

燃气轮机透平叶片流-热-固耦合分析及蠕变寿命预测

肖力伟^{1,2}, 刘建军¹, 李晨^{1,2}, 安柏涛¹, 付经伦¹, 张晓东¹

(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)

摘 要:本文采用流-热-固耦合方法,对某燃气轮机透平动叶的流场、温度场以及应力分布进行了计算分析,并据此对叶片的蠕变寿命进行了计算,得到了蠕变寿命云图,发现该叶片的寿命最短点与温度最高点、应力最大点不在同一位置。相较于传统的选取温度最高和应力最大的节点作为危险点进行寿命分析的方法,对叶片所有节点进行寿命计算,形成寿命云图的方法,能更加直观准确地找到寿命最短的位置,从而更好地评估设计方案。

关 键 词:流-热-固耦合;透平叶片;蠕变;寿命预测

中图分类号:TK472

文献标志码:A

文章编号:1009-2889(2018)02-0023-06

燃气轮机作为一种先进的动力机械,在发电、舰船和机车动力、管道增压等能源、国防和交通等领域得到广泛应用^[1]。作为燃气轮机热端部件之一,透平转子叶片工作环境恶劣、结构复杂,在工作时不仅承受很大离心载荷、热载荷、气动载荷等,同时叶片还承受着燃气腐蚀、氧化等作用,因此是燃气轮机故障多发部件之一。目前,对透平叶片寿命进行预测的方法主要包括试验方法、有限元分析方法。其中,试验方法周期长,费用高,采用有限元方法,能快速、有效地对透平叶片寿命进行评估^[2-4]。

许多学者采用多场耦合的数值方法对燃气轮机透平叶片的流动、传热、应力应变及寿命进行研究。Maffulli 等人和 Mazur 等人分别通过流热耦合方法研究了高压透平导叶表面温度分布,分析了叶片温度分布的影响因素^[5-6]。Sierra 等人、Kim 等人基于热固耦合方法计算了透平导叶的温度分布以及热应力分布,模拟值与实验值吻合较好^[7-8]。谢永慧等采用流-热-固耦合的方法对某重型燃气轮机透平高压叶片的热疲劳寿命进行了研究^[9]。目前常见的进行寿命评估的方法是通过有限元计算得到节点应力和应变,然后根据经验选取“危险点”进行寿命计算,如朱涛等对航空发动机涡轮盘的蠕变寿命进行

计算时,通过静强度计算,确定等效应力最大的中心孔位置为危险点,进行寿命计算^[10];高勇等在计算涡轮转子低循环疲劳/蠕变寿命时根据经验和应力计算结果选取了最大应力、最高温度等位置为危险点进行寿命计算^[11]。这样选择危险点过于依赖工程技术人员经验,有时并不能保证准确。

本文基于流-热-固耦合的方法,在 ANSYS Workbench 平台下,对某燃气轮机透平动叶的流场、温度场以及应力分布进行了计算分析,并据此对叶片的蠕变寿命进行了计算,得到了蠕变寿命云图。采用上述方法,实现对叶片所有节点的蠕变寿命计算,能更加直观准确地找到寿命最短的位置,为改进叶片设计提供依据。

1 计算方法和计算模型

1.1 计算方法

透平叶片的应变属于小应变,叶片的变形对于流场、温度场的影响很小^[12],所以本文采用单向流-热-固耦合(弱耦合)的方法对叶片进行应力应变分析,即先对叶片进行流热耦合计算分析,然后将流热耦合计算得到的温度和压力分布作为有限元计算的边界条件进行应力应变的求解。

收稿日期:2018-03-01 改稿日期:2018-03-16

基金项目:国家自然科学基金重点项目(Y3113015D1)。

作者简介:肖力伟(1993—),男,河南驻马店人,硕士生,研究领域为燃气轮机透平叶片强度,E-mail:xiaoliwei@iet.cn。

流热耦合数值计算,采用 ANSYS CFX 软件。湍流模型选用对换热模拟较好的 $k-\omega$ -SST 模型,差分格式选用高阶求解。叶片应力及蠕变寿命计算,选用 ANSYS Workbench 软件进行。基于 ANSYS Workbench 搭建如图 1 所示的计算流程。整个流程包含 4 个模块:

