

H8型压缩机组振动故障诊断

宋京伟

(机械工程系)

摘 要

本文介绍了运用故障诊断技术,通过信号分析的方法,对H8—36/320NH₄压缩机组在运行中振动值超标进行了分析诊断,弄清了振动值过大是由于联轴器处不同轴、基础松动下沉等原因引起,找到了振动故障产生的原因。

关键词:压缩机;振动;故障诊断;信号分析

0 引 言

H8—36/320NH₄压缩机组是合成氨生产中的关键设备,它是由一台TK630—14/1730型电机驱动,电机功率为630KW,额定转速为428 r/min。压缩机为六级对称平衡H型活塞式压缩机,Ⅰ—Ⅳ—Ⅵ级为一列,用刚性联轴器与电机一端相联,Ⅰ—Ⅲ—Ⅴ级为一列,与电机的另一端相联(见图1)。某厂共有五套该型号机组,分别使用了三~八年不等。近来感到其中两台机组的振动值有程度不同的增大。为能在检修时做到予知维修,事先分析出故障原因,对这五套机组分别进行了振动测试,并将测试数据用磁带记录仪录下,通过信号分析进行精密诊断,为检修提供参考。

1 振动情况及测试系统

为了掌握振动的情况,在机组运行时,先用测振仪对机组各点的振动烈度进行了测试,测试结果见表1。

测试中发现,压缩机部分各点的振动值相对电机部份要小,而电机轴承座和电机底座振动却较大,轴承座水平方向的振动又大于垂直方向。根据ISO2372的判断标准,其中一号机组电机轴承座第二点处的振动值已超过允许范围($>11.2\text{mm/S}$)。

根据上述测试情况,再用YD—4压电式加速度传感器→DHF—12双积分电荷放大器→MR—30磁带记录仪组成的测试系统,对电机轴承座和底座、压缩机主轴承座等各点振动进

本文于1992年4月20日收到

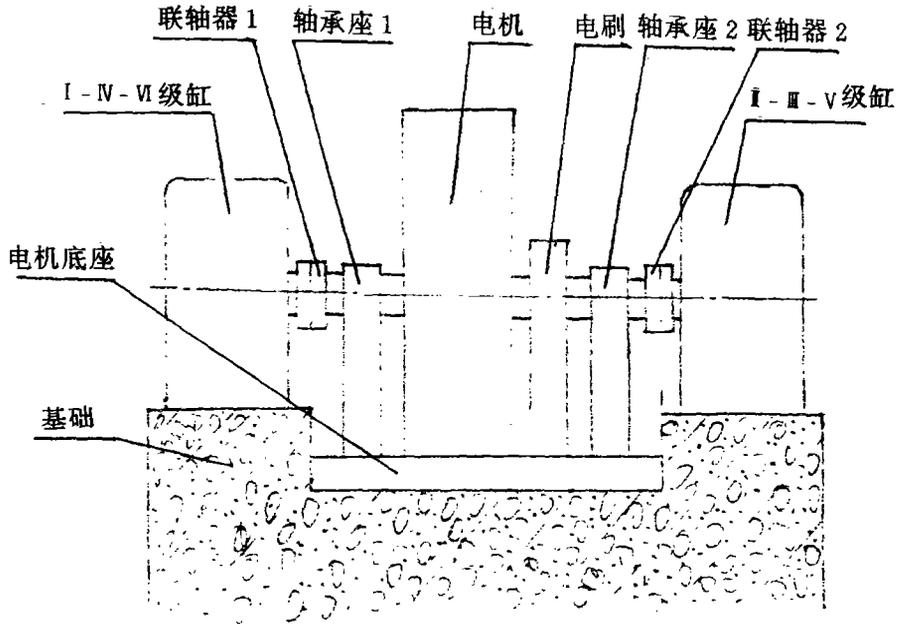


图 1 压缩机组简图

表 1 压缩机组振动裂度情况 mm/s

机组号	电机轴承座				压缩机			
	第①点		第②点		①点端		②点端	
	垂直	水平	垂直	水平	垂直	水平	垂直	水平
1	2.83	6.40	6.40	15.6	2.48	6.40	5.87	14.9
2	1.77	1.60	4.95	7.10	1.54	1.67	2.31	2.50
3	0.50	1.10	1.41	3.90	0.64	0.60	0.95	2.10
4	1.41	4.24	2.83	4.24	1.55	2.30	2.40	2.56
5	2.1	3.50	7.1	4.95	1.90	3.05	3.10	3.23

