

文章编号: 1000-8055(2000) 04-0401-04

特型涡轮转子耦合系统振动特性分析

程 滔, 张 锦

(北京航空航天大学 405 教研室, 北京 100083)

摘要: 本文分析研究了特型涡轮转子多重耦合振动系统的固有特性。对分析计算中所用的单晶合金的弹性矩阵作了分析推导。全面研究了此涡轮转子耦合振动的特性。在后处理中表述了多重耦合的模式特征。所引出的结论可供类似结构的耦合振动分析参考, 有一定的工程实用价值。

关键词: 镍基合金; 单晶; 粉末冶金; 耦合振动

中图分类号: V 231. 92

文献标识码: A

1 概 述

随着航空科学技术的进步和发展, 航空发动机的性能日益提高, 要求用来制造热部件各个零件的材料, 特别是用来制造整个发动机中受热受负荷最严重的涡轮叶片以及涡轮盘的材料要有很高的蠕变强度, 高、低周疲劳强度和抗氧化腐蚀性能。涡轮转子的叶片用单晶材料制造, 轮盘由粉末冶金压制而成, 体现了广义的先进复合材料在新一代航空发动机中的应用。本文以某发动机的燃气涡轮为例对这种涡轮转子的耦合振动固有特性进行了分析研究。

2 计算方法

用有限元法解弹性体动力问题的基本方程为:

$$[M] \cdot \{\ddot{\delta}(t)\} + [C] \cdot \{\dot{\delta}(t)\} + [K] \cdot \{\delta(t)\} = \{R(t)\} \quad (1)$$

其中: $[M] \cdot \{\ddot{\delta}(t)\}$ 称为惯性项, $[C] \cdot \{\dot{\delta}(t)\}$ 称为阻尼项, $[K] \cdot \{\delta(t)\}$ 称为弹性项, $\{R(t)\}$ 称为载荷项。

本文是计算涡轮转子结构中的有关部分的振动固有特性, 无负荷且不计阻尼的影响。故动力方程(1)即转化为:

$$[M] \cdot \{\ddot{\delta}(t)\} + [K] \cdot \{\delta(t)\} = 0 \quad (2)$$

设系统以某一固有频率 ω 作简谐振动, 则节

点位移矢量 $\{\delta(t)\} = \{g\} \sin \omega t$, $\{g\}$ 为模态矢量。将其代入(2)式, 得:

$$\lambda [K] \cdot \{g\} = [M] \cdot \{g\} \quad (3)$$

其中: $\lambda = 1/\omega^2$ 称为特征值。动力分析问题则转化为求解特征值 λ 及特征向量 $\{g\}$ 使之满足(3)式, 称为广义特征值问题。在实际结构中, ω 称为振动的固有频率, 而 $\{g\}$ 称为相应的固有振型。

引入边界条件, 消去刚体位移, 使刚度阵 $[K]$ 成为正定阵。这时, 特征值问题(3)一定有解。求出特征值及特征向量后, 即得出了结构的振动固有频率 ω 及其对应的振型 $\{g\}$ 。

本文选用 ANSYS 软件中的子空间迭代法 (Subspace Iteration, 亦称联立迭代法) 求解特征值问题。

3 叶片/轮盘/导流盘耦合系统 振动特性分析

3.1 转子的构造

此涡轮转子由 41 个单晶叶片、前后带有大鼓轴的粉末冶金轮盘和导流盘三部分组成。它比常规的涡轮转子多了 1 个导流盘, 此导流盘装在涡轮盘前方, 形成了叶片/轮盘/导流盘三者组成的特型涡轮转子。用前螺纹环将导流盘在外缘与涡轮盘顶紧, 计算时将其视为一体。在这个系统中存在盘/轴的耦合、叶/盘/导流盘的耦合, 因此这是一个多种耦合的系统。

3.2 材料的弹性矩阵

单晶合金为正交各向异性材料。晶体结构为面心立方晶体,它在 3 个材料主轴方向上具有完全相同的力学性能,令 3 个方向的弹性模量 $E_1=E_2=E_3=E$,泊松比 $\mu_{12}=\mu_{21}=\mu_{13}=\mu_{31}=\mu_{23}=\mu_{32}=\mu$,剪切模量 $G_{12}=G_{23}=G_{31}=G$,则在材料主轴坐标系中,单晶材料的应力应变关系矩阵为:

$$[D]=\begin{bmatrix} \frac{1}{E} & -\frac{\mu}{E} & -\frac{\mu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\mu}{E} & \frac{1}{E} & -\frac{\mu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\mu}{E} & -\frac{\mu}{E} & \frac{1}{E} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} \end{bmatrix}$$

