

⑪ 68-73

大型机电设备的动态变形分析*

Operational Deflection Shape Analysis of Large Scale Electromechanical System

林宝阳
Lin Baoyang

张承贵
Zhang Chenggui

TK268.1

(重庆大学测试中心, 重庆, 630044)

A **摘要** 阐述了测量和识别大型机电设备在运转工况下的动态变形方法, 并通过分析某大型抽烟风机系统的振动, 证实了该方法的有效性。

关键词 振动分析; 识别; 旋转机械

机电设备, 动态变形分析

中国图书资料分类法分类号 TK268.1

ABSTRACT Operational Deflection Shapes of large scale electromechanical system can be extracted directly from multipoints response of the operating system by using of the modal shape analysis method. They can be used for engineers evaluating the practical dynamic behavior of the large scale electromechanical system, checking the existence of local resonance of the subsystem, and identifying the weakened positions of the rigidity of structure. In this paper the method of measuring and extracting the operational deflection shape of the electromechanical system is given and the availability of operational deflection shape is proved by analyzing the actual vibration of a large exhaust fan system as an example.

KEYWORDS vibration analysis; identification; rotating machine

0 引 言

大型机电设备, 例如汽轮发电机组、离心式压缩机等, 在运行时常产生强烈的振动和噪声。其大小不仅与系统的扰动力有关, 而且也与系统的动态特性有关, 称为系统的动力响应。

当系统动力响应的增大表现为基频(工频)分量的显著增大时, 存在三种可能: a. 扰动力幅值增大, b. 结构发生共振, c. 系统刚度削弱, 动态变形增大。

结构共振的识别要求测量转子的临界转速和系统的模态参数。对于大型机电设备, 需要特殊的大型激振设备, 模态测试极为困难。扰动力的增大通常与转子不平衡有关, 而转子不平衡的测试需要动平衡机或利用现场动平衡方法, 对于大型转子, 不平衡的测试也是很困难的。至于系统刚度的变化, 目前还没有较好的测试方法。

这种情况下, 识别大型机电设备振动故障的一种简单而有效的方法是直接测量系统各

* 收文日期 1994-01-15

点的动力响应,通过谱分析识别系统在运转工况下动载荷引起的系统变形或位移。这种动态变形又称为运转振型^[1],当系统发生共振时,它相当于模态振型。

1 基本原理

设机电设备为一线性系统,在运行时受到多点激振,其动力响应为

$$\{X\} = [H] \cdot \{F\} \quad (1)$$

任意点的动力响应频谱可表示为

$$X_i(\omega) = \sum_r H_{ir}(\omega) \cdot F_r(\omega) \quad (2)$$

式中 $H_{ir}(\omega)$ 表示测点 i 与扰动力 $F_r(\omega)$ 作用点 r 之间的频率响应函数,它与结构模态参数的关系为

$$H_{ir}(\omega) = \sum_r \frac{\Phi_r \Phi_r}{K_r [1 - (\omega/\omega_r)^2 + j2\xi_r(\omega/\omega_r)]} \quad (3)$$

式中, $\omega_r, \xi_r, K_r, \{\Phi_r\}$, 分别为第 r 阶模态频率,模态阻尼比,模态刚度和模态向量。

定义测点 i 与参考点 j 的响应频谱之比为动力响应传递函数 $T_{ij}(\omega)$, 记为

$$T_{ij}(\omega) = \frac{\sum_r H_{ir}(\omega) \cdot F_r(\omega)}{\sum_r H_{jr}(\omega) \cdot F_r(\omega)} \quad (4)$$

将(3)式代入(4)式可知,当扰动力频率 ω 等于系统模态频率 ω_r 而发生共振时,忽略其他模态的影响,(4)式可简化为:

$$T_{ij}(\omega_r) = \frac{\sum_r \Phi_r \Phi_r F_r(\omega_r)}{\sum_r \Phi_r \Phi_r F_r(\omega_r)} = \frac{\Phi_r}{\Phi_r} \quad (5)$$

(5)式说明,共振时系统任意两点的动力响应之比等于模态向量之比。

非共振频率处,(3)式简化为一复常数

$$H_{ir}(\omega) \doteq \sum_r \frac{\Phi_r \Phi_r}{K_r \omega_r} = R_r \quad (6)$$

它代表单位动载荷作用下的变形或位移,其大小与系统的静刚度有关。因此,当运转频率或动载荷频率 ω_0 远离系统共振频率时,任意两点的动力响应之比 $T_{ij}(\omega_0)$ 可表示为:

$$T_{ij}(\omega_0) = \frac{\sum_r R_r F_r(\omega_0)}{\sum_r R_r F_r(\omega_0)} \quad (7)$$

