

确定颤振叶片动应力的数值方法

清华大学 陈佐一* 吴晓峰

【摘要】 本文提出了确定颤振叶片动应力的数值方法,包括叶片振动时非定常气动力做功与阻尼功的计算,平衡振幅的概念,在平衡振幅条件下的动应力及其相应的寿命估价。

主题词: 叶片 疲劳寿命 颤振 动应力 数值分析

分类号: V 231. 92

1 绪 言

叶片颤振分析是涉及叶轮机械安全性的重要问题。以往的分析只是根据非定常气动力做功的性质即功的正负来确定颤振边界,就是认为当非定常气动力做功为正意味着叶片振动过程中不断地从流体中吸取能量而使振动加剧,从而把非定常气动力做功为零的点作为安全运行的边界点。但实际上,叶片在振动过程中,不仅存在着非定常气动力做功,还存在着阻尼功,而阻尼功总是起抑制叶片振动加剧的作用。并且随着振幅的增加,阻尼功也总是增加的。因此,即使在非定常气动力作正功的颤振条件下,并不一定会使振动越来越剧烈,所以分析叶片颤振问题,应当按照下述的三种情况: (1) 气动功为正值,但在任何振幅条件下均小于阻尼功,则不会发生颤振。(2) 气动功为正值,且在任何振幅条件下均大于阻尼功,则会使叶片振动越来越剧烈,立即发生颤振破坏。(3) 气动功为正值,但随着振幅的增加,气动功由大于阻尼功逐渐变为小于阻尼功,即存在着两者相等的平衡振幅点。叶片在平衡振幅点振动,不会立刻破坏,但会发生疲劳破坏。对此就应确定此运行条件下的动应力,并根据动应力大小估价相应的寿命,从而确定合适的安全边界。

因此,对于颤振叶片安全性的分析,应当包括下述几方面的内容: (1) 应用计算流体力学的方法,确定叶片在各种流动条件下和各种振型下的非定常气动力。(2) 确定在各种振型条件下叶片的阻尼功。(3) 由气动功和阻尼功确定叶片在颤振条件下的平衡振幅。(4) 确定叶片在平衡振幅条件下的动应力。(5) 由动应力根据有限寿命的理论评价叶片的疲劳寿命。根据上述条件作出的叶片颤振安全性分析比起只单纯考虑非定常气动力做功当然要更为符合工程实际。

2 非定常气动力做功的确定

采用全三维粘性流数值求解方法,即求解下述三维非定常粘性流动基本方程:

$$\text{连续方程} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \nabla \cdot \vec{W} + \vec{W} \cdot \nabla \rho = 0 \quad (1)$$

$$\text{动量方程} \quad \rho \frac{\partial \vec{W}}{\partial t} + \rho \vec{W} \cdot \nabla \vec{W} + 2\rho \vec{\Omega} \times \vec{W} - \rho \vec{\Omega}^2 r = -\nabla p + \nabla \cdot \Pi \quad (2)$$

1997 年 10 月收稿; 1998 年 1 月收到修改稿。

* * 男 60 岁 教授 博士生导师 北京清华大学热能工程系 100084

$$\text{能量方程} \quad \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} - \kappa \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} + \rho \vec{W} \cdot \nabla p - \kappa \rho \vec{W} \cdot \nabla \rho = (\kappa - 1) \rho \Phi \quad (3)$$

式中: $\vec{\Omega}$ 为叶轮转速, Π 为粘性应力张量。

根据振荡流体力学原理^[1]和快速求解复杂流动的参数多项式方法^[2], 可以得到作用在振动叶片上的三维非定常气动力, 可参看文献[3, 4]。例如某机组叶片在不同振型下的非定常气动力做功, 计算所得如图 1 所示。

