

循环对称结构动应力计算的一种工程处理方法

秦 飞¹, 张晓峰², 白 洁¹, 魏建友¹, 陈立明¹

(1. 北京工业大学 机械工程与应用电子技术学院, 北京 100022; 2. 中冶连铸北京冶金技术研究院, 北京 100081)

摘 要: 为了计算空冷汽轮机末级叶片的动应力, 为工程设计提供依据. 根据波传播理论和叶盘系统结构及其激振力特性, 提出了求解瞬态动应力的循环对称计算方法. 通过在扇区边界施加循环对称边界条件, 将计算从时间域转化为空间域, 间接实现了动应力计算, 且在保证计算精度的前提下, 提高了计算效率.

关键词: 循环对称; 动应力; 空冷汽轮机; 叶片

中图分类号: TK 262

文献标识码: A

文章编号: 0254-0037(2006)增刊-0064-04

空冷汽轮机整圈叶片循环对称. Mota, Soares 和 Petyt^[1]等利用该方法对实际叶片进行有限元分析. Tomas^[2]根据循环对称结构的基本扇区建立有限元子结构模型, 通过引入复约束考虑结构其他部分对模型的影响, 由此导出 Hermite 阵特征值问题. 张锦^[3], 王文亮^[4]等应用子结构模态综合方法, 与群论算法结合起来进行航空发动机叶片模态分析. 赵宁^[5], 李建中等^[6]提出计算循环对称结构特征值问题的复约束方法, 此外, 国内外许多文献^[7-9]在用有限元方法研究类似叶片系统的这一类循环对称结构时, 都进行了自由度凝聚方法的研究, 这些方法仅对结构进行了静应力与模态分析, 未涉及到结构的动应力分析.

本文根据波传播理论, 通过在结构扇区施加循环对称的位移边界约束方法, 间接实现瞬态动应力循环对称计算, 减小了计算规模. 并采用该方法对某空冷汽轮机末级叶片进行动应力分析.

1 动应力循环对称计算

叶片结构如图 1 所示. 每个扇区的叶片受到相同的激振力 $P_k(t)$ 的作用, 在任意时刻 t , 相邻两个扇区的激振力相差 Δt 相位,

$$P_k(t) = P_1(t + (k-1)\Delta t) \quad (1)$$

式中, P_1 为第 1 个扇区叶片所受的激振力; $P_k(t)$ 为第 k 个扇区叶片所受的激振力; k 为扇区编号, 其值在 $(1 \sim N)$; ΔT 为每个扇区所占的周期, $\Delta T = \frac{\pm T}{N}$;

无论线性或非线性的循环对称结构, 如果结构受到式(1)所示的周期载荷作用, 其各个扇区节点位移满足^[10]

$$\delta_k(t) = \delta_1(t + (k-1)\Delta t) \quad (2)$$

式中 δ_k 为第 k 个扇区节点位移;

从式(2)可知, 第 k 个扇区经过 $(k-1)\Delta t$ 时间后, 其位移和第 k 个扇区在 0 时刻的位移完全相同

$$\delta_k(0) = \delta_1(0 + (k-1)\Delta t) \quad (3)$$

每个扇区所有节点位移都满足式(3), 因此, 每个扇区的边界节点也满足式(3). 定义第 k 个扇区在 t

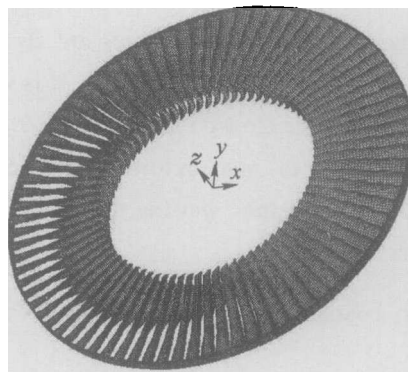


图 1 整圈叶片结构模型

Fig.1 FEM mesh of full blade model

收稿日期: 2005-05-10.

作者简介: 秦 飞(1965-), 男, 河南巩县人, 副教授.

时刻的左边界的位移为 $U_k^l(t)$, 第 k 个扇区在 t 时刻的右边界的位移为 $U_k^r(t)$. 则第 1 个扇区在 t 时刻的左、右边界位移为

$$U_1^l(t) = U_{\frac{t}{\Delta t}+1}^l \quad (4)$$

$$U_1^r(t) = U_{\frac{t}{\Delta t}+1}^r \quad (5)$$

通过式(4)和式(5), 可以将叶片的第 1 个扇区在 t 时刻左、右边界位移值用第 $\frac{t}{\Delta t} + 1$ 个扇区的第 1 个时刻的左右边界条件代替, 实现叶片的边界位移条件从时间域转化为空间域.

