界条件, 进口总温为 1200 K, 出口为静压边界; 冷气进口为总温总压边界, 出口为流量边界。固体域两侧和主流道两侧采用周期性边界条件, 交界面网格连接方式为 GGI。导叶的热流耦合计算工况为设计工况, 因前文平板流动参数是在设计工况下从导叶局部提取得到的, 故平板与导叶工况一致。湍流模型采用 SST 湍流模型。根据文献 [3], 时间步长选为 0.5 s。

为便于对比平板与导叶对应位置热冲击过程换热和强度变化规律的异同, 在导叶吸力面 50% 叶高处取监测点, 吸力面外壁面监测点命名为 SS_1 , 内壁面监测点命名为 SS_2 。该位置与从导叶上提取平板模型的位置相同, 故导叶 SS_1 点对应平板燃气侧中点 B , 导叶 SS_2 点对应平板冷气侧中点 A 。此外, 为探究富燃环境下导叶其他位置热冲击过程的换热和强度特征, 在导叶前缘、压力面和尾缘 50% 叶高处取 5 个监测点。前缘外壁面监测点命名为 LE_1 , 前缘内壁面监测点命名为 LE_2 ; 压力面外壁面监测点命名为 PS_1 , 压力面内壁面监测点命名为 PS_2 ; 尾缘外壁面监测点命名为 TE_1 。各测点位置如图 12 所示。

2.4.2 温度分析

表 6 给出了 B 点和 SS_1 点的对流换热系数。可以看出, 在两种燃气环境下, B 点对流换热系数均略低于 SS_1 点对流换热系数。导致偏差的原因是平板模型中采用式 (8) 和式 (9) 计算得到表面平均对流换热系数, 该公式适用于外掠平板模型, 而导叶吸力面为弯曲状态, 其流动状态与平板存在差异。但是根据表 6 中的数据, 富燃环境下, B 点和 SS_1 点对流换热系数的相对偏差为 10%; 贫燃环境下, B 点和 SS_1 点对流换热系数的相对偏

差为 6%, 两模型所得对流换热系数的偏差在可接受范围内。

图 13 给出了 SS_1 点和 SS_2 点的温升曲线, 并分别与图 3 中 B 点和 A 点的温升曲线进行比较。从图 13 (a) 中可以看出, B 点和 SS_1 点具有相似的温升特性。但是 B 点温升速率低于 SS_1 点温升速率, 3 s 时 B 点温度比 SS_1 点温度低 6.5%。这是因为根据表 8 可知, SS_1 点对流换热系数高于 B 点对流换热系数, 故 SS_1 点温度高于 B 点的温度。

从图 13 (b) 中可知, A 点与 SS_2 点温升特性相似。前 1.2 s 内 A 点温升速率高于 SS_2 点的温升速率, 1.2 s 后 A 点温度低于 SS_2 点温度, 3 s 时二者温度的相对偏差为 4.1%。这是因为换热过程前期, A 点对流换热系数为 $1077 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, SS_2 点对流换热系数为 $1153 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, SS_2 点较高的对流换热系数使其冷却效果优于 A 点; 换热过程后期, 因该位置叶表温度高于平板燃气侧温度, 热量沿厚度方向传递到内壁面, 导致 SS_2 点温度高于 A 点。

此外, 根据图 13 中曲线斜率可知, 3 s 内 A 点和 B 点已经达到热平衡, 而 SS_1 和 SS_2 点尚未达到热平衡。这是因为平板仅考虑了厚度方向的传热, 而导叶中还涉及径向和轴向传热, 所以导叶吸力面对应位置需要更长的时间来达到热平衡。

图 14 给出了导叶前缘、压力面和尾缘外壁面 3 个监测点温升曲线。可以看出, 对于导叶外壁面, 前 1 s 内温升速率从大到小为 TE_1 点、 LE_1 点、 PS_1 点, 根据曲线

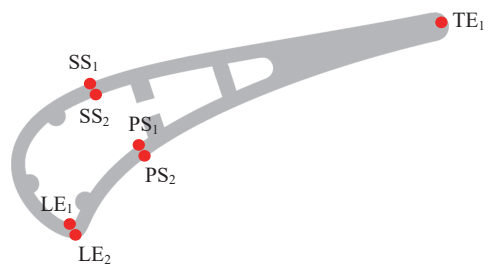


图 12 导叶监测点位置示意图

Fig.12 Schematic diagram of monitoring point locations for guide vane

表 6 平板和导叶对应位置的对流换热系数

Table 6 Convection heat transfer coefficient of the plate and guide vane corresponding locations