行了测试记录,然后回放到 HP3562A 动态信号分析仪中进行数据处理。图 2 则是在电机轴承座上测到的振动时序波形和频谱图。

从时序波形上可以初略看出,振动主要是由周期约为 6.4ms 成份和 140ms 成份组成。为详细分析振动原因,根据频谱图结合机组的运行参数及工作原理,作以下分析。

2 振动波形和频谱分析

2.1 振动系统分析

对机组和底架可以看作一个振动系统,可用(1)式的微分方程来描述。

$$[M]\{X\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\} \quad (1)$$

式中:[M]是系统的质量;[C]是系统的阻尼;[K]是系统的刚度;{F}是系统所受到的干扰力(激振力)。

式(1)的通解为:

$$X(t) = X_1(t) + X_2(t) \quad (2)$$

式中:第一项 $X_1(t)$ 表示系统的有阻尼自由振动(衰减振动),其振动频率为系统的固有频率。后一项 $X_2(t)$ 表示系统在干扰力的作用下,有阻尼的受迫振动,振动频率为干扰力的频率。机组的振动则可看作是由上述两部份组成。分析机组的振动则是要找出干扰力源和机组系统的固有特性。

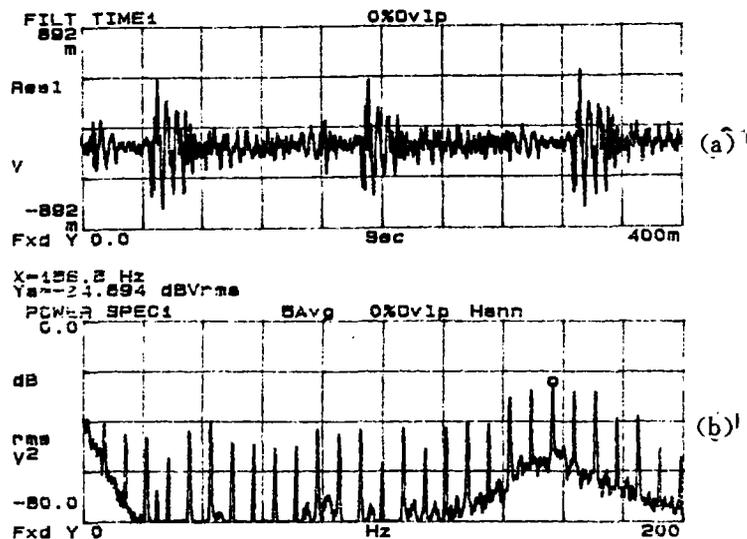


图2 (a)机组振动时序图 (b)振动的自谱

根据压缩机工作原理可知,对称平衡型压缩机,曲柄连杆机构的惯性力(一阶和二阶)可以完全平衡,气缸内气体压力作用在活塞上的话塞力能互相抵消一部份。作用在机身上的力,一方面是由气缸传到机身上的气体压力,另一方面是最终的综合活塞力,通过活塞、连杆、曲轴、轴承传到机身上。当压缩机在工作时,由于进、排气阀门的瞬间开启或闭合,使气缸内气体压力与活塞力瞬间变化,形成冲击干扰力作用在机身上。它可以认为是机组受到的干扰力之一,作用周期为每转变化一次。由于机组的转速为 $428^{\text{r}}/\text{min}$,所以这一干扰力的周期为 140ms 。

机组振动的波形与上述分析的振动系统是相符合的。机组在周期的干扰力作用下,作自由衰减振动,并以相同的周期重复。此外还可能受到了其它干扰力作用,最后形成了图2(a)所示的波形。

2.2 振动频谱分析

压缩机工作时产生的冲击力,可看作一个均匀脉冲序列 $\delta_T(t)$,根据傅立叶变换,均匀脉冲序列 $\delta_T(t)$ 的傅立叶变换 $\delta_T(f)$ 为:

$$\delta_T(f) = \frac{1}{T} \sum_{m=-\infty}^{+\infty} \delta(f - \frac{m}{T}) \quad (3)$$

