

文章编号: 1000-8055(2007)04-0666-06

轴承组件轴承保持架放尺模型试验研究

杨茹萍¹, 邓四二^{1,2}, 李建华³, 马富建¹

(1. 河南科技大学 建筑工程学院, 洛阳 471003; 2. 大连理工大学 机械学院, 大连 116023;
3. 洛阳轴承研究所, 洛阳 471039)

摘 要: 基于相似理论分析了轴承保持架模型的动力相似判据, 根据模态分析理论得出主要模态参数的相似比, 制作放尺比 3:1 的保持架模型, 进行了保持架模型动态特性试验, 由试验结果得到实物保持架的固有频率, 并通过轴承组件动态响应试验进行了验证。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 滚动轴承; 保持架; 相似理论; 相似判据; 模型试验

中图分类号: V233.4+5

文献标识码: A

Research on bearing cage through expanded model test

YANG Ru ping¹, DENG Si er^{1,2}, LI Jian-hua³, MA Fu jian¹

(1. School of Mechatronics Engineering, Henan University of
Science and Technology, Luoyang 471003, China;

2. School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116023, China;

3. Luoyang Bearing Research Institute, Luoyang 471039, China)

Abstract: The dynamic similarity criterion of bearing cage was analyzed based on similarity theory. According to the model analysis theory, the similarity ratios of the main modal parameters were obtained to make an expanded model in the ratio of 3:1, and test its dynamic performance. The inherent frequency of the real-size cage has been achieved from the test results, meanwhile the results were verified through dynamic response test on the bearing components.

Key words: aerospace propulsion system; ball bearing; bearing cage; similarity theory; similarity criterion; model test

卫星姿控装置的核心部件——轴承组件, 它的工作动态特性及可靠性直接影响到整个卫星的控制精度与寿命。对轴承组件进行动力学研究是一个新的课题。动力学研究分为理论动力学研究和试验动力学研究, 这两种方法, 各有其特点, 相辅相成。

文献[1]试验研究了组件部分零件的固有频率。组件中最薄弱也最难进行动态测试的是轴承

保持架, 它小而轻(约 2 g 重), 难以在实物上进行动态测试。而保持架的工作动态特性对轴承组件的工作动态特性有着很大的影响。轴承工作时, 保持架处于近似自由约束状态, 受力复杂, 运动状态不稳定, 不断受到轴承滚子、外圈、内圈对保持架的撞击, 相当于受到脉冲激励, 很容易激起共振, 这是轴承保持架容易损坏的一个重要原因。高速主轴轴承的损坏形式, 绝大多数表现为保持架的

收稿日期: 2006-10-27; 修订日期: 2007-03-12

基金项目: 国家“十五”科技攻关项目(MKPT-2004-51ZD)资助, 河南省教育厅(200732006)资助, 河南科技大学校基金(2003NQ29)资助

作者简介: 杨茹萍, 女(1957), 河南洛阳人, 河南科技大学建筑工程学院副教授, 硕士生导师, 研究方向: 转子动力学。

损坏. 保持架的第一阶固有频率对轴承组件的优化设计有重要的意义.

组件轴承保持架是由聚酰亚胺, 在一定温度, 一定压力下烧结而成. 聚酰亚胺是一种新型材料, 不知道材料常数, 无法进行数值计算, 试验动力学研究成为唯一途径.

模型试验可以解决特别大和特别小结构的试验问题. 缩尺模型试验在大型结构工程中应用较多^[2-5]. 文献 [6] 基于相似理论分析了轴承保持架模型的动力相似判据, 得到模型保持架和实物保持架各动力参数的相似关系; 根据模态分析理论得出主要模态参数的相似比. 本文推导了主要模态参数的相似比, 制作放尺比 3: 1 的保持架模型, 进行了保持架模型动态特性试验, 由试验结果得到实物保持架的固有频率. 进行了轴承组件动态响应试验, 在组件动态响应频谱图中找到保持架第一阶共振谱峰, 验证了脉冲试验结果. 在试验基础上, 参考与聚酰亚胺相似材料(塑料、尼龙等)的材料常数, 用 ANSYS 有限元模态分析进行实物保持架的数值计算, 与试验结果有较好的一致性, 第一阶固有频率误差为 0.27%. 并对误差原因进行了分析.

