

汽轮机调节汽阀阀杆及阀碟螺栓断裂分析

刘轩廷

(中国石化齐鲁分公司胜利炼油厂 山东 淄博 255438)

摘要: 工业汽轮机的稳定运行是石化装置长周期运行的重要保障。本文针对 NG32/25 型汽轮机调节汽阀阀杆及阀碟螺栓断裂的状况,从形貌、化学组成、硬度、疲劳等角度对其原因进行了综合分析。提出了 2 种具有可行性的改造方案,改造后可避免由于气流激荡引起的高频振动对阀杆及阀碟的影响。

关键词: 调节汽阀; 阀杆; 阀碟螺栓; 断裂

1 概述

1.1 汽轮机主要参数

中国石化某公司延迟焦化装置(以下简称焦化装置)设计年处理量 1.70Mt,其核心设备富气压缩机的驱动机为汽轮机,由杭州汽轮机股份有限公司设计制造,2008 年 5 月正式投入运行。该汽轮机为背压式汽轮机,型号为 NG32/25。其主要参数如表 1 所示。

机组调速控制和防喘振控制最初集成在机组综合控制系统(TS3000)中,靠人力调节转速和防喘振开度。2010 年 9 月改造为美国压缩机控制公司 CCC 控制系统,实现了转速、防喘振自动控制,提高了机组运行的经济性,减少了蒸汽耗量。

表 1 汽轮机主要设计参数

参数	数值	参数	数值
额定功率 /kW	3103	正常功率 /kW	2464
额定转速 / (r·min ⁻¹)	10150	正常转速 / (r·min ⁻¹)	9650
最大连续转速 / (r·min ⁻¹)	10658	调速范围 / (r·min ⁻¹)	7105 ~ 10658
进汽温度 /℃	380 ~ 420	出汽温度 /℃	250
进汽压力 /MPa	3.0 ~ 3.4	排汽压力 /MPa	0.8 ~ 1.2
蒸汽耗量 / (t/h)	39.2		

1.2 调节汽阀结构

调节汽阀是汽轮机调速控制系统的执行机构,控制器通过控制调节汽阀的开度来调节汽轮机的进汽量,从而控制汽轮机输出功率,以满足运行工况需求。NG32/25 汽轮机的调节汽阀采用了提板式结构形式,即 5 个阀碟通过各自的阀碟螺栓统一挂在 1 根水平阀梁上,伺服油动机通过杠杆机构同时拉升 2 根阀杆,将整个阀梁提起,阀碟通过阀碟螺栓与阀梁之间的衬套来决定开启顺序及行程。阀梁总成结构的阀碟螺栓和阀梁衬套配合为间隙配合,阀碟螺栓可在阀梁中自由活动,保证了阀门的关闭性能。同时,不同行程只需通过修改相应的衬套长度即可满足要求,保证了零件的通用性。

汽轮机是石化装置核心设备的驱动机械,调节汽阀运行的安全性和可靠性直接影响汽轮机运行的稳定性,是石化装置长周期运行的重要保障。一旦调节汽阀发生故障,会无法正常控制汽轮机的输出功率,导致汽轮机无法满足正常运行工况的需求。

2 故障情况

2.1 阀杆断裂故障情况

NG35/25 型汽轮机自投入运行以来,共发生了 3 次调节汽阀阀杆断裂故障(表 2)。其中,前

表 2 调节汽阀阀杆断裂情况

时刻	断裂部位	故障后果	阀杆运行时长 /d
2014-11-14 7:00	调节汽阀一侧阀杆与上部连接块丝扣连接部位	机组转速大幅下降,调速阀开至 100%,入口流量下降,CCC 控制系统防喘振阶梯响应,防喘振阀全开,焦化装置降量生产	790
2019-04-10 17:26	调节汽阀一侧阀杆与上部连接块丝扣连接部位	机组转速大幅下降,调速阀开至 100%,入口流量下降。防喘振阀全开,焦化装置降量生产	943
2019-05-20 20:25	自制的专用连接件与阀杆焊接部位	机组转速降幅太大,通过调整无法维持机组运行,导致机组联锁停机,焦化装置大幅降量	40

