

重载型调速液力耦合器工作油管线振动分析及处理

重载型调速液力耦合器工作油管线异常振动原因分析及解决方案——本文介绍国内首台 Voith 682 SVN 33G 重载型调速液力耦合器在试运过程中,输入端工作油管线异常振动的原因、改造情况及试运状态。现场对工作油管线的进行改造,但是试运效果不佳,最终通过改变油冷器的位置和工作油管线的管径、管线长度来解决工作油管线的振动问题。

文 / 杨纯麟 秦波 杨松

某炼厂烷基化装置制冷压缩机采用电动机+液力耦合器+齿轮箱驱动。电机额定功率为 6 300 kW,重载调速型液力耦合器型号为 682 SVN 33G (Voith),额定输出功率为 5 110 kW,最大连续输入转数 2 896 r/min,额定输出转数 4 683 r/min,效率 95.8%,采用 VG46 润滑油,油路系统分为润滑油系统附带润滑油冷却,工作油系统附带工作油冷却器,油冷却器采用双层上下布置方式,润滑油和工作油共用一个机身油池,润滑油和工作油冷却均采用上置的布置方式,机油冷却器油位高度高于耦合器本身油池的高度。耦合器本体工作油输入端、输出端法兰为 DN100,通过偏心大小头将管径变为 DN150 进行循环冷却降温。电动机、耦合器、变速机以及压缩机采用共用公共底座。

试运及整改情况

第一次试运

1. 试运情况

在压缩机组安装验收合格后,对压缩机组进行试运,开机前耦合器油池液位在视镜中线偏上位置,试运过程中耦合器油位首次起动开始下降,后期随着匀管的开度变大油位一直处于高液位,在匀管开度 28% 左右时油池呈现满液位,匀管开度在 40% 左右时工作油管路开始振动,油路内有大量的气存在,同时耦合器呼吸阀开始有大量的油气排出,排气

量随着工作油管路的波动而波动,现场通过对耦合器进行放油和工作油管路排气等方法进行处理效果不佳。试运过程中耦合器本体及机组运行良好,冷却器原始布置情况如图 1 所示。

2. 原因分析

针对管线振动的问题,初步认为工作油系统的管线存在油未充满的现象,同时随着转数的增加,工作油的工作腔内会产生部分油气,管线内的气体在工作油循环过程中排放不畅,导致工作油在进入耦合器输入端时产生冲



图 1 冷却器原始布置情况

本文作者供职于盛虹炼化(连云港)有限公司。

击造成管线振动;同时工作油管线设计不合理,工作油通过油冷器中间的三通阀进入油冷器,导致上面的油冷器无法使用,停机时上面油冷器内的润滑油会倒流回油池,此时油池液位升高将出现漏油现象。油位逐渐升高初步认为是机组运行前油池内液位过高,同时也存在油池容量过小,在运转过程中没有很好地起到缓冲作用。

3. 处理方案

将现场试运情况反馈给设计院和 Voith 技术人员后,经过三方讨论制定了初步整改方案,对耦合器管线进行改造,在工作油进出油冷器管线上增加弯头和直管段,使工作油管线高过上层油冷却,同时在管线高点设置破虹吸线和排气线,保证耦合器停运时高处的工作油不能退回耦合器油池,同时确保耦合器运转通过高点将管道内的油气排入耦合器油池。冷却器管线改造后情况如图 2 所示。

第二次试运

1. 试运情况

耦合器工作油管线改造后再次进行了试运,本次试运过程

中压缩机在临界转速以下运转 30 min 左右,在运转过程中设备运转良好,耦合器工作油管线已无明显振动,耦合器油系统排气管线振动随着运转时间在逐渐降低,说明在运转过程中工作油系统内排气正常,随即压缩机越临界转速,运行平稳后,逐步提升压缩机转速,同时密切观察耦合器工作油管线振动情况。压缩机运转提升至 4 300 rpm 时(转速范围 3 050 ~ 4 683 rpm/min),工作油管线开始出现冲击性振动,此时油系统排气管线正常没有异常。现场做好相应记录后,正常停机。

2. 原因分析

通过对机组运行数据的收集、附属设备的安装位置、管径大小、管线布置情况、润滑油加注量等数据进行综合分析,得出以下结论:1)油冷器布置远离耦合器,导致工作油管线布置过长,现场 DN150 的工作油管线大约在 40m 左右,经核算油冷却器的换热面积满足设计要求,如图 3 所示。2)工作油管路中使用了两个 DN150-100 的偏心大小头,大小头安装位置靠近耦合器且采用低平安装方式,如图 4 所示。3)耦合器本身