(4)

在叶片上根据 3 个弹性主轴建立局部坐标系,将每一个叶片的所有单元的坐标系设置成与它所在的局部坐标系一致。在总体坐标系中,各个叶片上的各个单元的弹性常数是总体坐标系与局部坐标系方向的函数。

粉末高温合金的力学性能和加工性能都较传统的高温合金好。它的组织均匀,为各向同性材料。

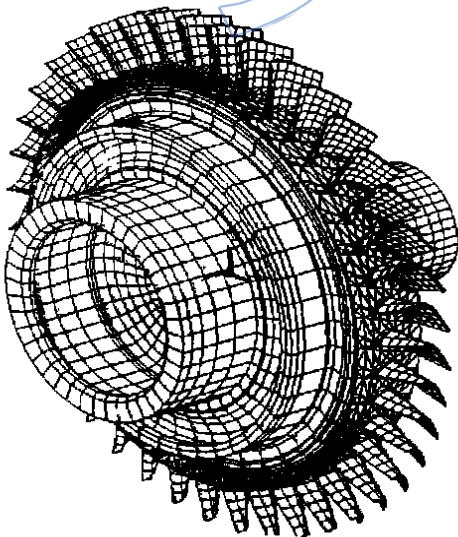


图 1 叶/盘/导流盘耦合系统网格图

通过输入材料性能随温度的变化,软件自行插值可得到一定范围内的任意温度下的材料性能数据,依据各单元节点的温度就可得到各单元的

弹性常数,这样就可以组集整个系统在带温度场时的刚度矩阵。

3.3 建 模

叶片采用 8 节点 6 面体等参元和 4 节点 4 面体单元来离散,轮盘和导流盘均采用 8 节点 6 面体等参元进行离散。整个耦合系统的网格图如图 1 所示。

叶片/轮盘/导流盘耦合系统的边界条件为在轮盘前鼓轴前端轴向、径向、周向三方向固定,后端滚棒轴承处,即离后轴端 20 mm~25 mm 处径向固定。

3.4 计算结果及分析

3.4.1 计算内容及结果

为了考虑叶片和轮盘对整个耦合系统振动特性的影响,先计算了单个叶片和轮盘的振动固有特性。

非旋转态下轮盘与叶/盘耦合系统的振动固有频率比较如表 1 所示。叶片/轮盘/导流盘耦合

表 1 轮盘与叶/盘耦合振动固有频率比较
(单位: Hz)

阶 数	轮 盘	叶/盘耦合振动
1(横向振动)	2798.0	2210.8
3(扭转振动)	2864.0	2882.3
4(一节径)	4547.0	3661.6
6(节 圆)	4785.6	3831.8
7(二节径)	5630.9	4011.9

系统与叶/盘耦合系统非旋转态的振动固有频率比较如表 2 及图 2 所示。叶片/轮盘/导流盘耦合

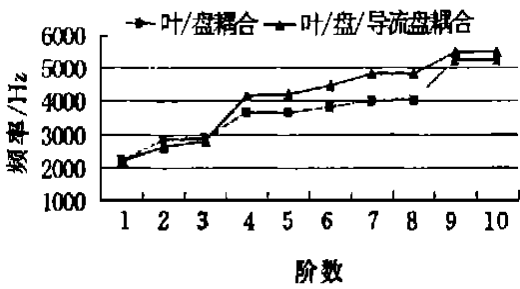


图 2 叶/盘耦合振动与叶/盘/导流盘耦合振动固有频率比较(非旋转态)

系统在转速 $n=0\text{ r/min}$, $n=45000\text{ r/min}$ (带温度场), $n=46350\text{ r/min}$ (带温度场)的振动固有频率比较如表 3 和图 3 所示。

表 2 叶/盘耦合振动与叶/盘/导流盘耦合振动固有频率比较(单位: Hz)

