

文章编号:1000-8055(2012)03-0623-05

某风机叶片的弯扭耦合颤振问题分析与验证

吴长波^{1,2}, 崔海涛¹, 徐 拓², 王春健²

(1. 南京航空航天大学, 能源与动力学院, 南京 210016;

2. 中国燃气涡轮研究院 强度技术研究室, 成都 610500)

摘 要: 研究了某风机宽弦转子叶片系统本身的耦合颤振问题, 针对该风机转子叶片, 理论分析表明原始型叶片存在典型的一阶弯曲与一阶扭转耦合颤振问题。改进型叶片则从转子叶片结构上采取了措施, 调整了宽弦转子叶片的一阶弯曲与一阶扭转频率, 有效地避免了转子叶片的耦合颤振问题。可靠性累积试车对转子叶片的耦合颤振问题进行了验证。原始型转子叶片 80 h 后因耦合颤振导致转子叶片发生了高周疲劳断裂问题, 改进型转子叶片顺利通过了 200 h 的试车考核。

关 键 词: 转子叶片; 弯曲与扭转; 耦合颤振; 可靠性累积试车; 断裂

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Analysis and experiment on coupled flutter of a wide-chord blade

WU Chang-bo^{1,2}, CUI Hai-cao¹, XU Tuo², WANG Chun-jian²

(1. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016 China;

2. The Strength Research Office,

China Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China)

Abstract: The coupled flutter of a pinwheel wide-chord blade was studied. In view of the pinwheel blade, the theoretical analysis made for the original pinwheel blade showed that some typically coupled flutter problems between the first-order bending vibration and the first-order torsion vibration occurred on the blade. The blade was re-designed and the frequencies of the first-order bending vibration and the first-order torsion of the modified blade were changed so as to effectively avoid the coupled flutter. The cumulative test of the reliability shows that the cracks are found in the original pinwheel blade after running 80 hours, while the modified blade can run safely over 200 hours.

Key words: wide-chord blade; bending and torsion; coupled flutter;
the cumulative test of reliability; cracks

在发动机或风机等转子叶片中, 由于高性能、低质量的追求, 使得转子叶片的气动弹性稳定性进一步恶化, 导致叶片颤振发作的危险性日益严重。在文献[1]中曾提到某发动机的压气机一级转子叶片因颤振而引起叶片的低周疲劳断裂, 导致发动机损坏。文献[2]中对航空燃气涡轮发动机和

蒸汽轮机的叶片颤振问题进行了阐述, 介绍了失速颤振、堵塞颤振、非失速颤振 A100 型超声颤振与系统耦合颤振等可能出现的气动弹性不稳定性问题, 并根据振动类型进行了分类, 介绍了三类叶片颤振预测方法。文献[3]研究了通过气动弹性剪裁来保证在预期的工作转速范围内不会出现失速

收稿日期: 2011-04-16; 修订日期: 2011-09-08

作者简介: 吴长波(1974—), 男, 山东莱阳人, 高级工程师, 博士生, 主要从事发动机强度研究。

颤振的问题. 文献[4]研究了分析颤振叶片动应力的数值方法及其相应的寿命评估. 国内外围绕叶片颤振问题开展了许多数值分析方法研究, 取得了一定进展^[5-10], 综合分析主要是经典方法和耦合方法. 经典方法中主要最常用的是能量法和特征值法. 耦合法与经典方法不同的是其计算考虑了流体和结构求解的交互影响^[11-12], 但耦合方法需要考虑更多的非线性因素, 使其因计算量大而难以应用于叶片的气动设计阶段.

本文主要研究了一种属于转子叶片系统本身的耦合颤振问题. 从最基本的方法入手, 结合某风机转子叶片, 对原始型转子叶片的典型弯扭耦合颤振问题进行了分析, 提出了问题并对原始型叶片进行了改进, 在外场使用条件下对原始型和改进型转子叶片进行了寿命累积试车, 验证了转子叶片的弯扭耦合颤振问题, 提出了弯扭耦合颤振的频率分离度的要求.

1 风机原始型转子叶片强度振动分析

该风机由进气支板、转子叶片、轮盘、静子叶片和机匣构成, 进气支板个数为 8, 转子叶片个数为 20, 静子叶片个数为 25, 转子叶片材料为 ZL114A.

