

裂纹叶片振动特性研究*

青岛海军航空技术学院 徐可君**
西北工业大学 刘启洲

【摘要】 建立应用传递矩阵法求解裂纹叶片振动特性的方法,以矩形截面裂纹悬臂梁为计算实例,分析了沿叶宽等深度扩展的横向裂纹位置、深度对其弯曲型振动特性的影响。选用方波函数模拟裂纹开合过程,理论分析了裂纹叶片的非线性振动特性。通过裂纹试件实验,对理论研究方法和结果做了验证。提出了叶片裂纹故障在线监测特征量的选择建议。

主题词: 叶片 裂纹 振动分析
分类号: O327

1 理论研究

裂纹开合机制的描述。以往的研究^[1-5],基本上都将裂纹认为开口裂纹。振动过程中裂纹的开合现象,使裂纹截面刚度呈现出时变的特征。任一瞬时的裂纹截面弯曲刚度可表示为 $k(\omega) = k - \lambda(\omega)[k - k_1]$ 。其中 k 为裂纹全闭状态时(即无裂纹)的截面弯曲刚度, k_1 为裂纹全开状态时的截面弯曲刚度, $\lambda(\omega)$ 为描述裂纹开合机制的开合函数。本文选用方波函数作为开合函数,即

$$\lambda(\omega) = \begin{cases} 0 & 0 < \omega < \pi \\ 1 & \pi < \omega < 2\pi \end{cases}$$

方波函数表明,裂纹在振动的前半周处于全闭状态,后半周则全开。

裂纹叶片的振动微分方程。由于裂纹的开合作用,致使裂纹处的横截面惯性矩 J 和面积 A 不再是常数。据此,可求得无扭曲裂纹悬臂梁的振动微分方程

$$\partial EJ(x, y, t) \partial^2 y / \partial x^2 / \partial t^2 + \rho A(x, y, t) \partial^2 y / \partial t^2 = 0 \quad (1)$$

裂纹截面的等效刚度。根据平面应力状态的应变能理论,可导出矩形裂纹截面的等效刚度为^[6,7]

$$k_z = BH^2E/72\pi r^2(0.6384 - 1.035r + 3.7201r^2 - 5.1773r^3 + 7.553r^4 - 7.332r^5 + 2.4909r^6) \quad (2)$$

式中: B 为截面宽度, H 为截面高度, a 为裂纹深度, $r = a/H$ 为相对裂纹深度, E 为弹性模量。裂纹截面的相对等效柔度(有无裂纹的截面柔度之比) $\bar{C}_z = EJ/k_zL$ 。式中, L 为叶片长度。

应用传递矩阵法求解裂纹叶片的振动特性。应用传递矩阵法求解裂纹叶片振动特性时,要

1996 年 4 月收稿, 1996 年 6 月收到修改稿。

* 本文系国家自然科学基金(编号: 59475024)及航空基金资助项目(编号: 94J53021)

** 青岛海军航空技术学院发动机教研室 266041

把叶片分成许多等截面段(叶片段), 凡是裂纹所在位置必须取为叶片段截面。

裂纹叶片的固有频率和强迫振动响应。固有频率以及均布(沿叶高)正弦型扰力 $f(x, t) = f(x) \sin \omega t$ 作用下的裂纹叶片强迫振动响应的求解过程与无裂纹叶片算法^[8]基本相同, 不同之处在于总传递矩阵中应包含裂纹截面处的段间传递矩阵, 此时, 裂纹截面可看作弹性铰链形式的结构单元, 弹性铰链的力矩刚性系数取为 $C_h = 1/C_z$ 。开合函数为方波函数的裂纹叶片的振动历程和频谱分析。由于裂纹的开合作用, 正弦型扰力激励的裂纹叶片振动历程(时域信号)将呈现前、后半周的非对称性。非对称性的程度取决于裂纹的开合过程(开合函数)和裂纹深度等因素。若开合函数为方波函数, 则时域信号的前、后半周仍各为半个正弦波, 但其振幅不同, 从而形成整个周期内的非正弦性。应用前述强迫振动响应的求解方法, 可计算出前、后半周的振幅比。将这种前、后半周不同振幅半个正弦波的周期信号展成傅氏级数, 得:

$$y(t) = (1/\pi)(A_1 - A_2) + (1/2)(A_1 + A_2)\sin \omega t + (2/\pi)(A_2 - A_1) \\ [(1/3)\cos 2\omega t + (1/15)\cos 4\omega t + (1/35)\cos 6\omega t + (1/63)\cos 8\omega t + \dots]$$