当系统诸扰动力中某一个扰动力显著增大时,可忽略其他扰动力,而将系统视为多点全相干激振系统。这时,任意两点的动力响应之比 $T_{ij}(\omega_0)$ 与扰动力的幅值无关,而取决于各点的动柔度 $R(\omega_0)$,即

$$T_{ij}(\omega_0) = \frac{\sum_r R_{ir}(\omega_0)}{\sum_r R_{jr}(\omega_0)} \quad (8)$$

如果将 j 点的动力响应作为归一化处理的参考,测量各点与参考点的动力响应之比,得到一向量 $\{T_j(\omega_0)\}$,该向量可定义为频率为 ω_0 时系统的动态变形向量,它描述了系统各点相对变形或位移的空间关系。

2 测试方法

与结构模态振型一样,大型机电设备运转时的动态向量 $\{T_j(\omega_0)\}$ 也呈三维分布。为了直观地显示系统的动态变形,需要测量系统各测点的空间坐标,并用线段将测点连接起来,构成一个能描述系统几何形状的三维线框模型。

用加速度或速度传感器测量设备运转时各点的振动。选择振动较大的一测点为参考点,并将参考点振动信号当作系统激励,其余测点(包括参考点)的振动信号作为系统响应,同时输入双通道频谱分析仪,进行频率响应函数和相干函数分析,得到动力响应传递函数:

$$T_{ij}(\omega) = \frac{G_{ij}(\omega)}{G_{jj}(\omega)} \quad (9)$$

式中, $G_{ij}(\omega)$ 为参考点与测点振动信号的互谱密度函数, $G_{jj}(\omega)$ 为参考点振动信号的自谱密度函数。系统保持稳定运转状态,工况不变,依次测量每个测点 X, Y, Z 三个方向的振动,通过频率响应函数分析,就得到一组动力响应传递函数 $T_{ij}(\omega), i = 1, 2, \dots, n$ 。根据所选定的频率,从中识别出一组向量 $\{T_j\}$ 。将这组向量用系统的线框模型表示出来,便可得到系统在运转工况下的动态变形图。而且可以用动画显示技术将系统的动态变形图象模态振型一样地显示。

常见的 HP5423A 结构动态分析仪或一般的实验模态分析微机系统都可用来分析运转工况下的系统动态变形。

在测量动力响应传递函数 $T_{ij}(\omega)$ 的同时,可以得到相干函数 $\gamma_{ij}^2(\omega)$ 。 $\gamma_{ij}^2(\omega)$ 表示任意两点响应的相关性。如果两点的响应由同一扰动力产生,则相干函数的值等于 1:

$$\gamma_{ij}^2(\omega) = \frac{|G_{ij}(\omega)|^2}{G_{ii}(\omega) \cdot G_{jj}(\omega)} = \frac{|H_{ij} H_{jj}|^2 G_{nn}^2}{|H_{ij}|^2 \cdot |H_{jj}|^2 G_{nn}^2} = 1 \quad (10)$$

式中 G_{nn} 为扰动力的自谱密度函数。如果存在多个不相关的扰动力,或测量时出现意外干扰,信噪比下降,相干函数则可以小于 1^{[2][1]}。

3 应用实例

某钢铁公司一台大型烧结抽烟风机系统由离心式风机、直流电机、进出烟管道等几部分组成,如图 1 所示。生产过程中发现系统轴承振动偏大,轴承严重磨损并漏油,电机励磁电流不规则波动幅度很大和管道强烈振动等异常现象。从机械、电器和工艺流程各方面采取减振措施,均不见效。

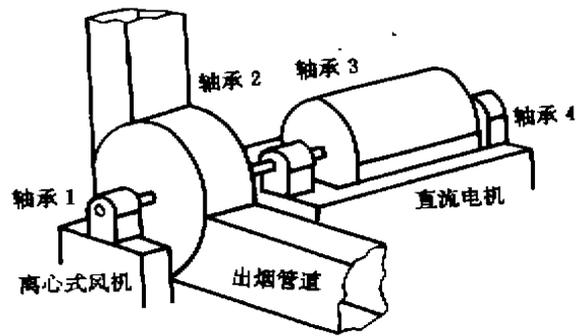


图 1 大型烧结抽烟风机系统

由频谱分析可知该系统的振动具有以下特征:

- a. 频谱包含丰富的高次谐波分量;
- b. 基频分量的能量比高次谐波分量的能量大得多;
- c. 调谐风机的进风量能明显地影响振动的幅值。

表 1 机组轴承振动幅值 (cm/s)

频率分量	工况	轴 承 1			轴 承 2		轴 承 3		轴 承 4		
		轴向	横向	垂向	横向	垂向	横向	垂向	轴向	横向	垂向
$1 \times \omega$	风门闭	0.32	0.55	0.19	0.53	0.21	0.37	0.13	0.14	0.33	0.21
	风门 17°	0.10	0.18	0.08	0.15	0.08	0.35	0.14	0.09	0.18	0.13
	风门 45°	0.14	0.23	0.08	0.32	0.08	0.32	0.12	0.09	0.21	0.14
$2 \times \omega$	风门闭	0.09	0.14	0.04	0.13	0.03	0.24	0.09	0.04	0.09	0.05
	风门 17°	0.01	0.04	0.01	0.07	0.01	0.15	0.08	/	0.10	0.04
	风门 45°	0.13	0.04	/	0.15	0.05	0.15	0.07	0.02	0.09	0.04

图 2 为风门开启和关闭二种工况下的轴承振动频谱(轴承 3 的横向振动速度)。四个轴承振动的基频分量(25 Hz)和二次谐波分量(50 Hz)随风机的进风量而变化的部分数据列在表 1。由表 1 的数据可知,进风门打开后,直流电机的振动有明显减小。从这些现象说明该系统的振动为机、电、流体耦合振动。仅依靠频谱分析很难识别系统的故障。

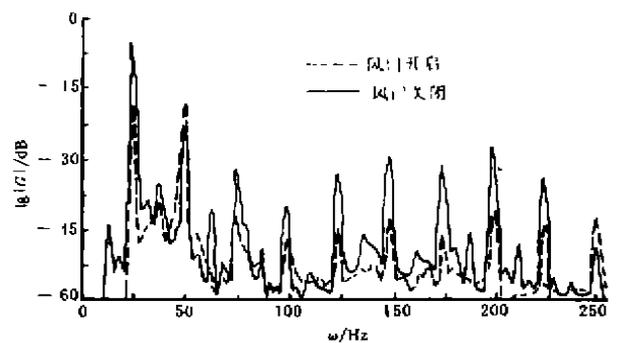


图 2 二种进风量工况的轴承振动频谱

将风机与电机的联轴节脱开后,让电机单独运转。发现电机轴承的振动频谱特征没有改变,说明电机故障是引起机、电、流体耦合振动的根本原因。

电机的扰动分为二类,一类为转子的不平衡力和力偶,另一类为电磁力。铁芯松动,转子偏心,磁隙不均匀都可以使电磁扰动力增大。为了识别电机的故障,我们对运转时的电动机

态变形进行分析。

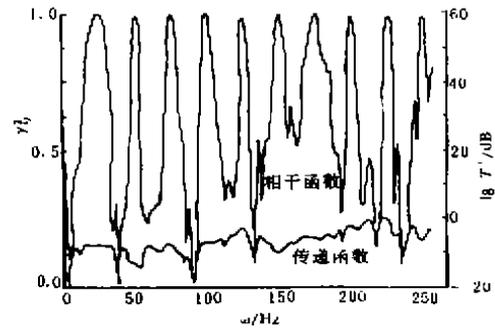
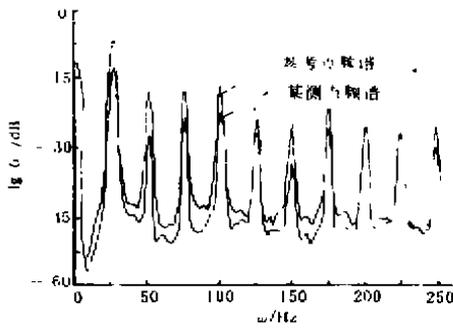


图 3 轴承座 3 上某测点和参考点的振动频谱 图 4 对应图 3 的二点响应传递函数和相干函数

在电机的两个轴承座上分别设置了 16 个测量点,在电机的外壳和基座上分别设置了 12 个测量点,每个测量点同时测量 X、Y、Z 三个方向的振动速度,一共测量了 56 × 3 个动力响应记录。将轴承座 3 上部一点的横向(Y 向)振动作为参考,利用 HP5423A 结构动态分析仪的频率响应函数测量和模态振型分析功能对电机的 56 × 3 个记录进行自动处理,得到电机的动态变形。