阶 数	叶/盘 耦合振动	叶/盘/导流盘 耦合振动
1(横向振动)	2210.8	2202.0
2(横向振动)	2857.3	2632.7
3(扭转振动)	2882.3	2822.1
4(一节径)	3661.6	4173.5
5(一节径)	3661.9	4211.4
6(节圆)	3831.8	4479.8
7(二节径)	4011.9	4836.9

表 3 叶/盘/导流盘耦合系统振动固有频率
(单位: Hz)

阶 数	非旋转态	$n=45000$ (r/min)	$n=46350$ (r/min)
1(横向振动)	2202.0	2075.3	2093.2
2(横向振动)	2632.7	2476.2	2561.5
3(扭转振动)	2822.1	2795.5	2810.6
4(一节径)	4173.5	3861.8	3836.0
5(一节径)	4211.4	3886.8	3857.6
6(节圆)	4479.8	4012.7	3977.4
7(二节径)	4836.9	4520.8	4445.0

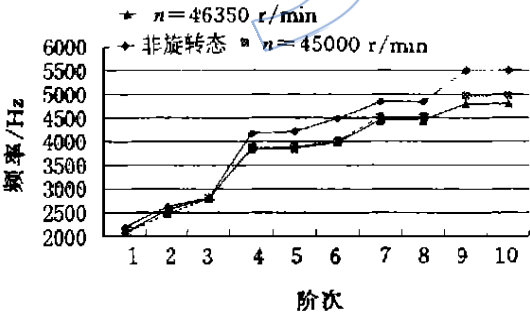


图 3 叶/盘/导流盘耦合系统振动固有频率
(带温度场)

从振动应力的云图可以看出非旋转态和旋
转态下的振型和振动应力的分布基本相似。

3. 4. 2 计算结果分析

(1) 振型分析

由于此轮盘前后均带有大鼓轴, 因此它的固
有振动已不是典型的轮盘振动, 而表现为较复杂
的盘/轴耦合振动。轮盘的前两阶振动固有频率值

接近, 实质上为重频, 振动频率微小值的差异是由
于自动分网造成网格不对称引起的。轮盘的第一
阶振动为轴的横向振动, 这是由于此轮盘所带的
轴较长, 弯曲刚度较轮盘小, 因此轮盘只是随轴作
横向振动。轮盘的第三阶振动为轴的扭转振动, 这
是由于前后鼓轴较薄, 扭转刚度较小。轮盘的第四、五阶振动均为盘的一节径振动, 仍为重频, 前
后大鼓轴也随盘一起振动, 出现有明显的节线。轮
盘的第六阶振动为盘的伞型振动, 前后鼓轴随盘
作相应的纵向振动。此轮盘的第七、八阶为盘的扇
形振动, 有两条节径, 仍为重频。前后大鼓轴也随
盘一起振动, 出现两条节线。轮盘的第九阶振动为
轴的纵向振动, 同时轮盘随之作与轴相反方向的
伞型振动。

