

文章编号: 1000-8055(2007)07-1065-04

压气机中叶片轮盘耦合结构振动分析

王春洁, 宋顺广, 宗 晓

(北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 100083)

摘 要: 在建立了叶片与轮盘三维装配模型的基础上, 考虑了由于装配产生的接触应力与叶片轮盘之间的耦合作用后, 建立了叶片-轮盘装配耦合的振动特性计算的有限元模型, 并采用 ANSYS 软件, 使用循环分析方法对某叶片轮盘耦合结构的振动特性进行了计算分析. 通过模态实验校验的手段证明用这种方法进行榫接装配系统动力学分析是可行的.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 叶片; 轮盘; 榫接装配; 耦合振动; 有限元分析

中图分类号: V231. 92

文献标识码: A

Vibration analysis of the blade-disc coupled structure of compressor

WANG Chun-jie, SONG Shun-guang, ZONG Xiao

(School of Mechanical Engineering and Automation, Beijing University of
Aeronautics and Astronautics, Beijing, 100083, China)

Abstract: While a 3D assembly model of blade-disc structure was established, a finite element model for calculating the vibration characteristics during blade-disc coupling was set up by taking into consideration of the coupling action of contact stress between blade and disc. With the help of ANSYS software, the vibration characteristic of blade-disc coupling structure was calculated and analyzed using cycle analysis method. Through modeling experiment, this method is proved to be feasible for analyzing the rabbet assembly structure.

Key words: aerospace propulsion system; blade; disc; rabbet assembly; coupling vibration; finite element analysis

航空发动机高转速、轻结构的趋势, 使轮盘结构轻而薄. 这不仅使轮盘自身振动严重, 对叶片的振动影响也很大. 同样, 轮盘的动态特性也会受到叶片振动的影响. 长期以来, 对于航空发动机中叶片与轮盘系统的动力学设计与分析一直是将叶片和轮盘作为单独元件进行动力学设计. 分别对叶片和轮盘的频率、动态响应和稳定性进行计算. 或者将叶片与轮盘当成一个整体^[1], 而没有考虑到叶片与轮盘系统之间的装配结构及其配合关系, 而对其振动问题进行分析, 使叶片和轮盘的预测频率失真, 造成设计参数的不佳选择. 因此必须对叶片-轮盘类结构的耦合振动特性进行研究. 本文首先通过实验验证了基于接触面的榫接装配有

限元分析方法, 然后以某型压气机叶片轮盘为例, 应用波传播技术、采用有限元程序的循环分析方法对叶片、轮盘的装配耦合系统振动固有特性进行了分析.

1 榫接装配系统的有限元分析方法验证

叶片-轮盘榫接装配系统振动一直是压气机系统性能仿真中的关键问题, 本文提出了基于接触面分析的装配体有限元仿真方法, 对榫接装配结构进行了有限元仿真分析. 同时建立了相关的榫接装配实验系统, 进行了锤击法振动实验研

收稿日期: 2006-06-27; 修订日期: 2006-12-13

作者简介: 王春洁(1955-), 女, 辽宁锦州人, 教授, 研究领域: 现代设计方法及 CAE.

究^[2]. 对二者结果进行对比研究,证明了基于接触面的榫接装配有限元分析的可行性.

1.1 榫接装配体有限元分析

在有限元软件 ANSYS 中建立典型榫接装配结构有限元模型如图 1 所示. 在该模型中,两部件的三维实体部分使用的均为 Solid45 单元,并且不采用传统的将装配结构完全约束的方法,而是在部件 1 与部件 2 之间可能会产生接触的表面上分别添加了三维、8 节点、面 - 面接触单元 Con-ta174 与三维目标单元 Targe170,模型假定接触面之间发生的是铝 - 铝之间的接触. 为了使分析模型更接近实际工况,以求得更加准确的分析结果,在部件 1 的底部添加 1 000 Pa 的均匀分布压力,模拟由于旋转产生的离心力. 使用 ANSYS 的模式解算器对此模型进行分析得到榫接装配件的 1-4 阶特征频率.