图 3 为轴承座 3 上某测点与参考点的响应频谱。图 4 为相应的传递函数 $T_{ij}(\omega)$ 和相干函数 $\gamma_{ij}(\omega)$ 。从图上可见各谐波频率处的相干函数值为 1,而其他频率处响应不相关,故相干函数值远小于 1。图 5 为参考点处于两个相同响应信号的传递函数 $T_{ij}(\omega)$ 和相干函数 $\gamma_{ij}(\omega)$ 。在整个频段上,相干函数值大多为 1,而传递函数为一恒定值(-10 dB),说明这一点两个信号完全相关,幅值比为 1。测试结果与前面的理论分析相符。

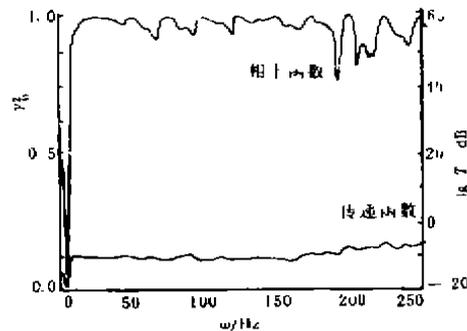


图 5 参考点的响应传递函数和相干函数

图 6、图 7 为电机运转时,从各点响应的基频分量所识别出的动态变形振型。图中虚线和实线分别表示该系统各点位移的两个极限位置。图 6 和图 7 基本上能反映电机运转时的实际振动形态。

由图 6 可以看出靠风机一侧的横向位移较大,其中轴承座 3 的横向位移较轴承座 4 大得多。由图 7 还可以看出轴承座 3 不仅横向位移很大,而且其左侧的垂向位移也很大。轴承座用螺钉与电机基座刚性联接,因此,轴承座 3 相对于电机基座的垂向位移说明电机基座与水泥基础之间存在较大局部间隙而导致轴承座 3 发生强烈振动。

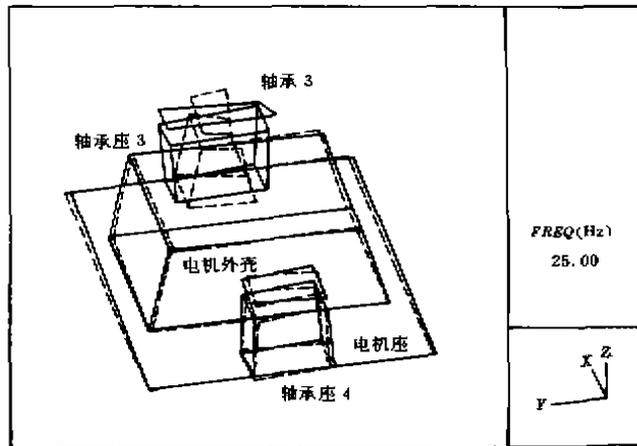


图 6 直流电机的动态变形图

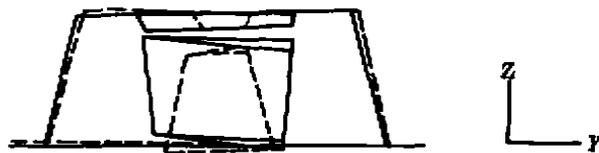


图 7 轴承座 3 的动态变形图

由于轴承座 3 的横向位移较大,导致电机转子偏心,定子与转子之间的环形磁隙不均匀。严重时,转子可能撞击定子,导致定子松动。因此,该系统的振动频谱中出现较正常机电系统更多的高次谐波,(见图 2)。

将电机转子取出,并将电机基座吊起进行检查,证实存在图 6 和图 2 所揭示的故障。通过对电机基座重新进行二次灌浆安装,消除基座局部松动的故障后,电机和风机的振动都降低到正常值以下,轴承不再漏油。而且经过四年的运行,该系统未再发生强烈振动。

4 结论

部件联接刚度和基础联接刚度的削弱是大型机电设备振动增大的常见故障,其诊断较为困难。分析运转工况下的系统动态变形可以有效地识别系统中刚度削弱的部位,局部共振的部件和运转工况下系统的实际振型。这种振型比模态振型能更有效地评价大型机电设备,尤其是新安装的,或大修后的机电设备的动力性能。

参 考 文 献

- 1 Ole Dossing. Structural Stroboscopy-Measurement of Operational Deflection Shapes, Sound and vibration, 1988, 22(8), 18~26
- 2 J. S. 贝达特, A. G. 皮尔索著[美]. 凌福根译. 相关分析和谱分析的工程应用. 北京:国防工业出版社, 1983, 98~101, 187~194