

文章编号:1000-8055(2011)04-0779-08

配合间隙对涡轮盘-片结构的接触响应 影响分析

彭茂林¹, 杨自春¹, 曹跃云¹, 曹 诚²

(1. 海军工程大学 船舶与动力学院, 武汉 430033;

2. 中国人民解放军 海军通信应用研究所, 北京 100841)

摘 要: 以某燃气涡轮第五级盘-片结构为对象, 考虑复杂载荷, 利用 ANSYS 参数化设计语言编制分析程序对结构进行了瞬态热弹塑性有限元分析, 分别计算了结构在紧急工况和典型工况下的应力应变. 将盘-片的配合间隙设为参数, 分析了不同配合间隙时结构的应力应变变化情况, 并得到了应力应变发生突变的间隙值, 分析了接触传热系数对应力应变的影响. 对涡轮盘-片结构的设计、选材、加工以及燃气涡轮的运行管理提出了针对性建议.

关 键 词: 配合间隙; 接触分析; 热弹塑性分析; 涡轮盘-片; 瞬态分析

中图分类号: TK474

文献标志码: A

Analysis on the influences of the contact gap on the contact response of turbine disc-blade structures

PENG Mao-lin¹, YANG Zi-chun¹, CAO Yue-yun¹, CAO Cheng²

(1. School of Naval Architecture and Power,
Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;

2. Naval Institute of Communication Application,
The Chinese People's Liberation Army, Beijing 100841, China)

Abstract: Taking the given fifth disc-blade structures of the gas turbine as an investigation object in consideration of the complex loads, the transient thermo-elastic-plastic finite element analysis of the contact disc-blade structures was completed using ANSYS program designed with ANSYS parameter design language (APDL). The stress and strain of turbine disc-blade structures were calculated respectively under the urgent loads and the typical loads. The disc-blade gap was regarded as a parameter, and the changes of stress and strain of the structures with different contact gaps were analyzed. Meanwhile, the exact value of the contact gap when the stress and strain changed suddenly was obtained. Moreover, the influence of the contact heat transfer coefficient on the stress and strain was discussed. Finally, some constructive suggestions were given for the processing of designing, machining, the improvement of material properties of the disc-blade structures and the operation and management of the gas turbine.

Key words: contact gap; contact analysis; thermo-elastic-plastic analysis;
turbine disc-blade; transient analysis

收稿日期:2010-04-09; 修订日期:2011-01-07

基金项目:预研基金(9140A27050109JB1112); 十一五预研基金(513270301)

作者简介:彭茂林(1985—),男,湖南祁东人,博士生,主要从事舰船动力及热力系统的科学管理方面的研究.

燃气涡轮在运行过程中,工作叶片和轮盘在高温高速燃气的推动作用下高速旋转,作用于其上的力有离心拉应力、动态热应力、气流弯曲应力和压差力。叶片榫头通过锁叶键与轮盘榫槽装配,榫头和榫槽配合时有间隙,以保证叶片榫头自动进入正常工作位置、自由膨胀以及吹风冷却。它们工作时动态接触,依靠接触压力和接触摩擦力保证叶片不从轮盘滑脱,接触状态随运行时间、工况、配合间隙以及其他许多随机因素的改变而变化,接触部位的应力应变情况十分复杂。涡轮盘-片的接触问题是涡轮结构强度研究的热点,文献[1-2]在分析时考虑了叶片材料的各向异性和非线性、接触非线性和热应力,得出叶片榫头部位的应力应变范围大于叶身部位的应力应变范围等结论,但文章考虑的只是稳态温度场,且对温度采取了插值处理,与实际温度载荷有较大差别。文献[3]采用试验和有限元分析相结合的方法,对某叶片第一榫齿的齿根部位进行了高温低周疲劳-蠕变试验,其试验的方法和思路值得借鉴,但是试验只是针对单个叶片加载恒定温度载荷,无法模拟叶片在实际工作中遇到的复杂载荷环境。文献[4-5]利用 ANSYS 软件对某发动机叶片和轮盘以及榫齿部位的接触问题进行了比较全面的分析,计算考虑了离心力和温度载荷,但其最大的缺陷是将叶片和轮盘分开来计算:在计算叶片和轮盘的应力时,将叶片的离心力平均地转换到榫头和榫槽的齿面上;在计算榫齿部位的接触应力时则将齿根和齿槽切割下来单独分析,将叶片的离心力平均加载到齿根的上表面。这种转换与实际的情况差别较大,计算结果精度受到较大影响。

