

文章编号: 1000-8055(2002)01-087-06

涡轮盘销钉孔损伤容限分析新方法及其应用

陆 山, 黄其青

(西北工业大学 航空动力与热力工程系, 陕西 西安 710072)

摘要: 本文提出温度及离心载荷作用下三维构件损伤容限分析方法。该方法采用新型双重边界元法分析温度及离心力载荷作用下的涡轮盘三维裂纹应力强度因子(SIF),并结合 Paris公式及 Euler法获得涡轮盘销钉孔边裂纹扩展形状及裂纹扩展寿命,进而采用二次估计方法获得涡轮盘裂纹扩展寿命修正值。利用新型双重边界元法分析了销钉载荷、温度场、裂纹形状对轮盘孔边三维裂纹应力强度因子的影响,并对以往涡轮盘销钉孔边裂纹扩展寿命分析工程方法的近似性进行了讨论。文中算例表明采用本文方法分析复杂载荷三维裂纹扩展寿命具有效率高、建模方便的优点。

关键词: 涡轮盘; 边界元法; 损伤容限分析; 应力强度因子; 裂纹

中图分类号: O346.5 文献标识码: A

New Method for Damage Tolerance Analysis of Turbine Disk and its Application

LU Shan, HUANG Qi-qing

(Northwestern Polytechnic University, Xi'an 710072, China)

Abstract A new method for damage tolerance analysis of three-dimensional component under temperature and centrifugal loads is proposed in this paper. First, stress intensity factors of three-dimensional cracks on a pin-hole of a turbine disk under temperature and centrifugal loads can be analyzed by use of the new type of dual boundary element method. Then incremental Euler forward analysis can be made to determine the shape of crack and crack growth life of the turbine disk step by step, with the help of Paris's formula of crack growth, until the maximum effective range of SIF of the 3-D crack reaches. Next, a second order estimation of crack growth life can be obtained by the trapezoid-formula-integration through the curve of crack length versus effective range of SIF. By virtue of the new type of dual boundary element method, influences of pin loads, temperature fields and shapes of cracks on stress intensity factors are analyzed. The crack growth life of a turbine disk is obtained using the method given in this paper afterwards. Approximation of an engineering method used before to calculate stress intensity factors of a crack near pin-hole of a turbine disk is discussed too. Examples given in the paper demonstrate the high efficiency and easily modeling of three-dimensional analysis of crack growth under complex loads by the present method.

Key words turbine disk; boundary element method; damage tolerance analysis; stress intensity factors; cracks

收稿日期: 2000-10-16 修订日期: 2001-10-10

基金项目: 航空科学基金资助项目(99C53026); 国家教委留学回国人员基金资助项目; 西北工业大学双新人才基金资助项目

作者简介: 陆山(1955-),男,西北工业大学航空动力与热力工程系教授,博士生导师。

1 引言

航空发动机涡轮盘造价昂贵、结构复杂、工作条件恶劣,它的正常工作对发动机乃至整个飞机安全性影响极大,它是航空发动机断裂关键件,其损伤容限设计具有举足轻重的作用。对航空发动机涡轮盘损伤容限分析方法及其应用的研究近 20 年来一直没有停止过,并已取得可喜的成绩^[1-6]。三维裂纹裂尖参量的确定是三维裂纹扩展分析的最重要环节之一。目前工程中常采用有限元位移法(或 J 积分法)、权函数法确定 SIF,或直接利用 SIF 手册中结果^[7]。前者需要在裂尖附近划分较密的网格才能获得满足工程精度要求的结果,因此计算量很大,且三维问题建模较困难。三维裂纹分析权函数法计算量小,但其依赖于基本模型的权函数已知,且对三维问题具有一定的近似性,因此对三维裂纹问题其应用受到较大的限制。三维裂纹手册解主要来源于上述方法,且仅提供有限种三维裂纹的应力强度因子结果,而三维裂纹问题的模型种类(不同几何尺寸、不同裂纹形状)远比二维问题的类型多几个数量级,它们不可能都在手册中反映。文献[8]在近年呈现的