位置	对流换热系数/($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$)
平板富燃燃气侧 B 点	13687
平板贫燃燃气侧 B 点	6110
富燃导叶吸力面 SS_1 点	15268
贫燃导叶吸力面 SS_1 点	6497

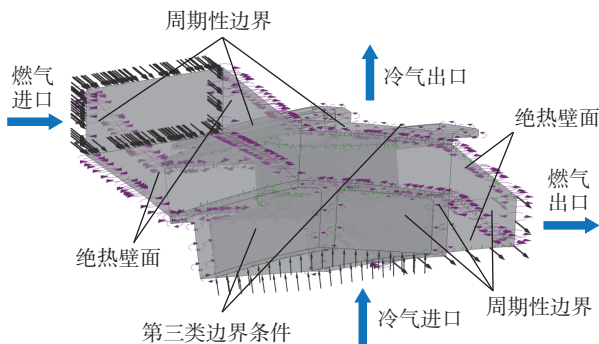


图 11 导叶计算模型

Fig.11 Guide vane model for CFD

斜率的变化,3 s内 TE_1 点达到热平衡,而 LE_1 点和 PS_1 点尚未完全达到热平衡。这是因为本文研究的导叶尾缘处无内冷结构,所以尾缘升温快,率先达到热平衡,前缘因直接受到燃气冲击使外换热增强,其升温速率高于 PS_1 点升温速率。

图 15 给出了导叶前缘和压力面内壁面 2 个监测点温升曲线。可以看出,对于导叶内壁面,前 1 s 内 LE_2 点和 PS_2 点温升曲线基本重合,之后 LE_2 点升温速率低于 PS_2 点升温速率。这是因为前缘内壁面布置了数个凸圆,

增强了内换热,使其升温速率和温度均低于 PS_2 点的升温速率和温度。

2.4.3 热应力分析

图 16 给出了 SS_1 点和 SS_2 点热应力随时间变化曲线,并分别与 B 点和 A 点热应力随时间的变化曲线进行对比。可以看出, SS_1 点热应力高于 SS_2 点热应力,这与平板得到的燃气侧热应力高于冷气侧热应力的结果相同,并且平板所得热应力达峰时间和变化规律与导叶对应位置的热应力变化情况相同。从具体数值上看, SS_1

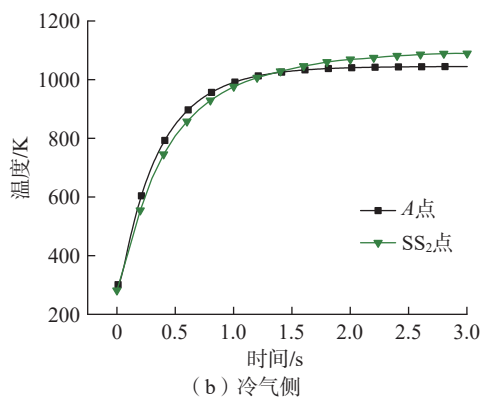
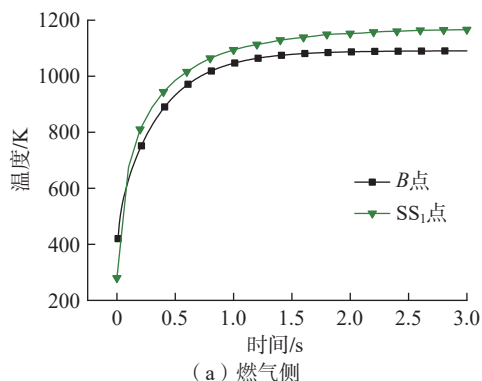