1) 模块 1 为流场计算模块,读入在 CFX 中进行流热耦合计算得到的结果,主要包括温度场和气动压力场数据。

2) 模块 2 为稳态换热求解模块,读入模块 1 中叶片燃气侧和冷气侧表面温度分布作为热边界条件,进行导热求解,得到整个叶片的温度场。

3) 模块 3 为有限元应力计算模块,读入模块 2 的温度场数据和模块 1 的压力场数据,施加离心载荷及相应约束,求解得到叶片的应力应变。

4) 模块 4 为寿命计算模块,从模块 3 读入应力数据,从模块 2 读入温度数据,进行蠕变寿命计算。

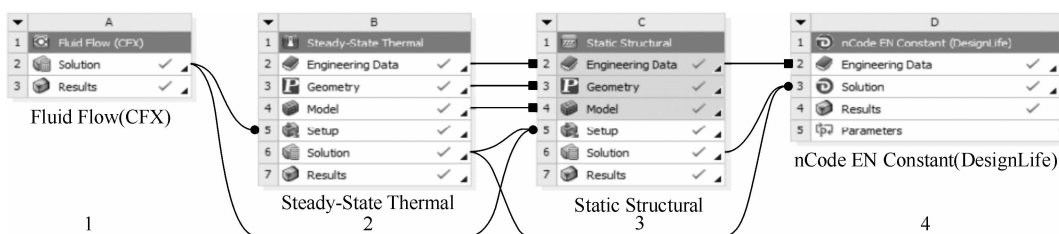


图 1 整体计算流程示意图

蠕变是燃气轮机热端部件在长时间运行过程中最常见的失效形式之一,本文采用拉森-米勒方法进行叶片的蠕变寿命计算。拉森-米勒法的方程为:

$$P = T(C + \lg t) / 1\,000 \quad (1)$$

式中: P 为拉森-米勒参数; T 为温度, K; C 为拉森-米勒常数; t 为蠕变断裂寿命, h。

《中国航空材料手册》^[13] 中给出了铸造高温合金 K417G 的热强参数综合曲线,拉森-米勒常数 $C = 21.4$ 。根据文献中的数据,在 nCode Designlife 材料管理器中建立了相应的材料曲线。求解器根据获得的应力数据,通过材料曲线求得对应的拉森-米勒常数,进而再根据温度数据计算出蠕变寿命。

1.2 流热耦合计算模型及边界条件

本文的研究对象为某型燃气轮机高压透平动叶,叶片的三维模型如图 2 所示。该叶片采用外部气膜冷却和内部肋结构的复合冷却形式。在叶片压力面,采用两排气膜孔进行气膜冷却。叶片内部结构如图 2 所示,内部有两个腔室,两个腔室底部均有冷气进气口,冷气最终由气膜孔流出并与主流掺混。

计算网格在 ICEM CFD 中生成,设置了流体域和固体域两个域,如图 3 所示,流体域既包含叶片外部燃气的流动区域,也包含叶片内部冷气的流动区域。计算网格均为非结构化网格,如图 4 所示。计算域主体采用四面体网格,流固耦合交界面流体边界层区采用五面体棱柱网格,如图 5 所示,流体域网