文献[6-8]采用热-流-固耦合分析的新方法,建立了涡轮盘-片结构的流体-热-接触有限元分析模型,针对涡轮起动过程进行了热-流-固耦合接

触热弹塑性分析,得到了叶片的温度场、压力场以及盘-片结构的应力应变随时间变化情况,提出了解决热-流-固耦合分析难题的新方法,具有重要的参考价值。

本文以某燃气轮机动力涡轮第五级轮盘和叶片为研究对象,利用 ANSYS 软件对结构进行了瞬态接触热弹塑性有限元分析,计算了叶片与轮盘在不同配合间隙下的结构应力应变响应,分析综合考虑了离心力、热应力、叶冠预紧力和燃气压力的影响,将叶片与轮盘放到真实的复杂应力环境中分析,得到了一些有价值的结果。

1 分析方法及过程

1.1 参数化建模

某燃气涡轮第五级叶片共 76 个,榫头及榫槽的榫齿为枞树型,叶片为斜齿长叶根变截面带冠叶片,叶片材料为镍基高温合金 GH4413,轮盘的材料为 GH4698,其性能参数详见文献[9-10]。根据结构图纸,将叶片与轮盘的配合间隙等作为设计参数,利用 ANSYS 参数化设计语言实现了参数化建模、加载、求解及后处理全过程,因此可以方便地分析不同配合间隙下结构的应力应变响应。轮盘与叶片实体模型以及有限元计算模型如图 1 所示。热分析有限元网格采用三维热分析单元 Solid 70 单元(8 节点 6 面体等参单元),对于复杂结构,在自由划分网格时该单元会自动退化为 4 节点 4 面体单元。其中叶片共划分 80 025 个单元,轮盘共划分 7 769 个单元。热分析结束后,利用“ETCHG, TTS”命令,ANSYS 会自动将 Solid 70 单元转换到与其等价的结构分析单元(Solid 185 单元),转换后单元及节点的数量和编号保持不变。

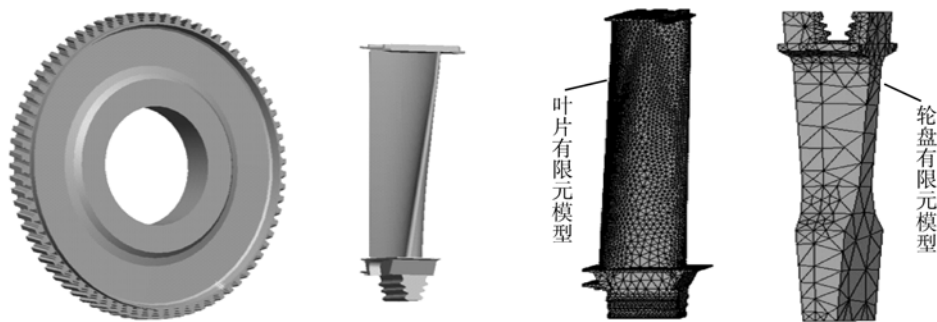


图1 叶片与轮盘实体模型、有限元计算模型

Fig. 1 Entity models and finite element models of the blade and disc

1.2 接触变分方程

图2为叶片与轮盘接触示意图.在接触界面上,两个物体必须满足下面的接触条件:

不可侵入性条件

$$\gamma_n = v_n^A - v_n^B \leq 0 \quad (1)$$

面力条件

$$\mathbf{F}^A + \mathbf{F}^B = 0 \quad (2)$$

式中 γ_n 为两个物体的相互侵入速率, v_n^A 和 v_n^B 分别为界面上物体 A 和 B 的法向速率, $\mathbf{F}^A$ 与 $\mathbf{F}^B$ 为 A 和 B 间的相互作用力.当物体发生接触并且保持接触时, $\gamma_n = 0$; 而当接触停止时, $\gamma_n \leq 0$.

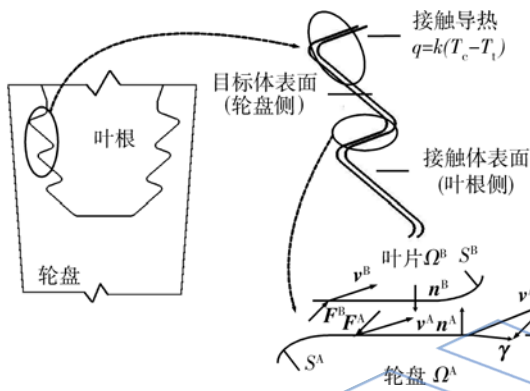


图2 叶片与轮盘接触示意图

Fig. 2 Sketch map of the contact of the blade and disc

对于接触问题, ANSYS 程序默认的算法为 augmented Lagrangian method (增广的拉格朗日法), 在接触边界上, 基于该方法的接触变分方程为^[11]

$$\begin{cases} \delta p_{aL}(\mathbf{v}, \delta \mathbf{v}, \lambda, \delta \lambda) = \delta p + \delta G_{aL} \geq 0 \\ \delta G_{aL} = \int_{\Gamma^c} \delta \left[\lambda \cdot \gamma_n(\mathbf{v}) + \frac{\alpha}{2} \cdot \gamma_n^2(\mathbf{v}) \right] d\Gamma \end{cases} \quad (3)$$

其中 δp 为虚功的变分, 为内部、外部以及惯性虚功的变分之和; λ 为拉格朗日乘子; α 为罚参数, 对应于接触刚度; Γ^c 为接触边界; $\gamma_n(\mathbf{v})$ 在式(1)中定义. 由方程(3)可以推导出接触边界条件(1)和(2). 具体的推导过程以及更多的关于接触问题的数学原理、有限元方程及求解方法请参考文献[11-12].