1 模型保持架与实物保持架动力相似理论分析

1.1 动力模型相似判据

根据相似理论, 应用伯金汉 π 定理及量纲分析法, 求取无量纲关系组, 即 π 因子, 也称为相似判据, 从而建立各变量之间的换算关系. 根据保持架的实际受力分析可知保持架动力特性与 H 、 s 、 w 、 ρ 、 μ 、 a 、 l 、 F 、 g 、 v 、 E 有关. 其中: H 为位移传递函数; s 为位移; w 为频率; ρ 为质量密度; μ 为泊松比; a 为加速度; l 为线性尺寸; F 为外力; g 为重力加速度; v 为速度; E 为弹性模量.

上述各物理量的关系方程可表示为:

$$f(H, s, w, \rho, \mu, a, l, v, g, F, E) = 0 \quad (1)$$

式中 11 个物理量, 选质量 $[M]$ 、长度 $[L]$ 、时间 $[T]$ 为基本单位, 根据 π 定理, 可以得到如下 8 个 π 因子, 即 8 个相似判据:

$$\begin{aligned} \pi_1 &= \mu; \pi_2 = \frac{s}{l}; \pi_3 = \frac{F}{El^2}; \pi_4 = \frac{l}{wl} \sqrt{\frac{E}{\rho}}; \\ \pi_5 &= \frac{HF}{s}; \pi_6 = \frac{a}{w^2 s}; \pi_7 = \frac{v}{ws}; \pi_8 = \frac{gl\rho}{E} \end{aligned} \quad (2)$$

由于实物保持架试验和模型保持架试验处于同一重力场中, 有:

$$\frac{g_m}{g_p} = 1 \quad (3)$$

由(3)式和 π_8 可得模型保持架和实物保持架的质量密度相似系数 C_ρ 与弹性模量相似系数 C_E 和几何相似系数 C_l 之间关系:

$$C_\rho = \frac{\rho_m}{\rho_p} = \frac{E_m}{E_p} \cdot \frac{l_p}{l_m} = \frac{C_E}{C_l} \quad (4)$$

下标 m 表示模型, 下标 p 表示实物(后同).

由相似判据 π_4 可得频率相似系数 C_w :

$$C_w = \frac{1}{C_l} \cdot \sqrt{\frac{C_E}{C_\rho}} \quad (5)$$

1.2 模态参数相似关系

1.2.1 模态振型

轴承保持架为弹性体结构, 可视为无限多自由度的连续体, 为了进行模态分析, 将其离散为 n 阶自由度系统. 对于离散 n 阶自由度系统:

$$[M] \cdot \{x\} + [C] \cdot \{\dot{x}\} + [K] \cdot \{x\} = \{f\} \quad (6)$$

通过对(6)式的自由振动和强迫振动分析, 可以得到位移传递函数:

$$H_p = \sum_{i=1}^m \frac{\phi_i \phi_{pi}}{m_i s^2 + c_i s + k_i} \quad (s = jw) \quad (7)$$

$\{\phi_i\} = [\phi_{1i}, \phi_{2i}, \dots, \phi_{li}, \dots, \phi_{pi}, \dots, \phi_{ni}]^T$ 为 i 阶模态振型.