采用非定常流体计算结果, 分析空冷汽轮机内部流场变化情况, 计算叶片表面激振力. 为流体计算结果提供了一支叶片转过 22.5° 过程的激振力变化情况, 将 22.5° 分为 60 个时间段. 相邻叶片激振力相差一个相位角, 满足式(1)对激振力的要求.

2 循环对称计算的实现

根据波传播理论和叶片所受蒸汽激振力的对称性, 可以将叶片的循环对称边界条件 $U_{k-1}^l(t)$ 和 $U_{k+1}^r(t)$ 从时间域计算转化为空间域计算. 运用第 1 个时刻整圈的位移边界条件代替相对应时刻的第 1 扇区的位移边界条件.

要得到第 1 个时刻整圈叶片的边界位移值, 就必须得到所有叶片在该时刻的边界位移响应, 因此, 第 1 个载荷步中, 采用整圈叶片计算方法求解第 1 个载荷步的瞬态位移, 然后修改模型, 只留下 1 个扇区的叶片节点和单元, 其余的扇区叶片全部删除; 取 5 支叶片为 1 个扇区, 因为 5 支叶片之间没有间隙, 形成一个整体, 尤其是 5 支叶片中间的 1 支, 有两边 2 支叶片的约束, 其应力和实际情况更为接近, 还有叶片所受到的蒸汽激振力每 5 支叶片就形成 1 个周期, 在 5 支叶片中, 有 1 个完整的激振力周期.

图 2 为 5 支叶片模型, 第 1 支叶片在经过 12 个时刻后, 转动 4.5° 恰好转过 1 个叶片的位置, 位于第 2 个叶片的位置上, 这时的第 1 支叶片的位移响应和第 2 支叶片在第 1 个时刻的位移响应相同, 因此, 第 1 支叶片在第 13 个时刻的右边界就施加第 2 支叶片在第 1 个时刻右边界的位移. 以此类推, 就可以得到第 25、37 等时刻的位移值. 在第 2 时刻至第 12 时刻的位移值, 这期间边界位移的变化为线性变化, 因此在第 2 时刻至第 12 时刻采用对第 1 时刻和第 13 时刻线性插值得到. 通过这样加载叶片的循环边界位移条件, 缩减自由度的同时计算精度也有相应的提高. 图 3 为计算叶片动应力的流程图.

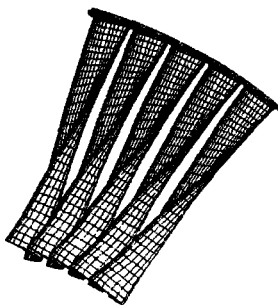


图 2 5 支叶片模型

Fig.2 FEM mesh of the five blade model

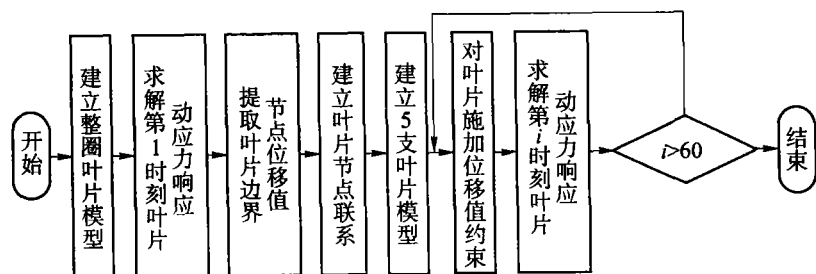


图 3 计算流程图

Fig.3 Flow chart

3 叶片动应力分析

对某空冷汽轮机末级叶片进行瞬态动应力分析. 该末级叶片为扭转动叶片, 自带围带. 叶片高 650 mm, 共有 80 个动叶片, 48 个静叶片. 整圈叶片通过围带相互作用, 并在离心力作用下连成整体. 由于围带相互间紧密相连, 可看成循环对称结构. 图 4 为叶片的变形云图. 叶片的整体变形较小, 且主要集中在叶片中上部出汽边部位. 最大的变形量为 3.03 mm, 距离出汽边叶根的距离为 491.4 mm.