1.3 接触模型及接触关键字的确定

本文接触问题研究的对象是叶片榫齿与轮盘榫槽之间的动态接触和传热, 接触间隙的微小变化可能导致接触模式和接触状态发生突变, 进而

引起接触应力应变发生突变. 两者的接触状态直接决定了盘-片的整体受力情况, 所以分析涡轮盘-片之间的动态接触, 找到应力发生突变的间隙值对于盘-片结构的设计及加工具有重要意义. 接触问题的分析存在两个较大的难点: ①在求解问题之前, 不知道接触区域, 表面之间是接触或分开也是未知的、突然变化的, 这随时间、载荷、材料、边界条件和其他因素而定; ②大多的接触问题需要计算摩擦, 摩擦问题是高度非线性的, 摩擦使问题的收敛性变得困难.

根据结构图纸尺寸要求, 本文燃气涡轮盘-片结构的叶片榫头与轮盘榫槽的设计配合间隙为 0.005 mm, 而在加工过程中, 由于仪表以及人工测量的误差, 实际配合间隙值必然是一个随机变量, 涡轮在高温条件下运行, 旋转离心力以及材料受热膨胀会使榫头与榫槽压紧, 由于工况及载荷环境复杂, 榫头和榫槽的所有对应齿面都可能会出现不同时刻不同程度的接触, 因此本文在榫头和榫槽相对应的所有齿面生成面面接触单元. 目标单元采用 Target 170 单元, 接触单元采用 Conta 174 单元, 单元形状及有限元模型如图3所示. 这两种单元适用于三维结构以及耦合场的分析, 可以与 4 节点或 10 节点 4 面体单元以及可以退化为这两种单元的 8 节点或 20 节点 6 面体单元匹配, 因此适合本文选取的 Solid 70 和 Solid 185 单元. 在生成接触单元时不产生新的节点, 目标单元与接触单元分别覆盖在目标体和接触体表面, 与其覆盖的物体单元共用节点. 这些单元通过“目标面”和“接触面”形成“接触对”来模拟接触物体间的热量及位移的传递.

轮盘与叶片之间通过榫槽和榫头进行接触换热, 其接触传热系数受接触面的压力、表面粗糙度、充斥间隙的介质、接触间隙大小等因素影响. 一般情况下, 叶根榫头与轮盘榫槽之间会存在 50~100 °C 之间的温差^[13]. 对于金属面的接触来说, 接触热阻一般在 10^{-4} 数量级^[14], 接触传热系数为接触热阻的倒数. 在没有试验数据以及合适的计算公式可以参考的情况下, 接触传热系数 k_c ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$) 可通过设置一个初值 (比如 2500) 反算温差, 如果叶片与轮盘温差过大则取一个更大的值 (比如 3500), 通过几次调整就可以得到一个合适的值, 使榫头和榫槽之间存在一个合理的温差 (50~100 K), 本文经过计算取值为 3000; 接触摩擦因数根据结构的材料以及加工精度等因素确定, 本文为 0.3; 在求解接触有限元方程时, 对

于增广的拉格朗日法和罚函数法,需要设置一个合理的罚参数,即 ANSYS 中的接触刚度值.理论上,增大接触刚度值可以提高计算精度,但是接触刚度过大可能会引起总体刚度矩阵的病态而造成收敛困难.实际分析时,可以通过多次调整刚度值计算,使得刚度尽量大而且接触穿透量也小到可以接受.本文刚度值法向为 10^{13} ,切向为 10^9 .

1.4 位移边界条件

在第二类柱坐标系下,约束轮盘底面各向位移(径向、轴向和周向);为模拟循环对称边界条件,约束轮盘两分切面半径小于榫槽底部半径的部分的周向位移,耦合轮盘半径大于槽底半径的两分切面相对称部位节点的径向、轴向和周向位移;为约束榫头沿榫槽方向的刚体位移,耦合位于

榫头底面中部接触对中一个目标单元节点和临近的一个接触单元节点沿榫槽装配方向上的位移(如图3所示).

1.5 运行载荷谱的制定根据运行管理条例

选取了两种实际起动运行工况,制定了涡轮盘-片紧急起动运行工况(紧急工况)载荷谱和典型起动运行工况(典型工况)载荷谱(见图4).考虑到材料热响应时间延迟,将瞬态计算进行到2h.运行2h后燃气轮机的各项运行参数基本稳定,既可以考虑瞬态起动过程,又可以考虑稳态运行过程,较真实地反映了涡轮的实际运行情况,避免了传统方法在稳态运行计算时对于温度的近似处理,传统方法通常将温度按线性处理或是加载一个恒定温度.

