

首钢氧气厂三万立方米制氧机组空压机 振动诊断与分析

宫能春

摘要:我们利用旋转机械状态监测与故障诊断系统,对我公司制氧机组空压机的振动故障进行了监测诊断,为机组检修提供了指导,并为保证机组检修后尽快投入运行发挥了重要作用。此次实践表明,对高速转子应进行高速动平衡,特别是对于运行在二阶临界转速之上的转子,需进行一阶和二阶模态动平衡。

关键词:制氧机组、振动、状态监测与故障诊断

氧气厂三万立方米制氧机组是我公司重要关键设备,由空压机、氧压机、氮压机三大机及空分、稀有气体取制等设备组成。其中,空压机自1999年9月份以后反复出现防喘振报警,排气端轴振动也有增大的趋势,对我公司正常生产经营造成威胁。我们利用 Schenck 公司 VI-BROPRT—41 频谱分析仪、西工大的 CAMD6100 旋转机械状态监测与故障诊断系统对空压机组进行了振动状态分析。诊断结果为机组检修提供了指导,并对保证机组检修后尽快投入运行发挥了重要作用。

一、测点布置及机组有关参数

1. 机组测点布置简图

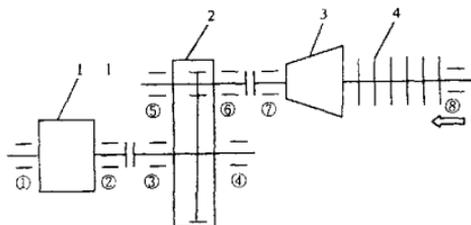
测点①~⑧位置见图1,水平和垂直向分别记为H、V。

2. 机组有关性能参数

(1) 主电机。同步,4级, $n = 1500\text{r/min}$,功率 $N = 14200\text{kW}$,电源频率 $f = 50\text{Hz}$ 。

(2) 增速机。大齿轮 $Z_1 = 141$,小齿轮 $Z_2 = 35$,增速比 $i = 4.03$

(3) 空压机。转速 $n = 6050\text{r/min}$ 。



1. 主电机 2. 增速机 3. 空压机离心叶轮(共3级)
4. 空压机轴流叶片(共6级)

图1 机组测点布置简图

流量 160000Nm³,吸入压力 0.101MPa,排气压力 0.65MPa,离心 3 级(流道数不详),轴流 6 级,1-6 级叶片数分别为 26、33、33、33、42、42,振动报警/停车值 60/80 μ m(轴振)。

二、空压机检修前的振动状态监测与分析

1 振动数据采集

1999 年 9 月 21 日、27 日和今年元月 10 日,我们对测点①~⑦进行了数据采集和频谱分析,发现电机状态良好,增速机测点⑤、空压机测点⑦振动有异常。其中 9 月 21 日测点⑤和⑦的谱图如图 2~3 所示。

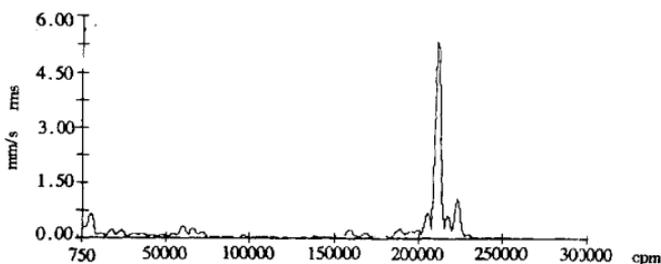


图 2 增速机测点⑤H 谱图

2. 振动原因分析

(1)从图 2 可以看出,增速机测点⑤振动值较大,21 日测得为 6.7mm/s。在 21 万转频率点上有一强烈振动分量,振动值达 5.5mm/s,该频率对应增速机啮合频率,可见增速机齿轮啮合状况不好。

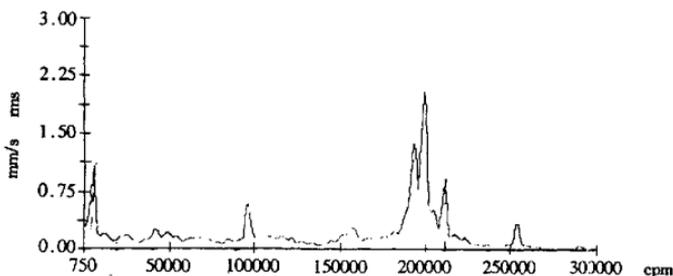


图 3 空压机测点⑦H 谱图

(2)从图 3 可以看出,在 0.6、9、16、20、21 和 25 万转等频率附近存在振动峰值。不难判断,0.6 万转频率处振动是转子的基频振动,是由转子本身不平衡引起。21 万转频率处的振动,如前所述,是由增速机齿轮啮合状况不良所引起的。但是,对其中 9、16、20、25 万转附近存在的振动,由于当时对空压机内部转子结构不清楚,难以做出准确判断。但我们推测,这些频率成分可能与转子上离心叶轮的流道数、轴流的动叶片存在关系,也就是说与叶片有关。

