

文章编号: 1000-6893(2000)06-0545-03

燃气轮机叶片- 轮盘耦合振动特性计算

周传月¹, 邹经湘¹, 闻雪友², 盛惠渝²

(1. 哈尔滨工业大学 航天工程与力学系, 黑龙江 哈尔滨 150001)

(2. 哈尔滨第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

CALCULATION OF THE BLADE-DISC COUPLED VIBRATION CHARACTERISTICS OF A GAS TURBINE

ZHOU Chuan-yue¹, ZOU Jing-xiang¹, WEN Xue-you², SHENG Hui-yu²

(1. Dept. of Astronautics and Mechanics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150006, China)

(2. Harbin No. 703 Research Institute, Harbin 150036, China)

摘要: 建立了叶片- 轮盘耦合系统振动固有特性计算分析模型, 利用有限元通用程序 NASTARN 的循环对称分析功能和几何非线性分析功能, 对某舰用燃气轮机叶片- 轮盘结构进行计算分析。计算中考虑了旋转离心力及材料参数随温度变化对固有特性的影响, 得到的谐波共振频率与实测结果基本吻合。

关键词: 叶片; 轮盘; 耦合振动; 有限元

中图分类号: V231.92 文献标识码: A

Abstract: Described in this paper is an analytical model for calculating the natural vibration characteristics of a blade-disc coupled system. Through the use of the cyclic symmetry function of a finite-element general program NASTARN and the function of geometrical nonlinearity a computational analysis has been conducted of a naval gas turbine blade-disc structure. During the calculation, the effect has been taken into account of the rotating centrifugal force and temperature-dependent material parameters on the natural characteristics. The obtained harmonic resonance vibration frequency is found to be in basic agreement with the experimental results.

Key words: blade; disk; coupling vibration; finite element

早期燃气轮机轮盘较厚, 轮盘本身固有频率相对于叶片而言很高, 因而可以忽略轮盘的弹性, 只考虑根部固支或其它边界条件下的振动。现代燃气轮机逐步向高效率、高推重比方向发展, 相应地叶片和轮盘处在高转速、高交变的气动负荷和高交变的热负荷条件下工作。随着轮盘型面的减薄, 叶片与轮盘的耦合振动越来越突出, 一旦出现疲劳共振, 将会导致严重的后果。因此, 把叶片与轮盘作为一个完整的耦合系统来研究其固有振动特性是十分必要的^[1-4]。

在工程实际中, 有许多结构是由具有旋转周期对称性的 N 个重复扇区组成的, 如燃气轮机、汽轮机、水轮机、风机的转子、叶轮结构等。此类叶轮在结构上呈现旋转周期性, 即绕其转轴转动 $A = 2P/N$ (N 为叶片数) 角度后, 结构的几何形状和转动前完全一样。根据叶片与轮盘结构的旋转对称特性, 可应用 MSC. NASTARN 程序的循环对称分析功能 (SOL115), 把有限元分析模型的区域

局限于一个基本重复扇区之内, 使求解规模大大降低。高速旋转的燃气轮机叶片与轮盘, 离心力对其固有振动特性的影响不可忽视, 叶轮工作时高速旋转对其固有振动特性具有显著影响。叶片自然扭曲在离心力场中的“扭转恢复”效应使振动平衡位置的确定必须通过迭代, 求解增量形式的几何非线性方程才能得出。由于 MSC. NASTARN 程序不能进行有预应力的循环对称结构的模态分析, 因此有离心力作用的叶片- 轮盘结构只能采用整体模型, 使用非线性分析功能 (SOL106) 进行分析。文中以某舰用燃气轮机动力涡轮第 4 级叶片- 轮盘系统为例。

1 有限元模型

(1) 某动力涡轮第 4 级叶片与轮盘系统 某舰用燃气轮机动力涡轮第 4 级有 76 个叶片。叶身高度 273mm, 叶根第 1 对齿中截面半径为 570mm。叶片用耐高温合金材料加工, 其常温下的弹性模量 $E = 2.148 \times 10^5$ MPa, 密度 $Q = 8100 \text{ kg/m}^3$ 。叶片在 1.0 工况下的工作转速为 N

= 3400 r/min, 叶片工作时平均温度为 721 , 材料在此高温下的弹性模量 $E_T = 1.746 \times 10^5$ MPa。轮盘的材料为 GH698, 常温下的弹性模量 $E = 2.16 \times 10^5$ MPa, 密度 $\rho = 8400$ kg/m³, 轮盘工作时平均温度为 510 , 材料在此高温下的弹性模量 $E_T = 1.95 \times 10^5$ MPa。