3 各种振型条件下的叶片阻尼功

从能量的观点, 阻尼功具有下述关系式:

$$W_d = 2W_k \delta \quad (4)$$

式中: W_d 为阻尼功, 即叶片每振动一个周期由阻尼所消耗的能量, W_k 为振动叶片的最大动能, δ 为对数衰减率^[5, 6]。

阻尼 δ 包括结构阻尼和材料阻尼。结构阻尼主要与叶根围带、拉筋等和叶片的接触有关; 材料阻尼则是由材料在交变应力下的磁滞现象所引起。自由叶片在高速转动条件下, 由于离心力的作用, 结构阻尼急剧减小, 与材料阻尼相比要小得多。因此, 一般情况下, 可主要考虑材料阻尼。要十分精确地给出材料阻尼是很困难的, 目前可以根据有关实验材料确定。如图 2 所示的即为叶片常用材料 2Cr13 的阻尼曲线^[7]。

叶片振动的最大动能可以根据叶片的振型求得。若叶片在一定频率下作简谐振动, 叶片在 3 个方向的位移可表示为:

$$S_x(x, y, z, t) = \bar{S}_x(x, y, z) \sin \omega t \quad (5)$$

$$S_y(x, y, z, t) = \bar{S}_y(x, y, z) \sin \omega t \quad (6)$$

$$S_z(x, y, z, t) = \bar{S}_z(x, y, z) \sin \omega t \quad (7)$$

这里 $\bar{S}_x, \bar{S}_y, \bar{S}_z$ 为 3 个方向上的振幅, ω 为振频。这样, 就可以得到振动叶片的最大动能为:

$$W_k = \frac{1}{2} \rho \omega^2 \left[\int_V (\bar{S}_x^2 + \bar{S}_y^2 + \bar{S}_z^2) dV \right] \quad (8)$$

式中: V 为叶片的体积。从式(8)可知, 若已知叶片的振型, 即可得到叶片振动的最大动能。而振型则可以根据常规的有限元方法求解。

4 平衡振幅及其相应的动应力的确定

在得到各种振型条件下的气动功和阻尼功后, 就可以根据两者相等的条件确定平衡振幅。在平衡振幅条件下, 叶片在气动力和阻尼的作用下作既不扩大也不缩小的振动。若不存在平衡

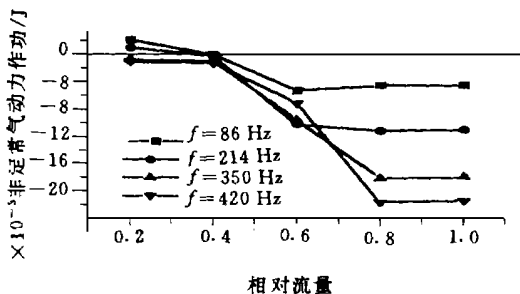


图 1 不同振型条件下, 非定常气动功随流量的变化

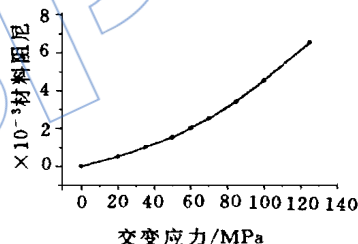


图 2 2Cr13 材料阻尼特性曲线

振幅, 即气动功始终大于阻尼功, 则振动会立刻发散而导致破坏。图 3~5 给出了某机组叶片在不同振频时, 气动功与阻尼功随振幅的变化曲线。可以看出, 图 3 所示的气动功始终大于阻尼功, 图 4 给出的平衡振幅为 4.48 mm, 图 5 给出的平衡振幅为 1.33 mm。

应当指出的是, 用振荡流体力学方法将非定常方程转化为振幅方程求解, 是在小振动条件下进行的。当平衡振幅比较大时, 微小振动已不再成立, 此时可以应用振荡流体力学的局部线化理论来处理, 参见文献[1]。