$$C_{ki}u_i(p) = \int_{S_o} U_{ki}(p, Q) t_i(Q) dS(Q) - \int_{S_o - S_x} T_{ki}(p, Q) u_i(Q) dS(Q) + \int_{S_o} a_k(p, Q) dS(Q) + \int_{S_o} \left[d_k T - f_k \frac{\partial T}{\partial n} \right] dS - \int_{S_c^+} T_{ki} \Delta u_i dS \quad \forall p \in S_o \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \dot{t}_j(p) = & n_i^o \int_{S_o} D_{ijk} t_k(Q) dS - n_i^o \int_{S_o} S_{ijk} u_k(Q) dS + n_i^o \int_{S_o} \left[d_{ij}(p, Q) T(Q) - f_{ij}(p, Q) \frac{\partial T(Q)}{\partial n} \right] dS(Q) + \\ & n_i^o \int_{S_o} a_{ij} dS - n_i^o \int_{S_c^+ - S_x^+} S_{ijk} \Delta u_k dS - \frac{E\Gamma T^*}{1-\nu} n_j^o \quad p \in S_c \text{ (光滑)} \quad (2) \end{aligned}$$

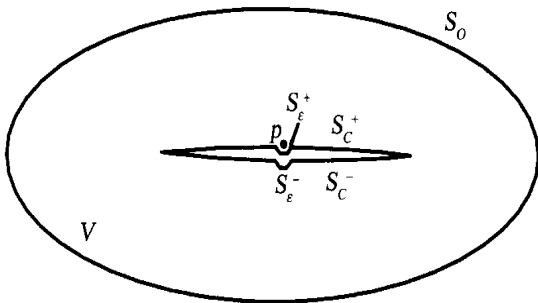


图 1 含裂体模型

Fig. 1 Model of a cracked body

在三维含裂构件外边界各节点上采用位移边界积分方程(1),在裂纹上(或下)表面各节点上采用面力积分方程(2),此时可提供足够的方程求解

双重边界元法的基础上,提出可考虑温度及离心力载荷影响的新型双重边界元法,可对一般三维体构件在任意载荷条件下的三维裂纹 SIF 直接进行计算。由于采用了新型双重边界积分方程组,且在超奇异积分的处理、非协调元技术等方面采用先进方法,并可利用周期对称条件简化轮盘分析模型,因此相比有限元法,其网格划分方便,计算量小,精度较高。本文采用新型双重边界元法^[8]分析了涡轮盘连接孔边裂纹 SIF 受销钉载荷、温度场和裂纹形状的影响;结合 Paris 公式的 Euler 形式模拟了涡轮盘销钉孔边三维裂纹扩展历程;并利用梯形积分公式估计涡轮盘裂纹扩展寿命;最后对涡轮盘连接孔边裂纹扩展分析其它工程方法的近似性进行了讨论。

2 温度、离心及机械载荷作用下构件三维应力强度因子分析 双重边界元法

对各向同性含裂弹性体(图 1),考虑温度及离心载荷的双重边界积分方程可表示为^[8]:

外边界未知量和裂纹面相对位移 Δu_k 有关模型离散技术、非协调元技术及奇异积分处理技术可参见文献[8]。将求得的裂纹上、下面相对位移沿局部坐标方向分解为 $\Delta \bar{u}_j$ ($j=1, 2, 3$) 分量(见图 2)。应力强度因子与裂尖相对位移的关系可由(3)式表示

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \Delta \bar{u}_3 \\ \Delta \bar{u}_1 \\ \Delta \bar{u}_2 \end{Bmatrix} &= \frac{2}{G} \frac{2r \cos H}{c} \\ \begin{Bmatrix} (1-\nu)K_I \\ \pm (1-\nu)K_{II} \\ \pm K_{III} \end{Bmatrix} &+ \begin{Bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \end{Bmatrix} r \cos H \quad (3) \end{aligned}$$

上式将二维裂纹应力强度因子计算线性外插方法

推广到三维裂纹问题,保留了关于 r 的次主项 如

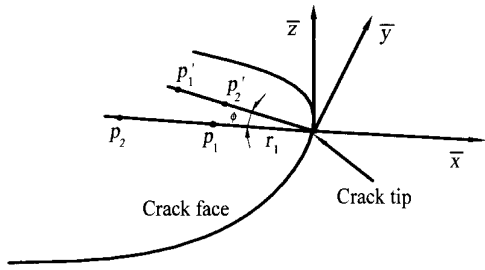


图 2 裂尖局部坐标系

Fig. 2 Local coordinate system at crack tip

位移计算点所在射线方向与 \bar{x}_1 轴反向不重合时, (3)式中已考虑用 $r \cos \phi$ 替代距离裂尖的距离 r , 其中 ϕ 为射线方向与 \bar{x}_1 轴反向之间的夹角 (见图 2),

