

动平衡机上识别滑动轴承油膜 动特性系数的新方法*

西安交通大学 段吉安** 刘 雍 虞 烈 谢友柏

【摘要】 大型高速回转机械的转子在动平衡机上进行高速动平衡时, 滑动轴承—转子系统的工况与机组的实际运行工况具有良好的一致性。考虑到现场识别滑动轴承油膜动特性系数时存在的种种困难, 本文提出一种在动平衡机上识别滑动轴承油膜动特性系数的新方法。数值试验表明, 本文的方法是行之有效的。

主题词: 滑动轴承—转子系统 动平衡 油膜 动特性系数 系统辨识
分类号: V 231. 96 TH113. 1

1 前 言

滑动轴承是大型回转机械的关键部件, 其油膜动特性系数直接影响到滑动轴承—转子系统的动力学行为, 因此, 正确确定其油膜动特性系数对于研究系统的动态特性具有重要的工程意义, 许多学者对此进行了大量工作。但是, 早期的实验方法难以满足试验系统与实际系统间的相似条件, 因而难以提供满意的结果^[1~3]。近年来, 学者们提出了多种可用于现场识别的系统辨识方法^[4~6]。这些方法基本上可分为两类: 频域方法和时域方法。频域方法需施加激励^[5, 6], 这在大机组上往往难以实施, 同时, 信噪比低, 频响函数不容易测准。时域方法利用系统本身的不平衡响应^[4], 与有限元方法相结合, 信噪比高, 可望达到满意的结果, 但如何才能完全剔除系统的残余不平衡量是其面临的难题。

大型高速回转机械的转子一般都需要在动平衡机上进行动平衡。动平衡时, 其工况与机组的实际运行工况具有良好的一致性, 因此, 在动平衡机上识别滑动轴承的油膜动特性系数将达到与现场识别一样的效果, 而动平衡机的结构特点却为识别带来了极大的方便。根据动平衡机的结构特点, 本文提出了一种利用系统的不平衡响应识别滑动轴承油膜动特性系数的新方法, 并进行了数值试验。

2 方法描述

动平衡机上的滑动轴承—转子系统可简化为图 1 所示模型。图中, 以左侧滑动轴承为例, M_1 为轴承及动平衡机摆架的等效质量之和, K_x 、 K_y 分别为摆架在 x 、 y 方向上的刚度, K_{ij} 、 C_{ij} ($i, j = x, y$) 为轴承的 8 个油膜动特性系数, x_r 、 y_r 为不平衡力作用下轴颈对于轴承的相对位移, 称为轴振 x_a 、 y_a 为不平衡力作用下轴承的绝对位移, 称为瓦振。

将动平衡机摆架部分从图 1 所示系统中分离出来, 得到的子系统称为摆架子系统, 其动

1995 年 6 月收到; 1995 年 10 月收到修改稿。 * 本文系国家自然科学基金资助项目

** 西安交通大学润滑理论与轴承研究所 710049

力学方程为:

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_a \\ \ddot{y}_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_x & 0 \\ 0 & K_y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_a \\ y_a \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_r \\ y_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_r \\ \dot{y}_r \end{Bmatrix} \quad (1)$$

上式中, x_r 、 y_r 、 x_a 、 y_a 是实验中欲测量的不平衡响应, 在此为已知量, 参变量 M_1 、 K_x 、 K_y 也可以预先测出, 在此亦视为已知, 只有滑动轴承的油膜动特性系数 K_{ij} 、 C_{ij} ($i, j = x, y$) 为未知量, 即待识别量。

$$\text{令 } \{x_a \ y_a \ x_r \ y_r\}^T = \{x_{ac} \ y_{ac} \ x_{rc} \ y_{rc}\}^T \cos \Omega t - \{x_{as} \ y_{as} \ x_{rs} \ y_{rs}\}^T \sin \Omega t \quad (2)$$

其中, Ω 为转子角速度。

上式代入 (1) 式, 得到:

$$\begin{bmatrix} K_x - M_1 \Omega^2 & 0 \\ 0 & K_y - M_1 \Omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{ac} \\ y_{ac} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{rc} \\ y_{rc} \end{Bmatrix} - \Omega \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{rs} \\ y_{rs} \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} K_x - M_1 \Omega^2 & 0 \\ 0 & K_y - M_1 \Omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{as} \\ y_{as} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{rs} \\ y_{rs} \end{Bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{rc} \\ y_{rc} \end{Bmatrix}$$

