

风机叶轮与轴不平衡振动故障分析与治理研究

林 忠

(苏州中材建设有限公司,江苏 昆山 215300)

摘要: 介绍大型风机的分类及其分类结构,重点分析了大型风机叶轮与轴系统的不平衡振动故障类型,故障产生的原因,及其解除故障的方法;并将方法应用到实际风机不平衡检测中,实现风机的现场动平衡校正。校正结果表明,动平衡校正能达到很好的效果。

关键词: 大型风机;风机叶轮;动平衡校正;振动故障

中图分类号: TH87

文献标识码: B

文章编号: 1006 - 2394(2009)09 - 0036 - 03

Analysis and Research on the Unbalanced Vibration Fault of Fan Impeller and Shaft System

L N Zhong

(Sinoma (Suzhou) Construction Co., Ltd., Kunshan 215300, China)

Abstract: The extension of classification and classification structure is introduced, focusing on analysis of the unbalanced vibration fault type, fault causes, and the method of clearing fault of large-scale fan impeller and shaft system. And the method is applied in testing the disequilibrium of real fans to achieve dynamic balance emendation of fan-site. The result of emendation shows that the effect of dynamic balance emendation has obvious improvement.

Key words: large-scale fan; fan impeller; dynamic balance emendation; vibrant fault

本文针对新型干法水泥生产线大型风机的典型故障进行诊断与分析,期望能够提高业主对风机的使用认识,做到提前发现故障,准确判定故障到最终解决故障,从而达到减少损失、提高运转率的目的。

1 风机结构特点

根据在生产线上的使用部位不同,系统大型风机可分为:窑尾高温风机、原料磨循环风机、窑头排风机、窑尾排风机、水泥磨循环风机、辊压机循环风机。除了篦冷机冷却风机外,其他的风机均可称为引风机。

风机按传动方式分类有 6种,分别以大写字母 A、B、C、D、E、F 等表示,如表 1 所示。按照风机的结构形式,上述系统大型风机除了窑尾高温风机和原料磨循环风机外,其余可选择为“D”式或“F”式传动,少数小风机可选用“C”式传动。

表 1 风机传动方式及结构特点

传动方式	A	B	C	D	E	F
结构特点	单吸、单支架、无轴承、与电动机直联	单吸、单支架、悬臂支承、皮带轮在两轴承之间	单吸、单支架、悬臂支承、皮带轮在两轴承外侧	单吸、单支架、悬臂支承、联轴器传动	单吸、双支架、皮带轮轴承在外侧	单吸、双支架、联轴器传动

风机按旋转方向分左旋风机和右旋风机 2 种。右转风机以“右”字表示,左转风机以“左”字表示。左右之分是以从风机安装电动机的一端正视,叶轮作顺时针方向旋转称为右,作逆时针方向旋转称为左。以右转方向作为风机的基本旋转方向。

风机的出口位置基本定为 8 个,以角度 0°、45°、90°、135°、180°、225°、270°、315° 等表示。对于右转风机的出风口是以水平向左规定为 0 位置;左转风机的出风口则是以水平向右规定为 0 位置。近年来根据管道布置情况又增加了许多非标出口角度,做到“量体裁衣”。

2 大型风机叶轮与轴系统的不平衡振动故障及分析方法

大型风机振动故障一般可分为叶轮与轴系统的不平衡、联轴器不对中、机械松动、轴承问题、机械磨擦等多种情况。可能只是其中一种故障,也有可能是多种故障并存,这需要在现场进行准确地判断。传统的判断方法由最初的手摸耳听到使用简单的测振仪测量振幅、振动速度,直至发展到现在的频域分析方法,通过采集振动数据及频域信号的分析处理,可以很明显的区别一些常见的机械故障。

收稿日期: 2009 - 04

作者简介: 林忠(1972—),男,工程师,研究方向为水泥生产线的安装与集成。

2.1 叶轮与轴系统的不平衡原因

引起不平衡原因主要有叶轮的磨损、结垢、掉块、转子发生变形、轴弯曲及回转中心与质心不重合等,不平衡在时域波形图中与频域波形图中特征很突出,主要特征如下:

(1) 随着转速的升降,振幅随之升降;

(2) 频谱图中有较稳定的高峰,谐波能量集中在基频,基频为转速 $n/60$,其他频率处信号幅值很小;

(3) 振动的时域波形为正弦波。

2.1.1 叶轮的磨损

新型干法生产线大多采用干式除尘装置,有袋式和净电式2种,虽然可以除掉烟气中绝大部分大颗粒的粉尘,但少量大颗粒和许多微小的粉尘颗粒随同高温、高速的烟气一起通过引风机,使叶片遭受连续不断地冲刷,长此以往,在叶片出口处形成刀刃状磨损。由于这种磨损是不规则的,因此造成了叶轮的不平衡。此外,叶轮表面在高温下很容易氧化,生成厚厚的氧化皮。这些氧化皮与叶轮表面的结合力并不是均匀的,某些氧化皮受振动或离心力的作用会自动脱落,这也是造成叶轮不平衡的一个原因。

