

文章编号: 1000-8055(2004)05-0610-04

整体离心叶轮叶片的振动可靠性分析

金向明^{1,2}, 高德平¹, 蔡显新², 吴立强²

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016;

2. 中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘要: 述及了整体离心叶轮的结构及其故障模式特点, 在强迫振动放大系数模型的基础上提出了离心叶轮叶片的振动可靠性分析方法, 结合固有频率灵敏度分析的叶片共振相干分析, 通过厚度控制来调整整体叶轮叶片的固有频率, 控制强迫振动放大系数使之避开危险性共振或强迫振动, 给出了一实际算例, 算例及试车试验表明本文方法是有效的。

关键词: 航空、航天推进系统; 离心叶轮; 叶片; 振动; 可靠性分析

中图分类号: V 231. 92

文献标识码: A

Analysis of Integrated Centrifugal Impeller Blade Vibration Reliability

J N Xiang-ming^{1,2}, GAO De-ping¹, CAI Xian-xin², WU Li-qiang²

(1. College of Energy and Power, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,
Nanjing 210016, China;

2. China Aviation Powerplant Research Institut, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: The characteristic of the integrated impeller blade structure and its failure mode is presented. A method for integrated impeller blade resonance reliability analysis based on forced vibration magnifying factor model combined with sensitivity analysis of natural frequency is proposed. Fatal resonance and forced vibration can be avoided by controlling the magnifying factor of forced vibration, and by controlling the natural frequency which is affected by the thickness of the integrated impeller blade. Finally, an example is presented. Compared with succedent test result, it shows that the method presented here is effective.

Key words: aerospace propulsion system; impeller; blade; vibration; reliability

航空发动机中由共振引起的叶片疲劳损伤故障是多发性的常见故障, 其故障比率往往占发动机零件疲劳故障的 30%~40%。传统的叶片振动分析主要是依据 Campbell 图和 Goodman 图, 即从控制振动频率和振动应力两方面入手, 但大都是基于确定性模型, 没有考虑叶片固有频率及外激振力频率的不确定性, 因而实践中用传统方法进

行分析时, 即使较低阶振型共振裕度大于 10%, 叶片仍常常出现振动损伤。为此, 有必要对离心叶轮进行带有可靠度的振动可靠性分析。文献[1]提出了基于强迫振动放大系数模型的可靠性分析方法, 文献[2]利用此模型进行了风扇工作叶片可靠性评估, 但未涉及叶片固有频率随叶片厚度变化灵敏度分析, 本文在强迫振动放大系数模型的基

收稿日期: 2003-12-24; 修订日期: 2004-03-30

作者简介: 金向明(1970-), 男, 安徽无为, 南京航空航天大学能源与动力学院博士生, 中国航空动力机械研究所高级工程师, 主要从事航空发动机结构强度振动及可靠性研究

础上提出了离心叶轮叶片的振动可靠性分析方法——结合固有频率灵敏度分析的叶片共振相干分析, 通过厚度控制来调整整体叶轮叶片的固有频率, 控制强迫振动放大系数使之避开危险性共振或强迫振动。

1 结构及故障特点

整体离心叶轮与轴流叶轮叶片有着显著不同的结构及破坏形式, 典型结构如图 1 所示, 其叶片不象轴流叶片的悬臂梁结构, 其叶根迹线较长, 往后向上翘曲, 为一空间曲线, 叶高相比于叶根迹线长度较小。由此结构, 其故障模式有鲜明的特点,

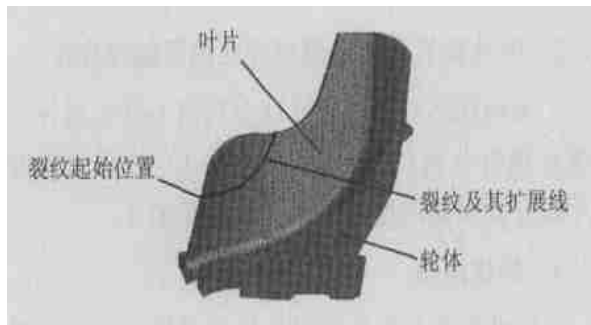


图 1 整体离心叶轮结构及有限元网格图

Fig. 1 The structure and finite unit of integrated impeller

离心叶轮叶片不象轴流转子叶片或风扇叶片那样容易断裂, 后者一旦发生共振往往其中一个叶片发生断裂, 而其他叶片完好无缺找不到任何裂纹的痕迹。离心叶轮叶片裂纹扩展速度较慢, 因此容易出现多个叶片发生裂纹的情况, 裂纹起始及其扩展方向见图 1, 相对于轴流叶轮, 整体离心叶轮通过调频避开危险性共振或强迫振动显得更为有效。