式中: A_1 和 A_2 为前、后半周的振幅。由上式看出, 在正弦型扰力作用下, 开合函数为方波函数的裂纹叶片的振动信号中, 除基波成份外, 还含有偶数项谐波的高阶谐波分量, 而且, 随着前、后半周振幅差的增加, 高阶振动分量加大。

旋转裂纹叶片的固有频率。计算旋转裂纹叶片固有频率时, 需将各叶片段中央以上叶身部分产生的离心轴向力, 附加到各叶片段上, 从而导出各叶片段的传递矩阵。

计算实例。应用文中建立的方法, 计算了一钢制等截面矩形裂纹悬臂梁的有关振动特性。梁的几何尺寸: 长度 $L = 0.1$ m, 宽度 $B = 0.012$ m, 高度 $H = 0.0025$ m。

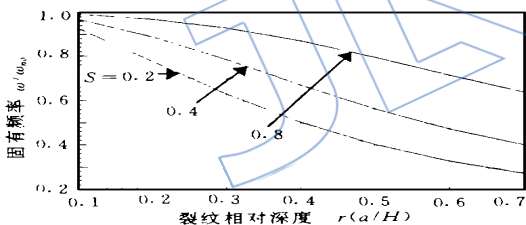


图1 裂纹深度一阶弯曲固有频率的影响

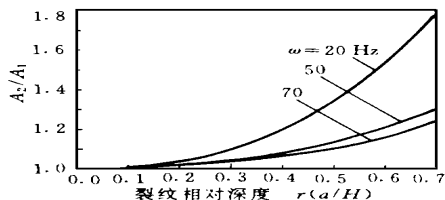


图2 后、前半周振幅比随裂纹深度的变化

图1给出一阶弯曲固有频率相对值 ω/ω_0 (ω_0 为无裂纹叶片的一阶弯曲固有频率)随裂纹的相对深度 r 、裂纹的相对位置 S (裂纹至叶根距离/叶片长度)的变化关系曲线。曲线表明: 固有频率随裂纹深度的增加而下降(在小裂纹深度范围内, 呈现线性变化); 裂纹深度相同时, 固有频率将随裂纹位置由叶根向叶尖的移动而上升。

后、前半周振幅比 A_2/A_1 与裂纹相对深度间的关系示于图2。由图得知, 在扰力(幅值和频率)一定的情况下, A_2/A_1 随 r 的增加而加大, 即裂纹深度增

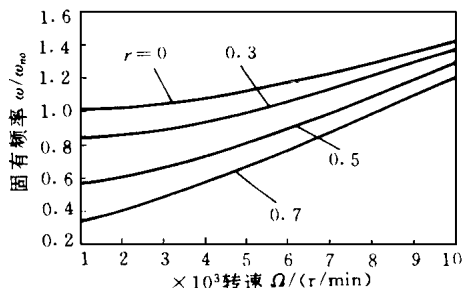


图3 旋转裂纹叶片一阶弯曲固有频率随转速的变化

加时,将加大前、后半周的非对称性,这表明叶片振动信号中的高阶谐波分量,随裂纹深度的增大而加大。

图 3 给出不同裂纹深度下一阶弯曲固有频率(动频)随转速的变化曲线。其特征是,在高转速下,不同裂纹深度下的动频趋于无裂纹叶片的动频。造成这种趋势的原因在于:随着裂纹深度的增加,离心力对固有频率的影响将加剧。但是,随着离心力(转速)的增加,裂纹的影响将减弱(相对于离心力的影响)。

