

40000Nm³/h 空分增压机轴位移高浅析

王月平 (宁夏和宁化学有限公司, 宁夏 银川 750141)

摘要: 针对大修恢复运行 15 天以内, 增压机先是主推力轴承温度升高, 然后轴位移持续上涨, 最后主推力轴承温度恢复正常, 轴位移也在高点趋于稳定这一现象。本文介绍了维持机组运行所采取的措施; 详细分析了轴位移产生的原理、轴位移变化的原因; 最终得出此次增压机轴位移高是由于主推力轴承安装存在问题所致, 并在机组检修中得到验证。提出今后动设备检修的质量目标。

关键词: 空分; 增压机; 轴位移; 主推力轴承

1 概述

西北某公司煤化工装置配有 2 套 40000Nm³/h (O₂) 空分设备生产所需氧气、氮气。该空分设备 (两套空分设备的编号分别为 04、05) 是一套采用填料塔、内压缩和前段预净化流程的空气分离装置, 即采用常温分子筛预净化、空气增压膨胀、双塔精馏、液氧泵内压缩流程。

空气压缩机组选用国内知名厂家产品, 其中增压机为三段七级离心式压缩机型号为 RBZ45-7。该机组入口压力为 0.49MPa, 经压缩后一段中抽 1.2MPa 的仪表空气, 二段中抽压力为 2.7MPa 压缩空气进膨胀机组, 三段排出压力为 7.2MPa 的高压空气送高压主换热器。

该机组投产以来各项参数正常, 但 2020 年大修后开车一个月以后, 05 增压机主推力瓦温度、轴位移持续上涨, 后采取降低负荷、平衡管放气等措施坚持到 21 年 8 月大修。

2 故障经过

2.1 检修情开车情况

2020 年大修期间检修单位对 05 增压机两侧轴承翻瓦检查, 检查发现轴承有积碳现象, 研磨后回装, 因未发现缺陷, 未更换零部件。增压机主推力瓦温度测点位号为 05TISA1273A\B, 轴位移位号为 04ZISA1273A\B。

大修结束后, 05 空压机机组于 7 月 14 日 10:00 正式启动运行。启机前增压机轴位移 04ZISA1273A\B 为 0.152\0.157mm, 运行两天后 05 增压机正推力瓦温度 05TISA1273A\B 为 84.3\82.2℃, 轴位移 04ZISA1273A\B 为 -0.377\0.375mm。此阶段轴位移数据无异常, 但推力瓦温度较历史值高 8℃左右。

2.2 05TISA1273B 上涨阶段

7 月 23 日 1:00, 工艺监盘发现 05TISA1273B 开始由 85.5℃有明显的上涨趋势, 10h 后涨至 107℃后趋于稳定, B 点上涨期间 A 点显示在 85℃无明显变化。此时轴位移 04ZISA1273A\B 为 -0.39\ -0.39mm。B 点最高涨至 108℃后缓慢下降至 96℃左右, 在此过程中显示值有轻微波动。

2.3 05TISA1273A 上涨阶段

7 月 25 日 21:18, B 点异常变化两天以后, 工艺监盘发现在 B 点缓慢降至 96℃后, 05TISA1273A 开始由 85℃有明显的上涨趋势, 同时 B 点又开始上涨, 在此期间工艺通过控制增压机二三段排气压力来控制控制轴温

的上涨速度。

2.4 05TISA1273A\B 同步上涨及稳定阶段

7 月 27 日 9:40, 当 05TISA1273A\B 为 107\105℃, 轴位移 04ZISA1273A\B 为 -0.43\ -0.42mm 时, 工艺投用增压机平衡管排气阀来平衡增压机轴向力, 进而控制轴位移及轴温的上涨速度。投用后对轴温的控制效果明显, 05TISA1273A\B 降至 91\85℃。

8 月 6 日 10:00, 在没有其他操作的情况下 05TISA1273A\B 稳定在 85\91℃, 04ZISA1273A\B 为 -0.42\ -0.41mm。此情况一致持续到 8 月 12 日。

