

文章编号: 1000-8055(2009)08-1677-07

随机环境下涡轮盘-片剩余寿命预测方法

杨自春, 申文才, 彭茂林

(海军工程大学 船舶与动力学院, 武汉 430033)

摘 要: 采用随机有限元方法, 针对某燃气涡轮盘-片进行了热流固耦合及接触热弹塑性分析, 得到了随机应力应变响应; 基于概率 Miner 损伤准则和应变场强法, 运用 K. N. Smith 疲劳损伤公式及 Manson-Succop 形式热强综合参数蠕变方程计算了涡轮盘-片的疲劳蠕变寿命; 据此分析了影响疲劳和蠕变损伤的各种因素, 提出了装置使用和维护方面的建议. 分析结果接近实际, 证明该方法不失为目前为止较好的预测涡轮盘-片剩余寿命的新方法.

关 键 词: 随机有限元; 热流固耦合; 接触问题; 涡轮盘-片; 剩余寿命预测

中图分类号: TK471

文献标识码: A

Research on residual life prediction of turbine blade-disc under radon environment

YANG Zi-chun, SHEN Wen-cai, PENG Mao-lin

(School of Naval Architecture and Power,

Naval University of Engineering, Wu Han 430033, China)

Abstract: Heat-fluid-solid coupling and contact thermo-elastic-plastic analysis was carried for a certain turbine blade-disc, and the stress and strain-time course was obtained in this paper. Based on probabilistic Miner's rule and strain field intensity (SFI) approach, the fatigue/creep life of turbine blade-disc was calculated by using K. N. Smith equation and Manson-Succop creep equation. Influential factors to the fatigue and creep were analyzed according to the life prediction results and some advices about utilization and maintenance of the equipment were given. Results in this paper were close to factual state, proving that the method of residual life prediction for the turbine blade-disc is preferably so far.

Key words: stochastic finite element method; heat-fluid-solid coupling; contact problem; turbine blade-disc; residual life prediction

燃气轮机运行时, 叶片与轮盘在高温燃气冲刷下高速旋转, 承受离心力、气动力和热应力作用. 同时盘-片动态接触, 整体结构承受随机多轴载荷作用, 应力应变状态十分复杂. 因此如何精确的分析盘-片应力应变状态至关重要. 再者盘-片作为燃气轮机重要零部件, 其剩余寿命和可靠度直接决定了整机的服役时间和安全性. 因此寻求

一种相对准确的寿命预测方法倍受人们关注.

文献[1]对某航空发动机高压涡轮叶片进行了热-结构分析, 得出了叶片在某典型科目下的低循环疲劳和蠕变寿命, 并给出了不同平均应力修正方法下该科目的总损伤. 文献[2]针对某航空发动机低压涡轮叶片, 综合考虑离心力、气动力进行了弹塑性分析, 指出了叶片结构强度的薄弱位置,

收稿日期: 2008-07-10; 修订日期: 2009-06-16

基金项目: 总装武器装备预研基金

作者简介: 杨自春(1967—), 男, 山东菏泽人, 教授, 主要从事结构可靠性研究.

并进行了高温低循环疲劳寿命预测.文献[3]针对镍基高温合金 GH4049 的蠕变疲劳相互作用进行了系统研究,得到了许多有价值的结论.并指出利用线性累积损伤法则能够较合适的预测该合金的蠕变-疲劳寿命.

上述文献分别从叶片的应力应变分析、寿命预测方面及材料的疲劳蠕变相互作用方面进行了研究,得到的结论具有较高的工程应用价值.但是由于文献中没有综合考虑离心力、气动力及热应力的作用,没有考虑盘-片之间的传热和动态接触的作用,更没有考虑燃气轮机运行过程中工况、周围环境以及材料强度等不确定性因素对寿命的影响.因此其研究成果有待进行进一步完善.国外对这方面的研究相对集中,文献[4]考虑高温及应力多变对燃气涡轮蠕变疲劳寿命的影响,提出应用响应面法与 Monte Carlo 随机有限元法相结合解决;并根据已有的燃气轮机运行任务剖面,应用外推法得到以后的运行工况继而进行累积损伤计算.文中以叶片蠕变剩余寿命为例对上述方法进行了说明和验证,算例考虑了燃气轮机运行工况,叶片几何参数以及材料弹性模量等不确定性因素.该报道提出将响应面法与 Monte Carlo 随机有限元法相结合应用于叶片剩余寿命预测中,具有较高的参考价值.但作者没有考虑气动力及盘片接触的影响,而且文献中剩余寿命预测只考虑蠕变这一种情况,所以该研究仍需继续深入.