2.1.2 叶轮的结垢

一般情况下,经增湿处理过的烟气湿度很大,未除净的粉尘颗粒虽然很小,但黏度很大。当它们通过引风机时,在气体涡流的作用下会被吸附在叶片非工作面上,特别在非工作面的进口处与出口处形成比较严重的粉尘结垢,并且逐渐增厚。当部分灰垢在离心力和振动的共同作用下脱落时,叶轮的平衡遭到破坏,整个引风机都会产生振动。

2.2 解决叶轮不平衡的对策

2.2.1 解决叶轮磨损的方法

对干式除尘引起的叶轮磨损,除提高除尘器的除尘效果之外,最有效的方法是提高叶轮的抗磨损能力。目前,这方面比较成熟的方法是给叶轮的叶片表面做一层比叶轮本身材料耐磨、耐高温和抗氧化性能高得多的超强外衣,这样不仅可减轻磨损造成叶轮动平衡的破坏,还可减轻氧化层产生造成的不平衡问题。选用引风机时,应优先选用经过耐磨处理的叶轮,虽然这样会增加叶轮的制造或维修费用,但能提高叶轮的使用寿命1~2倍,延长了引风机的大修周期,从而降低了引风机和整个生产系统的运行成本,综合效益良好。

2.2.2 解决叶轮结垢的方法

解决叶轮结垢的方法主要有喷水除垢和高压气体除垢2种。

喷水除垢是一种常用的除垢方法。喷水系统装在

引风机的机壳上,由管道、3个喷嘴(1个位于叶轮出口处,2个位于进口处)及排水孔组成。水源一般为自来水,压力约0.3MPa。这种方法通常是有效的,但缺点是每次停机除垢的时间较长,每月需停机数次进行除垢,影响机组的正常使用。

高压气体除垢系统采用与喷水系统相似的结构,但其管道为耐高压管道,专用的喷嘴和高压气源(压力在0.8~1.5MPa之间,可以用压缩空气或氮气)。这种装置对叶片的除垢快速有效,它可以在引风机正常运行时开启高压气源,仅用数十秒的时间即可完成除垢。由于操作简单方便,一天可以进行许多次,不但解决了人工除垢费力、费时的问题,也提高了机组的运行效率。

2.3 叶轮动平衡的校正

无论是采用耐磨处理的叶轮,还是采用各种方法除垢的叶轮,其效果都不会一劳永逸。引风机在长期使用后,仍会出现振动超过允许上限值情况,此时,叶轮的不平衡问题只能通过动平衡校正来解决。以往叶轮的动平衡校正通常是在动平衡机上进行的,这对使用中的引风机,特别是大型风机很不方便。因此,现场动平衡技术近年来越来越得到人们的重视,它与以往的方法相比主要有如下优点:

(1) 避免繁琐的拆装工作,节省了拆装和运输费用,缩短了维修时间,简捷方便。

(2) 保存了原有的安装精度,提高了整个引风机系统的平衡精度。

叶轮动平衡校正的现场测试设备采用动平衡仪SDF-3138,其操作步骤如下:

(1) 停机,在风机轴上贴反光条,架设测试仪器探头,做好测试准备。

(2) 开机,测量初始振动值,包括通频振幅 $V_{m_{s_0}}$ 、工频振幅 V_0 和相位角 θ_0 。

(3) 停机,在选定的角度上加试重。

(4) 开机,测得加试重后振动值,包括通频振幅 $V_{m_{s_1}}$ 、工频振幅 V_1 和相角 θ_1 ,通过专用软件自动求得动平衡解算结果(配重值和加配重的角度)。

(5) 停机,加配重并焊接牢固,重新开机,测量剩余振动值,包括通频振幅 $V_{m_{s_2}}$ 、工频振幅 V_2 和相角 θ_2 ,只要能满足振动验收标准即可。

叶轮现场动平衡技术是一种成熟、实用的维修技术,它可以简便、快捷和经济地解决不平衡问题。对于熟练的现场测试人员,完成上述工作只需1~2h。表2为四平东大风机现场动平衡检测报告,检测风机为立磨循环风机,风机转子转速:994r/min,电机功率:4000kW。

表 2 四平东大风机现场动平衡检测报告

测试项目	值	相位
初始振动	25mm/s	322
试加重质量	513g	37.6
试重后振动	17.8mm/s	311
粗平衡质量	1553g	13.3
平衡后振动	2.2mm/s	

国际标准 ISO2372/1 适用于工作转速为 600 ~ 12000 r/min, 轴承盖上振动频率在 10 ~ 1000Hz 范围内的机器振动烈度的等级评定。分成 4 类:

类为固定的小机器或固定在整机上的小电机, 功率小于 15kW。 类为没有专用基础的中型机器, 功率为 15 ~ 75kW, 刚性安装在专用基础上功率小于 300kW 的机器。 类为刚性或重型基础上的大型旋转机械。 类为轻型结构基础上的大型旋转机械。四平东大风机振动烈度的等级评定属于 类。

每类机器都有 A, B, C, D 4 个品质级。各类机器同样的品质级所对应的振动烈度范围有差别, 如表 3 所示。

表 3 不同振动烈度不同风机类型对应的品质等级

振动烈度 / (mm · s ⁻¹)	分贝 / dB	类	类	类	类
0.18 ~ 0.28	85 ~ 89	A	A	A	A
0.28 ~ 0.45	89 ~ 93	A	A	A	A
0.45 ~ 0.71	93 ~ 97	A	A	A	A
0.71 ~ 1.12	97 ~ 101	B	A	A	A
1.12 ~ 1.8	101 ~ 105	B	B	A	A
1.8 ~ 2.8	105 ~ 109	C	B	B	A
2.8 ~ 4.5	109 ~ 113	C	C	B	B
4.5 ~ 7.1	113 ~ 117	D	C	C	B
7.1 ~ 11.2	117 ~ 121	D	D	C	C
11.2 ~ 18	121 ~ 125	D	D	D	C
18 ~ 28	125 ~ 129	D	D	D	D
28 ~ 45	129 ~ 133	D	D	D	D
45 ~ 71	133 ~ 137	D	D	D	D

4 个品质段的含意如下:

A 级 优良, 振动在良好限值以下, 认为振动状态良好。

B 级 合格, 振动在良好限值和报警值之间, 认为机组振动状态是可接受的 (合格), 可长期运行。

C 级 尚合格, 振动在报警限值和停机限值之间, 机组可短期运行, 但必须加强监测并采取措施。

D 级 不合格, 振动超过停机限值, 应立即停机。

振动烈度是以人们可感觉的门槛值 0.071mm/s 为起点, 到 71mm/s 的范围内分为 15 个量级, 相邻两

个烈度量级的比约为 1.6, 即相差 4dB。

从检测报告表 2 和等级表 3 可知, 上述被检测的风机在未经动平衡校正前为 D 级品质, 即为不合格产品, 经平衡后, 风机达到 A 级, 即为优良产品。

3 结论

本文针对大型风机振动故障进行研究, 重点分析了大型风机叶轮与轴系统的不平衡振动故障及解除故障的方法, 并以实例验证动平衡校正的效果, 实例证明该校正方法可行, 并能达到校正的目的。

参考文献:

- [1] 韦康, 叶春, 葛诵, 等. 气隙激振力对转子临界转速的影响 [J]. 动力工程, 2006 (1).
- [2] 刘喜庆, 夏松波, 汪光明. 转子不平衡引起的轴承与轴颈碰摩 [J]. 电站系统工程, 1994 (5).
- [3] 施维新. 轴系平衡一次加准法的研究及应用 [J]. 中国电力, 2005 (3).
- [4] 梁继军. 离心引风机转子现场一次加重平衡法 [J]. 风机技术, 2007 (6).
- [5] 罗宗尧, 李玉东, 孙其奎, 等. 风机现场动平衡技术在烧结厂的应用 [J]. 山东冶金, 2007 (1).
- [6] 王欲欣, 杨东波, 刘永光. 旋转机械转子自动平衡实验研究 [J]. 汽轮机技术, 2000 (4). (丁云编发)

(上接第 35 页)

由上表所得实验数据可知, 在 ACQ PS3 ~ ACQ PS0 为 0000 (对应的采样结果为 AD [0]) 时, 设置的采样保持时间窗为 50ns。这样在采样保持 50ns 时, 内部模拟开关就断开了, 而外部源阻抗决定的采样保持电容的充电时间大约为 3.8μs, 因此在模拟开关断开时, 采样保持电容并没有充电到外部输入电压的 V_{in} 值, 因而 A/D 采样转换出来的结果并不是 3.3V 对应的 10 位数字量 1023, 而是距实际输入值相差很大的一个值, 采样结果明显偏差很大。

4 结束语

对在使用 TMS320LF2407A DSP 内部 ADC 模块采样外部输入信号的实际应用电路设计时, 极为重要且容易忽略的输入阻抗匹配问题进行了深入分析, 并在实际实验中证明了采样电路输入阻抗匹配对采样准确性的影响。输入阻抗的取值要符合设计的实际硬件电路和采样的频率要求, 才可以达到准确的采样结果。

参考文献:

- [1] 张毅刚, 赵光权, 孙宁, 等. TMS320LF240X 系列 DSP 原理、开发与应用 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2006 (许雪军编发)