

钢筋混凝土构架式动力基础不良振动检测分析^{*}

薛 刚, 李奉阁

(内蒙古科技大学 建筑与土木工程学院, 内蒙古 包头 014010)

摘 要: 为查找某鼓风机基础不良振动的原因, 用 DASP 系统对不同工况的动力机组及基础进行了测试分析, 主要分析了互功率谱及相位, 加速度谱及特征频率。基础三个方向上各测点的互功率谱峰值所对应的相位差不为 0° 或 180° , 风机基础的基频为 1.12Hz , 远小于设备的工作频率, 不存在共振现象。动力机组的特征频谱显示低速轴的工频和 2 倍频都较大, 说明加速机转轴存在故障。在检测分析结果基础上, 并提出了减振对策。

关键词: 构架; 动力基础; 振动; 检测

中图分类号: P315 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-811X(2010)S0-0076-03

动力机器基础有几个明显特点: ①机器转速高、功率大, 因而基础受高频振动影响; ②动力机器由高频机组构成, 高频机组设置在同一基础上, 致使基础上同时有多个振动质点。③新的基础形式随着生产力的发展而涌现, 出现了设计规范没有涉及到的基础形式, 如大块-框架式联合基础^[1-3]。随着我国经济建设不断发展, 动力机组容量和尺寸在逐步增大, 转速也在相应提高, 加之影响和反映机组运行状态的参数很多, 基础的振动问题愈加突出, 甚至已成为机器运行和设计中存在的一个重要问题。我国现行的有关动力基础设计规范都是以振幅控制为原则编制的^[4-5], 在缺少设备制造厂动力资料的情况下, 常常以静力荷载乘以动力系数的方法代替动力计算, 计算结果与实际相符程度难于掌握。动力机器基础出现了不良振动, 行之有效的方法是对不良振动实施有效的状态监测, 并且对振动信号进行全面分析, 从而查找不良振动根源并制定减振对策。本文针对工程实例, 探讨高频机组基础不良振动监测分析的一般方法。

1 工程概况

某钢铁公司焦化厂回收车间鼓风机基础为钢筋混凝土构架式基础, 基础顶板由六根钢筋混凝土柱支撑。基础上布置有电机、液力耦合器、加速器、风机。其中电机的工作转速 2 900 转, 风机的额定转速为 4 800 转, 加速器的增速比为 1.673。厂方长

期监测结果表明: 风机在低转速工作时振动状态良好, 但当风机的工作转速超过 4 400 多转时, 振动明显增加, 振动幅值超过《动力机器基础设计规范》(GB50040-96)的有关规定, 并导致基础的二次灌浆层表面开裂。为此对风机基础及机组进行振动检测。测试内容包括: ①风机工作转速分别为 4 200 转/分和 4 400 转/min 附近时, 对混凝土基础振动测试并分析。②风机工作转速分别为 4 200 转/min 和 4 400 转/min 附近时, 对设备基座, 及电机、液力耦合器、风机的振动情况测试并分析。

2 检测结果及分析

2.1 基础动力特性检测分析

对基础动力特性进行检测分析, 主要是检查基础与动力机器是否存在共振。具体检测可从这样三个方面着手: ①计算或测试基础的自振频率, 考察基础的自振频率是否与机器工作频率相近, 如相差不足 20%, 则容易产生共振。测试基础的自振频率需在机器不运行的状态下进行。②互功率谱所对应的相位差不为 0° 或 180° , 表明发生共振。③谱线呈现出变幅周期振动特性, 表明发生共振。

两个简谐振动的共振合成振动可表示成^[6]:

$$x = \frac{A_1 + A_2}{2} [\sin(\omega_1 t + \varphi_1) + \sin(\omega_2 t + \varphi_2)] + \frac{A_1 - A_2}{2} [\sin(\omega_1 t + \varphi_1) - \sin(\omega_2 t + \varphi_2)] \quad (1)$$

* 收稿日期: 2010-09-25

基金项目: 内蒙古自治区自然科学基金项目(20080404MS0706)

作者简介: 薛刚(1968-), 男, 工学博士, 教授. E-mail: xuegang-2008@126.com

两个振动的振幅相近时 A_1, A_2 合成振动频率为 $(\omega_1 + \omega_2)/2$ ，振幅在 $A_1 + A_2$ 与 $|A_1 - A_2|$ 零之间变化。 $A_1、A_2$ 不相近时，合成振动频率为 $(\omega_1 + \omega_2)/2$ ，振幅在 $A_1 + A_2$ 与 $|A_1 - A_2|$ 之间变化。