2 次阀杆断裂都在同一部位。故障发生后，临时加工制作专用连接件，与断裂阀杆进行焊接，维持机组运行。

为保证机组在大检修前稳定运行，重新自制专用连接件，同时将 CCC 控制系统的机组操作由远程控制改为就地手动控制，解除性能控制器（机入口压力）和速度控制器的串级操作、解除防喘振控制器与性能控制器的解耦控制，减少提 / 降速的频次，尽量用防喘振阀控制机组的运行。

2.2 阀碟螺栓断裂及阀梁磨损情况

2015 年 3 月进行汽轮机检修时，发现阀梁组件第 V 号阀碟螺栓齐根断裂，如图 1 所示。此前机组运行期间没有因为阀碟螺栓断裂而受到影响，这是因为该机组长期运行工况与设计工况存在偏差。正常情况下

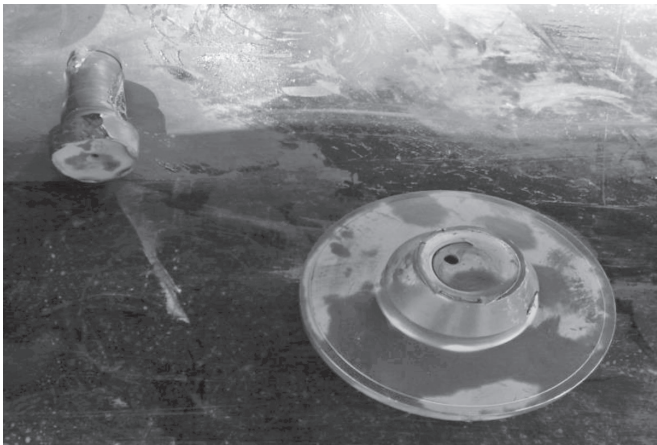


图 1 第 V 号阀碟螺栓断裂情况

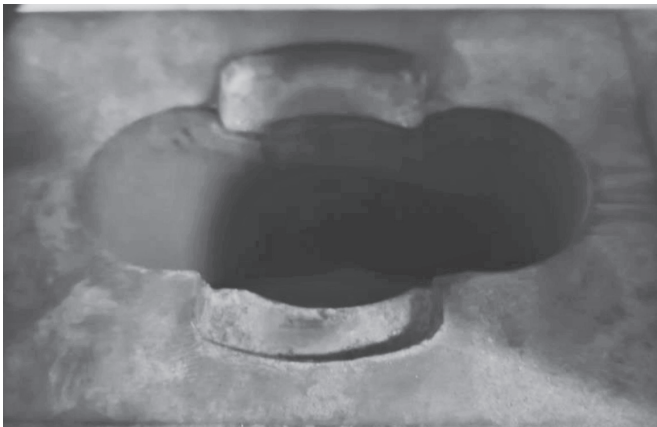


图 2 阀梁型孔与阀杆 T 形榫头配合处磨损情况

表 3 阀杆断面化学成分（质量分数 %）

元素	C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu	V	Mo
2Cr12MoV	0.18 ~ 0.24	0.10 ~ 0.50	0.30 ~ 0.80	11.00 ~ 12.50	0.30 ~ 0.60	≤0.30	0.25 ~ 0.35	0.80 ~ 1.20
阀杆、阀碟螺栓实测值	0.21	0.38	0.47	12.50	0.36	0.10	0.34	0.98

8500r/min 左右就能满足生产要求，调速器输出一直在 70% 以下，行程标尺指示在 21 格以下，参照调节汽阀特性曲线，第 V 号阀碟在 24.5 格时才开始开启，汽轮机运行时一直未达到开启条件，所以该阀碟螺栓断裂基本未造成影响。

此外，第 II 号阀碟与第 IV 号阀碟之间的型孔处磨出了约 4.7mm 深的凹槽，如图 2 所示。该凹槽位置是阀梁与阀杆下端的 T 形榫头配合的位置。

3 分析与讨论

3.1 阀杆、阀碟螺栓材质成分与硬度情况

使用光谱仪对断裂阀杆、阀碟螺栓进行化学元素分析，具体化学成分见表 3。由表 3 可知：NG32/25 型汽轮机阀杆、阀碟螺栓材质为 2Cr12MoV 铬钼钢马氏体耐热钢，材质符合 GB/T 20410-2006《涡轮机高温螺栓用钢》标准要求。