对于模型保持架与实物保持架相同的测量点, 某阶振型元素 ϕ_k 与频响函数 H_{kj} 有如下关系:

$$(\phi_k)_m \propto (H_{kj}^k)_m, (\phi_k)_p \propto (H_{kj}^k)_p \quad (8)$$

所以:

$$\frac{(\phi_k)_m}{(\phi_k)_p} = \frac{(H_{kj}^k)_m}{(H_{kj}^k)_p} \quad (9)$$

由相似判据 π_2, π_3, π_5 可得如下关系:

$$\frac{(H_{kj}^k)_m}{(H_{kj}^k)_p} = \frac{1}{C_l C_E} = A \quad (10)$$

则:

$$\frac{(\phi_k)_m}{(\phi_k)_p} = A \quad (11)$$

式中, A 为一常数. 因此, $\{\phi_k\}_m$ 与 $\{\phi_k\}_p$ 仅差一常数比值. 由于模态振型为各点的振幅之比, 所以, 如果模型保持架和实物保持架振型各自都对同一位置的元素作归一化处理, 则必然有:

$$\{\phi_k\}_m = \{\phi_k\}_p \quad (12)$$

式(12)表明, 模型保持架与实物保持架的同阶振型相同.

1.2.2 模态频率

由式(5)可知模型保持架与实物保持架, 第 i

阶模态频率的相似比为:

$$\frac{(w_i)_m}{(w_i)_p} = \frac{1}{C_l} \sqrt{\frac{C_E}{C_\rho}}$$

(13)

关于模态质量、模态刚度, 由于保持架小而轻, 固频较高, 很难得到简单的比例关系, 它们也不是试验动力学研究的主要目的, 可不考虑.

2 试验研究

2.1 模型保持架固有频率测量

模型制作是模型试验的关键. 是否考虑重力场直接影响模型材料的选择和模型尺寸的大小. 如果考虑重力场, 模型和实物材料的质量密度相似系数 C_ρ 与弹性模量相似系数 C_E 和几何相似系数 C_l 之间应满足(4)式. 则模型必须用与实物不同的材料制作, 否则不能制作变尺模型, 模型试验失去意义. 一旦模型材料选定, C_E 、 C_ρ 的比值相应确定, 模型的几何尺寸也随之确定, 没有选择的余地, 给模型设计与制作带来一定困难. 由于不知道实物保持架的材料常数, 只能用与实物保持架相同的材料制作模型, 不能考虑重力场的作用, 即忽略 π_b . 这样模型制作条件宽松了, 但带来了一定的试验误差. 考虑到实际组件工作在失重状态, 忽略 π_b 有一定的道理.

忽略 π_b , 即不考虑质量密度相似系数与弹性模量相似系数和几何相似系数之间关系, 直接由模型保持架密度 ρ_m 和实物保持架密度 ρ_p 计算 C_ρ , 即:

$$C_\rho = \frac{\rho_m}{\rho_p}$$

(14)

将由(14)式算出的 C_ρ 及 C_l 、 C_E 带入(5)式可得频率相似系数.

由于模型制做价格昂贵, 同时受保持架制做工艺条件的限制, 只能制做3: 1放尺比的保持架模型. 模型材料及制做条件完全与实物保持架相同.

图 1 是实物保持架和模型保持架.

模型保持架重 56 g, 仍属于小零件. 现有的试验条件无法进行试验模态分析, 只能测量固有频率. 为避免传感器附加质量引起的误差, 用应变片, YBF-3 宽带应变仪收响应信号, 按图 2 连接仪器, 采用脉冲激励. 为保证测量结果的正确性, 用硬泡沫支撑, 尽可能模仿自由约束状态. 响应信号用传递函数, 功率谱进行分析, 用相干函数对传递函数分析结果进行检验.

传递函数分析方法同时反映了输入力信号、输出响应信号的信息, 相干函数保证了它们之间



图 1 实物保持架和模型保持架
Fig. 1 Physical retainer and the model retainer

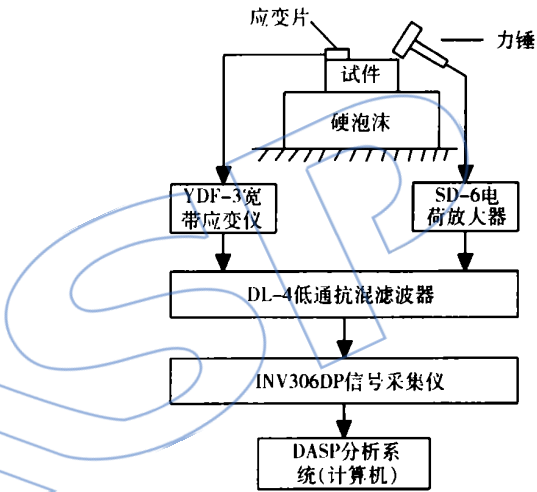


图 2 保持架固有频率测试系统框图
Fig. 2 Test macro block diagram of the retainer natural frequency