应用求解弹性力学问题的有限元方法, 在得到叶片振型后可求得与振幅相应的应力。这样, 可以根据平衡振幅得到相应的动应力。例如, 相应于图 4 的平衡振幅, 其动应力为 115.83 MPa, 而相应于图 5 的平衡振幅的动应力为 34.30 MPa。

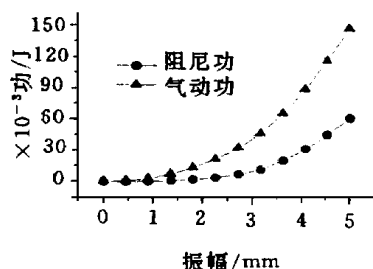


图 3 相对流量 0.2, 振频率 86 Hz 条件下
气动功与阻尼功随振幅的变化
无平衡振幅, 立即破坏

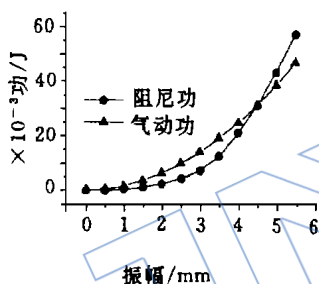


图 4 相对流量 0.2, 振频率 103 Hz
平衡振幅 4.48 mm

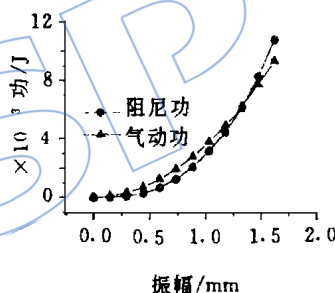


图 5 相对流量 0.2, 振频率 260 Hz
平衡振幅 1.33 mm

5 根据平衡振幅条件下的动应力评估颤振叶片寿命

由于叶片的寿命除了与叶片的受力状态有关, 还和叶片的材料有关, 要准确的评估叶片寿命是十分困难的。这里只是作为一种工程近似的评估方法, 引入有限寿命这一概念, 选用曼森—科芬方程, 作为寿命计算的基本方程^[8,9]:

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\Delta \epsilon_e}{2} + \frac{\Delta \epsilon_p}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N)^b + \epsilon'_p (2N)^c \quad (9)$$

式中: $\Delta \epsilon$ 为应变幅度, $\Delta \epsilon_e$ 为弹性应变幅度, $\Delta \epsilon_p$ 为塑性应变幅度, σ'_f 为疲劳强度系数, E 为弹性模量, b 为疲劳强度指数, ϵ'_p 为疲劳塑性系数, c 为疲劳塑性指数, N 为循环次数, σ_m 平均应力。

在评估颤振叶片寿命时, 只考虑到弹性应力, 没有涉及叶片的塑性变形, 即 $\Delta \epsilon_p = 0$, 另外近似认为 $\Delta \sigma = E \Delta \epsilon$, 则式(9)可简化为:

$$\frac{1}{N} = 2 \left[\frac{\sigma'_f - \sigma_m}{\Delta \sigma} \right]^{1/b} \quad (10)$$

这样, 应用式(10), 就可以从动应力得到寿命 N 。例如对某机组叶片进行颤振分析, 在相

对流量 G/G_0 为 0.4 与 0.2 时, 非定常气动力做功均为正值, 即若只考虑气动力做功, 则均属于颤振范围而不能运行, 但若考虑阻尼功并进行动应力计算和寿命评估, 其结果为:

	平衡振幅(mm)	动应力(MPa)	寿命(小时)
相对流量 0.4	2.45	63.16	0.27E+ 07
相对流量 0.2	4.48	115.83	0.95E+ 03

很明显, 考虑了阻尼和动应力, 则相对流量为 0.4 时, 虽然居于颤振状态, 但仍可以运行, 而相对流量为 0.2 时, 则绝对不可以运行。

对于同样的相对流量, 不同的振型其结果差别也是很大的。例如在同样的 0.2 相对流量下, 不同振频条件下的动应力与寿命评估为下:

振频(Hz)	103	150	214	260	317
平衡振幅(mm)	4.48	3.36	3.29	1.33	1.01
动应力(MPa)	115.83	86.77	85.05	34.30	26.18
寿命(小时)	0.95E+ 03	0.26E+ 05	0.49E+ 05	0.35E+ 10	0.17E+ 12

虽然, 在有的振频下, 如 260 和 317 Hz 时, 完全可以运行, 但在 103 Hz 的振频下, 则完全不允许运行。所以, 进行叶片颤振分析, 应当考虑到所有可能的振型。

6 结 论

本文给出的分析颤振叶片动应力的数值方法及其相应的寿命评估, 为对叶轮机叶片进行颤振分析朝着更为符合工程实际的方向推进了一步。实际应用的算例分析也证实这个方法对工程分析而言是完全必要的。

参 考 文 献

1 陈佐一, 蒋滋康, 孙锡九 振荡流体力学 北京: 水利电力出版社, 1988

2 陈佐一, 舒红 求解复杂流动的参数多项式方法, 工程热物理学报, 1990, 11(1):

3 陈佐一, 王若水 用参数多项式方法求解叶轮机机械三维粘性分离流 工程热物理学报, 1995, 16(3):

4 陈佐一等 用参数多项式方法求解叶轮机机械三维粘性振荡流 工程热物理学会论文集 952004

5 吴厚钰等 透平零件结构与强度计算 北京: 机械工业出版社, 1982

6 Rao J S Turbomachine Blade Vibration John Wiley & Sons: New York, 1991

7 杨光海 汽轮机叶片的安全防护 北京: 机械工业出版社, 1992

8 徐灏 疲劳强度 北京: 高等教育出版社, 1988

9 曹春华, 邹十践 疲劳分析方法及应用 北京: 国防工业出版社, 1991

(责任编辑 王震华)

cation rubber damper have been studied experimentally. The results indicate that the vibration of the cantilever beam can be greatly reduced, only if the construction parameters of the metal rubber are properly selected

Key Words Vibration Damping Beam Damper

IMPACT- RUB FAULT CHARACTERISTICS AND HOLOSPECTRUM ANALYSIS OF ROTATING MACHINERY WITH IMBALANCE

L i u X i a n d o n g and L i Q i a n

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

ABSTRACT With respect to the impact- rub dynamic equations of Jeffcott rotor only with imbalance, the characteristics of every harmonic wave in the spectrum domain are studied according to the 2- dimension holospectrum theory, and an important feature of the impact- rub is obtained. The effects of friction coefficient and rotating velocity on the precession are analysed. It is discovered that the regular forward precession resulting from unbalancing force plays a critical role when the friction coefficient is small, but as the friction coefficient is enlarged, the quasi- periodic precession or instability will appear at certain rotating velocity.

Key Words Rotating machinery Imbalance Rubbing Holographic diagnostics

ADDITIONAL PAPERS

NUMERICAL METHOD FOR DETERMINING DYNAMIC STRESSES IN FLUTTER BLADES

Chen Zuoyi and Wu Xiaofeng

(Dept of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084)

ABSTRACT A numerical method is presented to determine the dynamic stresses and fatigue life of a flutter blade in turbomachinery. The method contains the calculation of unsteady aerodynamic work and damping work of the vibrating blades; the conception of equilibrium amplitude; and the estimation of its fatigue life in accordance with the dynamic stresses of the vibrating blades under the equilibrium amplitude. The unsteady aerodynamic work is obtained from the calculation of 3- D unsteady N- S equations with the Oscillating Fluid Mechanics Method (OFMM) and the Parametric Polynomial Method (PPM). The maximum kinetic energy and dynamic stresses of the vibrating blades are calculated with FEM. The fatigue life of the blade is estimated with Manson- Coffin Equation. The calculated results demonstrate that the blades can operate even the unsteady aerodynamic work is positive