叶片体应力分布较为均匀,且应力不高.叶片体上半部分应力较叶片体下半部分小.图5为叶片外弧的应力云图.叶片的最大 von mises 等效应力点发生部位距离出汽边叶根 19.09 mm,最大应力值为 394 MPa,动应力为 1.8 MPa. 应力最小位置在叶片顶端,约为 35.8 MPa.

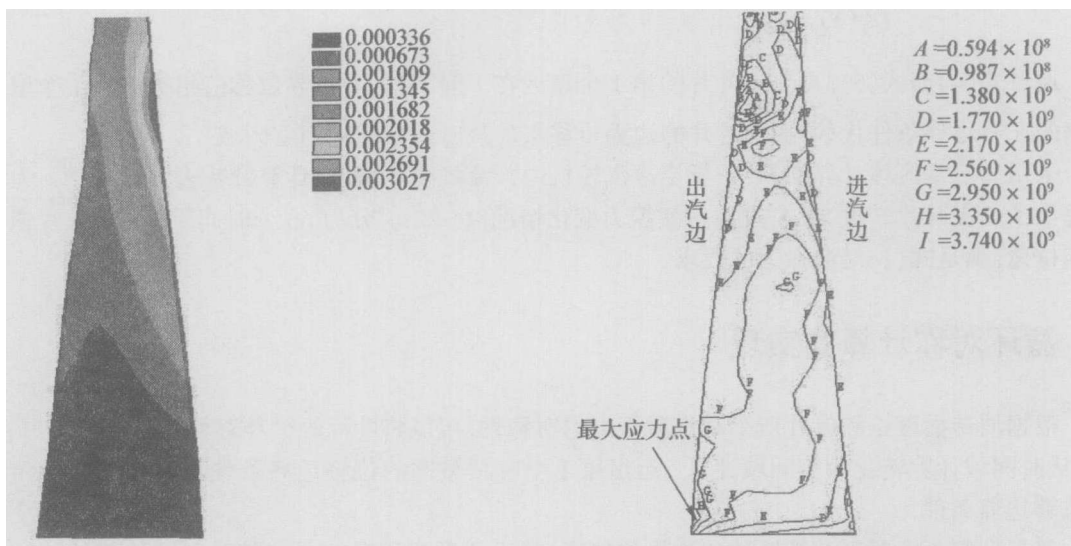


图4 叶片变形图

Fig. 4 Deformation

图5 叶片外弧应力云图

Fig. 5 Stress distribution

动应力曲线如图6(a)所示.叶片的最大动应力值为 3.2 MPa,此点的应力为 275 MPa,位置在叶片内弧顶端,靠近出汽边处,其变化曲线如图6(b)所示.叶片最小动应力为 0.339 MPa,此点的应力为 119 MPa. 叶片的总体动应力在 1~2.1 MPa 之间.

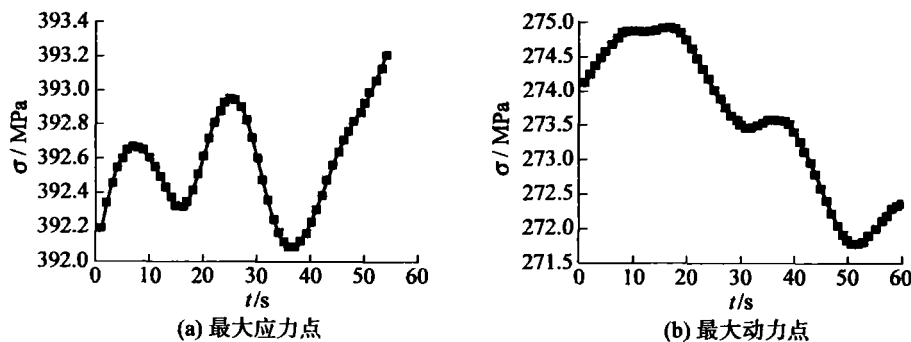


图6 应力变化曲线

Fig. 6 Fluctuation of Mises

叶片的最大动应力点和叶片的最大位移点都在叶片顶端靠近出汽边处,说明叶片在运行过程中叶片的顶部的振动比较大,虽然叶片顶端靠近出汽边的振动较大,这个位置的应力在 270 MPa 以下.

4 结束语

本文提出了瞬态动应力分析的循环对称计算方法,有效提高了算效率而且保证计算结果精度.利用该方法,对某型叶片进行动应力计算.结果表明,该方法可用于汽轮机叶片燃气轮机及压缩机叶片等具有循环对称结构的瞬态动应力计算.