在此期间当轴温上涨的时候工艺通过调整平衡管阀门开度来控制温度及位移的上涨速度。最后将平衡管放气阀全开, 低压侧切断阀全关。

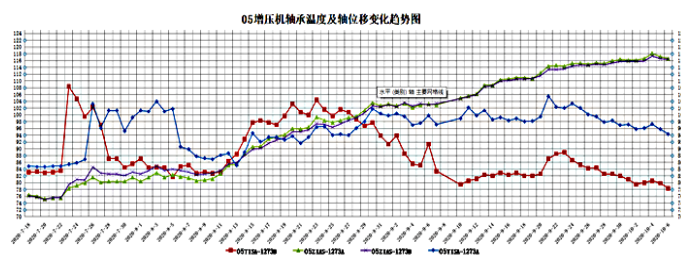


图 1 空分装置 05 增压机轴承温度计轴位移变化趋势

2.5 05ZISA1273A\B 持续变化阶段

8 月 12 日 19:30, 在温度及位移稳定一周以后, 轴位移开始有了明显变化。至 9 月 21 日轴位移已涨至 -0.571\ -0.565mm, 推力瓦温度 105\86℃。后轴位移不再上涨, A、B 两点推力瓦温度缓慢下降至 77、76℃稳定运行至 21 年 8 月份。

在轴位移及温度变化阶段, 工艺专业主要是通过降低轴向力来避免轴位移及推力瓦轴承温度的持续上涨, 主要措施一是通过平衡管排气增加平衡盘两侧的压差降低轴向力, 最后将平衡管联通阀全关, 放空阀全开; 二是通过降低增压机二三段压力来控制, 二段压力由 2.63MPa, 降低至 2.40MPa, 三段压力由 6.3MPa, 降至 5.4MPa, 在膨胀机已经满负荷的情况下, 维持 05 空分氧气外送量在 30500Nm³/h。

3 故障原因分析

离心式压缩机在工作过程中, 气体通过工作轮后, 压力提高, 使工作轮前后承受着不同的气体压力, 最终

就有一个不平衡的力产生,这个力就是轴向力,有了轴向力,离心式压缩机就会产生轴向位移。

轴向力的产生过程如右图 2 所示,由于叶轮两侧从外径 D_2 到轮盖密封圈直径 D_1 轴向力使相互抵消的,因此轴向力由以下三部分组成, F_1 为在叶轮盘背部从直径 D_1 到轴径密封圈 d_1 这块面积所承受的气体的力,即轮背压力; F_2 在工作轮进口部分,从直径 D_1 到 d 这块面积上所承受的气体压力,进口气压; F_3 进口气流以一定的速度对轮盘所产生的冲击力,气体冲击力。在一般情况下, $F_1 > (F_2 + F_3)$, 所以每个叶轮的轴向力总是指向进口侧,这样整个转子的轴向力也是指向进口侧。在实际设计中,为了减少轴向推力,通常在最后一级叶轮后设计一个平衡盘,平衡盘后的气体引向低压侧或者放空,利用平衡盘两侧的压力差产生与上述轴向力方向相反的力,来平衡掉轴向力的 70~90%。剩下的部分由止推轴承来承受^[1]。

因此故障原因的分析应围绕 F_1 、 F_2 、 F_3 是否变化来分析。

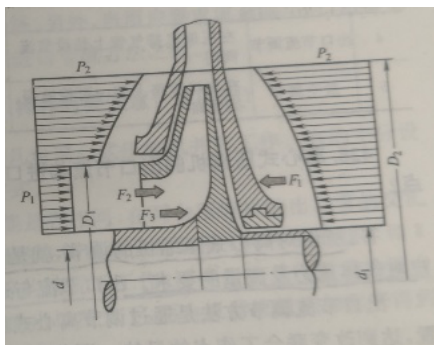


图 2 叶轮轴向力原理

3.1 设计原因

众所周知,此类型的增压机都面临轴向力大这一难题,若设计不合理,在试车阶段主推力轴承温度就偏高,常规做法大都是增大平衡盘直径或者采取平衡管排气来维持机组的轴向力的一定范围。我司两套机组自 2014 年投运至本次故障之前,在平衡管没有排气的情况下,主推力轴承温度均可以维持在 90℃ 以下,轴位移数据都在 -0.4mm 左右,机组运行正常,因此可以排除设计原因。

3.2 F_2 减小

本次故障前此机组各级各段进气压力、进气温度和大修前相比没有明显的变化,即各级工作轮进口部分所承受的气体压力 F_2 没有变化。且本年度大修只是对两侧轴承进行了检查,停车和开车过程都没有出现有可能是机组本体造成损伤的异常工况或者操作。因此,只要各段进气压力不变即可认为 F_2 没有变化,因此可以排除 F_2 减小这一原因。