图 13 平板和导叶对应位置温升

Fig.13 Temperature rise of the plate and guide vane corresponding locations

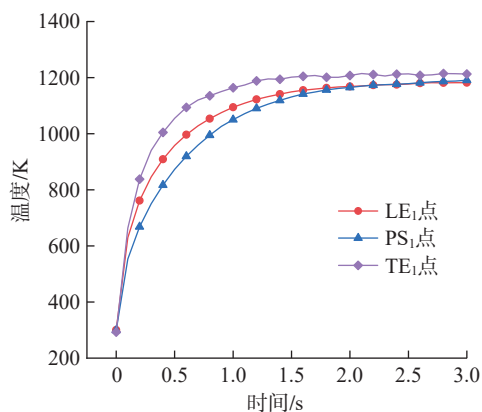


图 14 导叶其他典型位置外壁面温升

Fig.14 Temperature rise at other typical positions of the guide vane

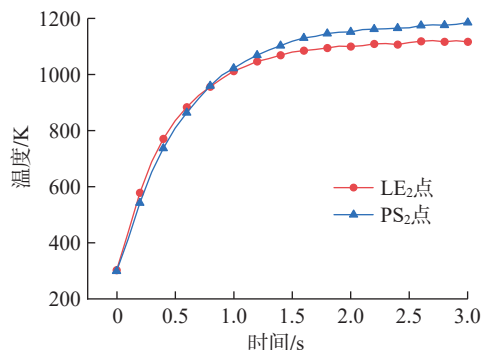


图 15 导叶其他典型位置内壁面温升

Fig.15 Temperature rise at other typical positions of the guide vane

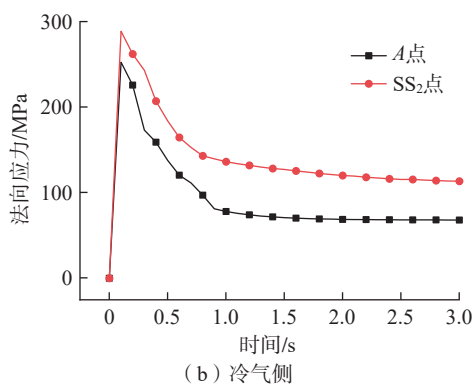
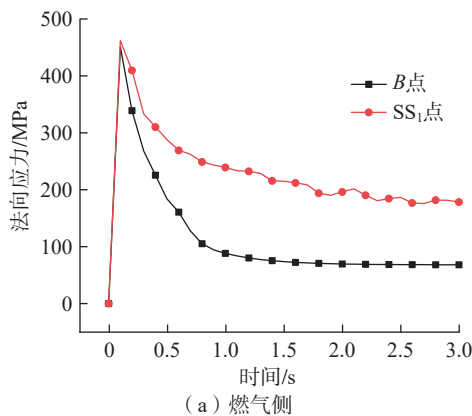


图 16 平板和导叶对应位置热应力变化对比

Fig.16 Comparison of thermal stress changes at corresponding positions of the flat plate and guide vane

点峰值热应力和 B 点峰值热应力的相对偏差为 2.4%, 3 s 时 SS_1 点热应力为 B 点热应力的 2.6 倍; SS_2 点峰值热应力和 A 点峰值热应力的相对偏差为 12.5%, 3 s 时 SS_2 点热应力为 A 点热应力的 1.6 倍。因为依据图 13 所示, 前 0.5 s 内 SS_1 点温度高于 B 点温度, SS_2 点温度低于 A 点温度, 使得平板厚度方向温度梯度略微高于导叶对应位置厚度方向温度梯度。由表 6 和表 7 可知, 在 3 s 时, 吸力面 SS 位置内外壁面温差为 76 K, 而平板两侧温差为 55 K, 此时平板厚度方向温度梯度低于导叶对应位置厚度方向温度梯度。而热应力大小与温度梯度的高低呈正相关, 故平板热应力低于导叶对应位置热应力。

图 17 给出了导叶前缘、尾缘和压力面外壁面 3 个监测点的热应力随时间变化曲线。可以看出, LE_1 点和 PS_1 点热应力随时间的变化均呈现先迅速增加、后逐渐减小的变化规律, 而 TE_1 点热应力随时间的变化则呈现先逐渐增加到最大值、后略微下降的变化规律。这是因为受燃气和冷气温差的影响, 初始时刻 LE 位置和 PS 位置内外壁面有较大温差, 但随着导叶温度升高, 这两处沿厚度方向的温差缩小, 因此这两处的热应力先急剧增大、后逐渐降低。而尾缘无冷气, 该处虽然温度高, 但各点温差和温差随时间的变化小, 故热应力变化较为缓慢。