使用布氏硬度仪对断裂阀杆、阀碟螺栓的中心位置进行硬度测量，测试结果见表 4。GB/T 20410-2006 标准中 2Cr12MoV 在 700 ~ 750℃ 回火温度下，硬度范围在 241 ~ 285。对比表 4 测试结果，阀杆、阀碟螺栓硬度符合要求。

表 4 阀杆、阀碟螺栓硬度（布氏硬度）

位置	测试点 1	测试点 2	测试点 3	平均
阀杆芯部	249	282	245	258
阀碟螺栓芯部	244	251	257	251

根据上述分析结果，断裂的阀杆、阀碟螺栓材质成分及硬度都符合 GB/T 20410-2006《涡轮机高温螺栓用钢》要求，不存在质量问题。

3.2 阀杆及阀碟螺栓断口情况

3 次故障中调节汽阀阀杆断裂的都是同一部位，均在阀杆与上部连杆连接块的螺纹连接处。

阀杆断口宏观形貌如图 3 所示。由图 3 可以看出：右侧呈黑色位置有部分锈蚀现象，说明该处最先断裂，是疲劳源。中间位置右侧边缘有条形细纹，是疲劳扩展区。而左侧突起位置与中间平滑的区域是瞬间断裂区。断口比较清晰地展现了裂纹的发生、扩展、断裂 3

个阶段,比较符合疲劳断裂的特点。

从图 3 所示断口的形态还可以看出:疲劳扩展区域比较小,而瞬间断裂区域比较大,说明阀杆是受到较高水平应力而发生断裂。结合实际情况,阀杆第 2 次断裂后,临时对阀杆进行焊接处理,40 天后焊缝处再次发生断裂,也证实了阀杆所受的应力水平确实比较高。

对于阀碟螺栓利用有限元分析软件 ANSYS 进行应力理论分析。根据阀碟螺栓正常工作的工况及参数进行仿真分析,阀碟螺栓的根部应力最大,最大能达到 569.41MPa。螺栓的材质为 2Cr12MoV,在工作温度下屈服极限为 600MPa。理论分析的最大应力已经非常接近螺栓的屈服极限了,所以在汽轮机现行工况下,阀碟螺栓比较容易产生疲劳断裂。

3.3 阀杆、阀碟螺栓疲劳断裂原因分析

3.3.1 安装方面

如果阀杆的垂直度不好,两侧阀杆与填料的侧隙不符合技术要求,阀杆与压紧螺母就会发生不同心的情况;在机组运行期间,阀杆会受到附加的弯矩,在交变应力的作用下产生疲劳断裂。查阅上周期的检修记录,阀杆与填料的侧隙都符合标准,并且如果安装质量有问题,在机组运行初期问题就会显现,而不是到机组运行末期才发生问题。

3.3.2 运行工况

汽轮机前期设计负荷偏大,汽轮机长期运行工况与设计工况不符。在正常生产工况中,汽轮机的第 IV 号阀碟处于半开状态,第 V 号阀碟处于全关的状态。在蒸汽的冲击作用下,阀碟螺栓会受到来自四周各个方向上的气流冲击,从而使阀碟螺栓一直处于高频的振动状态,此时阀碟与阀碟螺栓在结合处时刻发生相对位移,更加大了气流扰动现象,使得阀碟螺栓长时间承受交变应力,加上阀碟和阀碟螺栓出现热胀不均匀或预紧力不足,就更容易导致阀碟和阀碟螺栓的配合螺纹产生位移差,使得阀碟螺栓配合螺纹磨损,最终导致阀碟螺栓疲劳断裂,阀碟脱落。

而第 II 号阀碟与第 IV 号阀碟一侧的阀梁受到气流激荡的影响,造成阀梁振动,振动传导至调速阀杆,使得阀杆下端的 T 形榫头将阀梁型孔处磨出凹槽。凹槽形成后,阀梁下沉,导致阀杆垂直度随之改变。调速阀杆垂直度改变并伴随振动的情况下,阀杆上、下移