3 含三维裂纹构件损伤容限分析方法

复合型裂纹的有效应力强度因子由下式确定。在缺乏实验数据时,可取公式中参数 $B=1$

$$K_{eff}^2 = (K_I + B|K_{III}|)^2 + 2K_{II}^2 \quad (4)$$

裂纹扩展模型选简单实用的 Paris 公式:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_{eff})^m \quad (5)$$

构件三维裂纹扩展分析主要步骤如下:

(1) 利用边界元法进行无裂纹结构温度场及热弹性分析,发现起裂危险点;

(2) 根据检测手段和大纲要求确定初始裂纹长度 a_0 可假定初始裂纹是圆(角)裂纹

(3) 按选定的初始裂纹长度建模,用双重边界元法计算三维裂纹应力强度因子 $\Delta K_{eff}(h)$;

(4) 选定裂纹角 $h = \bar{h}$ (如 $\bar{h} = 0^\circ$) 处裂纹扩展增量 $\Delta a_g^i(\bar{h})$; 按 (6) 式计算本步寿命增量 ΔN_i 的一次估计及其它裂纹角 h 处的裂纹扩展增量 $\Delta a^i(h)$ 。通过裂纹前沿各处裂纹扩展增量可确定本次裂纹扩展后的裂纹形状。

$$\Delta N_i = \frac{\Delta a_g^i(\bar{h})}{C[\Delta K_{eff}(\bar{h})]^m}$$

$$\Delta d(h) = C[\Delta K_{eff}(h)]^m \Delta N_i \quad (6)$$

(5) 根据新的裂纹尺寸修改网格,再计算当前步应力强度因子;

(6) 重复 (4) 和 (5),直至 $\Delta K_{eff} \geq K_{IC}$;

(7) 选最危险方向 \bar{h} 做 $a(\bar{h}) \sim \Delta K_{eff}$ 曲线;

(8) 利用 $a(\bar{h}) \sim \Delta K_{eff}$ 曲线数据及梯形积分公式 (7) 进行裂纹扩展寿命 N 的二次估算

$$N = \sum_j \frac{\Delta a_g^i(\bar{h})}{C} \left[\frac{1}{\Delta K_{eff}^j(\bar{h})^m} + \frac{1}{\Delta K_{eff}^{j+1}(\bar{h})^m} \right] \quad (7)$$

上述方法对多裂纹问题同样适用。

4 板条中心孔边角裂纹应力强度因子分析

文献 [8] 已给出在温度场及离心力作用下轮盘三维裂纹应力强度因子分析算例 在此给出孔边裂纹应力强度因子分析算例

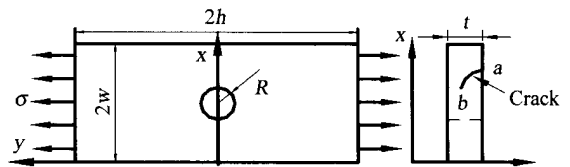


图 3 板条中心孔边角裂纹模型

Fig. 3 Model of a strip with a corner crack on the wall of a central hole

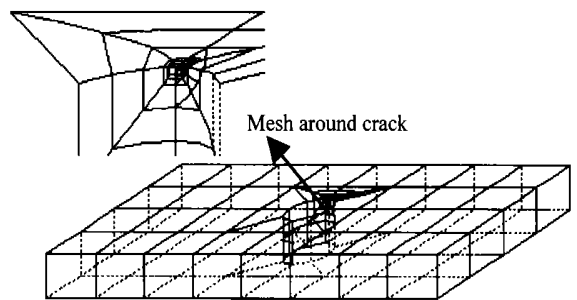


图 4 带孔边角裂纹板条边界元网格

Fig. 4 BEM mesh of a strip with a corner crack on the wall of a central hole

如图 3 所示带中心孔板条,孔半径 $R=0.005$ m,板宽 $2w$,板长 $2h$ $h/R=17$, $t=0.01$ m 孔边有一角裂纹,其主半轴分别为 $a=b=0.78$ mm (见图 3) 材料弹性模量 $E=161000$ MPa,泊松比 $\nu=0.233$ 孔边裂纹附近除外,沿板长度方向划分 8 层单元;视板宽情况,沿板宽度方向划分 2 或 4 层单元。中心孔板三维边界元模型共用 137 ~ 157 个单元离散 (见图 4)。所得板条中心孔边角裂纹无因次应力强度因子结果见图 5