本文在 Monte Carlo 随机有限元方法的基础上提出了一种新的算法,并针对涡轮盘-片热流固耦合、接触问题以及随机载荷下剩余寿命预测方法进行研究.

1 盘-片的热-流-固耦合及接触热弹性分析

1.1 随机载荷的产生

针对具体装备根据其实际运行载荷数据,选

取若干典型的启动运行载荷谱,通过 Monte Carlo 方法产生载荷谱编号的一系列随机数,统计随机数中各载荷谱发生的次数,制成随机载荷发生的频次表.然后根据建立的载荷谱计算各典型启动运行过程结构的应力应变随机响应.该方法得到的应力应变随机响应和载荷频次表可为随机载荷作用下结构的寿命预测提供所需数据.

本文选取了燃气轮机启动运行时发生频繁的 6 个典型工况,工况 1 见表 1.假设燃气轮机每年平均启动运行 90 次,各启动工况发生的几率均等,服从 1,6 之间的均匀分布.为得到各工况发生的情况,运用 MATLAB 中 Unidrnd 函数产生 1, 6 之间的离散型均匀随机数,然后统计各工况发生的频率得到载荷总谱,见图 1.

1.2 有限元分析方法

本文热-流-固耦合及接触有限元模型见图 2,分析方法及过程见图 3,具体如下所示.

1.2.1 分析方法和过程

1) 在 ANSYS 中打开叶片实体,导入流场实体,进行布尔迭加运算,叶身与叶根进行加运算;分别给流场和叶片分配材料号为 1 和 2,并采用 FLUID142 单元划分网格;设置流体分析求解选项然后保存模型至流体分析文件夹中.

2) 打开流体分析模型,导入轮盘实体,分配材料号为 3,并采用 FLUID142 单元划分网格,然后删除流场网格;将 FLUID142 转换为 SOLID70 单元,在叶根与轮盘之间生成面面接触对;将笛卡儿坐标系转换为第二类圆柱坐标系,并将节点坐标系旋转至当前坐标系下;设置接触实常数及热分析求解选项然后保存模型至热分析文件夹中.

3) 打开热分析模型,添加材料属性,将 SOLID70 单元转换为 SOLID185 单元,删除接触单元,并重新生成面面接触对;设置接触实常数及结构分析求解选项,设置轮盘与叶片的位移约束,

表 1 燃气涡轮启动工况 1

Table 1 No. 1 starting load spectrum of gas turbine

启动时刻/s	涡轮动叶入口温度/ K	涡轮动叶出口压力/ MPa	涡轮动叶入口燃气流速 $V_x/(m/s)$	涡轮动叶入口燃气流速 $V_y/(m/s)$	涡轮转速/(r/min)
90	303	0.101	0	0	0
180	556	0.171	10	16.7	875
527	799	0.19	26.3	43.8	2300
560	965	0.233	34.8	58	3036
570	1013	0.24	43	72	3270
900	1013	0.24	43	72	3270

