文章编号：1671-0711（2005）04-0046-03

多级离心泵故障诊断及分析

吴伟文

（上海石化化工事业部设备动力处，上海　200540）

摘　要：通过故障诊断和分析，确定某多级离心泵由摩擦而使转子产生不平衡，进而引起大振动。同时对故障形成的原因作了进一步分析，以警示在维修中的疏忽。

关键词：故障诊断；转子摩擦；转子不平衡；联轴器对中

中图分类号：TH311　　文献标识码：B

某乙二醇装置 G-920B 泵振动严重超标，直接原因是转子摩擦出现不平衡。解体发现，泵靠联轴器端的轴套已严重磨损，各级叶轮口环均有不同程度的磨损，磨损最大处总间隙达 1.5mm（按技术要求为≤0.5mm）。

一、机组参数及示意图

电机功率 P=275kW，转速 n=2 960r/min，电压 U=6 000V，电机轴承型号为 6218C3/6218C3；泵轴承型号为 NSK6312/SKF7312，叶轮级数 10 级；联轴器为金属叠片挠性联轴器。

机组结构及测点布置见图 1。

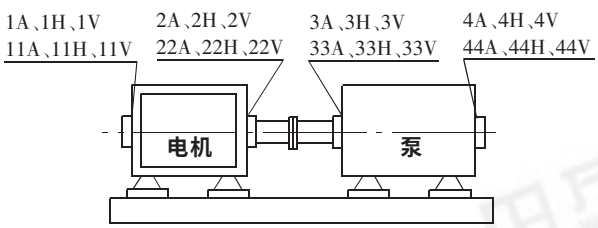

图 1　G-920B 泵示意图

二、故障现象及其诊断分析

1. 故障现象

某些测点的数值见表 1。

可以看出，4H（水平）和 4V（垂直）位置振动有效值超出规定范围。依据 ISO 10816 标准，该机组的振动速度有效值最大不应超过 11.2mm/s，而目前这两点的振动值分别为 14.95 mm/s 和 18.31 mm/s，属严重超标。其它测点的振动值在较短的时间内增幅也很大，一般来说，在 1~3 个月或更短的时间内，振动总量值变化 30%~50%，通常说明机器发生了故障，而目前（仅半个月）最小增幅也达 263.8%，可见故障蔓延迅速、程度严重。

表 1　振动速度有效值　单位：mm/s

测点 / 日期	3A	3H	3V	4A	4H	4V
01.18	0.33	1.27	0.82	0.37	1.06	0.80
02.05	2.21	4.62	3.96	2.76	14.95	18.31

2. 故障性质分析

（1）故障所反映的振动特性

首先分析频谱图中摩擦故障所反映的特性。

当旋转体与静止件相接触时，转子摩擦产生与机械松动类似的频谱，一般在 $\frac{1}{2}$ 工频区；当一旋转体中有局部摩擦或整圈摩擦时，会产生许多频率，往往激起一个或几个共振，有较多的亚谐波倍频（0.25×、0.5×、1×、1.5×、2×、2.5×等），这与转子自然频率的位置有关；转子摩擦会激起许多高频，如果轴与轴承接触，则摩擦可能很严重，轴与密封接触，摩擦则稍轻；如由间隙过大的滑动轴承支承的系统中存在不平衡或不对中则会引起很大的振动。图 2 是典型的摩擦频谱图。

其次，简述转子不平衡故障的特性。

似此类简支型的机组，其不平衡故障的特征信号主要表现在基频（1×），且频谱中以基频能量最为突出，径向比轴向占有明显优势。

（2）故障信号的诊断及分析

通过对该泵振动所反映的特征信号作 log 谱分析，发现有 1×、1.5×、2×、2.5×、3×、3.5×等具有

万方数据

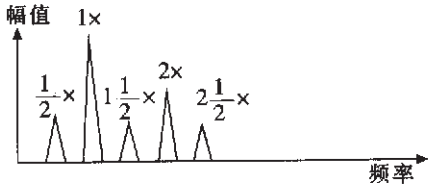

图 2 典型的摩擦频谱图(径向)