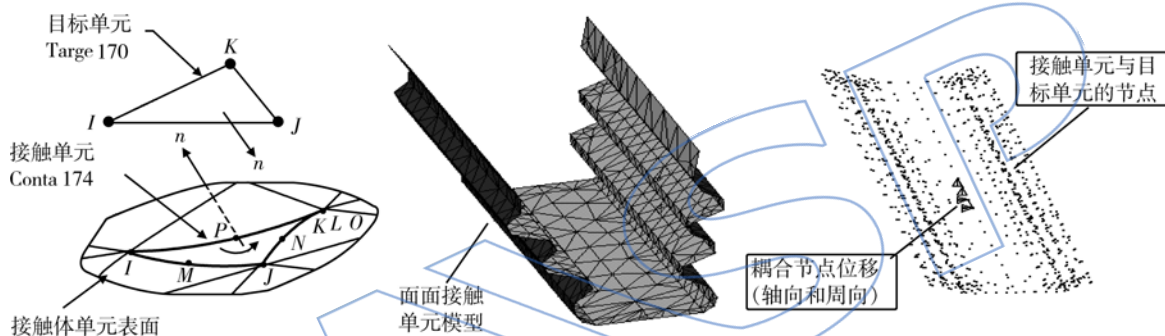


图3 接触单元模型及其位移边界条件

Fig. 3 Contact elements model and the displacement restrictions

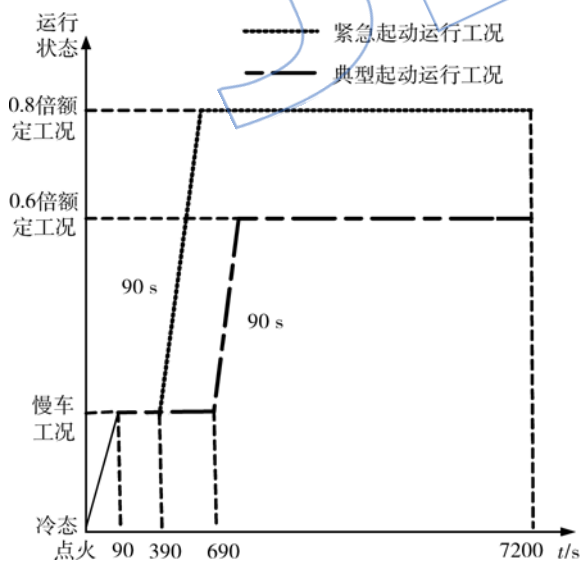


图4 燃气涡轮运行载荷谱

Fig. 4 Loads spectra of gas turbine

2 求解及结果分析

本文的接触热弹塑性分析采用顺序耦合分析

方法,即:①由热分析计算在给定的热力学条件下物体各点任意时间的温度分布;②将热分析结果文件作为温度载荷与旋转角速度、叶冠预紧力、燃气压力以及位移边界条件一起加载,进行接触热弹塑性有限元分析.热分析时,根据运行载荷谱对应时刻,在与燃气直接接触的表面(叶盆面、叶背面和叶身根部台面)加载相应平均温度来计算盘-片温度场.燃气温度、压力及涡轮转速等数据由燃气涡轮陆上试车以及实船运行数据资料得到.燃气压力的作用通过在叶盆侧加载压力差实现,燃气压力差可以通过 ANSYS 流体分析得到,更多相关分析过程在文献[6-8]中有较详细的介绍.

以紧急工况例,图5为设计配合间隙时叶片与轮盘的应力分布图.图中A,B,C三点分别为叶片、榫头和榫槽最大应力部位.A,B,C三点的应力应变随时间变化情况如图6所示,涡轮运行两小时后,盘-片结构的应力应变基本保持不变,说明涡轮运行趋于稳定.叶片榫头的应力最大约

560 MPa,未达到屈服极限. 轮盘榫槽承受的应力应变较为严重,原因是由于运行过程中由于轮盘温度升高,引起轮盘材料膨胀,而轮盘周向位移受约束而导致的. 叶片及轮盘最大应力都超过了材

料屈服极限. 因此在日常的运行管理中应尽量避免紧急工况,增加暖机时间以减小叶片的热应力. 另外,应尽量降低轮盘材料的热膨胀系数以减小榫槽底部的应力应变.