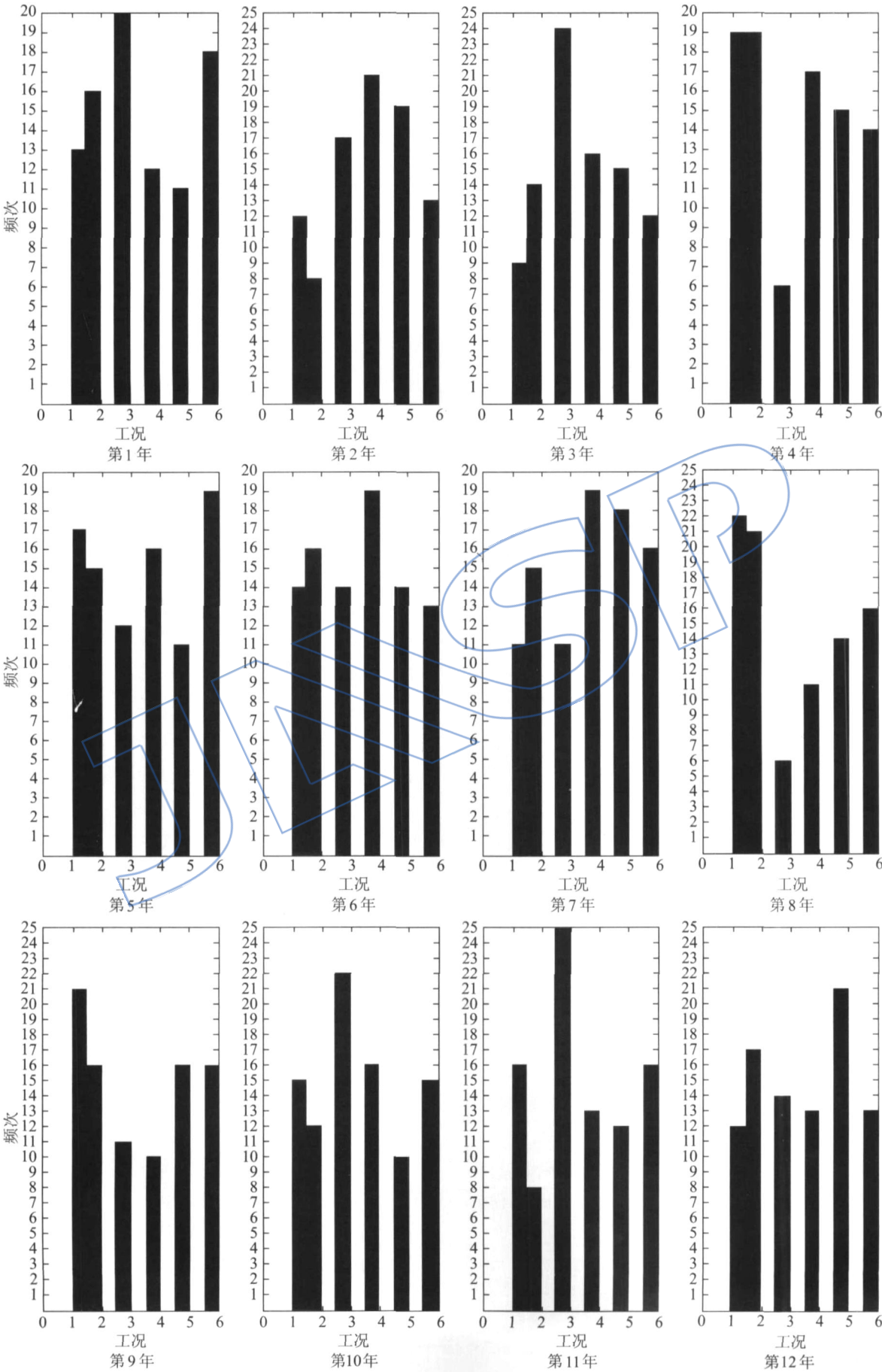


图 1 装置使用至今的工况频次

Fig. 1 Cycle loads frequency of the gas turbine so far



图 2 有限元模型

Fig. 2 Finite element method model

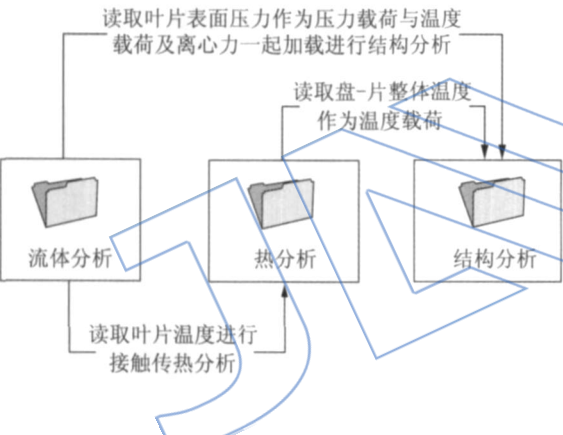


图 3 有限元分析思路

Fig. 3 Program of FEM analysis

- 保存模型至结构分析文件夹。
- 4) 打开流体分析文件夹中模型,施加载荷并求解,保存结果。
 - 5) 打开热分析文件夹中模型,读取流体分析结果文件中温度进行接触传热分析,保存结果。
 - 6) 打开结构分析文件夹中模型,读取流体分析结果文件中压力以及热分析结果文件中温度,并与离心力一起加载进行热弹塑性分析,保存结果。
 - 7) 后处理,显示危险部位的温度、应力、应变的时间历程。
1. 2. 2 求解设置
- 1) 流体分析求解选项及边界条件