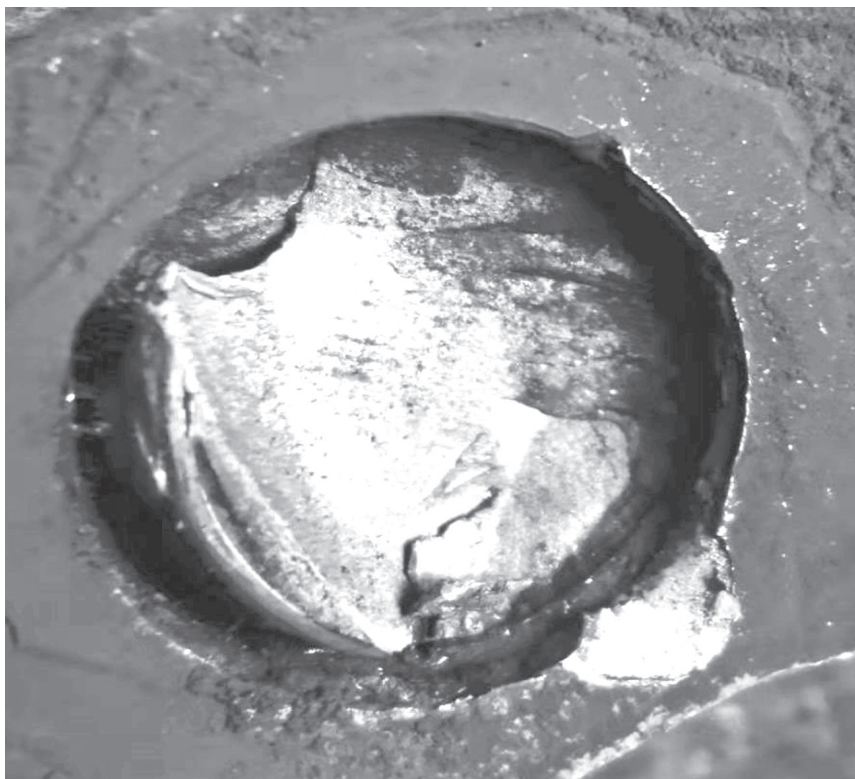


图 3 阀杆断口形貌

动与填料环摩擦使填料间隙变大。进而会发生阀杆泄漏蒸汽,每次蒸汽泄漏量增大到一定程度后,都需要对填料压紧螺母进行紧固。

结合检查发现:每次阀杆断裂前,填料压紧螺母都已经紧固到底;填料压紧螺母过紧会使阀杆每次动作都受到很大的轴向力;并且由于焦化装置的生产特性,换塔期间机组负荷变化较大,汽轮机转速调整较多;调速阀杆在频繁受到高水平的轴向力交变动作的影响下,在螺纹最薄弱处发生疲劳断裂。

4 改进建议及措施

根据以上阀杆及阀碟螺栓疲劳断裂的原因分析,结合 NG32/25 型汽轮机现在的实际运行情况,除了稳定焦化装置工艺操作,同时严格把控检修质量以外,为避免类似情况的再次发生提出以下优化方案。

方案 1:经重新核实 NG32/25 型汽轮机的实际运行工况,可改造轮室或改变喷嘴组的数量及分布,从而改变汽轮机特性曲线,保证现行工况下第 IV 号阀保持全开的状态。尽量避免第 IV 号阀在半开半关的状态下运行,消除气流激荡引起的阀杆及阀碟螺栓疲劳断裂。

方案 2:对阀梁进行改造。将阀梁两端的平面倒角形式改为圆锥形。这样可以减少气流对阀梁两端的冲

(下转第 93 页)

