

大型 8B6A 型往复压缩机四段卸荷系统典型故障分析及可靠性探究

王军光 (神华榆林能源化工有限公司, 陕西 榆林 719319)

摘要: 本文以神华榆林能源化工有限公司 (以下简称榆林化工) 年产 30 万 t LDPE 装置大型往复压缩机一次压缩机 8B6A 型为依据, 通过定性、定量分析 LDPE 装置一次机四段卸荷系统典型故障原因, 并通过设计改进, 得出最合理的可靠性结构设计, 确保一次机四段卸荷系统稳定运行, 保障超一次压缩机平稳长周期运行。

关键词: 往复压缩机; 故障; 卸荷系统; 探究; 可靠性

1 概述

1.1 LDPE 装置简述

这里以神华榆林 LDPE 装置工艺展开介绍, 采用专利商 Basell 公司管式反应专利技术, 采用德国 Basell 公司最先进的 LUPOTECH TS® 高压聚乙烯管式反应器技术, 由德国 UHDE 工程公司承担工艺包设计及超高压管道详细设计, 由中国寰球大庆石化工程分公司承设计。装置以乙烯 (ethylene) 为主要原料, 以丙烯 (propylene) 和丙醛 (propionic aldehyde) 为调整剂, 生产均聚聚乙烯 (PE) 产品, 设计产品牌号 14 个。本装置包括以下几个主要工艺单元: 乙烯压缩、调节剂、引发剂配制和注入、聚合、高压、低压分离和循环系统、挤出和造粒系统、热水系统、后处理系统 (脱气、风送) 和弛放气系统等。

Basell 公司的 LUPOTECH TS® 管式反应器技术成熟、先进。它采用脉冲反应器技术, 以过氧化物为引发剂, 分四点注入反应器的不同区域, 合理利用反应热来副产低低蒸汽; 一次 / 增压压缩机和二次压缩机配备合理; 反应器上设有紧急卸压阀, 能够快速降压保护反应器; 产品结构合理, 生产均聚产品。

1.2 一次压缩机结构特点

1.2.1 一次压缩机相关参数

榆林化工一次压缩机 (PK1201) 型号: 8B6A-2.97_1, 对称平衡式, 增压压缩机采用往复式压缩机, 无备机, 三段压缩, 采用电机驱动 (与一次压缩机共用一台电机)。与主机配套提供冷却器、分离器、电机、润滑系统、冷却系统以及保护压缩机安全运行的控制联锁系统。汽缸润滑系统润滑剂严格按专利商要求, 采用 TOTAL Orites DS270X。

一次压缩机出口压力 28.50MPaG, 气缸出口法兰及管道设计需要依据 UHDE 高压标准。这种大流量、高压往复活塞式压缩机的设计制造及安装, 目前仅瑞士的 Burckhardt Compression 和意大利的 GE Nuovo Pignone 两家有经验和成功使用业绩。

1.2.2 一次压缩机结构

传动机构: 传动机构是将电动机传来的动力传给活塞, 并将电动机的旋转运动变为往复运动, 主要零部件有曲轴、连杆、十字头等。

工作部件: 工作部件是形成工作腔以吸、排气体, 给气体传递能量的部件, 包括气缸组件、吸排气阀组件、活

塞组件及填料组件。

机体: 机体是一个支持部件, 由它来支撑曲轴、十字头和气缸, 使压缩机成为一个整体。

润滑系统: 机器中相对运动的零部件及其传动机构都需要润滑, 如曲轴的主轴颈与轴承、曲柄销与连杆大头瓦、十字头销与连杆小头。

1.3 一次压缩机四段卸荷系统描述

一次机四段卸荷系统: 其主要作用是一次机压缩机负荷调整的关键系统, 气体流量通过四段吸气的近路卸荷系统调节, 尤其在一次机开车过程中起到节能及稳定压缩机升压过程中稳定的作用。

在石油化工或煤化工行业中, 常规卸荷系统卸荷器作为调节压缩机负荷的机构, 在压力 30MPa 以下往复压缩机中, 是一种普遍存在的结构设计, 常见的卸荷器结构设计如图 1, 这种结构设计应用于 90% 以上的往复压缩机气缸卸荷器。