格总量 1 020 万。为了更好地计算壁面附近的流动和换热,对孔区域和流道壁面网格进行加密。

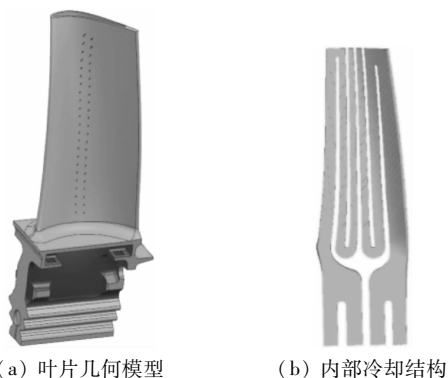


图 2 叶片几何模型和内部冷却结构

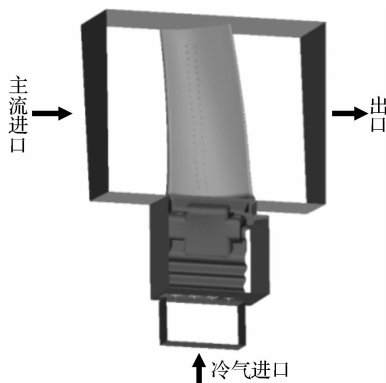


图 3 计算域模型

流热耦合计算中边界条件具体设置情况如下:

(1) 计算工况为设计工况。进口边界条件包括

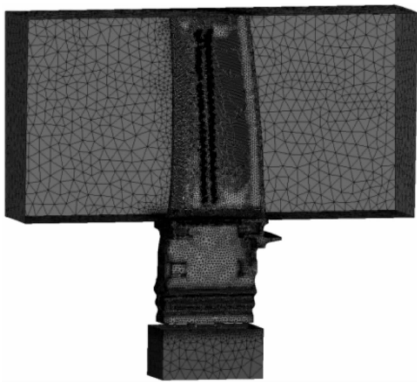


图 4 整体网格布置

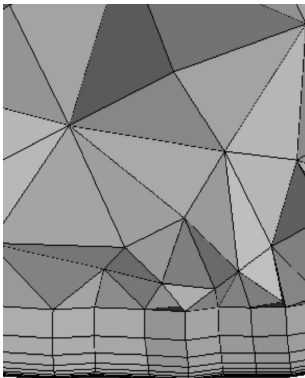


图 5 压力面边界层网格

主流进口边界和冷气进口边界,主流及冷气进口给定总温、总压,出口给定静压,主流进气角为 28° ,冷气垂直进口平面进气,具体参数见表 1。图 6 给出了进口总温的径向分布,其中横坐标为进口总温与进口平均总温之比,纵坐标为径向的相对高度。

表 1 某燃气轮机透平动叶工况

叶栅进口平均 总温/K	叶栅进口总压/ MPa	叶栅出口静压/ MPa	冷却空气总压/ MPa
1 302	0.994	0.41	2.1
冷却空气总温/ K	转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	叶片金属导热系数/ ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	
750	9 600	14.36	

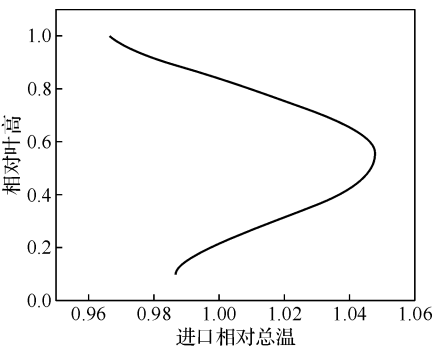


图 6 主流进口径向温度分布

(2) 流体工质选用理想可压燃气,主流及冷气进口湍流度为 5%。

(3) 对整排动叶取其中一片的流域开展计算,流域两侧设置为周期边界。

1.3 应力计算模型

有限元网格划分均采用四面体网格,对容易产生应力集中的叶身气膜孔、根部倒圆以及榫齿等位置的网格进行加密,如图 7 所示,网格单元总数 11 万。

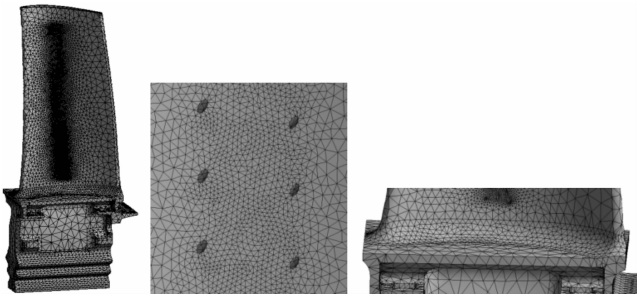


图 7 有限元网格模型

燃气轮机动叶在实际工作中主要承受离心载荷、热载荷、气动载荷,由于气动载荷相对较小,为简化计算,本文只考虑离心载荷和热载荷,忽略气动载荷的影响。应力计算的边界条件设置如下:

(1) 离心力边界条件

给定绕旋转轴的转速为 9 600 r/min。

(2) 热边界条件

流热耦合计算得到的叶片温度场,通过差值的方式传递给有限元计算网格,作为热-固耦合计算中叶片的热边界条件。

(3) 约束边界条件

燃气轮机动叶一般通过榫头与轮盘外缘的榫槽相连接,所以在榫齿与榫槽的接触面上给定无摩擦支撑,并在接触面上选取一点,约束轴向和轴向位移。如图 8 所示。

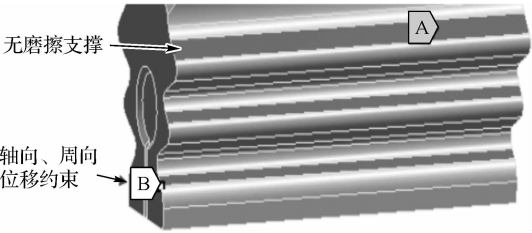


图 8 约束条件示意图

叶片金属材料为镍基铸造高温合金 K417G。计算中所需要的材料热导率、比热容、线膨胀系数和弹性模量等参数可查高温合金手册得到。

2 计算结果及分析

2.1 叶片流场和温度场分析

图 9~图 11 给出了不同叶高截面上流场的马赫数分布。可以看到 10% 叶高截面流场马赫数都在 1 以下,50% 叶高以及 90% 叶高流场出现超音速。这可能是叶根附近复杂的涡系以及端壁的摩擦作用,使得靠近叶根区域主流流速较低。高速区域均出现在吸力面中弦至尾缘位置,并且 50% 叶高截面的超音速区域要大于 90% 叶高截面。可能是由于 50% 叶高处主流的流动不受端壁和机匣的影响,能较好地膨胀加速。

定义叶身金属温度与材料熔点温度之比为无量纲相对温度 T_r ,其中金属材料熔点温度为 1 543 K,图 12 给出了叶身及主流入口温度分布。叶根整体温度较低,叶身温度较高。叶片最高相对温度为 0.7,位于叶片前缘顶部,满足强度要求。尾缘约 60% 叶高位置温度较高,这与主流进口给定沿径向的温度分布有关,从图中可以看出,尾缘温度较高的位置与主流进口的高温区,径向高度相同。叶顶凹槽压力面侧与端壁前缘压力面侧温度较高,这可能是该区域接触主流高温燃气较早,同时距离冷却结构较远,冷却不足所导致的。