椭圆长轴 (B 点) 和短轴 (A 点) 处结果是采用二次样条曲线拟合后外插得出的。孔边角裂纹问

题结果尚无精确解比较。图 5 中文献 [10] 是 Newman 和 Raju 由有限元解拟合的经验公式解,

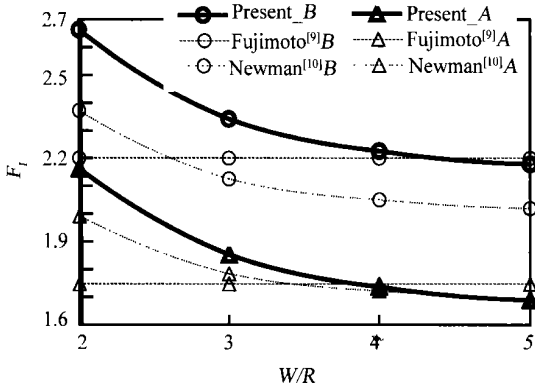


图 5 中心孔边角裂纹 A、B 点 F_I 值

Fig. 5 SIFs at points A and B of a corner crack on the wall of central hole

该公式限定 $W/(R+a) > 2$ 文献 [9] 是 Fujimoto 由三维权函数解拟合的经验公式解, 该公式与板宽度无关, 应视为 $W/(R+a)$ 充分大时的解。由图 5 可见, 当板宽 $2.5 < W/R \leq 4$ (相当于 $W/(R+a) > 2$) 时, Fujimoto 解在此情况下应视为不适用; 本文解最多高于 Newman 经验公式解 8%, 而 Newman 经验公式解本身与有限元解相差 5% [10]。当板宽 $W/R \geq 4$ 时, 本文解与 Newman 解在 A 点处的结果差别小于 1%, 与 Fujimoto 解在 A 点处结果的差别最大不超过 3%; 在 B 点处, 本文解与 Fujimoto 解的差别约为 1%, 比 Newman 解更接近 Fujimoto 解。目前虽无确定理由说明本文解与 Newman 解孰优孰略, 但考虑到 Newman 解是用有限元位移法得出, 而一般有限元位移法仅当单元数足够多时位移解才从下方逼近精解, 故可推论, 用有限元位移法求出的应力强度因子解一般偏小, 而本文解偏安全。

5 涡轮盘销钉孔边裂纹扩展寿命分析

某发动机高压涡轮盘截面形状如图 6 所示, 分段表示的温度场边界条件见表 1 为简单起见, 已将叶片及凸台简化为轮缘 (宽 $H = 16$ mm) 上分布载荷 $e_b = 469.097$ MPa, 忽略封严齿环细节。材料弹性模量 $E = 161000$ MPa, 泊松比 $\nu = 0.233$, 线膨胀系数 $T = 1.48 \times 10^{-5} / ^\circ\text{C}$, 密度 $d = 4.28 \times 10^3$ kg/m³。因盘轴连接安装边有 20 个连接孔等角度分布, 取轮盘的 1/20 扇形段作为基本周期对称体进行分析。含裂轮盘三维边界元分析

网格见图 7, 共划分 242 个单元, 675 个节点

表 1 涡轮盘温度场边界条件

| 分段号 | A | B | C | D | E | F |
|-----------|-----|-------|-----|-------|-----|-----|
| 环境温度 / °C | 560 | 437 | 437 | 231.4 | 447 | 447 |
| 边界条件类型 | I 类 | III 类 | | | | |

采用三维边界元法分析温度场, 得轮盘最低温度为 345.2 °C, 在图 6 所示内缘 P 点。轮盘由里向外, 温度逐渐升高, 直至外缘给定温度 560 °C。销钉孔附近温度在 434 °C 左右。该结果与涡轮盘温度场的轴对称有限元分析结果非常接近, 两者差别小于 0.03%。