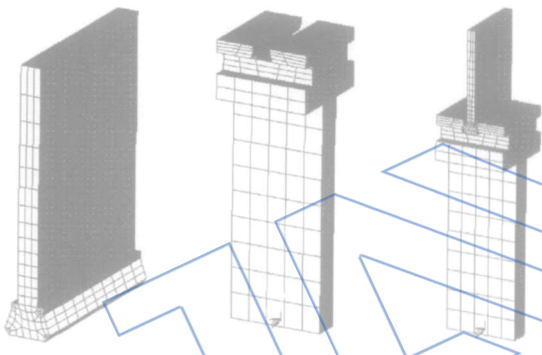


图 1 部件 1、部件 2 和榫接装配件
Fig.1 Part1 ,part2 and dovetail joint assembly

1.2 榫接装配体实验模态分析

为了采用静态测量实验模拟旋转状态下的测量,利用实验件 2 上的螺栓对实验件 1 从底部榫头施加一个向上的推力,来模拟由于旋转而产生的作用在叶片上的离心力. 通过改变螺栓预紧力的大小,来模拟不同转速下叶片榫头与轮盘燕尾槽之间的作用. 实验后得到该装配工件的前四阶模态与有限元分析结果进行比较,如表 1.

从表 1 可以看到,仿真与实验模态频率除了在第一阶存在较大的误差外,在其余阶数,仿真和实验所得到的频率值的误差都比较小,绝对误差在 4.1~65 Hz 之间,相对误差在 0.04 %~2.6 % 之间. 可见,对于大部分的频率值,实验和有限元仿真吻合较好,由此可以验证基于接触面的榫接装配有限元分析的可行性. 产生一阶模态较大误差的原因主要有:传感器灵敏度引起的误差、模态拟合过程中的近似误差、实验过程中力锤和试验

件的短间接接触引起的结构局部非线性、结构动态变形过程中的非线性、两只螺栓之间的细微差别导致作用在榫头底部的应力与仿真之间的误差、实验件的加工误差等.

表 1 仿真与实验模态频率比较

Table 1 Compare of simulation and experiment

阶数	有限元模态分析 特征频率/ Hz	实验模态分析 特征频率/ Hz	相对误差/ %
1	692.81	578.453	16.5
2	1 146.0	1 130.827	1.324
3	1 168.8	1 164.700	0.035
4	2 466.5	2 401.280	2.6

2 叶片轮盘耦合结构振动分析

为了更充分地考虑叶片几何外形对耦合系统模态的影响,采用 UG 软件精确建立系统的几何模型,再导入 ANSYS 进行有限元分析. 计算时先对叶片与轮盘由装配产生的预应力进行计算,再计算在该预应力作用下系统的振动特性. 具体流程如图 2 所示.

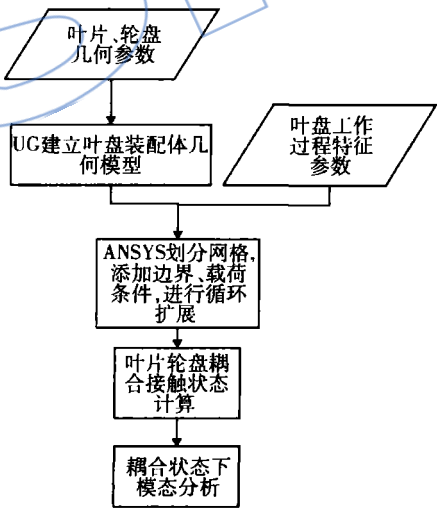


图 2 叶盘耦合结构模态分析流程

Fig.2 Flow chart of structure mode analysis

对于带有 N 个叶片的循环对称结构的轮盘,根据波传播理论,有限元分析时可取为一个叶片和与之对应的 $1/N$ 圆盘扇区为计算区域(基本扇区). 通过对该基本扇区有限元模型模态的计算,引入复约束考虑叶盘结构其他部分对模型的影响,导出复 Hermite 阵特征值. 从而得到整个叶盘系统的振动特性^[3-4]. 由于叶片是有一定的安装角,数目较多,仅仅使用两个径向平面无法从轮盘上切出包含一个完整叶片的重复扇形区域,因此需要采用与轴线有一定交角的平面作为波传播界