从测点⑦的谱图还可以看出,在所采集的频率域内有许多低平的谐波分量出现,我们认为这与转子上的叶轮、叶片存在受力不均(如碰摩)有关。

3. 检修验证

为了彻底解决三万立方米制氧空压机长期以来存在的隐患,对空压机进行揭盖检查和更换轴流叶片。今年元月13日停机开盖后发现,轴流叶片磨损严重,有裂纹,且一级叶片有刮蹭痕迹,图3谱图中出现的许多连续低平谐波分量,正是碰摩这一故障的特征频谱。换叶片后,这些低平谐波分量基本消失,如图4所示。

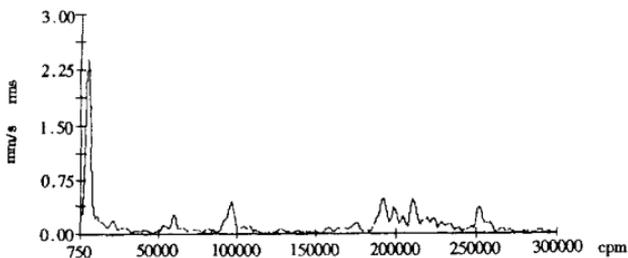


图4 空压机检修后正常运行时测点⑦H谱图

经检查,轴流一级叶片数为26,二、三、四级均为33,五、六级均为42。经计算,乘上转子转速后,其对应的频率分别为15.7万转、19.9万转和25.4万转,和图3中16万转、20万转、25万转频率相吻合。这说明,转子受到了叶片数乘以转速关系的气流脉动力。检修时发现,轴流各级叶片磨损严重,这正是引起气流脉动的原因。这证明了,检修前我们推测图3中16、20、25万转频率处的振动分量与转子叶片有关是正确的。关于这一点,也可对空压机检修前后测得的谱图进行比较来验证。图4是空压机换轴流叶片后,元月28日测得的谱图。和图3比较后可以发现,检修后轴流各级对应的频率成分,即16、20、25万转虽然存在,但其对应的振动峰值较检修前明显减小。相反,离心段叶轮未作更换,其对应的振动峰值,即9万转频率处的振动分量检修前后变化不大(离心各级叶片数不详,据推测,叶片数乘上转速后对应9万转)。

三、检修试车时振动分析及现场动平衡

1. 检修试车时振动情况

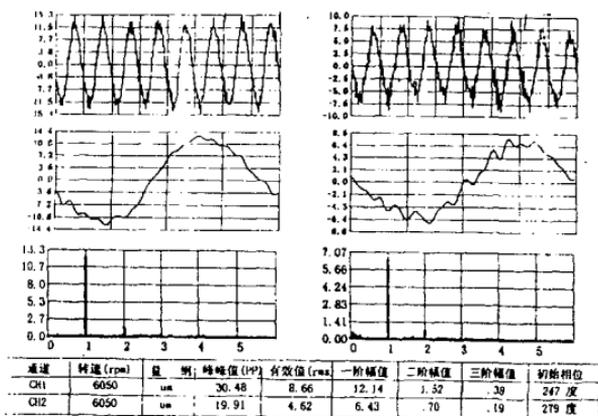
元月12日空压机停机开始检修。转子轴流段换叶片后做离线动平衡,元月17日晚回装完毕试车,当达到工作转速6050r/min时,轴振动严重,吸气端(轴流侧)为75 μ m,出气端(离心侧)为115 μ m,超出了报警停车值。