(2) 有限元网格 取一个叶片和轮盘的 1/76 作为基本重复扇区, 并在基本重复扇区建立有限元模型。由于叶片有 20 的安装角, 加之叶片数较多, 用两径向平面无法从轮盘上切出包含一个完整叶片额重复扇形区来, 因此采用与轴线交角为 10°, 且夹角为 4° (360/76) 的平面作为波传播界面。利用 MSC. PATRAN 软件构造叶片、凸台、叶根和轮盘的有限元网格, 形成节点数为 995, 8 节点单元数为 563 的基本重复扇区有限元模型 (见图 1)。把基本重复扇区的有限元网格推广到 76 个叶片的整个结构, 其节点数为 68175, 单元数为 42788, 有限元模型见图 2。

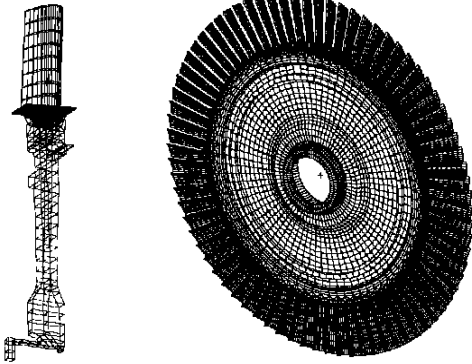


图 1 基本重复扇区有限元网格

图 2 完整叶片与轮盘结构有限元网格

(3) 载荷与边界条件 叶片-轮盘系统的边界条件处理为: 盘孔与轴联接处所有节点均为固定边界条件。载荷为旋转离心力, 最大转速为 3400r/min。

2 固有频率和模态计算分析

(1) 非旋转态固有频率和模态 首先采用以上建立的周期对称有限元模型计算不考虑离心力和温度的影响的非旋转态固有特性。基本扇区典型的模态形状见图 3。0~10 节径 1~5 阶耦合振动频率见表 1, 振动模态描述见表 2。计算结果表明叶片和轮盘的耦合振动呈现节径振动, 随着节径数的增大, 各阶的固有频率逐渐趋近于单个支叶片的频率。

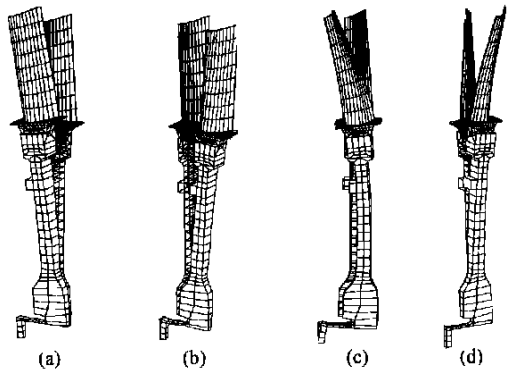


图 3 基本扇区叶片与轮盘耦合振动模态

- (a) 0 节径第 1 阶; (b) 1 节径第 1 阶
- (c) 1 节径第 2 阶; (d) 2 节径第 1 阶

表 1 非旋转态叶片-轮盘耦合振动固有频率/Hz

节径数	阶数				
	1	2	3	4	5
0	86.0	151.5	288.8	448.6	751.6
1	60.4	254.6	324.5	460.4	737.0
2	98.8	312.0	559.0	764.4	1025
3	175.1	341.2	673.6	845.9	1086
4	240.1	403.8	715.1	941.9	1156
5	267.3	504.0	744.3	1003	1289
6	277.4	589.2	782.8	1038	1473
7	282.1	636.3	830.4	1066	1671
8	284.7	658.4	871.8	1091	1834
9	286.2	669.6	900.8	1115	1926
10	287.3	676.0	919.9	1135	1973
单只叶片	288.7	689.6	967.5	1219.4	2053.1

表 2 叶片与轮盘耦合振动模态

节径	阶数	
	1	2
0, 1, 2	以轮盘振动为主	叶片和轮盘均振动
3	叶片和轮盘均振动	以叶片弯曲振动为主
4	叶片一阶弯曲振动为主	以叶片弯曲振动为主
5, 6, 7, ..., N/2	纯叶片一阶弯曲振动	纯叶片一阶弯曲振动

(2) 旋转态固有频率和模态 燃气轮机实际运行时, 叶片和轮盘在高温下工作, 材料的弹性模量将下降, 旋转离心力引起叶片轮盘刚度的变化, 因此需要计算和分析旋转态下的固有特性。材料的弹性模量换成高温下的弹性模量, 并取不同转速, 计算叶片与轮盘系统耦合振动 0~10 节径 1~3 阶固有频率和模态, 其典型模态形状见图 4。

(3) 叶片和轮盘振动测量 叶片和轮盘振动和动应力测量是在试验台上实尺寸的燃气轮机上借助应变测量进行的。在叶片根部和轮盘不同半径上均贴有应变片, 应变仪信号记录在磁带上, 借助于振幅检波器和微型计算机进行整理, 振动频率直接在计算机上确定。图 5 给出了该级动叶