良好的线性因果关系, 相对科学, 合理、可信度高. 数据处理时, 以传递函数分析为主要方法, 功率谱分析为辅, 综合考虑. 试验中, 为保证测量结果的可信度, 重复多次测试, 取平均值. 进行传递函数分析时, 为防止泄漏, 给力信号加力窗, 响应信号加指数窗.

图 4 上半部分是力信号的功率谱, 下半部分是响应信号用功率谱. 图 5 上部是传递函数, 下部是相干系数.

图 3、图 4、图 5 有很好的 consistency, 其中第一个谱峰(48.92 Hz)为支撑刚体模态所对应的固有频率, 其数值小于模型保持架的第一阶固有频率的 1/10, 满足要求. 第二个谱峰(482.96 Hz)是模型保持架的第一阶固有频率, 相干系数 $r^2 = 0.916$, 大于 0.8, 结果可信; 第三个谱峰(698.02 Hz)是模型保持架的第二阶固有频率, 相干系数 $r^2 = 0.892$, 结果可信. 其余谱峰的相干系数均远

小于 0.8, 不予考虑.

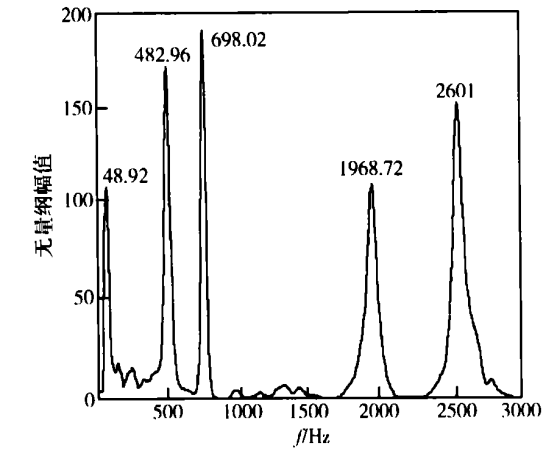


图 3 响应信号功率谱
Fig. 3 Power spectrum of the response signal

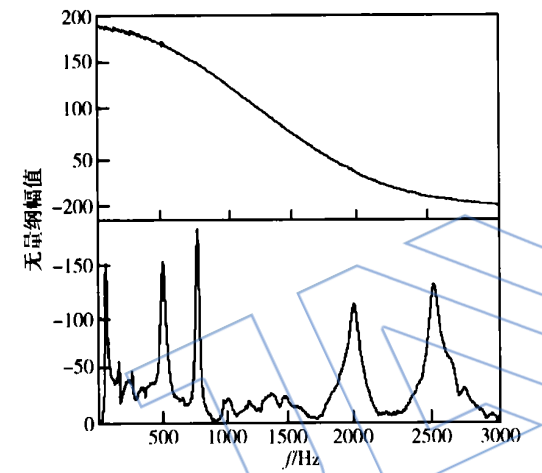


图 4 力和响应信号功率谱
Fig. 4 Power spectrum of the force and the response

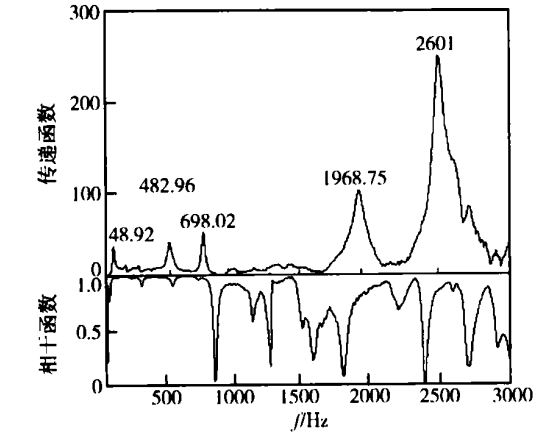


图 5 响应信号传递函数和相干函数
Fig. 5 Transfer function and coherence response function of the response signal