2.4.4 寿命对比

2.3 节中通过增加平板厚度分析了厚度对平板热疲劳寿命的影响, 但增加导叶厚度会改变主流流场, 大幅减小导叶厚度会改变冷气流场, 故将壁厚 1.00 mm 的导叶减薄至 0.5 mm、0.6 mm、0.7 mm、0.8 mm 和 0.9 mm。同时为了便于对比, 将 1.0 mm 的平板减薄至 0.5 mm、0.6 mm、0.7 mm、0.8 mm 和 0.9 mm。

图 18 给出了以 0.5 mm 壁厚为基准的导叶 SS 位置厚度比 - 寿命比曲线, 并将其与图 10 中以 0.5 mm 壁厚为基准的平板厚度比 - 寿命比曲线进行对比。以图 18 中 b_{SS} 为例, 将壁厚 0.5 mm、0.6 mm、0.7 mm、0.8 mm 和

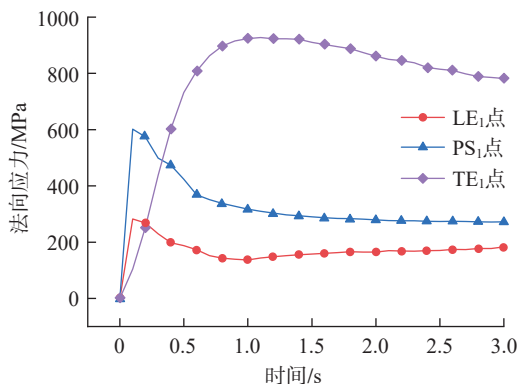


图 17 导叶其他典型位置热应力变化对比

Fig.17 Comparison of thermal stress changes at other typical positions of guide vane

0.9 mm 和 1.0 mm 的富燃导叶 SS 位置与壁厚为 0.5 mm 贫燃导叶 SS 位置进行厚度对比, 二者的比值即为横坐标的厚度比; 以上 6 种厚度富燃导叶 SS 位置的寿命与 0.5 mm 贫燃导叶 SS 位置的寿命进行对比, 二者的比值即为纵坐标的寿命比。可以看出, 代表平板的黑线和代表导叶 SS 位置的红线走势一致, 在同厚度比下, 二者寿命比的最大相对偏差为 3.1%。

为了明确以上结论在其他壁厚下同样具有适用性, 将平板和导叶 SS 位置厚度的变化范围均设为 0.7~1.0 mm, 间隔为 0.1 mm, 对比分析以 0.7 mm 壁厚为基准的导叶 SS 位置厚度比 - 寿命比曲线和以 0.7 mm 厚度为基准的平板厚度比 - 寿命比曲线, 对比结果如图 19 所示。可以看出, 以 0.7 mm 平板为基准的黄线和以导叶 SS 位置 0.7 mm 壁厚为基准的绿线的走势一致, 且在同厚度比下, 二者寿命比的最大相对偏差小于 2%。因此, 平板所得的厚度比 - 寿命比规律能够为导叶吸力面壁厚的选择提供参考。