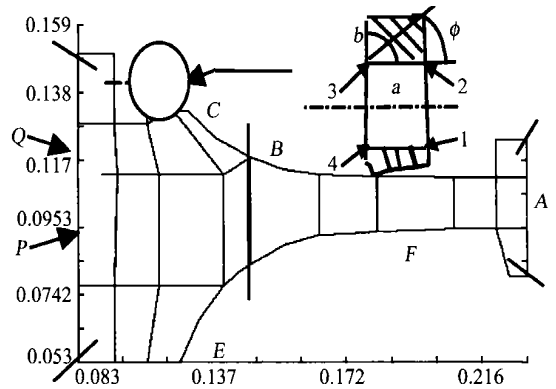


图 6 高压涡轮盘截面形状及温度边界条件

Fig. 6 Section of a HP turbine disk and temperature boundary conditions

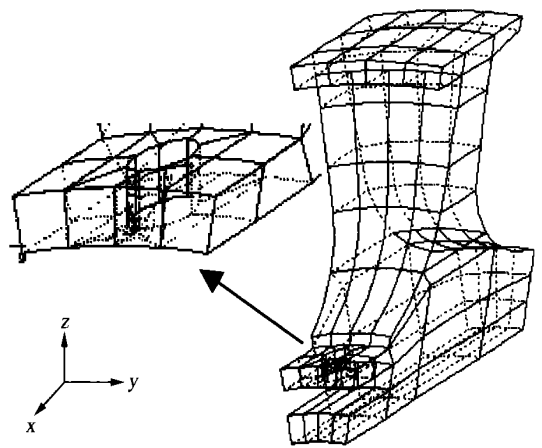


图 7 轮盘三维边界元网格

Fig. 7 3-D BEM mesh of a turbine disk

取轮盘转速为 13350 r/min 无连接销钉孔涡轮盘三维热弹性分析最大等效应力为 1247.7 MPa, 发生在轮盘内缘 O 点处 (见图 6)。该结果与

涡轮盘轴对称热弹性有限元分析结果吻合很好,最大等效力相差 0.22%。在盘轴连接外装配边上平均周向应力为 589 MPa,其截面最大和最小周向应力差别为 27%。考虑安装边销钉孔后,可得内缘 Q 点处等效力值为 1223.0 MPa 而孔边周向及等效力值见表 2 全盘最危险点在孔边 3 点(见图 6)邻近的 555 号节点,等效力为 1735.3 MPa 由此可见,外装配边周向应力的不均匀性是明显的,它影响了用简化板条模型分析安装边销钉孔边裂纹应力强度因子的准确性

表 2 涡轮盘危险点周向及等效力 (考虑温度影响)

| 位置(节点号) | 周向应力 /MPa | 等效力 /MPa |
|---------|-----------|----------|
| 1点(492) | 1640.1 | 1539.0 |
| 2点(505) | 1521.3 | 1459.9 |
| 3点(515) | 1561.5 | 1490.2 |
| 4点(528) | 1809.2 | 1729.8 |
| Q点(202) | 955.5 | 1223.0 |

将 3 点作为裂纹起裂点。根据文献 [6],取初始裂纹尺寸为 $a=0.127\text{ mm}$ 的 1/4 圆角裂纹。通过 20 个销钉传递的最大扭矩 $M_T=19522\text{ N}\cdot\text{m}$ 折算到一个销钉孔内的合力 $P_0=4.4625\text{ kN}$ 假定合力作用在孔内 90°弧段上,其 y 向力沿孔周向均匀分布的,则孔内 90°弧段上 y 向力为:

$$q_y = P_0 / S = 63.1316\text{ MPa}$$

其中 S 为孔内承受面力的面积。取断裂韧性 $K_{IC}=88\text{ MPa}\cdot\sqrt{\text{m}}$,裂纹扩展 Paris 公式为:

$$\frac{da}{dN} = 5.4246 \times 10^{-12} (\Delta K_{eff})^{3.0313} \quad (8)$$

载荷谱简化为零转速 室温——最大转速 最大温度——零转速 室温 这时计算所得最大转速 最大温度时的应力强度因子 K 值即为应力强度因子范围 ΔK 利用 3 节所述方法分析涡轮盘的裂纹扩展寿命 表 3 为涡轮盘连接孔边角裂纹扩展的数值仿真结果,其中裂纹椭圆参数角及长、短轴的规定见图 6 由表 3 结果可见,裂纹扩展到第 11 步时,裂纹在长轴处 $\Delta K_{eff} \approx 88.0 \approx K_{IC}$,裂纹开始进入失稳扩展。此时椭圆角裂纹的长、短轴长度分别为: $a=3.50\text{ mm}, b=2.32\text{ mm}$ 从初始裂纹长度 $a_0=0.127\text{ mm}$ 的圆角裂纹扩展到裂纹失稳扩展,裂纹扩展寿命 Euler 法估计为 $N=3349$ 循环。

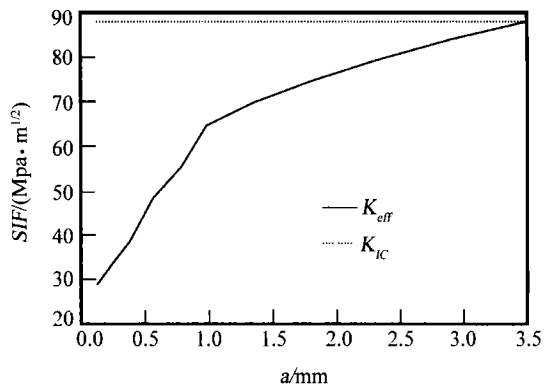


图 8 孔边 3 点椭圆裂纹长轴处应力强度因子
Fig. 8 SIF at major axis of a corner crack at point 3 around hole

利用表 3 数据做图 8 利用图中数据及梯形积分式 (7),可得裂纹扩展寿命的二次估计。初始裂纹 $a_0=0.127\text{ mm}$ 时,裂纹扩展寿命 $N=2875$ 循环; $a_0=0.79\text{ mm}$ 时,裂纹扩展寿命 $N=901$ 循环。

表 3 涡轮盘连接孔边 3 点角裂纹扩展的数值仿真结果

| i | a (mm) | b (mm) | $\Delta K_{eff}(0)$ (MPa $\cdot\sqrt{\text{m}}$) | $\Delta K_{eff}(90)$ (MPa $\cdot\sqrt{\text{m}}$) | $\Delta a_g^i(0)$ (mm) | $\Delta \beta(90)$ (mm) | ΔN (循环) |
|-----|-------------|-------------|--|---|---------------------------|----------------------------|--------------------|
| 1 | 0.127 | 0.127 | 28.77 | 25.76 | 0.123 | 0.088 | 857 |
| 2 | 0.25 | 0.22 | 35.72 | 32.92 | 0.13 | 0.10 | 470 |
| ⋮ | ⋮ | ⋮ | ⋮ | ⋮ | ⋮ | ⋮ | ⋮ |
| 9 | 2.30 | 1.62 | 79.2 | 66.4 | 0.60 | 0.35 | 194 |
| 10 | 2.90 | 1.97 | 84.0 | 70.4 | 0.60 | 0.35 | 162 |
| 11 | 3.50 | 2.32 | 88.0 | 74.6 | | | |

6 关于涡轮盘连接销钉孔损伤容限工程分析方法近似性的讨论

以往对涡轮盘连接孔边裂纹扩展分析常采用简化的工程分析方法^[1,2,4],即先计算无孔盘轴安装边的平均周向拉伸应力,再将安装环简化为带孔板条,用文献[9]无限宽板条中心孔边裂纹经验公式计算孔边裂纹应力强度因子,最后利用 Paris 公式计算裂纹扩展寿命。试用上述工程方法分析本文涡轮盘的损伤容限特性。第一步是将安装环简化为板条。由表 2 结果可见,孔边 4 个危险点周向应力为 1640~1809 MPa,而宽 20 mm 带直径 10 mm 孔的板条模型在 589 MPa 的单向平均拉伸应力下,孔边 4 个最危险点的拉伸应力达 2462 MPa (等效应力为 2329 MPa),它比真实模型周向应力高出 36%~50%;第二步是采用文献[9]无限宽板中心孔边裂纹经验公式计算有限宽板条模型孔边应力强度因子。因未考虑板宽的边界影响,应力强度因子近似解约偏小 17% (参见节 4 算例结果)上述工程分析方法中的两次简化计算误差有所抵消,但最后寿命计算结果仍偏保守。初始裂纹长度 $a_0=0.127\text{mm}$ 时,轮盘的剩余寿命为 2085 周 (未考虑销钉作用),比本文寿命结果低 27%。另外采用板条模型无法考虑孔两侧 3 点及 4 点裂纹应力强度因子的差异。