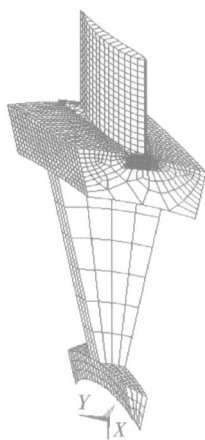


图 3 有限元网格模型
Fig.3 FEA model of single sector

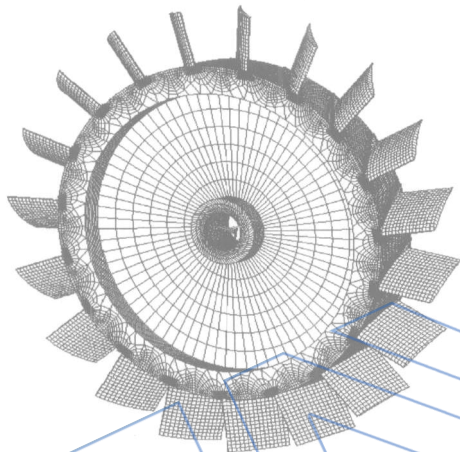


图 4 完整叶盘耦合网格模型
Fig.4 FEA model of blade-disc

面,产生一个基本扇区的叶片-轮盘装配模型.叶片-轮盘耦合模型导入 ANSYS 后,对其网格化,就得到了基本的有限元网格模型.从理论上来说,燕尾型榫头是对称的,工作时由于叶片轮盘离心力的作用,作用在两个接触面上的正压力大小相等方向相反.但实际上接触面上应存在局部一侧过大或应力集中现象和因振动产生的动载荷和动应力.因此,在使用 ANSYS 分析时需要在榫头与榫槽之间添加一个接触对(Contact).通过对接触对参数的设置,来模拟榫头与榫槽在离心力的作用下而产生的结构刚化.这样生成一个基本扇区的叶片-轮盘耦合系统有限元模型,如图 3.对基本扇区进行循环扩展后的网格模型如图 4.

叶片-轮盘系统的边界条件为:在叶片榫头后侧与轮盘榫槽之间自由度耦合(Coupling),用于有限元计算时来模拟卡簧对叶片的轴向限制;轮盘孔与轴联接处均为固定边界条件.载荷条件为:叶盘系统工作时由于转动而产生的离心力、离心力的作用下榫头与榫槽之间的接触应力.叶盘最大转速为 27000 r/min.

3 计算结果与分析

3.1 计算结果

分别计算了系统在非旋转模态和几种不同工作转速下的所有节径叶盘耦合振动的前 5 阶固有频率和振型.其中 1~3,9 节径的计算结果如表 2.

表 2 叶盘耦合振动固有振动频率
Table 2 Mode of blade-disc coupling system
单位: Hz
Unit: Hz

节径数	转速/ r/ min	阶次				
		1	2	3	4	5
1	0	340.23	1 320.3	2 319.2	2 659.9	3 069.7
	11 000	390.27	1 386.2	2 322.2	2 790.3	3 102.2
	19 000	474	1 506.9	2 325.3	3 006.3	3 177.8
	27 000	579.07	1 669.2	2 331.7	3 194.7	3 366.3
2	0	966.49	1 440.5	3 050.4	3 143.8	3 824.5
	11 000	1 009.9	1 503.9	3 090.2	3 320.5	3 828.5
	19 000	1 090.2	1 623.6	3 150.5	3 645.2	3 838.4
	27 000	1 201.2	1 792.6	3 236.9	3 840	4 074.3
3	0	1 271.2	2 556.2	3 094.1	3 969.9	5 334.1
	11 000	1 335.6	2 588.3	3 123.3	4 195.4	5 348.6
	19 000	1 454.6	2 651.1	3 181.7	4 598	5 378.5
	27 000	1 618.7	2 744.9	3 269	5 112.8	5 437
9	0	1 301.5	3 061.8	6 967.3	7 036.9	9 667.1
	11 000	1 368.1	3 090	7 008.7	7 075.1	9 717.3
	19 000	1 491.8	3 146.7	7 045.2	7 196.9	9 818.9
	27 000	1 663.7	3 231.4	7 084.2	7 395.8	9 969.7

由表 2 可以看出,叶片与轮盘的耦合系统呈线节径振动.同时由于叶片与轮盘之间存在着接触应力,而随着转速的增加,叶片与轮盘之间的接触应力也随着增大,叶片与轮盘产生接触刚化效

表 3 各节径的叶盘耦合振动的振型
Table 3 Vibration form of blade-disc coupled system

节径	阶数		
	1	2	3
0	轮盘呈伞形振动	轮盘扭转振动	叶片弯曲振动
1	轮盘振动为主	叶片弯曲振动	轮盘伞形振动,叶弯曲振动
2	盘叶均振动 轮盘为主	盘叶均振动 叶片弯曲振动为主	盘叶均振动,叶扭转为主
3	叶片弯曲振动	盘叶均振动 叶片扭转,振动为主	叶片扭转振动
5~9	叶片一阶弯曲振动	叶片一阶扭转振动	以叶片组合振动为主

应逐渐加强,使得耦合系统随着转速的增加,固有频率也在增加.