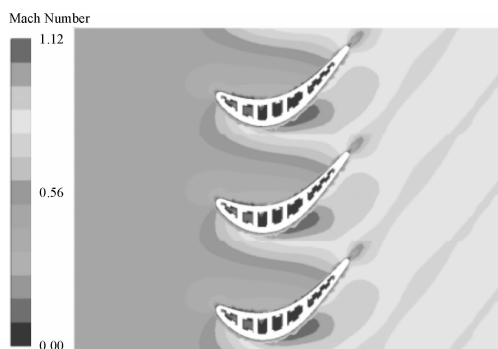


图 10 50% 叶高截面流场马赫数

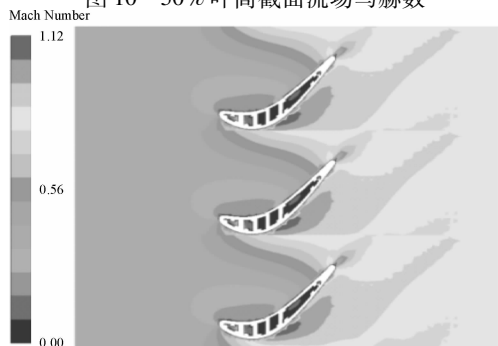


图 11 90% 叶高截面流场马赫数

图 13 给出了不同叶高截面的温度沿轴向的分布。从图中可以看出,不同叶高的温度分布均在压力面和吸力面呈现出前缘驻点和尾缘温度高、中间温度低的现象。前缘驻点是由于流动在该处滞止,速度降低导致温度上升。尾缘高温区的产生是由于尾缘自身结构狭长并且较薄,不易冷却导致的。在压力面约 30% 和 60% 轴向弦长位置,温度产生两次下降,这是气膜孔冷却气体产生的冷却效果引起的。总体上压力面温度高于吸力面,这是由于压力面气流速度较吸力面低,总温相同的情况下,静温就较吸力面高。在尾缘,温度存在较明显的径向分布,50% 叶高的温度明显高于其他两个截面,印证了图 12 分析得出的结论,主流进口温度的径向分布,在尾缘产生了较显著的影响。

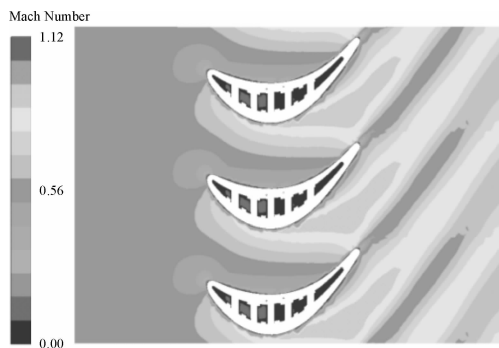


图 9 10% 叶高截面流场马赫数

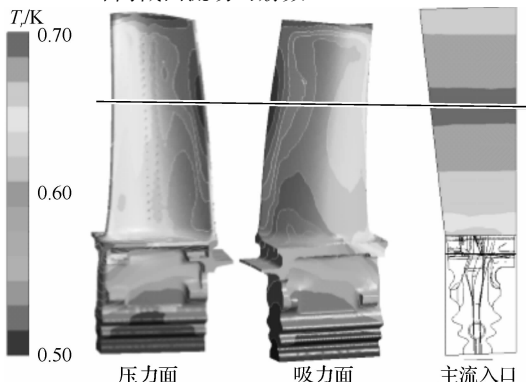
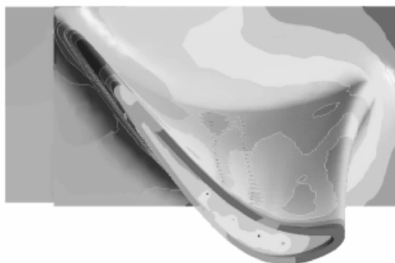


图 12 叶身金属及主流入口温度分布



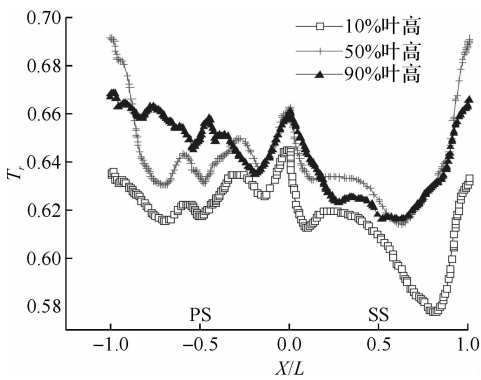


图 13 不同叶高截面温度分布

2.2 叶片应力场分析

叶片在工作中主要是叶身位置与主流高温燃气直接接触,承受极大的热载荷,易发生蠕变损伤,本文在接下来的应力分析及蠕变寿命的计算都只考虑叶身。图 14 给出了叶身压力面和吸力面的应力分布,可以看到叶身压力面应力整体较小,吸力面平均应力大于压力面,并且沿叶展方向逐渐减小,应力最大位置出现在吸力面 70% 弦长叶身与端壁交界处。这可能与叶身结构整体向吸力面偏斜,导致吸力面与端壁呈锐角过度,并且承受比压力面更大的离心力所致。应力最大值为 430.63 MPa,小于相应温度下的屈服强度 595 MPa,满足强度要求。图 15 给出了气膜孔附近的应力分布,可以看到气膜孔附近应