以上两式等价于如下复数方程:

$$\begin{bmatrix} K_x - M_1 \Omega^2 & 0 \\ 0 & K_y - M_1 \Omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_a \\ V_a \end{Bmatrix} = \left[\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} + i \Omega \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \right] \begin{Bmatrix} U_r \\ V_r \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$$\text{其中: } \{U_a \ V_a \ U_r \ V_r\}^T = \{x_{ac} \ y_{ac} \ x_{rc} \ y_{rc}\}^T + i \{x_{as} \ y_{as} \ x_{rs} \ y_{rs}\}^T \quad (i = \overline{-1}) \quad (4)$$

动平衡机摆架的刚度可以改变, 而工作转速不变, 其它运行参数不变时, 滑动轴承的油膜动特性系数 K_{ij} 、 C_{ij} ($i, j = x, y$) 可以认为是不变的。因此, 通过改变摆架的刚度为 K_x 、 K_y 时, 可以得到另一组形如 (3) 式的方程:

$$\begin{bmatrix} K_x - M_1 \Omega^2 & 0 \\ 0 & K_y - M_1 \Omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_a \\ V_a \end{Bmatrix} = \left[\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} + i \Omega \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \right] \begin{Bmatrix} U_r \\ V_r \end{Bmatrix} \quad (5)$$

联立 (3)、(5) 两式, 可得:

$$\left[\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} + i \Omega \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \right] \begin{Bmatrix} U_r \\ V_r \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} (K_x - M_1 \Omega^2) U_a & (K_x - M_1 \Omega^2) U_a \\ (K_y - M_1 \Omega^2) V_a & (K_y - M_1 \Omega^2) V_a \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\text{令 } [E] = \begin{bmatrix} (K_x - M_1 \Omega^2) U_a & (K_x - M_1 \Omega^2) U_a \\ (K_y - M_1 \Omega^2) V_a & (K_y - M_1 \Omega^2) V_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_r & U_r \\ V_r & V_r \end{bmatrix}^{-1} \quad (7)$$

$$\text{则 } \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} = \text{Re}[E] \quad (8)$$

$$\begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} = \frac{1}{\Omega} \text{Im}[E] \quad (9)$$

由以上两式可见, 在工作转速下, 测量动平衡机摆架刚度改变前后系统的轴振和瓦振, 则可求得滑动轴承的油膜动特性系数 K_{ij} 、 C_{ij} ($i, j = x, y$)。

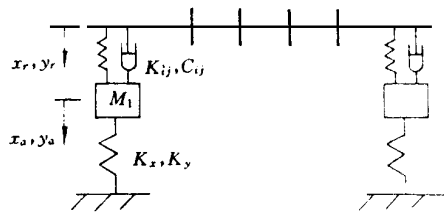


图 1 滑动轴承—转子系统示意图

同理，可以求得右侧滑动轴承的油膜动特性系数。

3 测试信号分析

本文的方法是将滑动轴承—转子系统视为线性系统，用滑动轴承的 8 个线性化动特性系数来表示油膜力，所关心的信号是系统不平衡响应中的基频成份。然而，由于转子不对中以及某些弱非线性因素的影响，实际测得的响应信号中必然存在着与转子不平衡激励频率非同步的高次谐波和次谐波成份。所以必须对测得的信号进行处理，用基频检测手段提取其中的基频成份。

滑动轴承的线性化动特性系数与转子的转速是密切相关的，测量时转速的波动无疑将影响到识别的准确性。因此，测量时应尽量使转子的转速稳定在工作转速上，同时，摆架刚度的改变必将激起系统的瞬态响应，所以摆架刚度改变后的响应信号，应该待瞬态过程结束后才宜进行测量。

4 算 例

为了检验上述方法的正确性，本文对一实际滑动轴承—转子系统进行了数值试验。

试验是对某型离心压缩机转子作的。转子长 5708 mm，平均直径 405 mm，安装有 6 个叶轮及 1 个联轴器。转子由两个固定瓦滑动轴承支承，滑动轴承直径分别为 300 mm、325 mm，宽度分别为 230 mm、260mm。

进行数值试验时，动平衡机的摆架参数取某厂动平衡机的实际参数，即摆架质量 7500 kg，摆架刚度 2.5×10^6 N/mm，附加刚度后即改变刚度后摆架刚度为 4.0×10^6 N/mm。