图 3 工作油冷却器润滑油管线 DN150



图 4 耦合器工作油入口处偏心变径 DN150 × 100

油池容积为 420 L,但是耦合器工作油系统加注了将近 2 700 L 润滑油,耦合器本身油池对整个油系统的缓冲能力有限。4)油系统内管路支撑不足。

3. 处理方案

经过与厂家和设计院多次交流论证并查询相关资料,最终确定整改方案。1)将耦合器工作油冷却器由上位布置改为下位布置方式,即将油冷器移至耦合器下方,重新制作设备基座标高 2.2 m,重新布置工作油管线使油冷器靠近耦合器,尽可能减少工作油管线长度。2)经过核算将原有 DN150 管道改为 DN100,将偏心大小头改为同心大小头,大小



图 2 冷却器管线改造后

头安装在油冷却器侧,如图5所示。
3) 增加管线支撑,改造后工作油冷却位置及工作油管线变径位置如图6所示。

第三次试运

再次进行试运时,按照运行经验在临界转速以下运行 30 min,充分考察低转速下耦合器油路的运行状态,越过临界转速后压缩机及耦合器运行正常,逐步将转速提升额定转速,压缩机运行正常,耦合器油管路轻微振动,满足运行要求。

带料运行

压缩机更换正式密封后,对机组进行带料试运,运行过程中压缩机及耦合器运行良好,耦合器油管线振动满足使用要求。由于耦合器的工作油特性,当输出转速 $n=0.63N$ (N : 额定转速, n : 实际运行转速) 时,工作油产生的温度最高,当压缩机转速在 3 050 rpm 时工作油温度到 115℃,现场快速提升压缩机转速,工作油温度逐渐下降最终稳定在 70 ~ 80℃。



图5 改造后耦合器工作油进出口管线,管径为 DN100

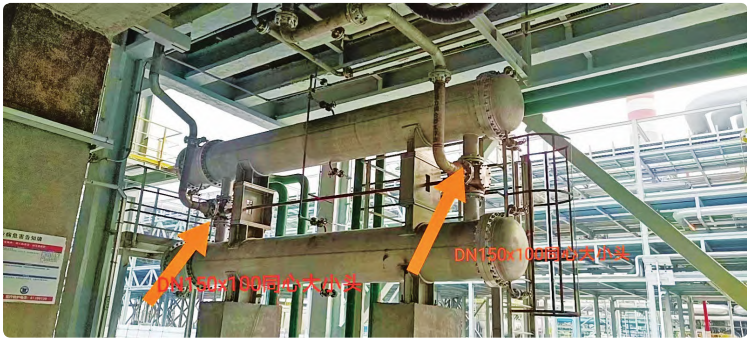


图6 改造后工作油冷却位置及工作油管线变径位置

结论

通过对耦合器工作油的管线振动的原因分析、逐步排查、试运,查找到根本原因,然后针对具体问题加以整改,最终解决了耦合器工作油管线振动问题,保证设备的正常运行,同时也给同类型设备提供

了参考,在设计时避免出现相同的问题。耦合器油冷器在设计时要优选下位布置方式;冷却器的布置要靠近设备,避免油路管线过长,造气油路波动;同时可以考虑采用板式换热器,可以减少油管路的存油量。

(上接第 29 页)

1. 合成工段弛放气放空部分并入锅炉燃烧,达到节煤效果。

2. 膨胀气放空部分并入硫回收燃烧炉和焚烧炉进行回收利用。用于副产中、低压蒸汽,避免了进入火炬燃烧造成的浪费。

3. 精馏工段不凝气压力 0.03 ~ 0.04 MPa,并入锅炉燃烧,达到节煤效果。

改造方案

连接燃料气管网与酸性气管网,可燃气体引入酸性气管线,

1. 氢回收弛放气

成分组成	H ₂	CO	N ₂	CH ₄
含量 %	40	10	45	5

2. 甲醇膨胀气

成分组成	H ₂	CO	CH ₄	CO ₂	O ₂ +Ar	N ₂
含量 %	0.4	6	10	40.8	6.4	36.4

3. 精馏不凝气

组分	CO	H ₂	CO ₂	N ₂	H ₂ O	二甲醚	甲醇	CH ₄	甲酯	其他
含量 %	0.64	0.042	73.80	2.07	9.25	6.04	0.74	0.69	3.02	3.71

入锅炉掺烧,合理利用热能。

改造后效果

可燃气体原设计送完火炬,浪费了可燃气的热能,送锅炉掺烧后,年节约 4 000 kcal 动力煤约 1.5 万 t。

结语

锅炉装置作为重要能源的消耗

装置,且动力煤燃烧产生的部分反应物作为环保管控指标,需进行排放控制,近几年随着环保要求越来越严,原锅炉装置需通过优化改造满足排放指标,同时根据实际运行情况,优化装置运行实现节能降耗。我司近几年实施的优化改造较为成功,值得推广。