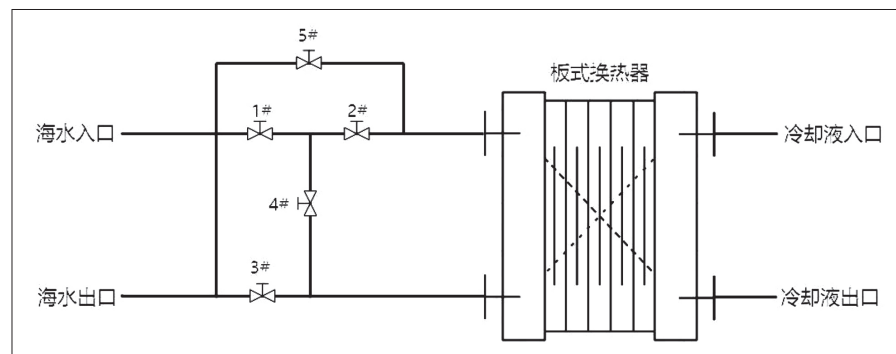


图3 压缩机板式换热器增加反冲洗管线

反洗流程：海水依次经过阀门1、阀门4、板式换热器、阀门5排海，此时需要关闭阀门2和阀门3。

(2) 对机组洗涤罐排液装置自动排液功能进行优化，通过选用合适的液位计，防止乳化液附着，同时设置合适的排放液位，放置乳化液进入气缸等方式消除人工排液带来的不确定性，增加设备运行可靠性，降低乳化液对气阀的影响。

8 结语

天然气作为一种利用率较高的清洁能源，得到了越来越多的关注，在未来的生产和生活中，将会起到更加重要的作用。中国是天然气消耗大国，每年消耗的天然

气超过 3000 亿立方米。将更多海上平台的天然气输送至陆地，保障清洁能源的有效供给，将是未来一个时期的重要任务。

参考文献：

[1] 刘文皓. 往复式压缩机故障诊断技术分析[J]. 技术与市场, 2022, 29(01): 52-53+57.

[2] 曹天兵. 往复式压缩机气阀频繁故障原因探究[J]. 中国石油和化工标准与质量, 2021, 41(21): 16-17.

[3] 梁小青, 向清林, 陈兰, 等. 往复式压缩机气阀故障原因分析及预防措施[J]. 设备管理与维修, 2021(01): 40-41.

[4] 陈鹏, 张鹏. 化工机械往复式压缩机维修与保养分析[J]. 中国设备工程, 2022(03): 48-49.

[5] 李冠男. 往复式压缩机能耗增加的原因分析及节能降耗技术探究[J]. 中国设备工程, 2021(23): 108-109.

作者简介：高峰(1986.01-), 男, 汉族, 黑龙江海伦人, 本科, 工程师, 研究方向: 机械设备的管理与维修。

(上接第 89 页)

击, 从而缓解阀梁本身的高频振动。

阀杆加蝶形弹簧改造。在调节气阀阀杆与阀梁间有大约 15 道的间隙, 用专用工具将蝶形弹簧加到阀杆与阀梁的配合间隙处, 增加阻尼, 从而减小气流激荡对阀杆的影响。

阀碟与阀碟螺栓改造。将原有的阀碟与阀碟螺栓螺纹连接改为一体式结构, 并对阀碟螺栓进行跳档使用, 螺纹直径由 33mm 加大至 36mm。这样可以有效提升阀碟与阀碟螺栓的整体结构强度。

5 结语

方案 1 是从根本上解决阀杆及阀碟螺栓断裂的办法。但此方法改造时间长、改造费用高, 适用于检修

时间长、费用充足的情况。而方案 2 只是对阀杆及阀梁总成进行改造, 在机组检修期间更换配件即可, 从而能有效地降低阀杆及阀碟螺栓的断裂风险。

参考文献：

[1] 元东民, 赵娜. 石化汽轮机阀杆及阀碟螺栓断裂故障分析及对策[J]. 内燃机与配件, 2018(05): 161-163.

[2] 刘建军. 背压机组调节汽阀阀杆断裂原因分析及防范对策[J]. 科技视野, 2015(18): 256.

[3] 候文富, 王波, 李强. 汽轮机调节汽阀阀杆断裂原因分析[J]. 通用机械, 2014(09): 48-50.

[4] 张海峰, 赵建新, 周酩刚. 汽轮机调节汽阀的结构与安装调试[J]. 石油和化工设备, 2016(04): 91-93.