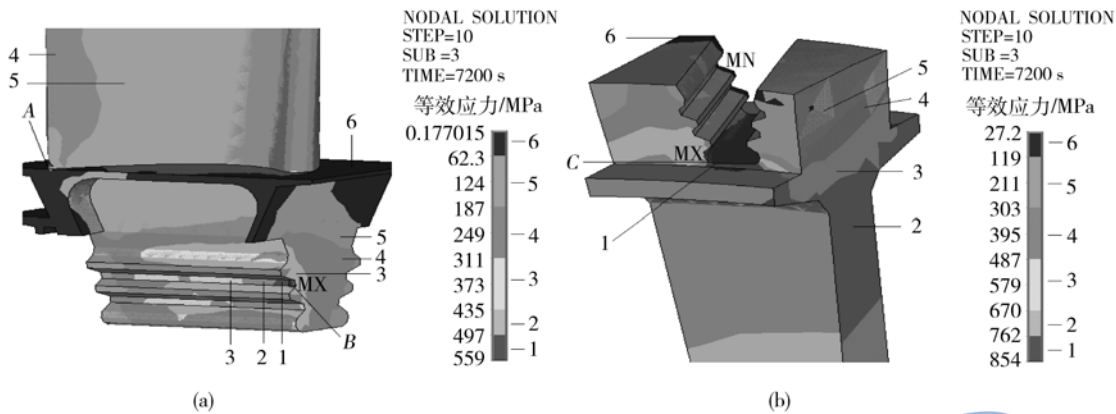


图5 紧急起动运行工况下,设计配合间隙 0.005 mm,运行 7 200 s 时的应力分布图

Fig. 5 Stress distribution under urgent loads and designed contact gap of 0.005 mm at 7 200 seconds

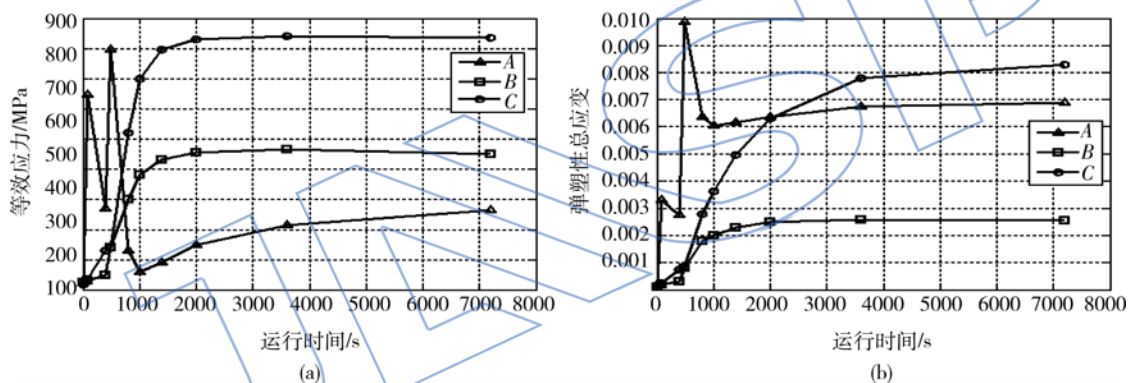


图6 紧急起动运行工况下,设计配合间隙 0.005 mm, A, B, C 三点等效应力、应变随时间变化图

Fig. 6 Stress and strain changing with time at the place of A, B and C under urgent loads and designed contact gap of 0.005 mm

图 7~图 8 显示了叶片榫头与轮盘榫槽最大应力应变在不同配合间隙下的变化情况比较. 图 7 中应力强度和等效应力分别为基于最大切应力定理(第三强度理论)和形状改变比能定理(第四强度理论)定义的相当应力,分别为

$$\sigma_{eq3} = |\sigma_1 - \sigma_3| \quad (4)$$

$$\sigma_{eq4} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (5)$$

其中 $\sigma_1 \sim \sigma_3$ 分别为第 1、第 2 和第 3 主应力. 应变强度和等效应变的定义与应力强度和等效应力类同,不再赘述. 对于弹塑性材料制成的构件进行强度计算时,这两个强度理论被广泛采用. 从图中可以看出,榫头与榫槽承受的最大等效应力应变以及最大应力应变强度都在 0.002 3~0.002 2 mm

间发生了突变. 当配合间隙为从 0.008 0~0.002 3 mm 时,榫头的最大等效应力位于榫头进气边叶盆侧的第一、二喉部,最大值在紧急工况时未超过 560 MPa,最大等效应变未超过 0.003 2,轮盘危险点的最大应变在紧急工况下未超过 0.008 6;当配合间隙小于等于 0.002 2 mm 时,榫头危险点转移到榫头底部榫齿上,其应力最大达到 830 MPa,超过了叶片材料的屈服极限约 100 MPa,轮盘危险点的应变也为设计配合间隙时的两倍多,这将导致盘-片的结构可靠性严重下降.