设置流体入口温度、入口速度以及出口压力,把流场边界作为壁面处理,即设定边界处速度为 0;选择瞬态不可压缩紊流分析,并在各载荷步流体属性中设置启动过程相应的流体密度、导热系数等参数,设置结果输出选项为温度和压力;为确保求解收敛一般设置流体属性中人工黏度为 0.1~0.01 之间。

2) 接触传热设置

轮盘叶片之间通过榫槽和榫头进行接触换热,其热传导系数由接触面的压力、表面粗糙度、材料特性等因素决定。由于真实情况下除接触换热,榫头与榫齿之间存在着与其间隙内流场相关的对流换热。因此这里的接触换热系数可由一估计值给出,使两者之间存在一个合理的温差。本文接触换热系数 (TCC) 取值为 2500。

3) 热弹塑性分析求解选项及边界条件

设置接触面间摩擦系数为 0.25;为保证接触热弹塑性分析收敛及求解结果的正确性,本文经过多次实验得到求解刚度的最佳值:法向接触刚度为 1.0×10^{12} ,切向接触刚度为 1.0×10^8 ;约束轮盘侧面法向位移,约束轮盘底端法向位移,约束叶根和轮盘后端面法向位移。

1. 3 热弹塑性分析

燃气轮机启动整个过程 9.5 min,计算时间对实际时间稍加处理,从点火时刻开始计时,当载荷和边界条件都加到额定工况时刻为 570 s。考虑材料热响应时间延迟,整个计算时间取 900 s。在点火后 90 s,减少燃料量限制温度的继续上升,作 5 min 的暖机,然后开始加负荷直至满载。取典型启动工况 1 为例介绍耦合场及接触问题的热弹塑性分析。

热弹塑性分析共分 6 个载荷步,0~90 s 为第 1 个载荷步,子步长 10 s;90~180 s 为第 2 个载荷步,子步长 10 s;180~527 s 为第 3 个载荷步,子步长 10 s;527~560 s 为第 4 个载荷步,子步长 5 s;560~570 s 为第 5 个载荷步,子步长 3 s;570~900 s 为第 6 个载荷步,子步长 10 s,自动时间步长打开。求解得到工况 1 的 570 s 和 900 s 时应力分布情况如图 4 和图 5。A 和 B 两处应力应变随时间变化情况见图 6 和图 7。由图可知,涡轮盘-片危险部位分别是 A 和 B 两处,其应力应变分别在启动 570,900 s 时达到最大值。其它各启动工况下求解结果见表 2。