也是一个均匀脉冲序列,每个脉冲间隔正好是机组的转频,即 $f=7.13 \text{ HZ}$ 。也就是说,压缩机工作时产生的冲击力其频谱是一个均匀脉冲序列。根据前面分析,机组的振动 $X(t)$ 的频谱为 $X(f)$ 的傅立叶变换,即:

$$X(f) = X_1(f) + X_2(f) \quad (4)$$

它是由机组自由衰减振动的频谱 $X_1(f)$ 和机组在各种扰动力作用下作受迫振动的频谱所组成。而在 $X_2(f)$ 中有压缩机工作时产生的冲击力的频谱 $\delta_T(f)$ 。这样就形成了在 $\delta_T(f)$ 上叠加其它成份的频谱,也就是图 2(b)所示的频谱。

从能量的角度分析, $\delta_T(f)$ 在频谱 $X(f)$ 上每个分量的贡献是相同的,而其它扰动力产生的振动和系统固有振动在频谱 $X(f)$ 各频率分量上能量是不同的,所以仍可根据机组振动的功率谱来分析故障原因。

3 故障原因分析

3.1 轴系不平衡分析

旋转机械若转子部份不平衡,有质量偏心时,旋转时会产生周期性的离心力激励转子系统,在转子径向会引起一个与转速同频的强迫振动,频谱图上有转频分量。从图 2 所示的谱图上的确存在 $f_0 = 7.13 \text{ HZ}$ 的转频分量,但整个机组只在电机轴承座处振动较大,而电机旋转部份是转子,在出厂时都已经过平衡,过去使用运转正常,近来电机工作电流等参数未出现异常,所以不平衡引起振动的可能性较小,还需从其它方面分析。

3.2 联轴器不同轴分析

机组是通过刚性联轴器将电机轴与压缩机曲轴联接起来。在安装时两轴线中心虽已调整到允许范围,经过一段运行后,由于种种原因仍可能产生对中不良。

联轴器不同轴有两类:平行不对中和角度不对中(见图 3 所示),实际可能是两种不对中同时存在。不对中时,两根轴通过刚性联轴器连成一体,这时轴要被强行弯曲,轴在各点的受力情形如图 4 所示。图 4 中②轴承座和①轴承座处的抗弯曲力 R_2 和 R_1 方向相反。因此在②、①轴承座处测得的因不同轴引起的振动,其相位是反相的。当联轴器不同轴时,机组旋转,使抗弯曲力 R_2 、 R_1 也随轴一起旋转而产生振动,振动的频率与转频相同和有两倍的转频成份,有时也易激起多倍频振动。

由于不同轴、不平衡以及压缩机工作的冲击力等引起的振动频率均有转频,在频谱中无法确定转频成份是由哪种原因引起。根据分析可知,不平衡引起的振动,在轴承座①和②处是同相的,

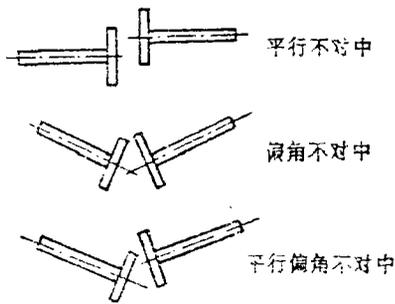


图3 不对中情况

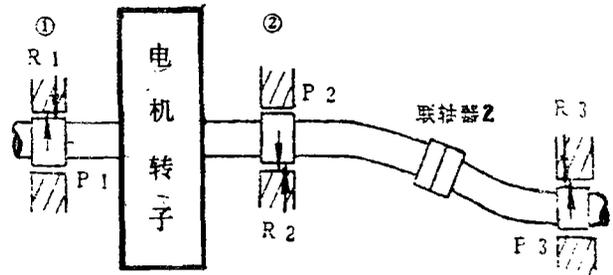


图4 不对中时轴与轴承座各点的受力情况

压缩机的冲击力从测得的结果看也是同相的,而不同轴引起的振动是反相的。所以,可以根据这两点振动波形的相位来判断。有时从时序图上难以看清两点的相位,可以根据这两点的互功率谱的相频图来确定相位。根据相频图看出,7.13HZ处的相位差为163°,接近180°(见图5)。所以,可以确定机组存在不同轴。