图 9~10 为典型工况、设计配合间隙和间隙为 0.002 0 mm 时的应力应变比较. 当间隙小于等于 0.002 2 mm 时,叶片榫头的最大应力部位由设计配合间隙时的 B 点(见图 5)变为榫头底部的 D 点(见图 9). 配合间隙为 0.002 0 mm 时,虽然轮盘

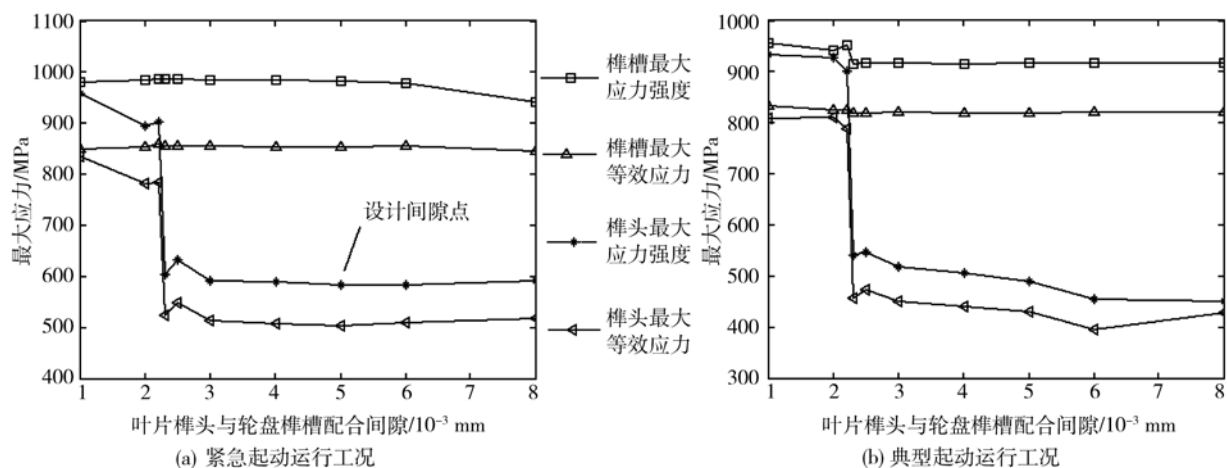


图 7 榫头与榫槽最大应力在不同配合间隙下的对比图

Fig. 7 Comparing of the maximal stress of the tenon and rabbet at different contact gaps

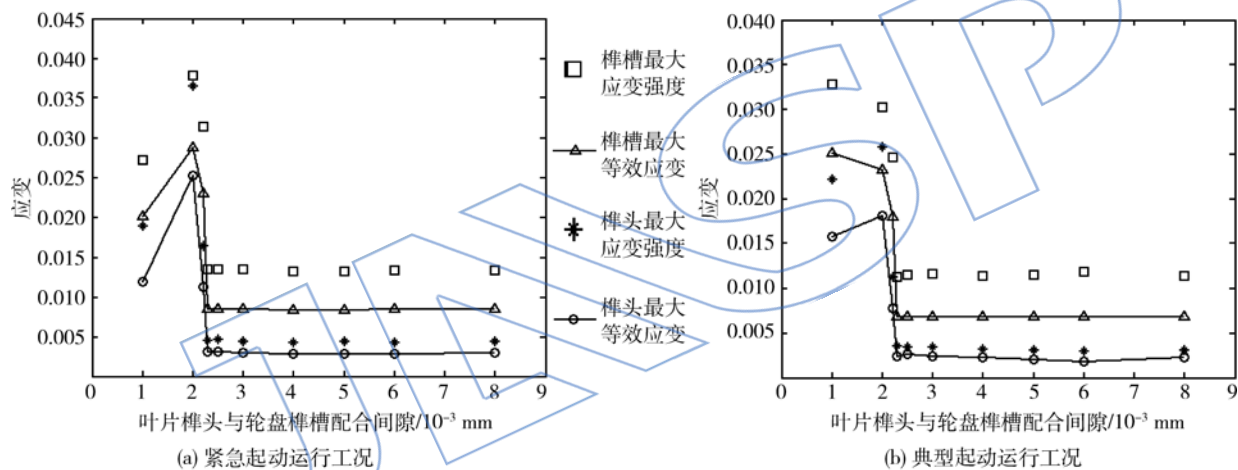


图 8 榫头与榫槽最大应变在不同配合间隙下的对比图

Fig. 8 Comparing of the maximal strain of the tenon and rabbet at different contact gaps