2. 振动诊断分析

为了弄清引起振动的原因,我们应用西工大的CAMD6100振动诊断系统,对振动故障进行了诊断分析。

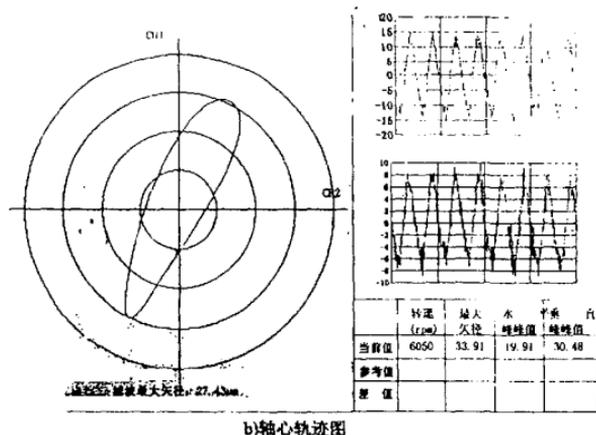
(1)从图5a所示的空压机振动时域波形基本为一正弦波和频谱图基频分量占主导,以及图5b所示的轴心轨迹基本为一椭圆来看,可以判断,导致空压机振动大的主要原因是转子存在不平衡故障。

(2) 由于条件所限, 转子离线动平衡最高转速只做到了 3600r/min, 未达到工作转速 6050r/min, 这正是问题所在。图 6 是空压机的增速过程 Bode 图, 从图中可以看出, 转子的一阶临界转速 n_{c1} 大约为 1700r/min, 二阶临界转速 n_{c2} 大约为 4900r/min。通常认为, 当工作转速 $n \geq 0.7n_{c1}$ 时, 转子为柔性转子。很显然, 该空压机转子为一柔性转子。



(1) ⑦H (2) ⑦V

a) 时域波形图、频谱图



b) 轴心轨迹图

图 5 空压机测点⑦振动时域波形、频谱和轴心轨迹

由于离线平衡时的最高转速为 3600r/min, 故只平衡了转子的一阶模态, 而转子工作转速超过了转子的二阶临界转速 n_{c2} , 因此, 必须对转子的二阶模态进行平衡, 否则, 难以保证转子在工作转速平稳运行。从图 6 可以看出, 转子在 3600r/min 之内振动不大, 但在二阶临界转速处以及越过二阶临界后, 振动很大。这说明, 二阶模态不平衡是引起转子剧烈振动的主要原因。

3. 问题处理

根据上述分析,我们提出将转转换叶片后做离线平衡时所加的配重块去掉一些,可使空压机振动下降的处理方案。为保证不延误检修计划,动平衡在现场进行。经对转子实施现场动平衡,基本上达到了预期效果。轴流、离心侧轴振分别由 $75\mu\text{m}$ 、 $115\mu\text{m}$ 下降到 $37\mu\text{m}$ 、 $42\mu\text{m}$ 。

四、结论

根据此次对制氧机组空压机的振动状态监测与故障诊断实践,我们得出如下结论:

1. 运行在二阶临界转速之上的转子需进行一阶和二阶模态动平衡。
2. 风机叶片与机壳碰摩时,除引起叶片通过频率的振动外,还将引起较宽频带的低平振动。
3. 风机叶片磨损严重,可引起较强的气流脉动,从而导致机组振动增大。

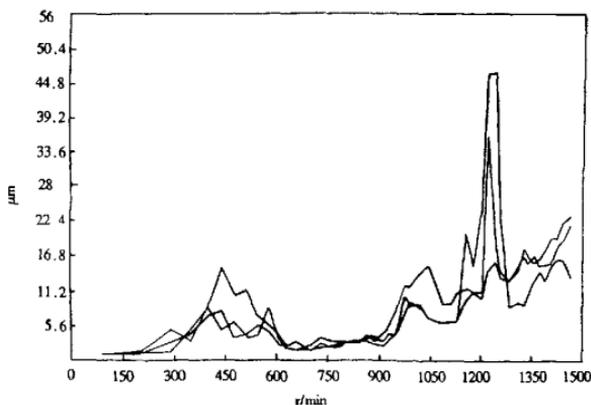


图6 空压机增速波德图(⑦H、⑦V、⑥H)

注:光标贴在电机输出轴上,图中横座标表示电机转速,乘以增速比4.03表示空压机转速

参考文献

1. 杨伸纪,廖明夫等. 旋转机械状态监测与故障诊断系统.《测控技术》2000年1月第19卷,第56页
2. 廖明夫. 转子动力学基础. 西安:西北工业大学、柏林工业大学旋转机械与风能装置测控研究所,1999.3
3. 王志清主编. 透平压缩机的调节运行与振动. 北京:机械工业出版社,1996
4. 闻桐椿,顾家柳等. 高等转子动力学. 北京:机械工业出版社,2000.1
5. 钟秉林,黄仁主编. 机械故障诊断学. 北京:机械工业出版社,1997.12

地址:北京市石景山首钢总公司机动部

邮编:100041