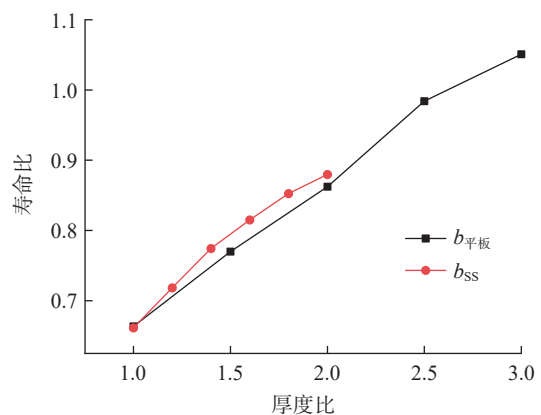


图 18 0.5 mm 平板和导叶对应位置的寿命比

Fig.18 Life ratio of 0.5 mm plate and guide vane corresponding positions

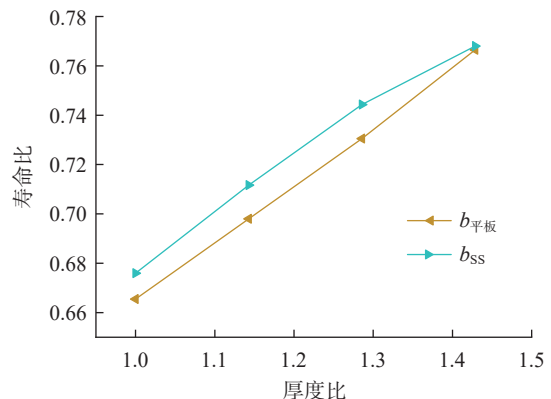


图 19 0.7 mm 平板和导叶对应位置的寿命比

Fig.19 Life ratio of 0.7 mm plate and guide vane corresponding positions

综上,从平板中推导出的富燃燃气对热冲击过程换热和强度特性影响规律,以及富燃环境与贫燃环境的厚度比-寿命比倍率规律在涡轮导叶吸力面处具有适用性。

3 结论

本文基于热弹耦合理论揭示了富燃燃气热物性对平板热冲击过程换热、强度和疲劳特性的影响机制,探讨了冷气温度和平板厚度对热冲击过程温度、热应力和寿命的作用规律,为服役于富燃燃气环境下涡轮导叶的冷气温度和壁厚的选取提供了参考。主要结论如下。

(1) 采用自携带高温低压氮气冷却的富燃平板因燃气侧含较高比例高定压比热/热导率氢气,导致富燃燃气的对流换热系数显著高于相同条件的贫燃燃气,加之冷气侧高温低压氮气对流换热系数降低,与相同条件的贫燃平板相比,富燃平板热冲击过程内部温度梯度增大,高温和大温度梯度条件导致其峰值热应力提升80%,寿命缩短32%。

(2) 调整冷气温度能显著改变平板热平衡温度,但对平板温升速率影响微弱。热冲击过程中,瞬态热应力主要受两侧流体温差和流体物性影响,燃气组分是平板峰值热应力的主要决定因素,峰值后平板热应力大小主要由两侧流体温差决定。

(3) 随着平板厚度的增加,燃气热物性对平板热应力和寿命的影响逐渐减小。因此,为达到相同的寿命,富燃燃气环境下平板厚度需大于贫燃燃气环境下的平板厚度,且随厚度增加,富燃平板厚度增大倍率缩小。

(4) 通过导叶三维热流耦合数值模拟可知,平板模型所得规律在导叶对应位置具有适用性;导叶三维数值仿真结果表明,导叶前缘、压力面和吸力面中部热应力变化规律均呈现先迅速增大至峰值、后逐渐减小的变化规律,前缘因直接受到燃气冲击,导致其热应力高于压力面和吸力面中部;导叶尾缘因无冷却,造成其热应力呈现先逐渐增加到最大值、后略微下降的变化规律。

致谢

感谢中国科学院工程热物理研究所先进推进动力团队的支持。

参考文献

- [1] 钱惠华,李海,程滔,等. 涡轮导向叶片热疲劳分析[J]. 航空动力学报, 2003, 18(2): 186-190.
- [2] 艾延廷,刘仲尧,王志. 起动阶段涡轮导向叶片热应力及冷却作用研究[J]. 机械设计与制造, 2015(1): 97-100, 104.

AI Yanting, LIU Zhongyao, WANG Zhi. Research of thermal stress and cooling effect on a turbine guide vane during the start-up period[J]. Machinery Design & Manufacture, 2015(1): 97-100, 104.

[3] 关鹏,艾延廷,王志,等. 涡轮导向叶片热冲击数值模拟研究[J]. 推进技术, 2016, 37(10): 1938-1945.

GUAN Peng, AI Yanting, WANG Zhi, et al. Numerical simulation of nozzle guide vane subjected to thermal shock load[J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(10): 1938-1945.

[4] KUMAR R, KUMAR V S, BUTT M M, et al. Thermo-mechanical analysis and estimation of turbine blade tip clearance of a small gas turbine engine under transient operating conditions[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 179: 115700.

[5] CAI L X, HOU Y F, LI F, et al. Impacts of startup, shutdown and load variation on transient temperature and thermal stress fields within blades of gas turbines[J]. Journal of Thermal Science, 2022, 31(3): 727-740.

[6] 陈英涛,梁书伟,艾延廷,等. 变温循环冷气对涡轮导叶寿命影响[J]. 航空动力学报, 2024, 39(10): 20220834.

CHEN Yingtao, LIANG Shuwei, AI Yanting, et al. Influence of variable temperature circulating air on turbine guide vane life[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(10): 20220834.