测试中，在电机、加速机处的基础上布置了轴向、水平方向和垂直方向的加速度传感器，在风机底座处布置竖向传感器。

选取用于共振现象分析的一个测点的互功率谱和相位见图 1。结果表明，基础三个方向上各测点的互功率谱峰值所对应的相位差不为 0° 或 180° ；同时计算得到风机基础的基频为 1.12 Hz，远小于设备的工作频率，所以基础三个方向不存在与设备转动频率相近的共振现象。

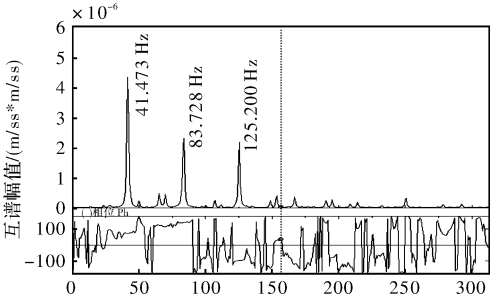


图1 互功率谱及相位示意图

在电机、液力耦合器、风机的底座地脚螺栓处布置轴向、水平向加速度传感器，在加速机基础上布置轴向、水平向加速度传感器。电机的工作

表 1 设备底座测试结果

测点		风机 4 160 转		风机 4 400 转	
		加速度值/(m/s^2)	特征频率/Hz	加速度值/(m/s^2)	特征频率/Hz
电机	水平切向	0.005 1	352	0.029 2	50
	水平轴向	0.039 9	99.6 199 50	0.023 6	228
液力耦合器	水平切向	0.021 6	—	0.022 4	—
	水平轴向	0.052 0	—	0.054 6	—
加速机	水平切向	0.051 4	100 50 82	0.043 5	87 175 219
	水平轴向	0.050 4	41 125	0.075 5	43.9 73 131
风机	水平切向	0.299 0	99.6 49.8	0.292 8	100 50
	水平轴向	0.038 8	49.8 99.6	0.372 7	50 100

2.2 动力机组检测分析

在电机与加速机的转轴外壳上布置轴向和竖向的加速度传感器，在风机、加速机的机壳上布置水平向、轴向、垂直向加速度传感器。实测了风机转速为4 420 转(73.6 Hz)时各测点的加速度值，此时电机的转速为 2 900 转，加速机的低转速轴为2 700 转(45 Hz)。

在电机与加速机的转轴外壳上布置轴向加速度传感器，液力耦合器上布置水平向、轴向、垂直向加速度传感器，在加速机外壳、风机的机壳上布置

转速为 2 900 转(48.3 Hz)，实测了风机转速为 4 160转(69.3 Hz)和 4 400 转(73.3 Hz)时各点振动加速度，各测点的频谱见表 1。选择 1 个测点的频谱，图 2 所示。

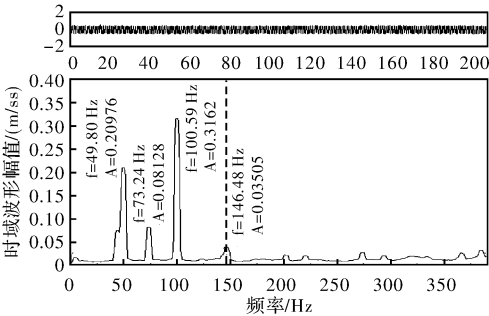


图2 风机 4 400 转时风机基座水平向频谱

从表 1 及各测点频谱图可以看出：①加速机轴向振动以低速轴的工频和三倍频为主，加速机的水平向振动在风机转速为 4 160 转时以电机的倍频、工频及低速轴的二倍频为主，当风机转速为 4 410转时以加速机低速轴的二倍频为主。②电机的轴向振动较大，而且频谱中含有较高的电机转速的二倍频和四倍频。当风机转速提高时，频谱中以高频分量(228 Hz)为主。③风机的水平向和轴向振动主要以电机的工频和倍频为主。由此可以判定，机组的异常振动主要是由于电机和加速机的对中不好引起的。