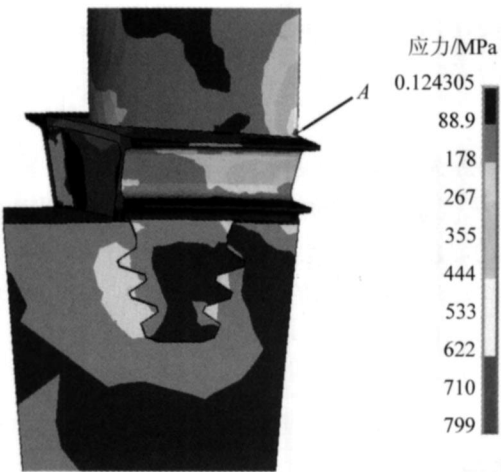


图 4 570 s 时应力分布

Fig. 4 Stress distribution at 570 second

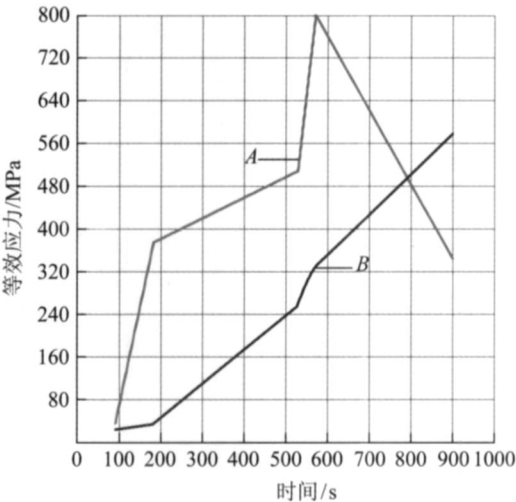


图 6 A 和 B 两处应力时间历程

Fig. 6 Stress changing with time at the place of A and B

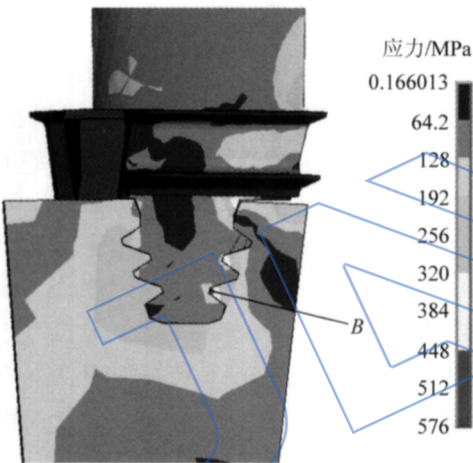


图 5 900 s 时应力分布

Fig. 5 Stress distribution at 900 second

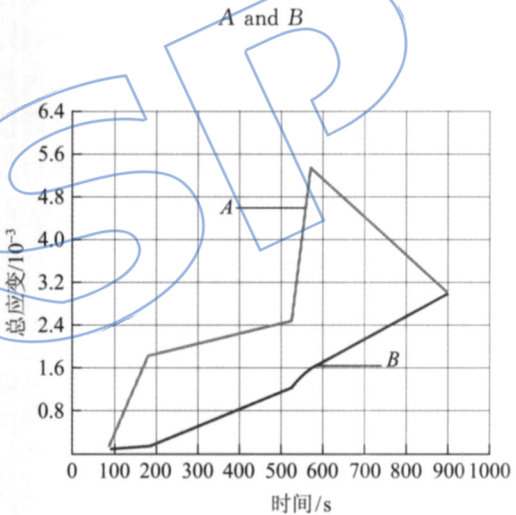


图 7 A 和 B 两处应变时间历程

Fig. 7 Total strain changing with time at the place of A and B

表 2 各工况下 A 和 B 两处应力应变情况

Table 2 Maximum of the stress and strain at the place of A and B

	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5	工况 6
A 处最大应力/ MPa	799	813	793	777	776	772
B 处最大应力/ MPa	576	570	567	553	546	549
A 处最大总应变/ %	0. 537 00	0. 561 12	0. 518 28	0. 493 69	0. 490 69	0. 483 18
B 处最大总应变/ %	0. 301 61	0. 296 03	0. 293 06	0. 283 85	0. 279 65	0. 280 13

2 应变场强法寿命预测

2.1 剩余寿命预测流程

对于已投入使用一段时间的装备或零部件而言,剩余寿命的概念应该分开而论,正如结构疲劳

损伤发展过程一样,当装备在投入使用一段时间之后,未发现有明显裂纹的,我们关注的是它还有多久会产生裂纹以定期准备检修;对于使用一段时间后产生裂纹的零部件,我们关注它是否还能正常安全使用,如果可以,其使用期限为多久,以定期

准备配件及时维修或更换. 这里只研究第一种情况. 本文基于应变场强理论预测涡轮盘片的剩余寿命, 其流程见图 8. 应变场强法^[5]预测寿命的步骤如下:

- 1) 确定装备及零部件使用过程中可能的疲劳危险部位;
- 2) 通过计算得到部件危险部位应力应变时间历程;
- 3) 运用场强理论计算危险部件应变场强;
- 4) 结合载荷频次表及疲劳蠕变计算公式, 预测结构剩余寿命.