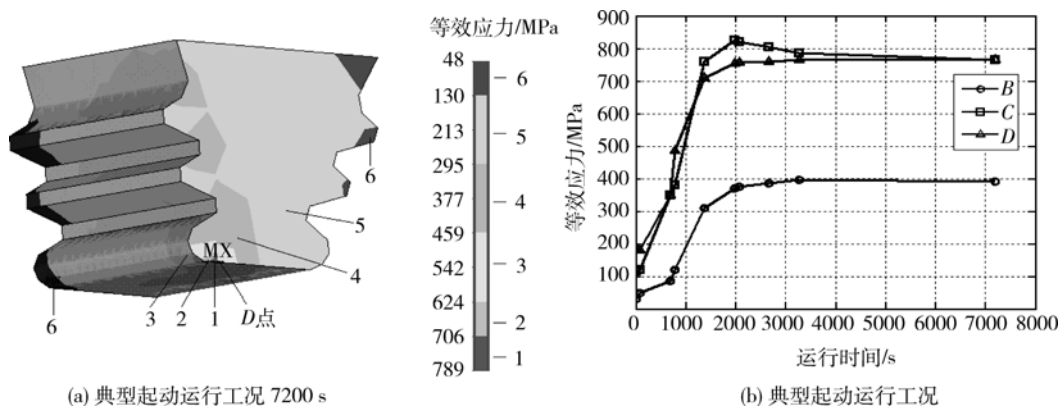


图 9 典型工况、配合间隙为 0.0022 mm 时榫头应力分布及 B、C 和 D 处应力随时间变化情况

Fig. 9 Stress distribution of the tenon and stress changing with time at the place of B, C and D under typical loads at the contact gap of 0.0022 mm

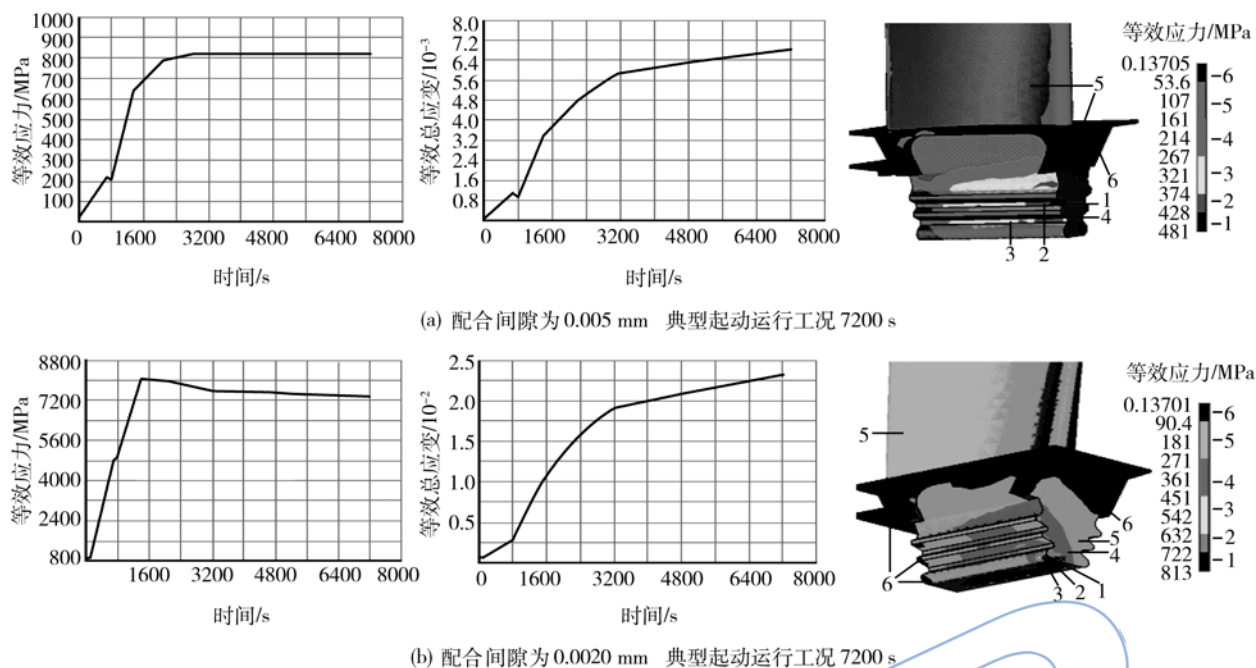


图 10 典型工况、配合间隙分别为 0.005 mm 与 0.0020 mm 时结构应力应变对比图
Fig. 10 Comparing of the maximal stress of the tenon at the contact gap of 0.005 mm and 0.0020 mm

C 点的应变随着运行时间的增加不断增大,且比设计配合间隙时的应变大很多,但是其附近的最大应力在运行 1600 s 后,却逐渐下降约 100 MPa,且比设计配合间隙时的应力要小。可以推断,由于其附近局部范围内发生了较大的塑性变形,引起了局部应力松弛,最大应力点向榫槽中央转移,但 C 点仍是最大应变点。

由于接触传热系数无法通过试验测定,需进一步考察接触传热系数对计算结果的影响。表 1 中数据为典型工况下,最大等效应力应变计算结果。结果表明,榫头最大应力与榫槽最大等效应变值随接触传热系数的改变而变化,但变化并不明显。而接触应力应变发生突变的配合间隙仍为

0.0022~0.0023 mm。经计算,结论对于紧急工况同样成立。

综上所述,建议在设计加工叶片榫头与轮盘榫槽尺寸的过程中,其配合间隙应加以严格控制,至少应大于 0.0023 mm,鉴于间隙在 0.005~0.008 mm 范围内对结构的应力应变影响不大,建议稍微增大设计间隙以减少由于随机性引起间隙小于 0.0023 mm 的概率。