由于模型材料及制作条件完全与实物保持架相同, 则模型保持架和实物保持架相似系数有如下关系:

密度相似系数 $C_\rho = \frac{\rho_m}{\rho_p} = 1;$

弹性模量相似系数 $C_E = \frac{E_m}{E_p} = 1$

几何相似系数 $C_l = \frac{l_m}{l_p} = 3.$

将试验结果代入式(13), 得到实物保持架自由约束状态的第一阶固有频率: 1 466 88 Hz, 第二阶固有频率: 2 094 06 Hz.

2.2 轴承组件动态响应试验

将轴承组件装上电机, 按图 6 连接仪器, 模仿实际工作状态进行轴承组件在不同温度(26, 40, 60℃), 不同转速(3000, 4800, 6000 r/min)运行状态的动态响应试验.

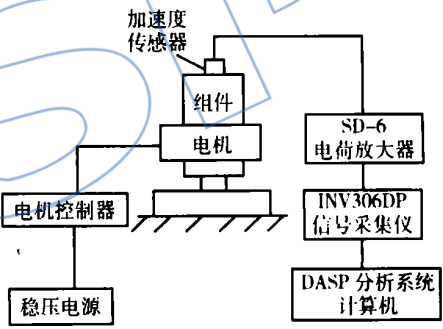


图 6 组件动态响应测试系统框图

Fig. 6 Test macro block diagram of the module dynamic response



图 7 试验现场

Fig. 7 Testing site

图 8 是组件在 26℃温度场, 以 6 000 r/min 运行时, 响应的时域信号, 图中没有明显冲击信号, 信号平稳; 图 9 是组件在 26℃温度场, 以

6 000 r/min 运行时, 响应信号频谱瀑布图, 采样时间 20 s, 平均分为 9 个时间段, 图中各时间段频谱基本相同. 响应的时域信号和频谱瀑布图均说明响应信号为平稳信号, 可用傅立叶变换将时域信号转换为频域信号, 进行频谱分析. 由于轴承保持架实际运行状态处于近似自由约束状态, 不断受到轴承滚子、外圈、内圈对保持架的撞击, 相当于受到脉冲激励, 很容易激起共振. 当保持架受脉冲激励产生共振时, 将在响应功率谱中产生明显的共振峰. 根据这一原理, 将分析频段设为 1~ 2 000 Hz, 观察响应功率谱.