1.1 原始型转子叶片强度分析结果

原始型转子叶片的结构示意图见图 1, 从结构上看属宽弦叶片. 采用有限元分析方法对风机转子叶片进行了应力分析, 分析时考虑了几何非线性, 考虑了温度、气动力和离心力的综合影响. 计算求得工作转速为 3 500 r/min 时转子叶片的

等效应力分布, 见图 2, 叶片的最大等效应力发生在叶身后缘的根部与榫头连接部位, 最大数值为 107 MPa, 远小于材料的屈服强度极限 240 MPa, 故叶片不存在静强度问题.

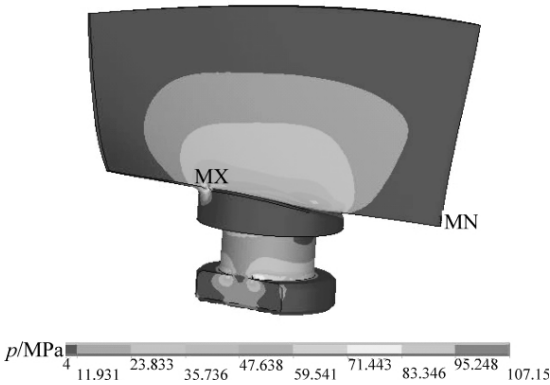


图 2 原始叶片等效应力分布图

Fig. 2 Distribution of the equivalent stress for original blade

1.2 原始型转子叶片振动分析结果

在强度分析用有限元模型的基础上, 进行了原始型转子叶片静止状态和工作状态下的固有频率分析, 频率分析结果见表 1, 原始型转子叶片的一阶和二阶振型分别见图 3 和图 4. 图 5 给出了风机原始型转子叶片的共振转速分析图, 由图 5 可以看出, 在工作转速附近存在进气支板与静子叶片个数差(17)激起的一阶和二阶共振的可能.

表 1 原始型转子叶片的固有频率(单位: Hz)

Table 1 Natural frequencies of the original blade (unit: Hz)

	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶	6 阶
静止状态	907	968	1 562	2 228	2 538	2 690
工作状态	918	975	1 561	2 227	2 547	2 693

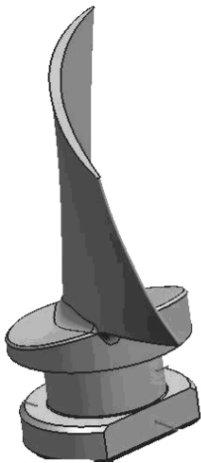


图 1 原始叶片的结构示意图

Fig. 1 Configuration of original blade

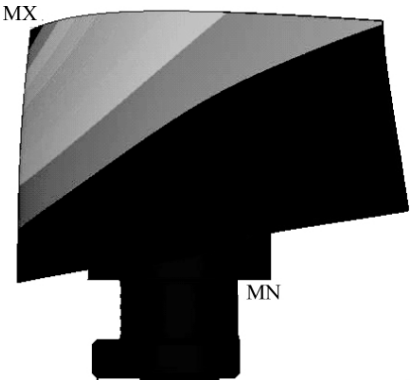


图 3 原始叶片的一阶振型图

Fig. 3 First mode shape of original blade

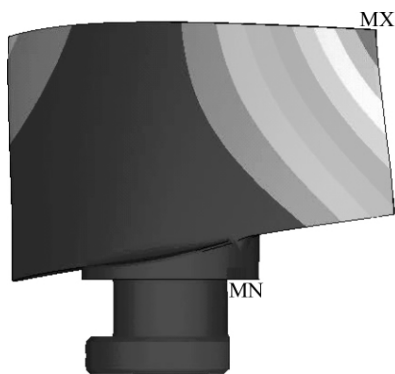


图 4 原始叶片的二阶振型图

Fig. 4 Second mode shape of original blade

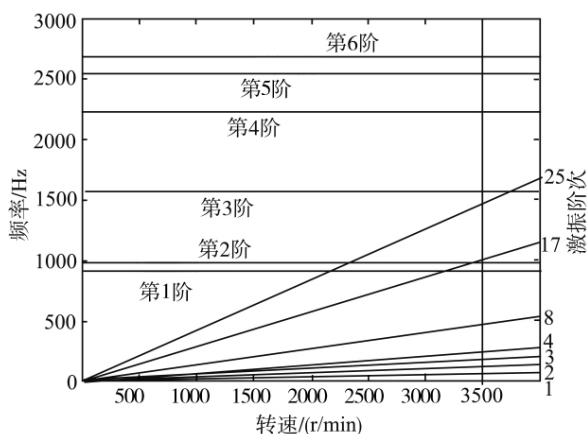


图 5 原始叶片的共振转速分析图

Fig. 5 Campbell diagram of original blade

1.3 原始型转子叶片耦合颤振分析结果

由表 1 可见原始型转子叶片 1 阶和 2 阶的固有频率比较接近,从图 3 和图 4 的振型图上可以看出,转子叶片的一阶属于弯曲型振动,二阶属于扭转型振动,按式(1)计算转子叶片的弯扭耦合颤振的频率分离度,可以得到一弯和一扭的耦合颤振频率分离度为 6.2%。