3 结 论

本文详细介绍了某燃气涡轮盘-片结构瞬态接触热弹塑性有限元分析方法和过程,得到了结构在紧急工况和典型工况下的应力应变时间历程,利用参数化设计语言实现了分析全过程,将盘-片配合间隙值等设置为参数,研究了不同配合间隙下的接触应力应变情况,发现当配合间隙为 0.0080~0.0023 mm 时,盘-片结构最大接触应力应变的变化很小,但当间隙小于 0.0023 mm 时,接触应力应变突然增大很多,导致盘-片的结构可靠性严重下降。接触应力应变随接触传热系数的增大以及涡轮运行工况的升高而增大,但接触应力应变发生突变的配合间隙没有改变,因此在加工过程中应严格控制盘-片的配合间隙大小。尽管对于不同型号的燃气涡轮盘-片,接触应力应变发生突变的间隙值不尽相同,但采用参数化分析的方法可以找到该突变值,进而可对涡轮盘-片接触

表 1 不同接触传热系数时应力应变比较

Table 1 Comparison of stress and strain on different k_t

$k_t /$ (W/(m ² · K))	配合间隙/mm			
	0.0022		0.0023	
	榫头	榫槽	榫头	榫槽
	应力/ MPa	应变/ 10 ⁻²	应力/ MPa	应变/ 10 ⁻²
2500	783.32	1.751	457.32	0.6752
3000	788.41	1.796	456.65	0.6798
3500	792.06	1.831	456.12	0.6943

结构的设计、加工及选材提供具体的参考。

参考文献:

- [1] 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, 18(2): 23-26.
GAO Yong, WANG Yanrong. Low cycle fatigue-creep life prediction for turbine rotor blade[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2005, 18(2): 23-26. (in Chinese)
- [2] 丁智平,刘义伦,尹泽勇. 燃气涡轮转子盘-片系统三维非线性循环应力-应变分析[J]. 机械设计, 2004, 21(8): 38-43.
DING Zhiping, LIU Yilun, YIN Zeyong. Three dimensional nonlinear cyclic stress-strain analysis of gas turbine rotor disc-blade system[J]. Journal of Machine Design, 2004; 21(8): 38-43. (in Chinese)
- [3] 孙瑞杰,闫晓军. 涡轮叶片榫齿部位疲劳/蠕变试验的新特点[J]. 航空动力学报, 2007; 22(3): 419-422.
SUN Ruijie, YAN Xiaojun. New character of fatigue-creep tests on serration of turbine blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(3): 419-422. (in Chinese)
- [4] 付娜. 某航空发动机涡轮盘和叶片的强度分析和寿命计算[D]. 西安:西北工业大学, 2006.
FU Na. Strength analysis and life prediction of a aeronautics gas turbine disc and blade[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2006. (in Chinese)
- [5] 赵霞. 某涡浆发动机涡轮转子强度与寿命计算[D]. 南京:南京航空航天大学, 2005.
ZHAO Xia. Strength analysis and life prediction of a turboprop gas turbine rotor[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2005. (in Chinese)
- [6] 杨自春,申文才,彭茂林. 随机环境下涡轮盘-片剩余寿命预测方法[J]. 航空动力学报, 2009, 24(8): 1677-1683.
YANG Zichun, SHEN Wencai, PENG Maolin. Research on residual life prediction of turbine disc-blade under random environment[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(8): 1677-1683. (in Chinese)
- [7] 申文才,杨自春. 涡轮盘-片耦合场及接触问题建模与分析的新方法[J]. 燃气轮机技术, 2009; 22(1): 25-28.
SHEN Wencai, YANG Zichun. A new method of modeling and analysis for the coupling field and contact problem of turbine disc-blade[J]. Gas Turbine Technology, 2009; 22(1): 25-28. (in Chinese)
- [8] 彭茂林,杨自春,曹跃云. 涡轮盘-片结构的接触分析[J]. 热力透平, 2009, 38(4): 238-243.
PENG Maolin, YANG Zichun, CAO Yueyun. Touch analysis of turbine disc-blade structure[J]. Thermal Turbine, 2009, 38(4): 238-243. (in Chinese)
- [9] 郭建亭. 高温合金材料学:应用基础理论[M]. 北京:科学出版社, 2008.
- [10] 《工程材料实用手册》编辑委员会. 工程材料实用手册[M]. 北京:中国标准出版社, 2002.
- [11] 彼莱奇科,廖荣锦,默然. 连续体和结构的非线性有限元[M]. 庄茁译. 北京:清华大学出版社, 2002.
- [12] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京:清华大学出版社, 2003.
- [13] 杨自春,倪宁,杨毅. 叶轮机械[M]. 北京:国防工业出版社, 2007.
- [14] 戴锅生. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社, 1999.