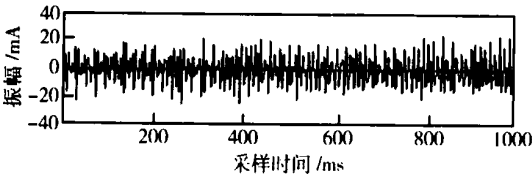


图 8 响应时域信号
Fig. 8 Response time signal

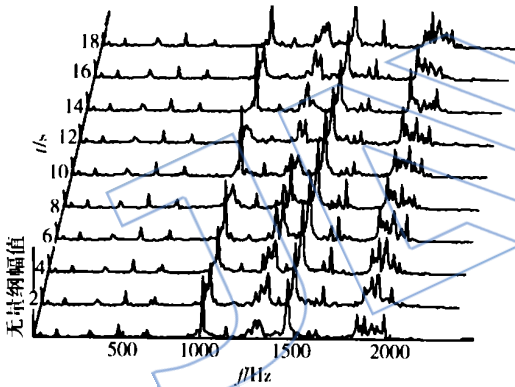


图 9 响应信号频谱瀑布图
Fig. 9 Frequency spectrum fan chart of the response signal

图 10, 图 11, 图 12 分别为轴承组件以 6 000 r/min 的转速运行, 在 26, 40, 60 ℃ 三个不同温度场中的响应功率谱. 三幅图中均有明显的 1 460.96 Hz 的谱峰, 1 460.96 Hz 与试验获得的实物保持架的第一阶固有频率 1 466.88 Hz 非常接近, 误差仅为 0.4%, 该谱峰应为轴承保持架的第一阶共振峰. 三幅图中在 1 460.96~ 2 072.20 Hz 之间有两个较明显的谱峰, 分别为 1 865.05, 1 942.74 Hz, 结合 ANSYS 有限元数值计算结果 (见表 1), 其中有一个谱峰可能是保持架的第二阶共振峰.

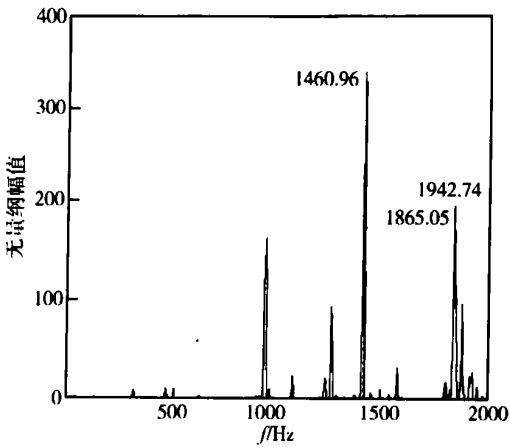


图 10 组件动态响应功率谱(26 ℃)
Fig. 10 Dynamic response power spectrum of the module(26 ℃)

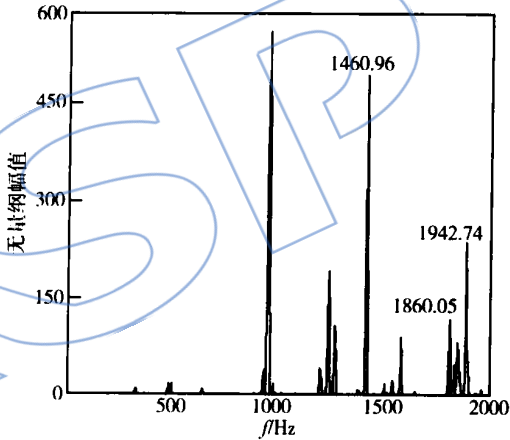


图 11 组件动态响应功率谱(40 ℃)
Fig. 11 Dynamic response power spectrum of the module(40 ℃)

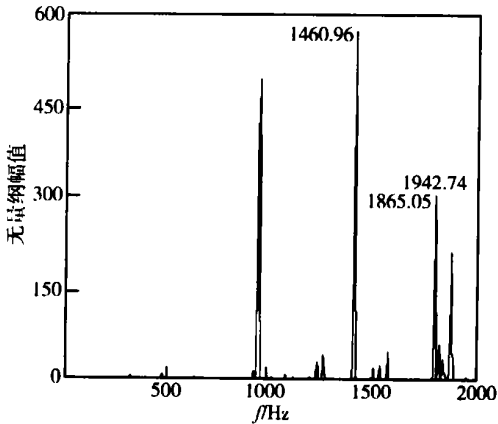


图 12 组件动态响应功率谱(60 ℃)
Fig. 12 Dynamic response power spectrum of the module(60 ℃)

3 结果分析

3.1 结果分析

在试验基础上, 参考与聚酰亚胺相似材料(塑料、尼龙等)的材料常数, 用 ANSYS 有限元模态分析软件对实物保持架进行数值计算, 发现用尼龙材料常数($E=3\text{ GPa}$, $\mu=0.4$, $\rho=1\,800\text{ kg/m}^3$)计算的结果与试验结果有较好的一致性(见表 1), 说明聚酰亚胺的材料常数: 弹性模量、泊松比、质量密度(已知 $\rho=1\,350\text{ kg/m}^3$)与尼龙材料很接近, 在不知道聚酰亚胺主要材料常数的情况下, 根据尼龙材料常数, 用 ANSYS 有限元模态分析软件计算的结果有一定的参考价值。