2 基于强迫振动放大系数的可靠性模型

现假设只有固有频率 ω 和外激振力频率 ω 具有随机性, 且其概率密度函数分别为 $f_2(\omega)$ 和 $f_1(\omega)$, β 为强迫振动的放大系数, 则不可靠度 F 可定义为:

$$\beta \geq \beta_c \quad (1)$$

其中: β_c 放大系数许用值, 由构件的 Goodman 曲线上的疲劳强度和激振力幅值确定。

$$\beta_c = \frac{\sigma_c}{\sigma_{H \max}} \quad (2)$$

其中: σ_c 为构件的 Goodman 曲线上所确定的许用

应力, $\sigma_{H \max}$ 为激振力幅值所确定的静态最大应力。

在给定阻尼比 ζ 的条件下可得满足 (1) 式的频率比 λ 的范围为:

$$\begin{aligned} a_1 &= \sqrt{1 - 2\zeta} - \sqrt{4\zeta^2 - 4\zeta + \frac{1}{\beta_c^2}} \leq \\ \lambda &\leq \sqrt{1 - 2\zeta} + \sqrt{4\zeta^2 - 4\zeta + \frac{1}{\beta_c^2}} = a_2 \end{aligned} \quad (3)$$

由此可得强迫振动的不可靠度值为:

$$F = \int_{-\infty}^{\infty} f_1(\omega) \left[\int_{a_1}^{a_2} f_2(\omega) d\omega \right] d\omega \quad (4)$$

可靠度值为:

$$R = 1 - F \quad (5)$$

其中: (4) 式第一个积分的上下限不必为无穷, 可视具体情况而定。

3 激振力分布

整体离心叶轮叶片振动由尾流激振引起, 因控制系统精度误差可导致转速的波动, 因而引起尾流激振力的波动, 它的分布可认为服从正态分布, 其激振频率均值为 μ_1 , 均方差为 σ_0 。

4 整体叶轮叶片固有频率分布

叶片固有频率分布由材料、叶片形状、加工公差、转速、工作温度等决定, 亦可认为服从正态分布, 其固有频率均值为 μ_2 , 可通过有限元计算或者测试获得, 均方差为 σ_2 , 在实际的整体离心叶轮中认为加工误差对其的影响起主要作用, 可通过固有频率随厚度变化的灵敏度分析及叶片厚度公差或者通过固有频率的测量统计获得。

5 叶片固有频率的灵敏度分析

在厚度增量 Δh 变化较小的情形下, 叶片固有频率可按 Δh 展开为泰勒级数, 忽略高阶项后可近似认为叶片固有频率增量随厚度增量的变化成线性关系, 即有如下关系式:

$$\Delta f = m \Delta h \quad (6)$$

式中: Δf ——固有频率增量;

Δh ——叶片厚度增量;

m 为比例系数, 可由有限元计算获得。

若已知某种加工方法的精度则由 (6) 式可确定叶片的固有频率变化范围, 换句话说在加工方法不变的前提下, 则加工精度不变, 即加工的厚度误差范围不变, 根据 (6) 式可知叶片固有频率的均

表 1 厚度变化对叶片的一阶固有频率的影响

Table 1 The effect of blade thickness change to the first order natural frequencies

计算模型中叶片的改变方式	频率值/Hz	频率变化/Hz	(9) 式中 m 值(Hz/0.01 mm)。
① 未改动	3 010	0	
② 在①的基础上叶尖叶根均加厚 0.07 mm	3 128	118	16.9
③ 叶根均加厚 0.07 mm, 叶尖不动	3 119	109	15.6

方差不变。

6 结合固有频率灵敏度分析的叶片共振相干分析

第一步, 在获得了 $u_1, u_2, \sigma_1, \sigma_2$ 及 β_G 数据后, 通过(4)式算出危险共振概率。

第二步, 通过第一步得出的危险共振概率判断是否能接受, 若不能接受则在假设叶片固有频率分布均方差 σ_2 不变的前提下反复比较迭代(4)式得出满足可靠度指标要求的叶片固有频率均值 μ_{20} 。