2 实验研究

对计算实例的等截面裂纹悬臂梁进行了振动特性实验。实验前,分别在 4 个试件的不同位置(沿叶高)上,预制出一条横向疲劳裂纹(非缝隙裂纹)。预制过程是,事先用一尖锐刀具轻微刻划一尖劈缺口,然后将试件安装在振动台上振动,以形成疲劳裂纹,并使其扩展到欲实验的深度。将该裂纹的实验作完后,再在振动台上使裂纹扩展。

一阶弯曲固有频率的测试和理论计算结果示于图 4(图中,×为实验值)。由图可见,实验值一般均高于理论计算值。随着裂纹深度的增加,两者的偏差将加大;裂纹位置越靠近叶根,偏差越大。说明,本文建立的计算方法,对于效应程度较大的裂纹(深度大,距叶根近),会产生过高的裂纹估计。

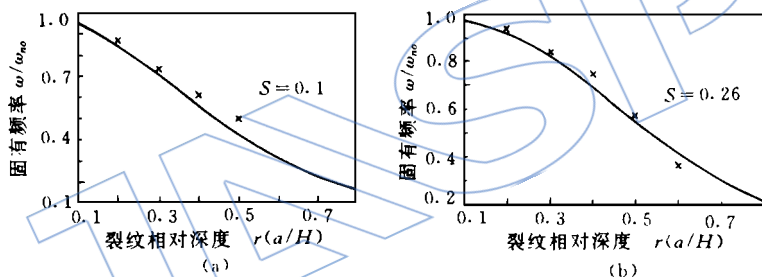


图 4 理论计算和实验数据对比图

图 5 为裂纹试件振动信号的频谱图。可看出,振动信号存在 1.25、1.5、2 和 3 阶等谐波分量。在 $S=0.1, r=0.25$ 的谱图中,还出现了边频。这反映出,由于裂纹开合作用导致了叶片振动的非线性特征。

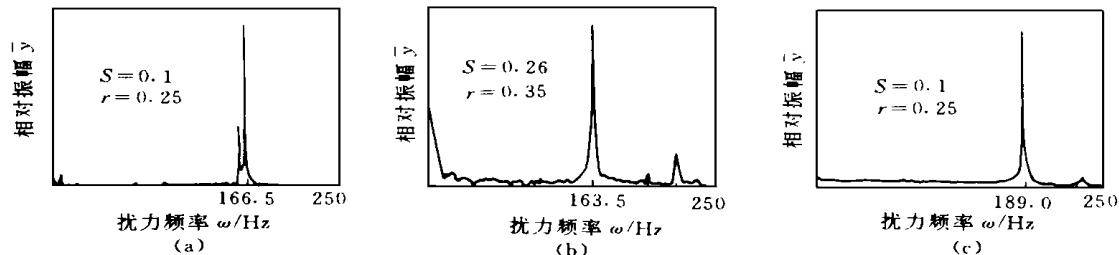


图 5 裂纹叶片的频谱图

实验谱图与理论分析结果的差异,说明选用方波函数不能完全模拟裂纹的真实开合过程。

3 结 论

(1) 理论计算和实验结果的对比表明, 本文建立的应用传递矩阵法求解裂纹叶片振动特性的方法, 适用于无扭曲悬臂梁的计算, 具有一定的工程实用性。

(2) 裂纹使一阶弯曲固有频率明显降低。因此, 对于静止叶片裂纹的振动实验测定方法, 可依据固有频率识别裂纹的存在, 并测定其深度、位置。但在叶片裂纹故障在线监测时, 则不宜选取固有频率作为监测特征量。其原因在于: 旋转机械正常运转时, 难以测出叶片的固有振动信号; 高转速下, 裂纹对固有频率的影响明显降低。

