

立式迷宫往复压缩机轴瓦损坏原因分析及对策

李 恒

(中科 (广东) 炼化有限公司 广东湛江 524000)

摘 要: 立式迷宫往复压缩机运行过程中突然出现活塞磨缸, 引起振动加速度高联锁停机, 拆检发现主要是由于一级二列活塞的连杆大头瓦合金层脱落引起, 更换了损坏的轴瓦, 同时检测核对各运动部件的尺寸和配合间隙, 更换了部分不符合技术要求的活塞杆和活塞, 重启后, 磨缸现象消除了, 但振动加速度值偏大, 排除了压缩机安装质量问题后, 对压缩机运行工况和系统管线进行系统检查, 找到引发原因, 采取相应措施后压缩机的振动加速度值恢复到正常, 并提出避免轴瓦损坏的预防策略和改进建议。

关键词: 立式迷宫往复压缩机; 振动加速度; 轴瓦; 缓冲罐

1 概况

某公司乙烯低温罐内储存液态乙烯, 正常运行温度 -102°C , 压力 3kPa , 罐内低温通过部分液态乙烯气化维持, 气化的乙烯通过罐顶出来的管线连接到乙烯压缩机入口, 乙烯压缩机对气态乙烯进行压缩升压至 1.38MPa ; 由另一台循环丙烯制冷压缩机提供的丙烯制冷剂, 把压缩后气相乙烯冷却成 -38°C 的液相乙烯, 其中部分液相乙烯再经过自身两次闪蒸把其余液相乙烯冷却到 -102°C , 返回低温乙烯罐内, 气化的乙烯重返乙烯压缩机再压缩循环回用。

2 经过

新机运行 2 年后, 在正常工况运行过程中, 其中一台丙烯压缩机的振动加速度值突然出现快速上涨, 在 3 分钟内从 0.9m/s^2 快速上升到 4m/s^2 , 引发联锁停机。振动上涨后, 有轻微的磨缸声从压缩机一级缸传出。为找出具体原因, 对该机全部解体进行全面检查。

该罐区采用的乙烯和丙烯压缩机均为立式迷宫双作用往复压缩机, 各两台, 其中丙烯压缩机参数如表 1。

表 1 压缩机参数表

型号	4K165-3P_1 (压缩机为三级四列, 一级有两列, 二、三级各一列)
工艺介质	丙烯 (C ₃ H ₆)
流量	1502 m ³ /h
入口温度	-40°C
入口压力	0.103 MPa
出口压力	1.89 MPa
轴功率	313 kW
电机功率	540 kW
转速	744 rpm

抽出活塞后, 发现一级二列活塞 (活塞直径: 490mm) 上表面东侧与缸盖有碰撞的痕迹, 接触长度约占周长的 $1/4$, 宽度约 2cm , 碰痕从圆周向圆心由深变浅, 该活塞裙西侧上部的迷宫槽与缸体碰撞。同时发现一级二列活塞的导向轴承合金层北侧中间有直径为 $\phi 5\text{mm}$ 的圆面积脱落。吊出缸体, 抽出十字头和连杆, 发现一级二列连杆大头瓦上瓦西侧中部部位的合金脱落 (见图 1), 尺寸约为 $65 \times 30\text{mm}$, 与后续清理曲轴箱发现 3 块脱落的轴瓦合金的尺寸大小匹配。一列、三列、四列的大头瓦没有合金层脱落, 但均有明显的磨损; 而四列连杆的小头瓦则没有明显的磨损。再抽出曲轴, 检查三组主轴瓦, 磨损均不明显。



图 1 一级二列连杆大头瓦上瓦西侧中部脱落

3 原因分析及相应措施

从拆检的情况分析: 振动突然变大的原因是由于一级二列连杆大头瓦上瓦西侧中部脱落, 瓦间隙变大, 加上导向轴承磨损, 间隙变大, 垂直导向性减弱, 二列活塞向西倾斜, 导致活塞裙西侧与缸体内壁碰撞, 同时活塞东侧翘起的高度大于活塞上止点与缸盖的间隙, 活塞与缸盖轻微碰撞, 引起振动上涨。

为了找出二列活塞连杆大头瓦合金层脱落的具体原因,把脱落合金层的轴瓦与其他三列活塞连杆大头瓦进行对比,发现其他三列活塞连杆的大头瓦合金层虽然没有脱落,但磨损较为明显,而主轴瓦、小头瓦、十字头滑履则没有明显的磨损。主轴瓦和多头瓦均为轴头泵强制供油润滑,共用曲轴内的油道,说明不是因供油不足引起。