3.3 机组的固有频率分析

在图2的谱图上可以看出156 HZ的成份最大,时序图上也看到这一频率是振动的一个主要成份。为确定此频率是否为机组固有频率,

可通过测取机组的锤击响应来判断。机组的频率响应函数 $H(f)$ 为:

$$H(f) = \frac{S_{zy}(f)}{S_x(f)} \tag{5}$$

式中 $S_{zy}(f)$ 为输入信号的自功率谱,这里为锤击信号的自功率谱; $S_{x,y}(f)$ 为输入与输出信号的互功率谱,这里应该是锤击激励信号与锤击响应的互功率谱。

由于生产上不允许停机做锤击测试,只能在运行状态下进行锤击激励,这时测得的锤击响应中还包括了其它干扰激励下的响应,用这一响应得到的频率响应函数 $H_*(f)$ 为:

$$H_*(f) = \frac{S_{zy}^*(f)}{S_x(f)} = \frac{[S_{zy}(f) + S_{zx}(f)]}{S_x(f)} = H(f) + \frac{S_{zx}(f)}{S_x(f)} \tag{6}$$

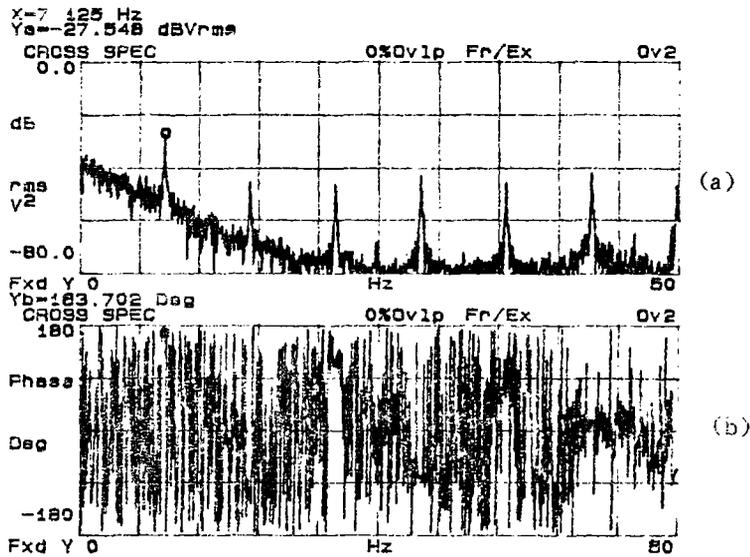


图5 轴承座①、②点振动的互谱

(a)幅频图 (b)相频图

式中: $S_{xy}(f)$ 是锤击输入与其它干扰下输出的互功率谱。

由式(6)可见, 这种情况下得到的频率响应函数 $H_n(f)$, 是由锤击激励下的频率响应函数 $H(f)$ 和锤击输入与干扰下输出的互功率谱 $S_{xy}(f)$ 和锤击信号自功率谱 $S_x(f)$ 之比组成。对于后者不妨称之为伪锤击响应函数, 是我们不希望要的部份, 它的出现影响了对固有频率的判断, 而前者则是我们欲求的。

根据相干函数的定义, 相干函数 $\gamma_{xy}^2(f)$ 为:

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|S_{xy}(f)|^2}{S_x(f) \cdot S_y(f)} \quad (7)$$

它表示了频域里输出信号 $y(f)$ 有多少是由输入信号 $X(f)$ 所引起的响应。在上述的锤击激励下, 锤击信号只与其激励下的响应相干, 与其它干扰激励是相干的, 也就是:

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|S_{xy}(f)|^2}{S_x(f) \cdot S_y(f)} = 0$$

所以根据频率响应函数各频率的相干函数值同样可以从 $H_n(f)$ 中确定机组的固有频率, 排除伪锤击响应函数的影响, 实现运行状态下的锤击法确定机组的固有频率。根据测试结果知道, 156 HZ 是机组电机底架的固有频率, 这点的相干函数值为 0.8 以上 (见图 6)。