7 结果分析与结论

基于线弹性断裂力学理论,采用双重边界元法计算某涡轮盘连接孔边裂纹应力强度因子,进而数值仿真了涡轮盘的裂纹扩展过程,并求得裂纹扩展寿命。所得结果可供轮盘工程设计参考。

(1) 连接孔边 3 点为涡轮盘断裂危险点,如在该处有 1/4 圆角初始裂纹, $a_0=0.127\text{mm}$ 时,裂纹扩展寿命约为 $N=2875$ 循环;初始裂纹 $a_0=0.79\text{mm}$ 时,裂纹扩展寿命 $N=901$ 循环。裂纹沿孔轴线方向扩展较快。失稳扩展前,其长轴为 3.5 mm,短轴为 2.32 mm。采用裂纹扩展寿命的二次估计方法,所得寿命比一次估计寿命 $N=3349$ 循环偏于安全 16%。二次寿命估算法可在减少三维含裂体数值计算工作量的条件下,提高寿命估算精度。

(2) 对本文涡轮盘问题,考虑椭圆裂纹长、短轴长度对裂纹应力强度因子有较大影响。以销钉孔边 3 点裂纹为例,当 $a=2.30\text{mm}$, $b=1.62\text{mm}$ 时, $K_I(a)=79.2$, $K_I(b)=66.4$;当 $a=b=2.30\text{mm}$ 时, $K_I(a)=89.4$, $K_I(b)=61.7$ 。两种模型最大 SIF 相差 12.8%。

(3) 对本文涡轮盘问题,不考虑销钉力影响,销钉孔边裂纹应力强度因子约偏低 2%~3%。这一结论与文献[2]中的结论大体一致。

(4) 采用双重边界元法分析本文轮盘问题,计算一个裂纹尺寸 (采用 HII-550 微机) 约需 20~33 分钟,模型修改人工数据准备约需 3 分钟。本文提出的方法可有效进行考虑温度及离心力作用的涡轮盘细部裂纹损伤容限分析。

参考文献:

- [1] 郑光华,夏德义. 涡轮盘表面裂纹的应力强度因子及其扩展[J]. 航空动力学报, 1990(4): 313-320.
- [2] 柴卫东. 涡轮盘裂纹扩展寿命可靠性计算方法研究[D]. 西安: 西北工业大学, 1994.
- [3] 徐凌志, 陆山. 考虑温度及离心力作用的三维边界元及其在断裂力学中的应用[A]. 航空学会第八届发动机结构强度振动学术会议文集[C]. 1996: 407-410.
- [4] 徐凌志, 陆山, 吕文林. 发动机涡轮盘销钉孔损伤容限分析[J]. 机械科学与技术, 1998, 17(3): 380.
- [5] 航空航天工业部科学技术研究院译. 美国空军损伤容限设计手册[Z]. 西安: 西北工业大学出版社, 1989.
- [6] 航空工业部科技委. 飞机结构损伤容限设计指南[Z]. 北京: 航空工业部科技情报研究所出版社, 1985.
- [7] 中国航空研究院. 应力强度因子手册[Z]. 北京: 科学出版社, 1993.
- [8] 陆山, 黄其青. 复杂载荷三维裂纹分析的双重边界元法[J]. 力学学报, 2002(1).
- [9] Fujimoto W T. Determination of Crack Growth and Fracture Toughness Parameters for Surface Flaws Emanating from Fastener Holes[A]. Structure, Structural Dynamics and Materials Conference[C]. AIAA/ASME/SAE, March, 1976: 522-531.
- [10] Newman J C, Raju I S. SIF Equations for Crack in 3-D Finite Bodies Subjected to Tension and Bending Loads[A]. Computational Methods in the Mechanics of Fracture, ed. S. N. Atluri[C]. 1986. NORTH-HOLLAND.

(责任编辑 王震华)