对主轴瓦、大头瓦、小头瓦进行受力分析,主轴瓦受力主要是受到曲轴向下的压力;小头瓦受到的是连杆向上的推力和活塞向下压力,水平方向的受力,由十字头滑履承受;而大头瓦受到的是连杆的反作用力和曲轴曲拐圆周运动方向的切向推力,而且随着曲拐转到不同的位置受到以上两个作用力方向及合力的方向是在不断的变化,大小也在不断地变化,因此,大头瓦的受力最复杂,且不断交变循环,在交变作用下,轴瓦间隙在不断变换位置,润滑油膜的形成也不稳定的,造成润滑不良,加上交变受力和振动,轴瓦更容易疲劳磨损,轴瓦磨损后与轴的摩擦力增大,在摩擦力和交变振动的作用下,轴瓦合金层容易与基体松脱分离,受力挤压脱落。

根据以上分析,更换四列活塞连杆的大头瓦和有损伤的导向轴承,考虑到活塞与缸体发生了碰磨,对缸盖、活塞进行了平面度和着色检查,对活塞杆进行了圆跳动检查。发现撞缸的活塞和活塞杆均发生了轻微变形,更换新的活塞及活塞杆。

按随机的技术标准回装压缩机后,重新开机发现机组的振速回到了正常值,但一级缸体的振动加速度值是以往正常运行时的2倍,达到 1.8 m/s^2 ,而二、三级缸体的振动加速度值则正常。复查检修回装的各配合间隙数据,均在标准范围以内;压缩机的各运动部位声音也正常。对比AB两台丙烯制冷压缩机的运行工况,各运行数据基本一致,而检修后的A机,振动加速度值比未检修的B机高一倍。

再对与压缩机相连的设备进行全面检查,发现一级缸出口缓冲罐的底面与基础接触面有微小间隙,进一步检查发现缓冲罐地脚螺栓有2个已松动(共8个),停机后,拆开管线吊出缓冲罐,把原地脚螺栓全部钻出,更换强度更高的地脚螺栓再进行一、二次灌浆(一次灌浆采用无收缩灌浆料、二次灌浆采用环氧树脂灌浆料),养护足够时间后,再次启动压缩机,压缩机的振动加速度恢复到正常值 0.9 m/s^2 。

可推断:正常运行期间,当往复压缩机脉动的压缩气体进入罐后对缓冲罐产生有规律的脉动冲击,因为一级出口缓冲罐的地脚松动,引起缓冲罐振动,缓冲罐的振动通过一级出口与缓冲罐相连的

管线反作用于压缩机,由于缓冲罐的振动频率与压缩机的脉动频率是一致的,振动频率没有增大,但振动的叠加造成压缩机振幅增加,而振动加速度与振幅成正比例关系,因此振动加速度随振幅的增大而相应增大。而地脚螺栓的松动是由于停机前的振动大幅上涨所引起。

4 结语和建议

往复式压缩机因结构特点和运动方式的特性决定了其运行周期短于回转式压缩机,并且故障率相对高,维修成本高,且运动部件安装配合间隙相互叠加,检修难度高。为保证机组的安稳长满优运行,有以下几点建议:

(1) 机组运动部件的备件储备充分,如主轴瓦、大头瓦、小头瓦、十字头、导向轴承、活塞杆、活塞等部件。

(2) 有计划进行预防性检查和更换易损件。如迷宫填料、刮油环等易损件每年进行更换,进排气阀进行密封性检查和损伤检查,必要时进行更换。

(3) 安装机组运行状况监控系统。对机组运行的振动、温度进行实时监控,设置振动、温度高联锁停机的保护措施。

(4) 重点关注润滑油定期分析报告和油滤器清理情况,发现机械杂质要及时检查清楚,找出具体原因。

(5) 对安装、检修过程质量多方进行确认。各种配合间隙是否符合标准是检修成败的关键,测量方法正确、测量数据全面,才能准确判断检修是否质量要求。

(6) 往复机的振动大,除了压缩机本身加工精度和装配质量原因,还有可能是与其相连管支撑不足,缓冲罐基础不牢或压缩机基础不坚固、工况发生变化等各种因素所引起,要结合现场检查和检测的情况系统和全面分析。

(7) 大头瓦采用的是薄壁瓦,合金层厚度仅为 0.6 mm ,使用两年后就出现磨损而脱落,造成压缩机振动急剧上涨,对机组的运行显然是不利的。因此,建议采用整体铝镁合金轴瓦,一方面可以消除轴瓦合金层脱落问题,另一方面可以延长轴瓦的使用寿命。而且铝合金轴瓦基体材料的熔点($650\text{ }^\circ\text{C}$)远高于巴氏合金的熔点($250\text{ }^\circ\text{C}$),抗高温变形性能更优良。

作者简介:李恒(1977-),男,工学学士,2001年毕业于华南热带农业大学农业机械化及自动化,2017年辽宁石油化工大学化学工程硕士。现在中科(广东)炼化有限公司化工一部从事设备管理工作,高级工程师。