[7] TAAMALLAH S, VOGIATZAKI K, ALZHRANI F M, et al. Fuel flexibility, stability and emissions in premixed hydrogen-rich gas turbine combustion: Technology, fundamentals, and numerical simulations[J]. Applied Energy, 2015, 154: 1020-1047.

[8] CHIESA P, LOZZA G, MAZZOCCHI L. Using hydrogen as gas turbine fuel[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(1): 73-80.

[9] MAZZOTTA D W, KARAIVANOV V G, CHYU M K, et al. Gas-side heat transfer in syngas, hydrogen-fired and oxy-fuel turbines[C]//ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air, 2009: 1815-1825.

[10] NA S, DENNIS R A, ALSUP C, et al. Effects of hot-gas composition on temperature distribution in a flat plate cooled by internal and film cooling[C]//ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. Orlando, 2010: 657-668.

[11] PARK Y S, PARK S, LEE J S, et al. Effect of variation of fuel composition on gas turbine off-design performance[J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 666: 194-198.

[12] 中国金属学会高温材料分会. 中国高温合金手册[M]. 北京: 中国标准出版社, 2012.

Chinese Society of Metals High Temperature Materials Branch. China superalloys handbook[M]. Beijing: Standards Press of China, 2012.

[13] BOLEY A, WEINER J H. Theory of thermal stresses[M]. North Chelmsford: Courier Corporation, 2012.

[14] TAKEUTI Y, FURUKAWA T. Some considerations on thermal shock problems in a plate[J]. Journal of Applied Mechanics, 1981, 48(1): 113-118.

[15] BURLAYENKO V N, ALTENBACH H, SADOWSKI T, et al. Modelling functionally graded materials in heat transfer and thermal stress analysis by means of graded finite elements[J]. Applied Mathematical Modelling, 2017, 45: 422-438.

[16] VITUCCI G, MISHURIS G. Analysis of residual stresses in thermoelastic multilayer cylinders[J]. Journal of the European Ceramic Society, 2016, 36(9): 2411-2417.

(下转第161页)

compressive asymmetry in creep ageing behavior of Al-Cu alloy under different stress levels[J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2020, 843: 156157.

[22] LI Y, SHI Z, LIN J, et al. Experimental investigation of tension and compression creep-ageing behaviour of AA2050 with different initial tempers[J]. *Materials Science and Engineering: A*, 2016, 657: 299-308.

[23] ZHANG Q, ZHANG W Z, LIU Y Y. Evaluation and mathematical modeling of asymmetric tensile and compressive creep in aluminum alloy ZL109[J]. *Materials Science and Engineering: A*, 2015, 628: 340-349.

[24] 杨松涛, 李继文, 魏世忠, 等. 纯铝板坯高温塑性变形行为及本构方程[J]. *中国有色金属学报*, 2011, 21(9): 2126-2131.

YANG Songtao, LI Jiwen, WEI Shizhong, et al. Pyroplastic deformation behavior of pure molybdenum plate slab and constitutive equation[J]. *The Chinese Journal of Nonferrous Metals*, 2011, 21(9): 2126-2131.

[25] GUI Y W, LI Q A. Creep behaviors and microstructure evolution of Mg-5Y-2Nd-3Sm-0.5Zr alloys[J]. *Materials Research Express*, 2019, 6(10): 106531.

[26] OROZCO-CABALLERO A, MENON S K, CEPEDA-JIMÉNEZ C M, et al. Influence of microstructural stability on the creep mechanism of Al-7wt% Si alloy processed by equal channel angular pressing[J]. *Materials Science and Engineering: A*, 2014, 612: 162-171.

[27] WEERTMAN J. Steady-state creep of crystals[J]. *Journal of Applied Physics*, 1957, 28(10): 1185-1189.

[28] LI L W, ZHOU D H, WEI C B, et al. Microstructure evolution and mechanical properties at ambient and elevated temperatures of in situ TiB₂/2219Al matrix composites during cold rolling[J]. *Metals and Materials International*, 2024, 30(10): 2791-2807.

[29] MILLIGAN B, MA D, ALLARD L, et al. Crystallographic orientation-dependent strain hardening in a precipitation-strengthened Al-Cu alloy[J]. *Acta Materialia*, 2021, 205: 116577.