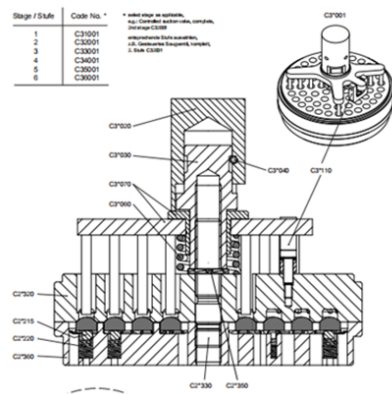


图 1 常规卸荷器结构图

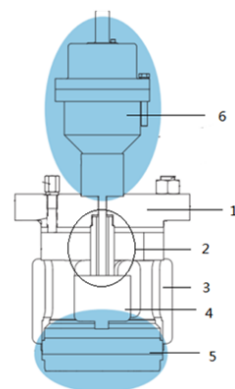


图 2 一次机压缩机四段卸荷系统结构图

这里提到一次压缩机卸荷系统描述为为年产 30 万 t LDPE 装置连接结构设计, 安装位置在一次压缩机四段入口与吸气阀相互配合使用, 这种结构设计是一次压缩机厂家在国内同种机型首次使用, 其核心理念是减少开车过程中负荷对于压缩机电机的冲击, 节能的同时保护了压缩机平稳开车, 其结构设计为图 2, 其中, 1- 阀盖; 2- 卸荷器螺纹丝扣设计; 3- 灯笼体; 4- 卸荷器阀头; 5- 气阀; 6- 卸荷器执行机构。

通过对比两种卸荷器结构设计结构图, 研究其控制原理, 一次压缩机四段卸荷系统, 设计上更为简易, 理论使用效果好。

2 一次压缩机四段卸荷系统典型故障分析

2.1 一次压缩机四段卸荷系统故障描述

2015年12月25日LDPE装置开工运行后,一次压缩机整体运行平稳,但是四段卸荷系统开工6个月 after 开始频繁故障。

2016年6月20日下午16时25分,LDPE装置一次压缩机Ⅳ段1号气缸振动升高联锁停车,同时气缸吸入阀曲轴箱侧阀盖顶丝处大量泄漏乙烯,随即打开检查发现卸荷器压缩缸、阀板、执行机构、密封均损坏。这是开工后运行约6个月一次压缩机Ⅳ段2个气缸第一次出现故障。在2016年6月-12月一次机四段2缸卸荷器频繁故障达到7次,且还不考虑利用其他机会择机预知处理。

2017年-2018年机动工程部尝试改造及加大预知检修力度,但是2017年-2018年故障2次,但是几乎每次停车机会都会预知检修,检修频次年超过8次,运行过程中存在异响,一直未彻底解决,随着装置整体运行平稳装置2018连续2次超过60天长周期运行,一次机四段卸荷器再次成为制约装置运行的瓶颈问题,很难满足装置长周期需要,亟待解决。

2.2 一次压缩机四段卸荷系统故障分析

一次机四段卸荷器,通过多次故障分析,我公司发现由于外商卸荷器原始设计理念非常先进,但是由于实际运行、安装时卸荷器关键部件及质量难以控制卸荷器与气阀的平行度控制,且关键部件定位形式经过实践确实很难满足实际运行工况。

2.2.1 卸荷器阀板气体压力校核

$$F_g = \sum p_i A_i = P \frac{d^2}{4} \pi$$

式中: A_i —气体压力作用的阀板有限面积, m^2 ; p_i —气缸内气体压力。

2.2.2 螺纹连接拧紧力矩计算及预紧力控制

一般规定拧紧后螺纹连接件预紧力不得大于材料屈服点 σ_s 的80%,对于碳素钢:

$$F' = (0.6-0.7) \sigma_s A_s$$

式中: σ_s —材料的屈服点, MPa; A_s 应力截面积。

其中卸荷器阀板直径 $d=114mm$; 四段气缸工作压力 6.8MPa; 通过计算校核,卸荷器关键部位定位受力 $F=693726.65N$ 压力; 卸荷器故障位置连接结构为 M48X2 螺纹,长度约 10mm, Q235 的屈服强度值是 235MPa, 通过校核预紧力 $F'=255018.24N$ 。通过定量这种连接的满足设计要求; 但是正常运行过程中一次压缩机曲轴箱框架振动约 4mm/s, 一次四段气缸振动稍稍大于曲轴箱框架振动, 综合考虑定性分析, 这种设计存在温度行不好, 极易故障。

根据故障部件位置及密封面压痕分析, 是由卸荷器与气阀孔中心偏差产生偏转力矩, 螺纹连接处应力过大造成断裂。

产生不对中的原因:

①卸荷器制造偏差: 由于卸荷器与气缸盖是螺纹连接, 卸荷器与气缸盖不垂直;

②气阀不在中心位置: 气阀安装在气缸的阀座里, 与阀座有间隙, 经测量, 气阀直径是 (251.76mm), 阀座直

径是 (251.90), 最大可导致 (0.14) 偏心;

③检查检查阀座与水平基准的最大偏差 0.08mm。

以上偏差可累加或抵消, 当偏差较大时, 卸荷器与气阀密封面产生较大偏转力矩, 螺纹连接处应力过大造成断裂。

通过多次故障分析, 我公司发现由于外商卸荷器原始设计理念非常先进, 但是由于实际运行、安装时卸荷器关键部件及质量难以控制卸荷器与气阀的平行度控制, 且关键部件定位形式经过实践确实很难满足实际运行工况。