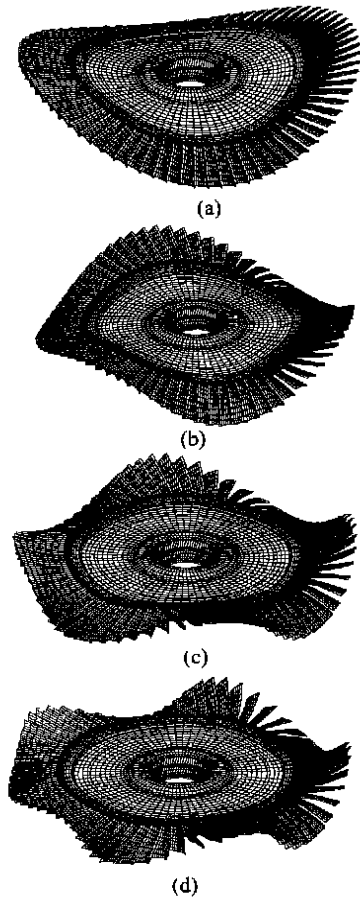


图 4 叶片与轮盘耦合振动模式

(a) 2 节径第 1 阶; (b) 3 节径第 1 阶; (c) 4 节径第 1 阶; (d) 5 节径第 1 阶

的共振图。由此可见, 叶片主要振动类型是具有节径形式与轮盘的耦合振动。

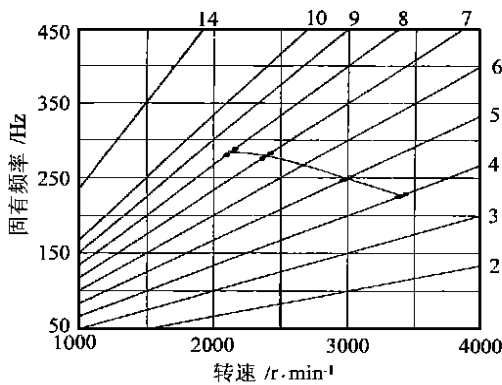


图 5 叶片共振图(测试)

(4) 耦合系统共振分析 由于实际中叶片与轮盘耦合振动以第 1 阶振型最突出, 实测中往往测到的也是第 1 阶, 因此计算中只给出了 0 ~ 10 节径第 1 阶的共振图, 即 Campbell 图(图 6)。从图中可以得到各阶谐波(三重点)共振频率和转速(表 3), 可见计算得到的共振频率与实测值基本吻合。1994-2010 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

表 3 共振频率和共振转速

计算结果	节径						
	4	5	6	7	8	9	10
共振频率 / Hz	233.2	256.4	270.7	275.7	277.2	277.3	276.9
共振转速 / (r · min ⁻¹)	3498	3077	2707	2363	2079	1849	1661

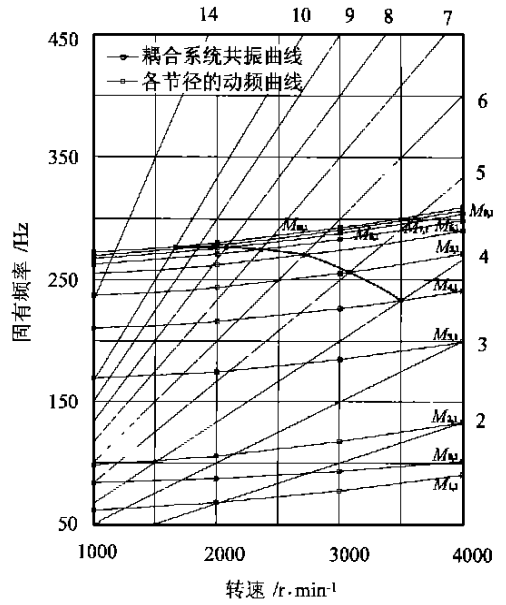


图 6 叶片共振图(计算)

参 考 文 献

[1] Thomas D L. Dynamics of rotationally periodic structures [J]. International Journal of Numerical Methods in Engineering, 1979, 14: 81 ~ 102.

[2] Herry R, Ferraris G. Substructuring and wave propagation: An efficient technique for impeller dynamic analysis [J]. Transactions of ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1984, 106: 2 ~ 10.

[3] 张锦, 等. 带有 N 条叶片的轮盘耦合系统的主模态分析 CNV 群上的结构的模态综合 [J]. 固体力学学报, 1984, 5 (4): 469 ~ 481.

[4] 王文亮, 等. 盘- 叶耦合系统的固有模态分析——C_N 群上对称结构的模态综合 [J]. 固体力学学报, 1988, 9(3): 15 ~ 23.

作者简介:



周传月 1969 年 4 月出生, 哈尔滨工业大学硕士毕业, 就职于哈尔滨第 703 研究所, 从事结构强度、振动和动力学方面的研究工作, 先后参加了多项“八五”和“九五”国家重点预研项目和多项军品型号项目。现攻读哈尔滨工业大学一般力学专业博士学位, 主要研究方向为大型复杂结构振动和动力学分析, 侧重高速旋转设备如燃气轮机、汽轮机

等关键部件及系统的振动和动力学方面的研究, 已在刊物上发表论文十余篇。