3.3 F_3 减小

F_3 即气体对叶轮的冲击力,气体冲击力的大小与气体流速有关。从宏观上看,在接触面积没有变化的情况下,进入叶轮的气体流量越大,气体流速也就越大,只

要流量一定,气体流速也就不会有变化,即气体对叶轮的冲击力也就不会变化。大修前后,此机组进气流量、各段排气流量均没有明显的变化,也就是说 F_3 也不会变化,因此可以排除 F_3 减小这一原因。

3.4 F_1 增加

从图 2 可知, F_1 也就是叶轮的轮背压力。轮背压力和叶轮的出口压力以及轮背密封的好坏有关,若轮背密封因磨损等原因出现损坏,漏入叶轮轮背的气体量增加,轮背压力就会增加,也就是 F_1 增加。若轮背密封因磨损等原因出现损坏使泄漏气量增加,最明显的反映就是叶轮出口压力会降低,机组运行能耗就会增加。本机组在大修前后各段排气压力没有出现明显的变化,运行能耗也没有变化,因此可以排除叶轮轮背、轮盖以及各级间出现因密封受损而漏气、各段因密封受损而漏气。也就是说可以排除级间漏气、段间漏气,因此也可以判断 F_1 没有变化,可以排除 F_1 增加这一原因。

3.5 平衡盘的平衡作用减弱

通过我们对前四项原因的分析,可知该机组大修前后总的轴向力并没有出现明显的变化,也可以排除因设计原因使主推力轴承承载的轴向力太大。现在就需要考虑是不是平衡盘平衡轴向力的作用减弱了。

平衡盘的工作原理如前所述,主要是将平衡盘后的气体引向低压侧或者放空,利用平衡盘两侧的压力差产生与上述轴向力方向相反的力,来平衡掉轴向力的 70~90%。平衡盘高压侧的压力基本和机组的最终排气压力一致,如前所述大修前后没有出现明显的变化。

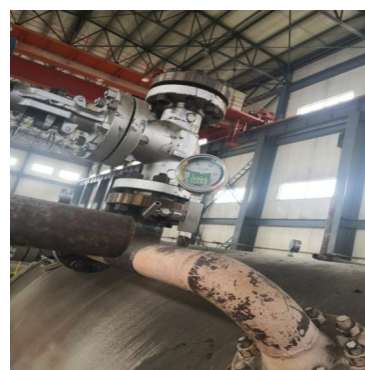


图 3 增压机平衡管压力

此机组是将平衡盘后腔室内气体通过平衡管引入压缩机进口,为了应对机组的异常工况,在平衡安装一切断阀和放空阀(安装在高压侧),平衡管上高低压侧各装有一快压力表以观察压力的变化。若平衡盘密封磨损或机组内缸体最后一道 O 型密封圈老化断裂都会使平衡管高压侧气体更多的漏入低压侧,最终使低压侧压力增加,也就是降低了平衡盘两侧的压差,平衡盘所能平衡的轴向力减小,间接导致主推力轴承承载的轴向力增加,主推力轴承承载的轴向力增加就是使主推力瓦块磨损加快,也就有可能出现上述故障。但该机故障前后平衡管低压侧压力始终保持稳定,基本与增压机进口压力一致(如图 3 所示),也就是平衡盘两侧的压差并没有

发生变化,平衡盘的平衡作用并没有下降,因此可以排除平衡盘因密封损坏或内缸 O 型密封圈损坏等原因使平衡盘平衡能力减弱这一原因。

3.6 联轴器安装不合适

机组检修后的“找正”是机组回装前的重要工作内容,“找正”主要是确保通过联轴器相连的各转子中心在同一水平面,避免联轴器收到额外的剪切力或机组振动增加。在“找正”时需要确保转子联轴器法兰间隙满足设计要求,联轴器安装时垫片厚度、螺栓拧紧扭矩等必须符合设计要求。否则若转子联轴器法兰间隙过大,运行后会使得联轴器承受额外的水平拉力,不利于联轴器的安全运行;若间隙过小,受运行后热膨胀等因素的影响,会增加转子的轴向力。虽然安装时各项数据负荷设计要求,但还需待有检修时对数据进行复核,因此联轴器安装不合适这一原因还有待进一步验证。