3.4 其它情况分析

在分析中还发现, 电机底架各点 7.13 HZ 一频率的振动, 在互功率谱上相位基本相同 (最大相位差不超过 5°)。说明底架存在整体垂直振动, 这一现象说明基础有松动。

此外, 电机轴承座处水平方向振动大于垂直方向, 而压缩机的作用力主要是在水平方向。电机轴承座又高出底架 800 毫米左右, 水平刚性较差。要减小水平方向振动, 除排除上述分析的故障外, 最好能提高轴承座的水平刚度, 改善整机的抗振能力。

3.5 诊断意见和检修情况

根据上述分析, 机组振动值超标的原因是基础松动并有下沉的可能, 使联轴器不同轴产生 7.13 HZ 的振动及高次谐振; 机组的一些运动部件磨损使间隙增大, 加大了冲击作用力, 激发出机组的固有振动; 而且由于基础松动、间隙增加等使整机的抗振性下降, 增大了固有

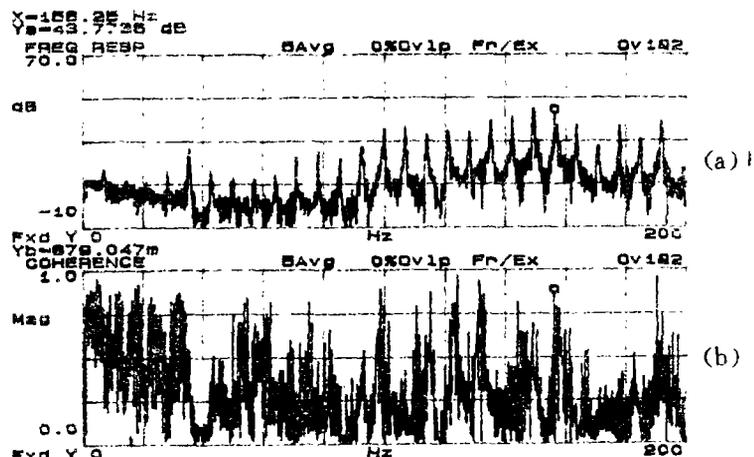


图 6 电机底架锤击响应

(a) 频率响应函数 (b) 相干函数

振动的幅值。

根据诊断意见,工厂对机组进行了针对性检修,发现一号机组基础下沉,联轴器处有 0.25 毫米的不同轴,电机轴承座处下沉了 0.20 毫米左右。二号机组有 0.12 毫米的不同轴,电机轴瓦有偏磨并有擦伤。针对这些情况,采取相应措施和调整,测得机组振动值明显下降了。

4 结 论

(1) 功率谱分析用于压缩机组的故障诊断是非常有效的,利用互功率谱的相频特性可以区别不平衡、不同轴、整机振动等故障。

(2) 利用相干函数,可对机械设备在运行状态进行锤击激励,测定其频率响应特性,确定固有频率。

(3) 通过对机械设备运行状态的测试和精密诊断,可以为设备检修提供依据,实现予知维修,减小盲目性,缩短检修周期,节约维修费用。

参加本课题工作的还有钟越、赵聚思和向塘化肥厂设备科陶小印、黄伟莉、熊胜泽等同志。

参 考 文 献

- [1] 编写组. 活塞式压缩机设计. 北京: 机械工业出版社, 1974: 5~350
- [2] 佟德纯. 工程信号处理及应用. 上海: 上海交通大学出版社, 1989: 132~187
- [3] 贺兴书. 机械振动学. 上海: 上海交通大学出版社, 1985: 12~46
- [4] 屈梁生, 何正嘉. 机械故障诊断学. 上海: 上海科学技术出版社, 1986: 61~80

The Vibration Faults Diagnosis of

H8 Compressor Drums

Song Jinwei

Abstract

In this paper, the signal analysis method is applied on vibration faults diagnosis of H8—36/320 type NH₄ Compressor drums, and find the course of the faults.

Keywords: Compressor; Vibration; Fault Diagnosis;
Signal Analysis