$$\delta = \frac{f_h - f_1}{f_h} \times 100\% \quad (1)$$

式中 δ 为频率分离度; f_h 为较高频率(Hz); f_1 为较低频率(Hz)。

通过对转子叶片的振动和耦合颤振分析,从设计角度考虑,就产生了这样一个问题:对存在有可能发生弯扭耦合共振但又有一定频率分离度(6.2%)的叶片,在只有进气支板与静子叶片个数之差(17)这种结构因素产生的激振力作用下,振动响应能否导致转子叶片的高周疲劳断裂呢?

2 风机改进型转子叶片设计情况

考虑到原始型转子叶片的弯扭耦合颤振频率

分离度只有 6.2%,存在导致转子叶片高周疲劳断裂的可能性,因而对转子叶片提出了修改设计的思路.考虑到该风机气动性能已满足要求,则叶身气动造型不易修改,为提高原始型转子叶片的扭转刚性,则主要从转子叶片叶身与榫头连接部位的结构细节进行改进.通过对原始型转子叶片的计算数据和结构的分析,提出了原始型转子叶片的结构修改方案,结构改进后的转子叶片示意图见图 6.对比原始型转子叶片,改进型的转子叶片在叶身后缘与榫头连接的部位增加了一个凸块,目的是提高转子叶片该处的刚性,此外将叶身前缘和榫头之间的倒圆略微增大,以降低该处的应力集中。

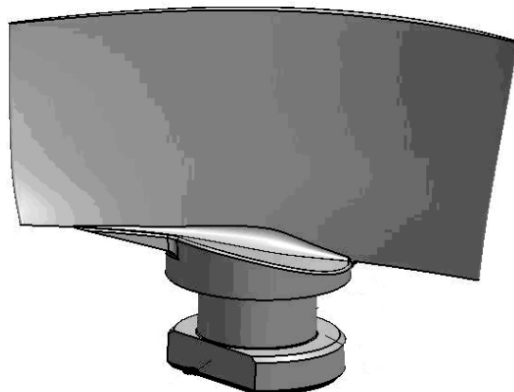


图 6 改进型的叶片结构示意图

Fig. 6 Configuration of modified blade

2.1 改进型转子叶片强度分析结果

采用与原始型转子叶片相同的数值分析方法,得到了改进型转子叶片的等效应力分布,见图 7,此时转子叶片的最大等效应力发生在叶片榫头与盘榫槽连接的部位,最大数值为 95 MPa,而叶

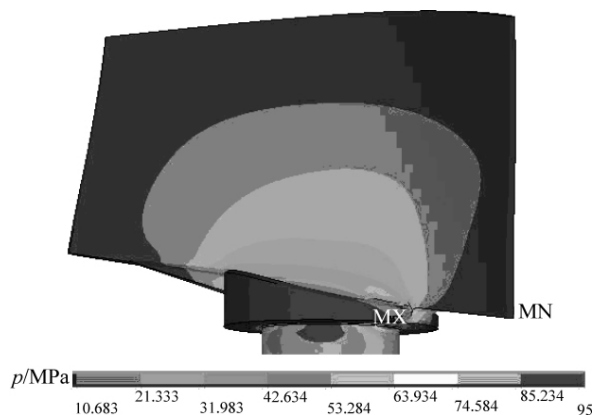


图 7 改进型叶片的等效应力分布

Fig. 7 Equivalent stress distribution of modified blade

身根部处最大等效应力则只有 52 MPa,较原始型转子叶片叶身根部的应力水平得到进一步降低.

2.2 改进型转子叶片的振动分析情况

对改进型转子叶片进行了静止状态和工作状态下的固有频率分析,频率分析结果见表 2,改进型转子叶片的一阶和二阶振型与图 3 和图 4 相似,分别属于一阶弯曲型振动和二阶扭转型振动.图 8 给出了改进型转子叶片的共振分析图,由表 2 和图 8 可以看出,改进型转子叶片的 1 阶和 2 阶的频率分离度已拉开,根据公式(1),计算得到改进型转子叶片的弯扭耦合颤振频率分离度为 20%,已可以有效地避免耦合颤振的问题;在工作转速附近依然存在进气支板与静子叶片个数差(17)激起的一阶弯曲共振的可能性,其共振转速频率裕度为 7.3%.