3.7 主推力轴承支撑能力下降

自投产以来,此增压机轴位移及主推力轴承温度正常,此次大修也未发现推力轴承座等由变形情况,因此可以排除主推力轴承支撑能力下降之一原因,但可将此项检查尤其是轴承座是否变形列入下次机组检修时应该核查的内容之一。

3.8 主推力轴承安装存在问题

增压机轴向力大部分通过平衡盘消除之后,还有约 10~30% 的轴向力由止推轴承来承受。本次大修经检查主推力轴承轴瓦正常,静电消除系统也未发现异常,因此可以判断主推力轴承瓦块在回装前无缺陷,在开车 10 天以内因静电腐蚀致使瓦块磨损增加这一原因也可以排除。

因大修后开车 10 天即出现推力瓦温度的异常上涨,且两支温度探头显示温度交替变化,在温度上涨后轴位移又出现明显的变化,但轴位移上涨到一定值之后不再变化,在稳定运行阶段,推力轴承温度也开始下降并趋于稳定。通过上述现象可以推断,因安装时部分数据核查不到位,主推力轴承未安装牢固或安装垂直度不符合要求,推力轴承瓦块面与推力盘面处于非平行状态,在正常运行时推力轴承存在偏磨现象,最初是其中一块瓦块受力,最先受力的瓦块被磨损后第二块瓦块开始主受力,因此呈现出 A/B 两点温度交替变化,待瓦块先接触的瓦块被磨,整个主推力轴承瓦块都开始受力之后,轴位移、轴温等都开始趋于稳定。因此可以推断主推力轴承安装存在问题是此次增压机异常工况(轴位移偏大、主推力瓦温度偏高)的主要原因。

4 故障消除

我司利用 2021 年 8 月大修,对此增压机解体大修,检修过程中对联轴器的安装数据、各级间密封是否磨损、各段间密封密封是否磨损、以及内缸中封面 O 型圈、内缸缸体 O 型圈和平衡盘密封重点检查,未发现明显损伤或老化迹象因此上述待核实的联轴器安装不合适这一原因可以排除。在机组检修时检查电刷,电刷可和转子正

常结束,磨损正常,机组转子旋转产生的静电可正常消除,因此也可以排除主推力轴承瓦块被电腐蚀,主推力轴承拆检也未发现有电腐蚀的迹象。



图 4 被磨损的主推力轴承

在将主推力轴承拆除后,检查未发现轴承座有变形情况,因此也可以排除带核实的主推力轴承承载能力下降这一原因。但对主推力轴承的检查中发现以下问题:一是主推力瓦存在偏磨现象,偏磨同一推力瓦块存在 0.07mm 的偏差,更换了新瓦块;二是推力间隙偏小,拆检时测量 0.36mm,图纸要求范围为 0.4~0.5mm,安装时已调整。经过以上处理,检修完毕恢复开车后主推力瓦温度、轴位移等设备参数均在设计范围以内,故障彻底消除。

5 结束语

本次故障,发生在机组大修后开车不久,只能采取降低负荷和平衡管排气等方法来维持运行,一方面增加了运行能耗,另一方面直接影响公司的综合负荷,对公司的最终利润造成了较为明显的影响。虽然在检修前通过分析已经基本判定可通过对主推力轴承的检查来消除缺陷,但由于停车成本高等原因,最终还是利用装置大修机会对此机组通过大修检查来消除此缺陷。

目前随着能耗总量和强度“双控”行动进入攻坚阶段,装置运行中的节能降耗比过去任何时候都重要,向上述通过增加能耗来维持装置的运行已变得越来越不可行。节能降耗一是通过技改、工艺操作等优化来实现,二是通过实现装置的长周期运行及减少开停车能源损失来实现。

装置长周期运行核心支撑就是彻底消除设备缺陷,确保设备完好运行,这就需要在设备检修时保证检修质量,在设备运行时精心操作及时排除微小缺陷来实现。对类似增压机等空分车间主要动设备大修以及备件更新应以连续运行两年或五年不大修为目标统筹规划,而且在检修过程中应注重检修过程的影像资料的收集,以便在出现故障时能快速准确判断故障原因并能采取正确的方式予以消除。

参考文献:

- [1] 汤学忠,顾福民主编.新编制氧工问答[M].北京:冶金工业出版社,2012.