参考文献:

- [1] MOTA C A, SOARES P M. Finite element dynamic analysis of practical discs[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1978, 61(4): 547-560.
- [2] THOMAS D L. Dynamics of rotationally periodic structures[J]. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1979, 14(1): 81-102.
- [3] 张锦, 王文亮, 陈向钧. 带有 N 条叶片的轮盘耦合系统主模态分析- C_{nv} 群上对称结构的模态综合[J]. *固体力学学报*, 1984, 5(4): 469-481.
ZHANG Jin, WANG Wen-liang, CHEN Xiang-you. Natural mode analysis of N blade disc coupled system-mode synthesis of symmetric structure with C_{nv} group[J]. *Acta Mechanica Solida Sinica*, 1984, 5(4): 469-481. (in Chinese)
- [4] 王文亮, 张锦, 陈向钧. 盘叶耦合系统的固有模态分析- C_N 群上对称机构的模态综合[J]. *固体力学学报*, 1988, 9(1): 15-23.
WANG Wen-liang, ZHANG Jin, CHEN Xiang-jun. Natural mode analysis of blades disc coupled system-modal synthesis of symmetric structure with C_N group[J]. *Acta Mechanica Solida Sinica*, 1988, 9(1): 15-23. (in Chinese)
- [5] 赵宁, 刘更. 复约束方法计算斜齿圆柱齿轮结构特征值问题[J]. *航空动力学报*, 1996, 11(2): 133-137.
ZHAO Ning, LIU Geng. Calculation of eigenproblems of helical gear structure by complex constraint methods[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1996, 11(2): 133-137. (in Chinese)
- [6] 李建中, 王辉, 岑章志, 等. 汽轮机带鳍状结构叶片组动力特性的有限元分析[J]. *工程力学*, 1997, 14(4): 68-71.
LI Jian-zhong, WANG Hui, CEN Zhang-zhi, et al. Finite element analysis for dynamic behavior of group of steam turbine blade with fin heave[J]. *Engineering Mechanics*, 1997, 14(4): 68-71. (in Chinese)
- [7] 黄海鹰, 王建明. 新型高推比涡轮风扇发动机盘也耦合振动分析[J]. *北京航空航天大学学报*, 1994, 20(2): 169-173.
HUANG Hai-ying, WANG Jian-ming. Modal analysis of disc-blade coupling system of a turbofan aeroengine[J]. *Journal of Beijing University of aeronautics and Astronautics*, 1994, 20(2): 169-173. (in Chinese)
- [8] 周传月, 皱经湘, 闻雪友, 等. 燃气轮机带冠叶片耦合振动分析[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2001, 33(1): 129-133.
ZHOU Chuan-yue, ZOU Jing-xiang, WEN Xue-you. Coupled vibrations of gas turbine shrouded blades[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2001, 33(1): 129-133. (in Chinese)
- [9] 何世江, 杜建斌, 王勘成. 水轮机转轮叶片系统动力分析[J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 1998, 38(8): 68-71.
HE Shi-jiang, DU Jian-bing, WANG Xu-cheng. Dynamic analysis of hydraulic turbine runner and blade system[J]. *Journal of Tsinghua University (Science and Technology)*, 1998, 38(8): 68-71. (in Chinese)
- [10] PETROV E P. A method for using of cyclic symmetry properties in analysis of nonlinear multiharmonic vibrations bladed disks[J]. *Journal of Turbomachinery(ASME)*, 2004, 126: 175-183.

A New Approach of Dynamic Stress Analysis for Cyclic Symmetry Structures

QIN Fei¹, ZHANG Xiao-feng², BAI Jie¹, WEI Jian-you¹, CHEN Li-ming¹

(1. College of Mechanical Engineering and Applied Electronics Technology, Beijing University of Technology, Beijing 100022, China; 2. Continuous casting technology engineering Co. Ltd. of CMCC, Beijing 100081, China)

Abstract: The transient dynamic stress analysis by cyclic symmetry method was presented in this paper. According to the characters of blade structure and applied exciting force, the cyclic symmetry boundary displacement equation was established. The calculation of cyclic symmetry boundary displacement in time could be changed to calculation of space. The cyclic symmetry dynamic analysis could be realized by applying cyclic symmetry displacement on the boundary of blade sector.

Key words: cyclic symmetry; dynamic stress; air cooling turbine; blade