2.2 应变场强计算方法

ANSYS 通用后处理器的路径图功能可以显示某个变量沿模型上指定路径的变化情况. 利用该功能我们可以得到部件危险部位的应变量沿场径变化. 然后得出破坏函数 $f(\epsilon_j)$ 关于场径 r 的函数. 权函数 $\phi(r)$ 在物理意义上表示局部损伤区 Ω 内某点处应力对 $r=0$ 处峰值应力的影响. 对各向同性材料, 弹性应力分布只与几何形状有关, 故 $\phi(r)$ 也只与缺口几何形状有关. 若取一级近似形式计算^[6], 则

$$\phi(r) = 1 - \left(1 - \frac{\epsilon}{\epsilon_{\text{peak}}}\right) r(1 + \sin \theta) \quad (1)$$

最后根据公式^[2]

$$\epsilon_{\text{f}} = \frac{1}{V} \int f(\epsilon_j) \phi(r) \text{d}v \quad (2)$$

得到危险部位的应变场强, 式中 ϵ_{f} 为应变场强, Ω 为局部损伤区, V 为 Ω 的体积.

2.3 疲劳/蠕变寿命计算公式

低周疲劳寿命采用 K. N. Simith 公式^[5]计算,

考虑到当材料处于弹性范围时, 平均应力 σ_m 对疲劳寿命的影响较大, 因此采用修正的公式为

$$\sigma_{\text{max}} \Delta \epsilon = \frac{2 \sigma'}{E} (2 N_f)^{2b} + 2 \sigma' \epsilon' (2 N_f)^{b+c} \quad (3)$$

式中 $\Delta \epsilon$ 为等效应变幅, 计算时代入应变场强; σ' 为疲劳强度系数; ϵ' 为疲劳塑性系数; σ_{max} 为应力最大值; b 为疲劳强度指数; c 为疲劳塑性指数; N_f 为低周疲劳寿命循环数; E 为弹性模量. σ', ϵ', b, c 和 E 取值分别为: 2260 MPa, 34.8%, -0.151, -0.912, 187 000 MPa.

由于叶片的蠕变寿命与应力、温度以及保载时间相关, 因此采用热强综合参数方程^[7]来计算. M-S(Manson Succop)形式的方程为

$$\lg \sigma = a_0 + a_1 P + a_2 P^2 + a_3 P^3 \quad (4)$$

式中 σ 为保持应力, a_0, a_1, a_2 和 a_3 为参数, 分别为: -3.473 23, 0.816 596, -0.030 828, -0.000 314 45.
 $P = 0.020 92 T + \lg t_c$

式中 T 为绝对温度 (K); t_c 为至断裂时间 (h).

由疲劳蠕变损伤计算结果可知叶片疲劳蠕变总损伤为 0.558 6, 剩余损伤量为 0.441 4. 如果该燃气轮机继续以年平均启动 90 次, 每次运行 12 h 的规律使用, 则其剩余寿命为 9 年. 根据表 3 与表 4 对比可知, 对于动力涡轮叶片其疲劳损伤与蠕变导致的损伤相当; 由表 3 可知决定燃气轮机叶片疲劳损伤的因素是启动过程中升负荷加速度和负荷的大小; 由表 4 可知影响叶片危险部位蠕变损伤量的是该处的保持应力和温度值大小, 而且相比之下, 温度起着决定性作用. 因此为了减少涡轮叶片的疲劳损伤量就需要提高燃气轮机暖机后的转速, 以减少升负荷阶段的加速度, 从而降低危险部位的应力应变最大值; 而要减少叶片蠕变损伤量就需要采取相应的冷却措施, 以降低叶片工作时的最高温度.