水平向、轴向加速度传感器。实测了风机转速为 4 223 转(70.4 Hz)时各测点的加速度值，此时电机的转速为 2 900 转，加速机的低转速轴为 2 700 转(42 Hz)。该项测试时低通滤波滤掉 100 Hz 以上的频率。结果见如表 2。由表 2 可以看出，各测点的振动频率主要以电机的工频(50 Hz)，加速机低速轴工频(42 Hz)和高速轴工频(70.4 Hz)为主，但在加速机的水平向振动中含低速轴的二倍频(84 Hz)。结果如表 2。

表 2 设备系统测试结果

测点	风机 4 223 转			风机 4 420 转	
	加速度值/(m/s ²)	特征频率/Hz		加速度值/(m/s ²)	特征频率/Hz
电机	水平轴向	0.054 2	50 100 125	0.053 6	50
	垂直	—	—	0.016 9	45
液力耦合器	水平切向	0.021 6	64 42	—	—
	水平轴向	0.026 6	91 45	—	—
	垂直	0.039 6	49.5 53	—	—
加速机	水平切向	0.035 7	42 84	0.045 5	42 56 84
	水平轴向	0.038 5	—	0.041 0	42 64
	垂直	—	—	0.053 4	50
风机	水平切向	0.057 3	70 50 42	0.054 2	70.8 49
	水平轴向	0.021 6	49 45	0.026 0	50
	垂直	0.019 7	多条	0.020 1	多条

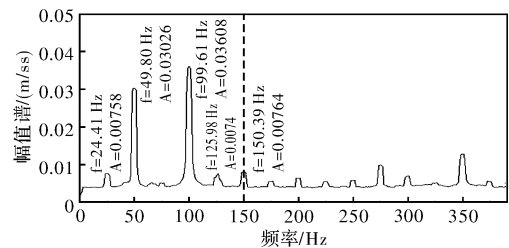


图 3 风机 4 223 r/min 时电机水平轴向振动频谱图

当转子系统出现平行不对中时，联轴器中心的转动为转子转动角速度的两倍，因此当转子高速运转时，就会产生很大的离心力，激励转子产生径向振动，其振动频率为转子工频的两倍。

当转子轴线之间存在偏角位移时，也即转子系统偏角不对中。当在联轴器处出现偏角不对中时，两个转子的角速度之比为：

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = C_0 - C_2 \cos 2\varphi_1 + C_4 \cos 4\varphi_1 - C_6 \cos 6\varphi_1 + \cdots,$$

(2)

式中： C_0 、 C_2 、 C_4 、 C_6 与夹角有关的数； φ_1 为主动转子回转角。上式充分反映了该类不对中的二倍转频振动特性。

3 结语

工业系统中动力机器多采用构架式基础型式。动力基础在使用中，多种因素导致不良振动。实践证明，在不良振动检测基础上，制定合理的减振对

策，会受到事半功倍的效果。根据对某鼓风机基础及机组的不良检测结果，可得出以下结论：

(1)根据多次测试结果及计算分析可知，该焦化厂风机基础的异常振动不是由于基础与动力机器共振引起的。

(2)在无负荷情况下，各设备运行正常，振动较小。在有负荷情况下，各测点的频谱图上有较大的电机基频和倍频，同时加速机低速端和高速端的基频率和倍频值较大。表明加速机与风机、液力耦合器的连接转轴处的对中不好。

(3)减振宜从设备状况着手，重点是电机和加速机。还需检查设备的地脚螺栓是否松动。

参考文献：

[1] 徐建. 建筑振动工程手册[M]. 北京：中国建筑工业出版社，2002.

[2] 侯兴民, 马小燕, 吴汉生, 等. 动力机器基础振动与设计若干问题的讨论[J]. 地震工程与工程振动, 2008, 28(3): 131-137.

[3] 王锡康. 动力机器基础振动学科在我国的发展及需研究的若干问题[J]. 工业建筑, 2007, 37(6): 83-90.

[4] 张荣山. 工程振动与控制[M]. 北京：中国建筑工业出版社，2003.

[5] 刘广萍. 受高频率机组振动基础的结构设计[J]. 建筑技术开发 2000, 27(4): 2-3.

[6] 倪振华. 振动力学[M]. 西安：西安交通大学出版社，1986.

[7] 赵华. 振动监测方法在工程机械状态监测与故障诊断中的应用[J]. 铁道工程学报, 2000, 74(2): 90-92.

(下转第 94 页)