[30] MURAYAMA M, HORITA Z, HONO K. Microstructure of two-phase Al-1.7 at% Cu alloy deformed by equal-channel angular pressing[J]. *Acta Materialia*, 2001, 49(1): 21-29.

[31] OH-ISHI K, HASHI Y, SADAKATA A, et al. Microstructural control of an Al-Mg-Si alloy using equal-channel angular pressing[J]. *Materials Science Forum*, 2002, 396-402: 333-338.

[32] 许晓嫦. 强变形诱导铝合金析出相低温回溶现象及应用基础研究[D]. 长沙: 中南大学, 2008.

XU Xiaochang. Basic investigation on the phenomenon of severe plastic deformation induced re-dissolution of precipitated phases at low temperature and its application[D]. Changsha: Central South University, 2008.

[33] VASIL'EV L S, LOMAEV I L, ELSUKOV E P. On the analysis of the mechanisms of the strain-induced dissolution of phases in metals[J]. *The Physics of Metals and Metallography*, 2006, 102(2): 186-197.

[34] 孙志强, 周文龙, 陈国清, 等. 时效成形对2324铝合金组织及性能的影响[J]. *材料工程*, 2009, 37(10): 73-76, 80.

SUN Zhiqiang, ZHOU Wenlong, CHEN Guoqing, et al. Effect of age-forming on microstructures and properties of 2324 Al alloy[J]. *Journal of Materials Engineering*, 2009, 37(10): 73-76, 80.

[35] 彭北山, 刘志义, 宁爱林, 等. 应变能对Al-Cu合金强变形诱导析出相回溶的影响[J]. *材料热处理学报*, 2008, 29(6): 107-110.

PENG Beishan, LIU Zhiyi, NING Ailin, et al. Effect of strain energy

on sever plastic deformation induced dissolution of precipitation phase in Al-Cu alloy[J]. *Transactions of Materials and Heat Treatment*, 2008, 29(6): 107-110.

通信作者: 王建国, 高级工程师, 主要从事电力设备失效分析研究。

(责编 阳光)

(上接第 147 页)

[17] 王洪纲. 热弹性力学概论[M]. 北京: 清华大学出版社, 1989.

WANG Honggang. Introduction to thermo-elasticity[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1989.

[18] 陶文铨. 传热学[M]. 5 版. 北京: 高等教育出版社, 2019.

TAO Wenquan. Heat transfer[M]. 5th ed. Beijing: Higher Education Press, 2019.

[19] TAKEUTI Y, TANIGAWA Y. A new numerical method for transient thermal stress problems[J]. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1979, 14(7): 987-1000.

[20] 包天南. 考虑热弹耦合效应的涡轮导向叶片热冲击数值研究[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2018.

BAO Tiannan. Numerical study on thermal shock of turbine guide vane considering thermoelasticity coupling effect[D]. Shenyang: Shenyang Aerospace University, 2018.

通信作者: 赵庆军, 研究员, 博士, 研究方向为叶轮机械气动热力学。

(责编 阳光)

(上接第 154 页)

[17] 陈绍春. 数控系统高速高精加工算法技术研究[D]. 大连: 大连交通大学, 2023.

CHEN Shaochun. Research on high-speed and high-precision machining algorithm technology of CNC system[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2023.

[18] 程膺豪, 贾衡, 马欢, 等. 数控系统S型加减速控制方法研究[J]. *机电工程技术*, 2023, 52(4): 173-176, 215.

CHENG Yinghao, JIA Heng, MA Huan, et al. Research on S-type acceleration and deceleration control method of NC system[J]. *Mechanical & Electrical Engineering Technology*, 2023, 52(4): 173-176, 215.

[19] 陈佳豪. 数控机床在机测量技术研究与应用[D]. 武汉: 湖北大学, 2024.

CHEN Jiahao. Research and application of on-machine measuring technology for CNC machine[D]. Wuhan: Hubei University, 2024.

[20] 孟士琦. 叶片压型模具在机测量系统分析与开发研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2024.

MENG Shiqi. Analysis and development of blade pressing molds on-machine measurement system[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2024.

[21] QIAN X M, YE W H, CHEN X M. On-machine measurement for touch-trigger probes and its error compensation[J]. *Key Engineering Materials*, 2008, 375-376: 558-563.

通信作者: 靳淇超, 高级工程师, 博士, 研究方向为先进制造技术。

(责编 阳光)