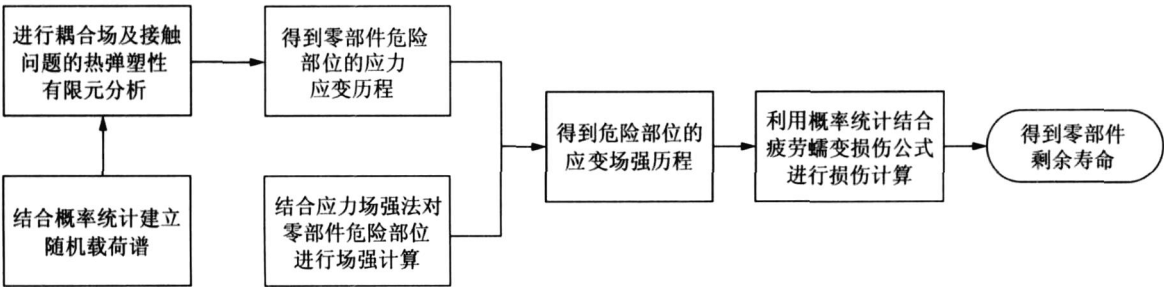


图 8 剩余寿命预测流程图

Fig. 8 Program of residual life prediction

表 3 A 处疲劳损伤计算结果
Table 3 Fatigue damage at the place of A

	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5	工况 6
应变场强/ %	0. 520 3	0. 541 7	0. 500 3	0. 475 7	0. 473 4	0. 465 8
工况频次/ 次	181	177	182	183	176	181
疲劳寿命/ 次	2876	2418	3314	4118	4194	4483
疲劳损伤	0. 062 9	0. 073 2	0. 054 9	0. 044 4	0. 042 0	0. 040 4
总损伤	0. 317 8					

表 4 A 处蠕变损伤计算结果
Table 4 Creep damage at the place of A

	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5	工况 6
保持应力/ MPa	343. 4	327. 4	366	364. 4	363. 4	362. 3
温度/ K	1000	987	982	975	972	965
工作时间/ h	2172	2124	2184	2196	2112	2172
蠕变寿命/ h	28466	74526	42907	62033	73079	104423
蠕变损伤	0. 076 3	0. 028 5	0. 050 9	0. 035 4	0. 028 9	0. 020 8
总损伤	0. 240 8					

3 结 论

1) 文中分析得出的危险部位与实际装置的正常破坏部位吻合,证明了文中耦合场及接触问题的热弹塑性分析方法正确可靠,继而确保了利用应变场强法计算燃气轮机涡轮盘-片寿命的正确性和可信度.

2) 按照每年平均启动 90 次,每次工作 12 h,文中燃气涡轮叶片的剩余寿命为 9 年.

3) 由寿命计算结果可知:决定燃气轮机叶片疲劳损伤的因素是启动过程中升负荷加速度和负荷的大小;影响叶片危险部位蠕变损伤量的是该处的保持应力和温度值大小,而且相比之下,温度起着决定性作用.为了减少涡轮叶片的疲劳损伤量就需要提高燃气轮机暖机后的转速,以减少升负荷阶段的加速度,从而降低危险部位的应力应变最大值;而要减少叶片蠕变损伤量就需要采取相应的冷却措施,以降低叶片工作时的最高温度.

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]. 燃气涡轮实验与研究,2005:18(2):23-25.
GAO Yong,WANG Yanrong. Low cycle fatigue-creep life prediction for turbine rotor blad[J]. Gas Turbine Experiment and

Research,2005:18(2):23-25. (in Chinese)

[2] 陈立杰,谢里阳. 某低压涡轮工作叶片高温低循环疲劳寿命预测[J]. 东北大学学报,2005:26(7):673-676.
CHEN Lijie,XIE Liyang. Prediction of high-temperature low-cycle fatigue life of aeroengine's turbine blades at low-pressure stage[J]. Journal of Northeastern University (Natural Science),2005:26(7):673-676. (in Chinese)

[3] 陈立佳. 镍基高温合金低周疲劳及疲劳-蠕变交互作用的研究[D]. 北京:中国科学院金属研究所,1999.
CHEN Lijia. Study on low cycle fatigue and creep-fatigue interaction of nickel base surper alloy[D]. Beijing:Institute of Metal Research,Chinese Academy of Sciences,1999. (in Chinese)

[4] LIU Zhimin,Volovoi V,Mavris D N. Probabilistic remaining creep life assessment for gas turbine components under vary operating conditions [R]. Denver Colorado:43th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures,Structural Dynamics and Materials Conference,2002.

[5] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京:国防工业出版社,2003:154-158.

[6] 尚德广,王德俊. 多轴疲劳强度[M]. 北京:科学出版社,2007:206-225.

[7] 王延荣,宋兆泓,侯贵仓. 涡轮叶片高温低循环疲劳/蠕变寿命实验评定[J]. 航空动力学报,2002:17(4):404-411.
WANG Yanrong,SONG Zhaozhong,HOU Guicang. Experimental evaluation of high temperature low cycle fatigue-creep life of turbine blade[J]. Journal of Aerospace Power,2002:17(4):404-411. (in Chinese)