表 2 改进型转子叶片的固有频率(单位:Hz)
Table 2 Natural frequencies of modified blade (unit:Hz)

	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶	6 阶
静止状态	914	1149	1688	2428	2588	2855
工作状态	925	1156	1688	2430	2596	2858

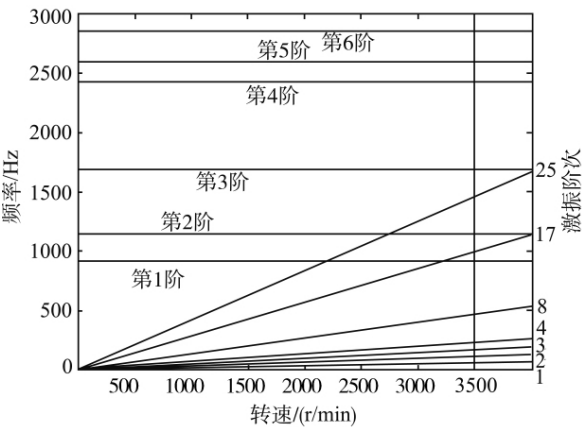


图 8 改进型叶片的共振转速图
Fig. 8 Campbell diagram of modified blade

综合分析,可以看出改进型转子叶片在应力水平上有了明显地下降,最主要的是转子叶片的弯扭耦合颤振频率分离度已得到了明显改进,从数值上来说已不可能发生弯扭耦合颤振的问题;但对于进气支板与静子叶片个数差(17)激起的转子叶片的一阶弯曲共振是否危险,则有待试验验证.

3 试验验证情况

3.1 频率测量情况

为了解转子叶片的频率,为试验和理论分析提供依据,在叶盘装配好的条件下对原始型转子叶片的频率进行了测量.试验方法为锤击法,采用一点激振一点拾振的方法,即在叶片根部附近安装加速度传感器为拾振点,在拾振点附近选择一点作为激振点,激振次数为三次.利用 OR36 动态信号分析仪对采集的激励信号和响应信号做传递函数分析,确定了 5 个转子叶片的前两阶静频值见表 3.

表 3 原始型转子叶片的静频实测值(单位:Hz)

Table 3 Measured values of natural frequencies of original blade (unit:Hz)

	07 号	27 号	28 号	30 号	66 号
一阶频率	912	911	911	912	915
二阶频率	969	978	983	973	967
一阶与二阶频差 %	6.25	7.35	7.90	6.69	5.68

对比表 3 和表 1 可以看出,原始型转子叶片的前两阶静频实测值与理论分析解非常接近,实测原始型转子叶片的一阶静频值与理论分析解最大误差为 0.9%,实测叶片的二阶静频值与理论分析解最大误差为 1.5%,对原始型转子叶片实测固有频率值的一阶与二阶频率分离度进行了分析,可以看出 5 个转子叶片的频率分离度范围在 5.68%~7.90%之间,也接近理论分析结果.

3.2 转子叶片在风机中的寿命考核试验

在风机的寿命累积试车时,对原始型和改进型转子叶片都分别装机进行了寿命考核试验.试验是在外场使用条件下进行的,该风机工作台主要由载重卡车、柴油机、高弹联轴器、齿轮箱、风机和排气喷管等部件组成,固定在专用支架上,由柴油机驱动.

3.2.1 装有原始型转子叶片的风机寿命考核情况

将装有原始型转子叶片的风机在工作台上进行寿命累积试车试验,试验转速为 3500 r/min,试验过程中基频监测振动加速度均小于 1g,试验运行总时数为 82.9 h,最高工作转速下累积运行了 73 h.此后分解风机,对转子叶片进行了无损探伤检查,在 6 个转子叶片的叶根后缘叶身与榫头联接处发现了裂纹,其中的 1 个叶片属于贯穿性裂

纹,沿与叶身根截面呈约 45° 角向叶身延伸,裂纹长约30mm(见图9);其余5个叶片裂纹位置与图9相同,裂纹长约10mm.