第三步, 通过第二步得出的均值 μ_2 与 u_2 的差 Δf , 代入(6)式得出叶片厚度增量 Δh_0 。

7 算 例

某型空气发生器 021 号机经总数为 99 次(厂内起动 41 次, 在外场起动 58 次)的起动后, 发现其离心叶轮(结构见图 1)的两片叶片在进气边距叶尖约 1/2 叶高处出现裂纹, 在放大镜下还发现有一片叶片在进气边距叶尖约 3/5 叶高处也出现了裂纹。从冶金分析结果可判断为高周疲劳裂纹。以下对此型空气发生器整体叶轮叶片进行结合固有频率灵敏度分析的叶片共振相干分析。

7.1 危险性共振计算

整体离心叶轮结构见图 1。
此空气发生器离心叶轮前端的进气道上有 4 个支板, 工作中离心叶轮待机慢车转速为 $(43\ 800 \pm 235)$ r/min, 工作转速为 $(50\ 500 \pm 235)$ r/min, 由此可得激振振动频率在慢车转速下的的均值为 2 920, 在工作转速下的的均值为 3 367, 两者的均方差均为 5。统计了实测的 5 个离心叶轮共 67 片叶片第一阶静频测试值(高阶频率离共振区较远), 均值为 2 949, 均方差为 12, 采用半功率法测得阻尼比为 0.001 72, 由(2)式确定的许用放大系数为 115。通过不同转速和温度下计算离心叶轮

叶片的动频, 发现其与静频的差值很小(由于温度与转速的交互作用), 故分析时取用静频数值。通过以上数据计算得到叶片在待机慢车转速发生危险性共振的概率为 9.06%, 可见概率较大。

7.2 叶片固有频率随厚度变化的灵敏度分析

采用循环对称有限元法对该离心叶轮进行了盘片耦合分析(有限元模型见图 1), 计算所得叶片固有频率随厚度变化的灵敏度见表 1。

7.3 解决措施

对此型空气发生器整体叶轮采取改变叶片厚度的方法排故, 使固有频率远离工作转速下的激振频率, 即取固有频率初始值大于 3 367, 因名义尺寸变化不大及加工工艺不变所以取阻尼比及固有频率方差不变。根据前述“6 结合固有频率灵敏度分析的叶片共振相干分析”方法, 取定可靠度为 0.9_s, 通过编程计算得到固有频率应大于 3 436。利用“7.2 叶片固有频率随厚度变化的灵敏度分析”的结论, 对于表 1 中情形②, 即对叶片应增加 0.30 mm 厚度, 情形③则应增加 0.33 mm 厚度则可有效避免危险性共振, 同时进行气动验算, 以确保气动性能。

实际情况是采取情形③, 叶根加厚 0.55 mm, 按表 1, 固有频率计算为 3 778。实测了改进后的 13 个叶轮共 182 片叶片, 得出固有频率均值为 3 705, 均方差为 13, 算得可靠度为 $\gg 0.9_6$, 改进后的整体离心叶轮已经过了 1 000 次起动的考核, 现正安装在某型飞机上, 安全可靠地工作着, 发挥着不可缺少的作用。

8 结束语

在强迫振动放大系数模型的基础上, 利用固有频率随叶片厚度变化灵敏度分析, 提出了整体离心叶轮叶片的振动可靠性分析方法——结合固有频率灵敏度分析的叶片共振相干分析。在实际操作中可通过测量确定某种加工方法的加工精度

即决定叶片厚度的方差, 然后利用固有频率随厚度变化灵敏度分析即可确定固有频率方差, 通过厚度控制调整整体叶轮叶片的固有频率使之在满足给定的可靠性指标的前提下避免危险性共振, 同时进行气动验算, 以确保气动性能。

参考文献

[1] 田爱梅, 王延荣 构件可靠性方法初探[J]. 航空动力学报, 1999, 14(3): 320- 322

TIAN Aimei, WANG Yan-rong Preliminary Research on Reliability Design Method of Mechanical Component Vibration [J]. *Journal of Aerospace Power*, 1999, 14 (4): 320- 322

[2] 李宏新, 张连祥, 王延荣, 等 风扇工作叶片振动可靠性分析 [J]. 航空发动机, 2003, 29(1): 17- 19

[3] 宋兆泓 航空发动机可靠性与故障抑制工程[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2002

[4] 何国伟 可靠性设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1993

[5] 盛骤, 谢式千, 潘承毅 概率论与数理统计[M]. 北京: 高等教育出版社, 1979