摩擦特征的故障频率；在图 3 中对应的有 2 977、4 465.38、5 965.4、7 461.19r/min 等转频，而且在高频处出现类似的频率，其它图谱中也有类似的现象，因而判断该泵转子存在较为严重的摩擦故障。

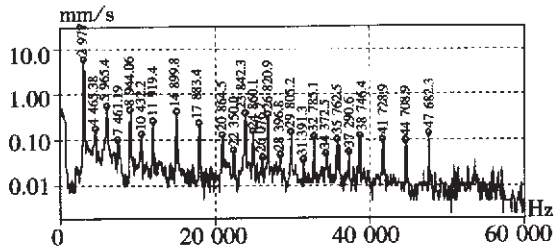

图 3 测点 3 水平方向 log 谱

图 4 中，振动能量主要集中于基频处（约在 2 977r/min），其它的谐波频率分量振动值大多不超过 1mm/s，这与不平衡的故障特征相吻合，因而，该泵又存在不平衡故障。

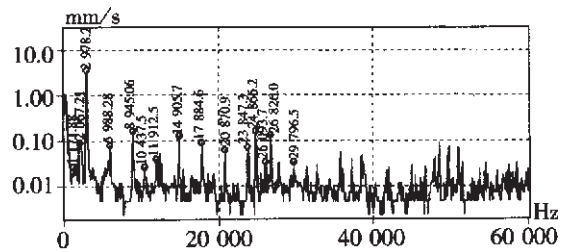

图 4 测点 4 轴向 log 谱

通过以上分析得出，该泵由于转子存在摩擦现象，致使动平衡遭到破坏，进而引起较大振动。

三、故障成因

在分析了泵的故障性质后，笔者追查了故障成因，主要跟联轴器对中有关。

金属叠片挠性联轴器的弹性元件是由一定数量的薄金属膜片叠合成膜片组，膜片有环形、多变形、束腰形等形式，同一圆上的精密螺栓交错间隔与主从动安装盘相连接。这样将弹性件上的弧段分为交错受压缩和受拉伸的两个部分，拉伸部分传递扭矩，压缩部分趋向皱缩。当机组存在轴向、径向和角向偏移时，膜片产生波状变形，一部分伸长，另一部分压缩引起弹性变形。设计时以弹性件特定的三个方向的合适刚度来满足机组工况要求（见图 5）。

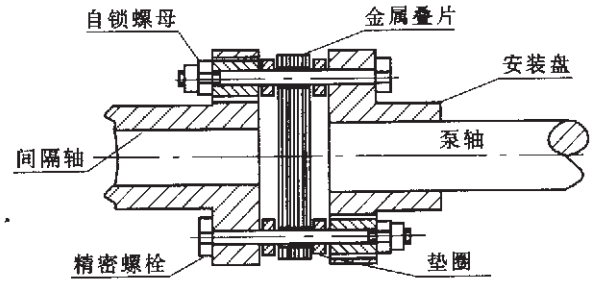

图 5 叠片挠性联轴器

现场勘察和分析发现，该机组电机两端的轴承在 2004 年 1 月因缺油发热而检修（泵未作任何处理），联轴器重新对中时，漏放了靠泵一端的连接垫圈，致使挠性膜片直接贴在泵端安装盘的端面上。这样的连接压制了弹性件的压缩和拉伸，使之起不了补偿轴系对中偏差的作用，因而当联轴器对中稍有超差时，泵一端转轴抗径向跳动调节的能力（特别是推力端即测点 4 处）很差，引起转轴径向跳动，其上的叶轮口环与外口环发生摩擦，导致泵的较大振动。这也是轴向振动小于径向（见表 1）的原因所在。如轴向也发生大的振动，则有可能伴随其它故障了。测点 3 与 4 的振动差别很大，是因为联轴器的反作用所致，由于联轴器力量足够强大，使近其一侧比较稳，而远其一侧的反应很大。

四、故障维修及运行验证

拆卸轴承座、大盖，发现轴套、转子叶轮口环磨损严重，各级叶轮口环的间隙最大已达 1.5mm，属严重超标，轴跳动量符合要求，说明转轴没有弯曲。在对磨损的口环重新镶套（镶套的厚度以内外口环总间隙为 0.5mm 为准）处理后，安装叶轮，并对转子进行动平衡校正，最后进行联轴器对中。