3.2 振动形式

表 3 为非旋转状态下各节径的叶盘耦合振动的振型.

将固支叶片的模态与叶盘耦合系统的模态对比,发现叶盘耦合振动时叶片的振动由于受到耦合作用的影响,其振型往往比固支时有所提前.即当耦合振动的频率在固支叶片的 π_1 与 n 阶固有频率之间时,其振动形式与第 n 阶类似.

3.3 耦合振动分析

叶片/轮盘系统耦合振动的共振条件为:(1)叶片/轮盘系统耦合振动固有频率必须与激振频率相等;(2)激振力的谐波数 k 必须与叶片/轮盘系统耦合振动时的节径 m 相等,即 $k = m$.而在实际工作过程中,叶盘系统耦合振动以第 1 阶频率振动最为突出.因此给出了在工作转速范围内第 1 阶的共振图,如图 5 所示.从共振曲线图上可以看出,从最低工作转速到最高工作转速内,1~3 节径的一阶频率线远离相应激振频率线.而第 5~9 节径的一阶频率与相应的激振频率线都有交点,因此很可能引起 5~9 节径下的一阶振动.

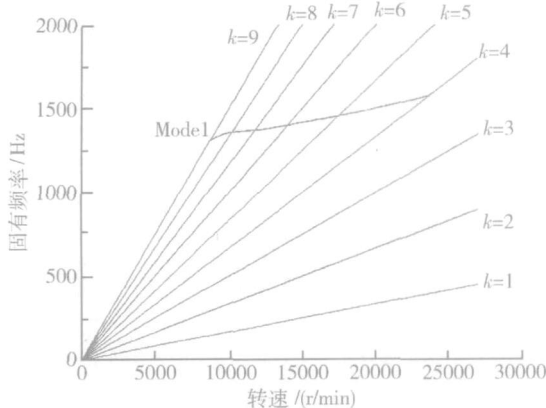


图 5 叶盘耦合振动
Fig. 5 Coupled vibration of blade-disc

4 结 论

(1)根据波传播技术进行循环对称结构的振动分析,得到了叶盘装配体耦合振动结果.该结果可以用于实际工作叶盘耦合振动的预测与分析;

(2)将叶片和轮盘之间由于旋转离心力产生的接触应力作为预应力,计算在该预应力作用下的叶盘耦合振动,得到的结果更具有真实性.结果表明,由于接触应力的作用,随着转速的不断增大,叶盘耦合系统的刚性也在增加,固有频率不断增大.但转速增加到一定程度后,对系统的影响逐渐减弱;

(3)由于叶片和轮盘之间的耦合作用,使得叶轮耦合振动时,高阶固有频率较为集中,振型较为复杂.但其振动形式都是由叶片与轮盘自振振型耦合而成,叶片的振动与自身自振相比振型往往有所提前.

参考文献:

[1] 周传月,邹经湘,闻雪友,等.燃气轮机叶片-轮盘耦合振动特性计算[J].航空学报,2000,21(6):545-547.
ZHOU Chuanyue, ZOU Jingxiang, WEN Xueyou, et al. Calculation of the blade disc coupled vibration characteristics of a gas turbine[J]. Acta Aeronautica Et Astronautica Sinica, 2000, 21(6): 545-547 (in Chinese).
[2] 赵猛,张以都,马良文,等.装配结构模态仿真与实验对比研究[J].振动与冲击,2005,24(1):28-30.
ZHAO Meng, ZHANG Yidu, MA Liangwen, et al. Research on modal analysis of assembly structures based on MSC/nastran[J]. Journal of Vibration and Shock, 2005, 24(1): 28-30 (in Chinese).
[3] Thomas D L. Dynamics of rotationally periodic structures[J]. International Journal of Numerical Methods in Engineering, 1979, 14: 81-102.
[4] 张锦,陈向均,王文亮.转动盘一片系的循环对称模综[J].固体力学学报,1992,13(3):225-234.
ZHANG Jin, CHEN Xiangjun, WANG Wenliang. Cyclo-symmetric modal synthesis of rotating bladed disc system[J]. Acta Mechanical Solid Sinica, 1992, 13(3): 225-234 (in Chinese).