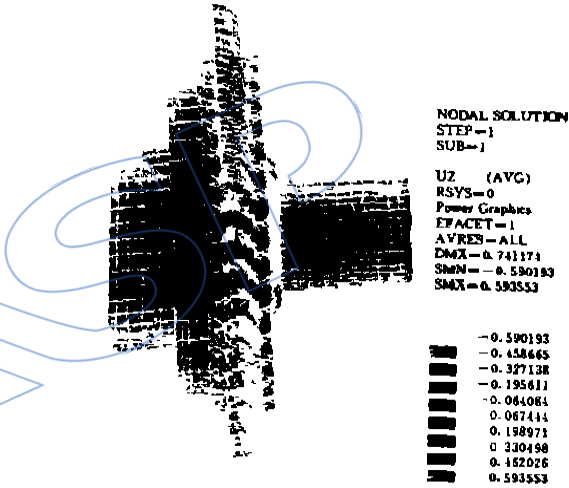


图 4 叶/盘/导流盘耦合系统第一阶振型

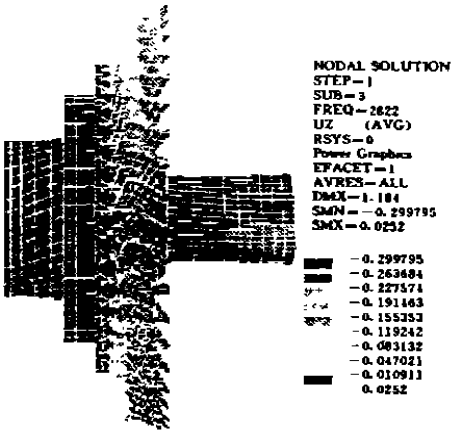


图 5 叶/盘/导流盘耦合系统第三阶振型

叶/盘/导流盘耦合系统的振型与单个轮盘的
振型基本相似, 第一阶振动以轴的横向振动为主,

如图 4 所示; 第三阶振动以轴的扭转振动为主, 如图 5 所示。

(2) 轮盘与叶/盘耦合系统的比较

由表 2 可以看出, 对于横向振动而言, 是以轴的振动为主, 叶/盘耦合系统的振动固有频率比轮盘振动固有频率小, 这是由于加上叶片后使系统的弯曲刚度变小了。对于扭转振动, 也以轴的振动为主, 由于轮盘加上叶片后轴的扭转刚度会增加, 因此叶/盘耦合系统的扭转振动固有频率比轮盘振动固有频率高。对于以轮盘振动为主的伞形、扇形振动, 叶片的加入使系统的刚度减小, 因此无论对于节径或节圆振动运动, 叶/盘耦合系统的振动固有频率比轮盘振动固有频率低。

(3) 导流盘的影响

由表 3 及图 2 可以看出对于前三阶以轴的振动为主的振动, 导流盘的加入使原叶/盘耦合系统的轴的刚度降低, 因此叶/盘/导流盘耦合系统的一、二、三阶振动固有频率比叶/盘耦合系统的一、二、三阶振动固有频率低。对于以盘的振动为主的后几阶振动, 导流盘的加入相当于使盘变厚, 其刚度增加, 因此叶/盘/导流盘耦合系统的后几阶振动固有频率比叶/盘耦合系统的振动固有频率高。

(4) 转速和温度的影响

通过计算可以看出加上转速后, 该耦合系统的振动固有频率略有上升, 而当转速与温度场同时加上后, 由表 5 可看出振动固有频率下降了。这说明在此耦合系统中温度对刚度减小的影响比转

速使刚度增加的影响大。

4 结 论

(1) 对于转子系统中的各向异性材料的弹性矩阵的组集需要考虑总体坐标系和弹性主轴方向的关系, 进行一定的转换才能使用。(2) 带有大鼓轴的转子的固有振动的振型有其特有的规律, 会出现以轴为主的振动和以盘为主的振动。(3) 旋转态中需要对温度和离心力的影响进行综合考虑。

参考文献:

- [1] 饶寿期. 有限元法和边界元法基础[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1990
- [2] 张锦, 张乃恭. 新型复合材料力学基础及其应用[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1993
- [3] K. J. Bathel [美], 傅子智译. 工程分析中的有限元法[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991
- [4] 航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则 第三册(叶片)[S]. 航空工业总公司发动机司编委会, 1998
- [5] 宋兆泓. 航空燃气涡轮发动机强度设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1988
- [6] 孟春玲. 单晶材料叶片蠕变分析方法的研究[硕士论文][D]. 北京航空航天大学, 1996
- [7] 喻立凡. 单晶及定向结晶叶片的热弹性分析[硕士论文][D]. 北京航空航天大学, 1989
- [8] 张锦等. 某机各向异性材料空心叶片的振动分析[R]. 北京航空航天大学, 1993
- [9] 宋迎东. 粉末冶金涡轮盘强度与寿命研究[博士论文][D]. 南京航空航天大学, 1997

(责任编辑 王震华)

Coupling Vibration Analysis of a Particular Turbine Rotor

CHENG Tao, ZHANG Jin

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

Abstract: The coupling vibration behaviors of a particular turbine rotor have been analyzed. The blades of the system were made of single-crystal nickel-based alloy and the disc was made of high temperature alloy of powder metallurgy. Therefore, the properties of these two kinds of materials were considered. The multi-coupling vibration of the rotor was studied comprehensively and the unique modal shapes were exhibited by the post-processing. Useful conclusions were derived for engineering application.

Key words: nickel alloys; single crystal; powder metallurgy; coupling vibration