维修后 1 个多月的试运行表明，机组振动情况良好并趋于稳定，泵的振动值下降到正常水平，反映轴承振动状况的尖峰能量值始终保持平稳。

五、结论

通过上述分析得知，G-920B 泵较大振动是由于泵内转子发生摩擦引起的不平衡故障所致，间接因素与联轴器安装错误有关。这也说明，在机械维修时一定要认真、细致，杜绝人为失误导致的故障。

参考文献：

[1]西北工业大学.设备状态监测与故障诊断技术[M].四川省

万方数据

文章编号：1671-0711（2005）04-0048-01

运用 DCS 改进 PLC 防喘振控制的方案

毛志雄

（中国石化巴陵分公司己内酰胺产品部，湖南　岳阳　414004）

摘　要：本文通过对压缩机防喘振控制方案的探讨，分析原 PLC 控制方案及其不足之处，并且从现场实际情况出发，在不影响压缩机原有特性的情况下，针对防喘振控制提出了一种用 DCS 加强 PLC 控制的改进方案。

关键词：DCS；PLC；防喘振；控制方案

中图分类号：O354　　文献标识码：B

ATLAS COPRO 离心式空气压缩机作为环己烷氧化装置中的关键设备，在生产中具有特别重要的作用。原有的 PLC 控制方案在装置扩容后暴露出一些不足，因此，有必要设计出一种安全可靠、经济实用的改进方案。

该压缩机控制系统有出口压力控制 PLC 和防喘振控制 PLC，通过调节入口导叶和放空阀（防喘振阀）控制出口压力，并通过防喘振阀的迅速开启达到防喘振的目的。

出口压力采用分程调节，意在使压缩机出口压力保持在 1.3MPa，调节器输出信号的 0~50%使放空阀关闭，50%~100%使入口导叶打开。防喘振调节实际上是流量/压差比值调节，PLC 的输出信号由压力控制和防喘振控制两个输出信号的低值决定，即哪个信号可使放空阀（气闭式）开度更大，哪个信号就起作用。因此，出口流量不太小，进出口压差不过大时，均为压力控制；只有在异常情况下，防喘振阀才迅速开启放空。

随着生产负荷的不断提高，防喘振控制所留的安全裕量越来越小。转速不变的情况下压缩机出口流量越小，发生喘振的危险性越大。最保守的方案是控制固定极限流量，使压缩机的流量始终大于某一定值流量，压力自然就达不到喘振的程度。但这不可避免地会造成放空，能耗增大，不利于高负荷生产。现在的控制方案是通过放空量的变化调节出口流量使进出口压力比不至高过控制线，问题在于控制线与喘振线之间相隔多大为好。相隔过远虽安全，但动作太早，浪费能源，不利于高负荷生产；相隔太近，调节动作赶不上压力变化，防喘振失败。

实际上，正常情况下的防喘振控制基本能满足要求，只是在发生突然变化时反应不及。因此，可以增加一套 DCS 监测系统，以完善特殊情况下的防喘振任务。

具体做法是用压缩机的出口流量和出口压力控制一台快速切断阀。通过 DCS 组态做两个内部开关：FXSL5491 和 PXSH5481，分别限制流量和压力，开关的具体启动值按经验估算，10s 内当流量变化超过 40%或压力变化大于 0.5MPa 时，应打开快速切断阀，使出口流量迅速增大，远离喘振区。

组态时尚需考虑试车、开车、调整过程中的特殊情况，可另外再设置一个选择开关，以便随时将 DCS 的防喘振控制回路投用或切除。

收稿日期：2004-10-09

电子计算机应用研究中心.

[2]佟德纯，刘稚钧等.机械设备综合诊断技术[M].1994.12.

[3]美国恩泰克-爱迪公司振动尖峰能量标准[S].

[4]潘文峰，万宝英.机器振动测量和评定国际标准及译文汇编[S].全国机械振动与冲击标准化技术委员会.

收稿日期：2005-01-17

作者简介：吴伟文（1967-），华东理工大学机械系；从事设备管理工作，进行转动设备的状态监测及故障诊断分析已 8 年多.发表论文一篇.

万方数据