(3) 裂纹开合作用导致的叶片振动信号非线性特征, 如时域波形的不对称, 高阶付谐波、高阶谐波以及边频等, 可选作为更为有效的在线监测特征量。当然, 尚需对裂纹叶片的非线性特性进一步深入研究, 以便确定具体的监测判据。应当指出, 在高转速下, 裂纹的开合程度将减小, 甚至消失。从而导致振动信号的非线性特征不明显, 这会给监测技术的实现带来难题。但可设法通过提高测试灵敏度途径予以解决。

参 考 文 献

- 1 Wauer J. Vibrations of Cracked Rotating blades. Machine vibration, 1992, 1: 126– 131 c 1992 Springer – Verlag London Limited
- 2 Datta P K, Ganguli R. Vibration Characteristics of a Rotating Blade with Localized Damage Including the Effects of Shear Deformation and rotary Inertia. Computer " Structure 1990, 36(6): 1129– 1133
- 3 Ostachowicz W M, Krawczuk M. Analysis of the Effect of Cracks on the Natural Frequency of a cantilever Beam. Journal of Sound and vibration, 1991, 150(2): 191– 201
- 4 Rizo P F, Aspragathos N, Dimarogonas A D. Identification of Crack Location Magnitude in a Cantilever. Journal of Sound and Vibration, 1990, 138(3): 381– 388
- 5 Ismal F, Ibrahim A, Martin H R. Identification of Fatigue Cracks from Vibration Testing. Journal of Sound and Vibration, 1990, 140(2): 305– 317
- 6 Atluri S N. . 1986, Computational Methods in the Mechanics of Fracture. Amsterdam Noth– Holland
- 7 Anifantis, Dimarogonas A D. Stability of Columns with a Single Crack Subjected to Follower and Vertical Loads. 1983 International Journal of Solids Structures 19(3): 281– 291
- 8 顾家柳, 刘启洲等编. 转子动力学. 北京: 国防科技出版社, 1985

(责任编辑 魏星禄)

show that the centrifugal loadings have a significant effect on the local and integrative deformations of the blades as well as the character of the responses.

Key Words Blades Numerical analysis Bird collision Responses

DAMAGE MECHANICS DESCRIPTION OF DUCTILE CRACK GROWTH

Zhou Baizhuo, Yang Shijie, Zhang Xiaoxia

(Shenyang Aeroengine Research Institute, Shenyang 110015)

Schomburg Uwe

(Universitaet der Bundeswehr Hamburg, D- 22043 Germany)

Nie Jingxu

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT

Damage models of material failure by microvoid nucleation and growth to coalescence are described. Approximate constitutive relations are used, to model both the nucleation and growth of the microvoids. The Crack growth has been numerically analyzed, based on damage model of finite element method and compared with the experiments of compact tension specimen successfully.

Key Words Damage Crack propagation Voids

RESEARCH ON VIBRATION CHARACTERISTICS OF A CRACKED BLADE

Xu Kejun

(Dept. of Mechanical Engineering, Havy Institute of Aviation Technology, Qingdao 266041)

Liu Qizhou

(7th Dept. Northwestn Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT

A method for calculating vibration characteristics of a cracked blade has been developed by using a transfer matrix analysis. The effects of the crack on stiffness at the crack location is equivalent to the flexibility of an elastic hinge. A cantilever beam with rectangular cross- section with a transverse crack extending uniformly along its width is taken as an example. The influence of parameters, such as depth, position of crack, on natural frequencies of blade oscillation is discussed. It is found that the natural frequencies of the rotating cracked blade increase as the crack moves from the root to the tip of the blade and decrease as the extent of the crack increases oscillation and the crack in the beam has substantial effects on the natural frequencies as rotational speed increases. The nonlinear vibration characteristics (frequency spectrum) of the cracked blade are analyzed theoretically by using square function to simulate crack open and closure. It is shown that nonlinear vibration characteristics become obvious as the extent of the crack increases. The experimental research on vibration characteristics of cracked blade has been carried out with rectangular cross- section cantilever beam as a specimen. The experimental results verify the analysis of the theoretical method. Finally, a suggestion is offered on an on- line diagnostic system of blade crack.

Key Words Blades Cracks Vibration characteristics