表 1 实物保持架固有频率

Table 1 Ratural frequency of the physical retainer

	第一阶(Hz)	第二阶(Hz)
保持架脉冲试验	1 466. 88	2 094. 06
组件动态响应试验	1 460. 96	
ANSYS 模态分析	1 462. 90	1 809. 90
最大误差/%	0. 4	13. 6

3.2 实验误差原因分析

(1) 力脉冲不理想. 理想的力脉冲在分析频段内应为白噪声, 由于试件小, 固有频率高, 分析频段宽, 已超出了力锤锤头的截止频率(尼龙锤头的截止频率一般为 $1\,370\text{ Hz}$ 左右), 从力信号的功率谱(图 4)中可明显看出, 力信号在分析频段内不是理想的白噪声, 会导致有用的频率能量不够, 不足以激励被测试件以其自身的固有频率作自由振动或自由振动不充分, 直接影响测量结果, 频率越高, 影响越大。

(2) 受力传感器的限制, 力锤质量相对被测试件太大, 敲击时不能及时脱离被测试件, 使力信号产生连击, 加窗处理后近似为脉冲信号。

(3) 不考虑重力场的作用, 忽略 π , 也是试验误差产生的一个原因。

4 结 论

(1) 根据相似理论, 应用伯金汉 π 定理及量纲分析法推导了放尺模型试验的动力相似判据, 在此基础上从模态分析理论的位移传递函数出发推

导了主要模态参数振型与固有频率的相似比. 指出放尺比模型试验由于实物小而轻, 固频较高, 不能通过放尺模型试验得到实物的模态质量、模态刚度. 考虑重力场, 模型必须用与实物不同的材料制作. 忽略重力场, 模型与实物可以用相同的材料制作。

(2) 制作放尺比 3: 1 的保持架模型, 进行了保持架模型动态特性试验和轴承组件动态响应试验, 得到了轴承保持架的固有频率, 为轴承组件的优化设计提供依据。

(3) 对小质量被测试件, 用动应变接受响应信号进行动态测试是一种好的方法, 避免了传感器附加质量引起的误差. 但应变片灵敏度一般比传感器灵敏度低, 测试中, 对大信号敏感, 对小信号不敏感, 适用于测量前几阶固有频率。

参考文献:

[1] 杨茹萍, 邓四二. 轴承组件各零部件固有频率测试及方法研究[J]. 轴承, 2006, (5): 17-21.
YANG Ruping, DENG Sier. Study on measurement of inherent frequency of components of bearing assemblies[J]. Bearing, 2006, (5): 17-21.

[2] TAYLORCA M. An experimental investigation into earthquake induced failure of medium to low height concrete gravity dam[J]. Earthquake Eng. Struct Dyn., 1995, 24: 378-393.

[3] LNG, ZHOU J, FANCY. Dynamic model rupture test and safety evaluation of concrete gravity dams[J]. Dam Eng., 1993, 20: 1732-186.

[4] 刘兵山, 燕瑛, 钱卫. 复合材料机翼盒段的设计、模态分析和试验[J]. 北京航空航天大学学报, 2003, 29(11): 1026-1028.
LIU Bingshan, YAN Ying, QIAN Wei. Design, modal analysis and tests of composites wing box[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2003, 29(11): 1026-1028.

[5] 林皋, 朱彤, 林蓓. 结构动力模型试验的相似技巧[J]. 大连理工大学学报, 2000, 40(1): 1-8.
LIN Gao, ZHU Tong, LIN Bei. Similarity technique for dynamic structural model test[J]. Journal of Dalian University of Technology, 2000, 40(1): 1-8.

[6] 杨茹萍, 邓四二. 轴承组件轴承保持架模型动力相似理论分析[J]. 轴承, 2006, (2): 5-8.
YANG Ruping, DENG Sier. Analysis on dynamic analogical theory of cage model of bearing[J]. Bearing, 2006, (2): 5-8.