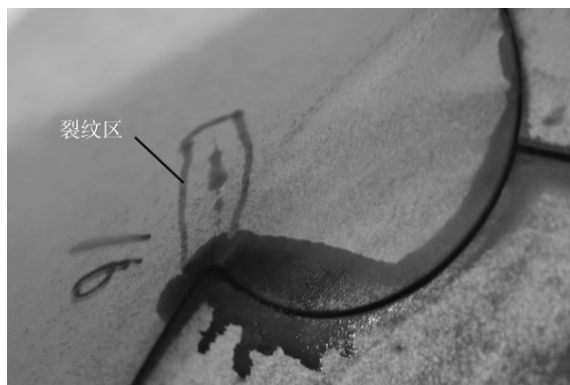


图9 转子叶片的裂纹检查图

Fig. 9 Photo of original blade with crack

3.2.2 装有改进型转子叶片的风机寿命考核情况

采用相同的设备上,将改进性转子叶片装在风机工作台上,进行了外场使用条件下的寿命累积试车考核.改进型的转子叶片在最大工作转速下累积运行了200.1h,之后对风机进行了分解检查,无损探伤检查表明所有的转子叶片无裂纹缺陷.

4 分 析

综合原始型和改进型转子叶片的计算分析和装在风机工作台上的寿命累积试验情况,可以表明:该风机原始型转子叶片的弯扭耦合颤振是引起该叶片高周疲劳破坏的主要原因,在叶片振动设计时应引起足够的重视并尽量避免;而对于由进气支板与静子叶片个数差(17)激起的一阶共振,试验验证表明其不是导致转子叶片出现裂纹的主要原因.

5 结 论

本文对叶片系统本身的一种耦合颤振问题进行了分析,得到结论如下:

- 1) 通过提高转子叶片刚性,有效提高了叶片的频率分离度,改善了叶片抗弯扭耦合振动问题.
- 2) 针对某风机原始型转子叶片存在的典型一阶弯曲与一阶扭转耦合颤振问题,设计时应充分考虑叶片的频率分离度,建议在进行叶片振动

设计时,其弯扭耦合颤振的频率分离度要满足10%的设计要求.

3) 由进气支板与静子叶片个数差(17)激起的一阶共振不是导致叶片出现裂纹的主要原因.

参考文献:

- [1] 陶春虎,钟培道,王仁智,等.航空发动机转动部件的失效与预防[M].北京:国防工业出版社,2000.
- [2] 周盛.叶轮机气动弹性力学引论[M].北京:国防工业出版社,1989.
- [3] 周盛,袁巍,郭恩民.跨音弯掠风扇转子叶片的气动弹性剪裁[J].航空动力学报,1998,13(1):1-6.
ZHOU Sheng, YUAN Wei, GUO Enmin. Aeroelastic tailoring for rotor blades of transonic swept fans[J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(1): 1-6. (in Chinese)
- [4] 陈佐一,吴晓峰.确定颤振叶片动应力的数值方法[J].航空动力学报,1998,13(4):431-434.
CHEN Zuoyi, WU Xiaofeng. Numerical method for determining dynamic stresses in flutter blades[J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(4): 431-434. (in Chinese)
- [5] Sadeghi M, Liu F. Computation of cascade flutter by uncoupled and coupled methods[J]. International Journal of Computational Fluid Dynamics, 2005, 19(8): 559-569.
- [6] Sadeghi M, Liu F. Investigation of mistuning effects on cascade flutter using a coupled method[J]. Journal of Propulsion and Power, 2007, 23(2): 266-272.
- [7] Reddy T S R, Bakhle M A, Trudell J J, et al. LINFLUX-AE: a turbomachinery aeroelastic code based on a 3-D linearized Euler solver[R]. NASA TM-2004-212978, 2004.
- [8] Vahdati M, Sayma A I, Marshall J G, et al. Mechanisms and prediction methods for fan blade stall flutter[J]. Journal of Propulsion and Power, 2001, 17(5): 1100-1108.
- [9] Namba M, Nishino R. Flutter analysis of a rotating blade row under aerodynamic interaction with a neighboring blade row[R]. AIAA 2005-0019, 2005.
- [10] 张正秋,邹正平,王延荣,等.叶轮机械颤振稳定性工程预测方法在跨声风扇中的进一步探讨[J].航空动力学报, 2010, 25(3): 537-548.
ZHANG Zhengqiu, ZOU Zhengping, WANG Yanrong, et al. Investigation of flutter prediction method for transonic fan[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(3): 537-548. (in Chinese)
- [11] Tran D M, Liauzun C, Labaste C. Method of fluid structure coupling in frequency and time domains using linearized aerodynamics for turbomachinery[J]. Journal of Fluids and Structures, 2003, 17(8): 1161-1180.
- [12] Sadeghi M, Liu F. Coupled fluid-structure simulations for turbomachinery blade rows[R]. AIAA 2005-0018, 2005.