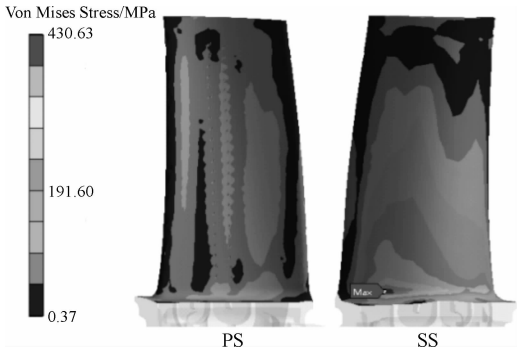


图 14 叶身应力分布

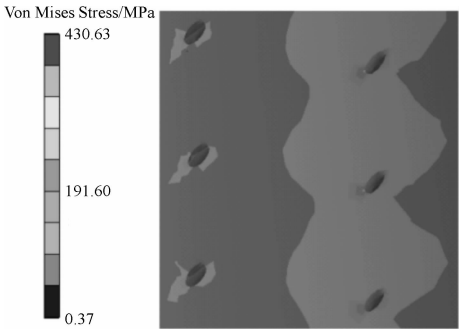


图 15 气膜孔局部应力分布

力较周边应力大,这是由于气膜孔处冷气出流,降低了此处金属的热应力,与周围金属形成了较大的应力梯度,因此产生较大的热应力。

2.3 叶片蠕变寿命分析

基于 nCode Designlife 中的拉森-米勒方法对透平叶片进行了蠕变寿命计算,得到如图 16 所示的寿命云图。可以看到叶身与端壁连接处的高应力区,与叶顶和端壁前缘的高温区域均出现了低寿命区,这与高温和高应力易引起蠕变损伤的认识是一致的。另外,图中标出了寿命最短、温度最高、应力最大三个危险点,可以看到三者并不在同一位置。寿命最短点出现在压力面靠近叶顶附近第二排气膜孔处,温度最高点出现在尾缘大概 60% 叶高位置,应力最大点出现在吸力面 70% 弦长叶身与端壁交界处。同时在表 2 中分别列出各节点的溫度、应力和寿命值进行对比分析,由表 2 数据可知,应力最大的节点,温度低于寿命最短的节点;温度最高的节点,应力值小于寿命最短的节点。这说明蠕变寿命受温度和应力共同影响,相较于传统的单纯选取温度最高或者应力最大的节点作为危险点进行寿命分析,对模型上所有节点进行寿命计算,形成寿命云图的方法能更加直观准确地找到寿命最短的位置,从而较好地指导设计和运行。

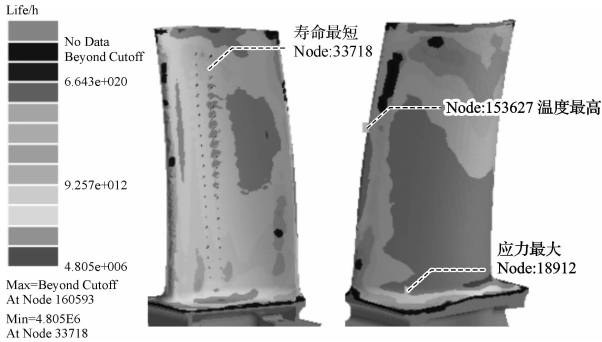


图 16 蠕变寿命云图

表 2 计算结果对比分析

	Node ID	温度/K	应力/MPa	寿命/h
温度最高节点	153627	1 079.70	30.417	1.35×10^{10}
应力最大节点	18912	886.81	430.630	2.47×10^8
寿命最短节点	33718	944.86	396.600	4.81×10^6