为进行数值试验，首先要求解动力学正问题，根据雷诺方程计算得到滑动轴承油膜动特性系数的理论计算值，将转子离散为 16 个轴段，并随机产生系统的不平衡量，建立系统的有限元模型如 (10) 式所示。

式中， $[M]$ 、 $[K]$ 、 $[C]$ 分别为系统的质量矩阵、刚度矩阵和阻尼矩阵， $\{F\}$ 为激振力向量。

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\}$$

(10)

摆架的支撑刚度仅包含在刚度矩阵 $[K]$ 中，因此，摆架刚度的改变仅改变刚度矩阵 $[K]$ ，于是，改变摆架刚度，而其他参数不变，求解两次 (10) 式所示正问题，即可求得识别所需的测量信号，即摆架刚度改变前后系统的轴振和瓦振信号。

将上述正问题求解所得的轴振和瓦振信号作为已知的实测信号，运用前述识别方法求解 (8)、(9) 式所示反问题，即可解出两滑动轴承的油膜动特性系数。

表 1 某压缩机转子的滑动轴承的油膜动特性系数

轴承		K_{xx}	K_{xy}	K_{yx}	K_{yy}	C_{xx}	C_{xy}	C_{yx}	C_{yy}
A	a	5.3671	- 7.5709	7.6302	26.8131	4.8780	- 1.8574	- 1.8574	29.4583
	b	5.3610	- 7.5839	7.6469	26.8537	4.8759	- 1.8629	- 1.8391	29.5133
	c	4.8736	- 6.8944	6.9518	24.4125	4.4326	- 1.6935	- 1.6719	26.8303
B	a	4.3502	- 7.1721	5.4736	19.8689	4.3013	- 2.1393	- 2.1393	23.9349
	b	4.5321	- 7.0116	4.9098	19.8994	4.3061	- 2.14	- 2.7394	23.5995
	c	4.1201	- 6.3742	4.4634	18.0903	3.9146	- 1.9454	- 2.4904	21.4541

表 1 列出了两滑动轴承 8 个油膜动特性系数按雷诺方程求解得到的计算值和用上述方法得到的识别值以及当测量信号存在 10% 测量误差时的识别值。这些系数都已无量纲化, 油膜刚度和油膜阻尼的相对单位分别取 $\mu\omega l/\psi$ 和 $\mu l/\psi^3$, 其中 μ 为油的动力粘度, l 为滑动轴承的宽度, ψ 为间隙比。

表 1 中, a 为油膜动特性系数的理论计算值, b 为识别值, c 为 10% 测量误差时的识别值。由表 1 可见, 本文提出的方法具有良好的识别精度, 对测量误差有较强抵抗力。

5 结 论

本文提出的方法与其它同类方法比较, 具有以下优点: (1) 动平衡工况与机组实际运行工况一致, 不存在模拟相似问题, 可取得与现场识别一样的效果。(2) 利用转子本身的不平衡力作为激励源, 无需激振设备, 也避免了对系统产生任何破坏作用, 解决了大型机组上激振难的问题, 同时, 将研究对象仅集中于摆架子系统, 无需了解转子上不平衡量的大小和位置分布, 避免了不平衡量的识别。(3) 油膜动特性系数的识别精度只与拾取的信号及摆架的结构参数的精度有关, 而与转子的模化及不平衡量分布无关, 因而识别结果可靠性高。(4) 从方法上说, 转子系统各个轴承的油膜动特性系数的识别是相互独立进行的, 这就避免了两轴承间油膜动特性系数通过转子耦合的交叉影响。综上所述, 本文提出的方法是切实可行的。

参 考 文 献

- 1 张直明等. 流体轴承的流体动力润滑理论. 北京: 高等教育出版社, 1986
- 2 Glienicke J. Experimental Investigation of the Stiffness and Damping Coefficients of Turbine Bearings. Proc. Int. Mech. Engrs. 1967, 181: 116-129
- 3 Morton P G. Measurement of the Dynamic Characteristics of a Large Sleeve Bearing. ASME Journal of Lubrication Technology, 1971, 93: 143-150
- 4 郑铁生, 许庆余. 滑动轴承油膜动力系数的附加不平衡量辨识方法. 西安交通大学学报, 1992, 26 (3)
- 5 张优云. 流体动压润滑轴承—转子系统参数识别的研究: [博士论文]. 西安交通大学, 1989
- 6 黄亭亭, 于德潜. 伪随机码辨识滑动轴承动力特性系数的实验研究. 机械工程学报, 1986, 22 (4)

(责任编辑 王震华)