3 结论

本文基于流-热-固耦合的方法,对某燃气轮机透平动叶的温度、应力场及蠕变寿命进行了计算分析,得到如下结论:

1) 透平叶片蠕变寿命受应力和温度共同影响,蠕变寿命最短的位置,并不一定是应力最大的位置或者温度最高的位置。

2) 相较于传统的单纯选取温度最高或者应力最大的节点作为危险点进行寿命分析,对模型上所有节点进行寿命计算,形成寿命云图的方法能更加直观准确地找到寿命最短的位置,从而更好地评估设计方案。

参考文献:

- [1] 蒋洪德,任静,李雪英,等. 重型燃气轮机现状与发展趋势[J]. 中国电机工程学报,2014,29:5096-5102.
- [2] 蒋洪德. 燃气轮机热端部件状态检测和寿命管理[C]//中国电机工程学会. 大型燃气轮机发电技术发展学术研讨会. 杭州:中国电机工程学会, 2005.
- [3] 唐学智,李录平,黄章俊,等. 重型燃气轮机涡轮叶片寿命分析研究进展[J]. 燃气轮机技术,2015,28(03):6-13.
- [4] 闫晓军,聂景旭. 涡轮叶片疲劳[M]. 北京:科学出版社, 2014.
- [5] MAFFULLI R, HE L. Wall temperature effects on heat transfer coefficient for high-pressure turbines[J]. Journal of Propulsion & Power, 2013, 30(4):1080-1090.
- [6] MAZUR Z, HERNÁNDEZ-ROSSETTE A, GARCÍA-ILLES-CAS R, et al. Analysis of conjugate heat transfer of a gas turbine first stage nozzle [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26 (16): 1796-1806.
- [7] SIERRA F Z, NARZARY D, BOLAINA C, et al. Heat transfer and thermal mechanical stress distributions in gas turbine blades[R]. U. S: American Society of Mechanical Engineers,2009.
- [8] KIM K M, PARK J S, DONG H L, et al. Analysis of conjugated heat transfer, stress and failure in a gas turbine blade with circular cooling passages[J]. Engineering Failure Analysis, 2011, 18(4): 1212-1222.
- [9] 谢永慧,邓实,张荻,等. 基于热流固耦合分析的重型燃气轮机透平高压叶片寿命研究[J]. 热力透平,2011,(03):151-158.
- [10] 朱涛,胡殿印,王荣桥. 航空发动机涡轮盘低循环疲劳-蠕变寿命预测[J]. 科技创新导报,2008(25):84-85.
- [11] 高勇,王延荣. 涡轮转子叶片低循环疲劳/蠕变寿命的预测[J]. 燃气涡轮试验与研究,2005(02):23-26.
- [12] 朱江江,杨自春. 舰船燃气涡轮叶片三维热流固耦合应力应变分析及寿命预测[J]. 中国舰船研究,2010,(05):64-68.
- [13] 《中国航空材料手册》委员会. 中国航空材料手册[M]. 北京:中国标准出版社, 2002.

Fluid-thermal-mechanical Coupling Analysis and Creep Life Prediction of Gas Turbine Blade

XIAO Liwei^{1,2}, LIU Jianjun¹, LI Chen^{1,2}, AN Baitao¹, FU Jinglun¹, ZHANG Xiaodong¹

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

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

Abstract: In this paper, the flow field, temperature field and stress distribution of turbine blades of a gas turbine were calculated and analyzed using the fluid-thermal-mechanical coupling method. The creep life of the blade was calculated accordingly, and the creep life cloud is obtained. The point of shortest life of the blade is not at the same position as the point of highest temperature and the point of maximum stress. The traditional method selected points of the highest temperature or the maximum stress as the danger point for life analysis. Compared with that the method for calculating the life of all the nodes of the blade and forming the life cloud diagram can find the position with the shortest life more directly and accurately. Thus evaluate the design plan better.

Key words: fluid-thermal-mechanical coupling; turbine blade; creep; life prediction