3 一次压缩机四段卸荷系统故障对策

通过多次故障分析, 我公司发现外商卸荷器原始设计理念非常先进, 对压缩机本体及电机保护等方面有很高实用价值, 但是在实际运行过程监控、安装卸荷器关键部件及质量难以控制且卸荷器与气阀的平行度控制难度高, 关键部件定位形式经过实践确实很难满足实际运行工况, 每次拆检或多或少都能发现碰撞损坏, 导筒很容易松动, 一旦出现严重异响, 只能通过停车检修处理或更换新卸荷器, 严重影响机组长周期运行。这里设计的新型卸荷器连接结构, 可以解决上述问题。

4 一次压缩机四段卸荷系统可靠性探究

4.1 加强定位套设计



图3 加强定位套次改进后的设计



图4 加强定位套次改进设计故障裂纹

加强设计定位套改造位, 这是根据多次故障后的另一种应急改造, 实际效果较前一种有所改观, 基本1月需要重新处理, 卸荷器轴运行中窜动未解决, 卸荷器阀头与气阀碰撞严重。

4.2 改进卸荷系统关键连接部件设计

往复式压缩机具有气流脉动的特点, 所以机组工况比较复杂, 并且随着吸气量的增大整个机组的负荷会变大, 为了减小压缩机启动负荷, 保护电机, 在一次压缩机吸气阀设置了卸荷器, 小流量 (17t/h) 的低压段 (工作压力小于 3MPa) 为传统的叉式卸荷器结构设计, 工作较为稳定, 但这种结构形式已经不能满足大流量 (65t/h) 的高压段 (工作压力大于 3MPa) 稳定运行, 分析几次故障原因, 参考国内同类型装置的运行经验, 通过与专利商进行沟通, 在现有技术条件下, 对原卸荷器进行改造, 在多次修改验证后, 最终确定了改进卸荷器结构详细设计形式:

①图5为阀盖结构剖视图, 连接结构设计剖视图;

②保留原始设计中的螺纹连接, 阀盖与卸荷器连接结构内螺纹设置为 M48x2mm, 螺纹深度设置 50mm;

③新型卸荷器连接结最大外径 $\phi 114mm$, 加工精度详见图5;

④新型卸荷器外径中间设置收缩, 外径为 $\phi 48$, 两端上部预留 20.5mm, 底部预留 17.5mm, 采取圆形弧线收缩加工, 消除应力集中, 增加稳固性;

⑤新型卸荷器上部设置 M48x2mm 外螺纹, 螺纹深度 48mm, 预留 2mm, 以保证安装时, 卸荷器连接结构与阀盖充分安装;

⑥材质选择为 Q235;

⑦连接结构内径设置 $\phi 18$ mm, 底部设置 $\phi 42$ mm、 $\phi 37.5$ mm 阶梯为 2mm 的内径;

⑧下半部分距离底部 7.5mm, 设置 O 型密封槽内径 105mm, O 型槽宽度 7.5mm, 两侧各留 5mm;

⑨新型卸荷器连接结构与阀盖安装就位后, 用塞尺确认连接到位, 然后初装打表检测, 确认卸荷器连接结构与阀盖垂直;

⑩最后焊接, 先四周点焊, 预留足够时间, 同时热处理, 防止焊接应力变形, 最后满焊, 焊接后研磨处理焊缝确保光滑。

这是根据多次故障后的最新改造, 实际效果较好, 实际效果较前一种有所改观, 基本 2 月需要重新处理, 还是未解决卸荷器轴运行中窜动未解决, 卸荷器阀头与气阀碰撞严重。

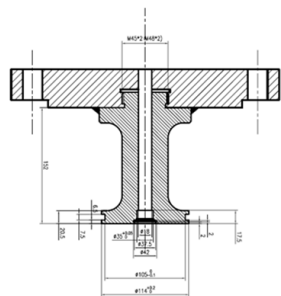


图 5 进后关键连接部件的设计 图 6 新型卸荷器的设计实物

4.3 一次压缩机机四段新型卸荷器结构设计

新型卸荷器结构设计核心技术方案 (见图 6) 主要有五点:

①再次改善定位套结构, 将原有定位套直径放大一倍, 轴密封厚度增加一倍, 定位套外径小于卸荷器阀头 20mm, 提高运行过程中的稳定性;

②重新制作新型吸入阀, 将阀内径缩小至原阀内径一致, 这样在压缩机正常运行时气缸吸入压力约 65bar, 极大的改善可动态稳定性;

③设计匹配的卸荷器阀头, 主要依据定位套及新吸入阀尺寸配套设计;

④将卸荷器阀头与吸入阀的硬密封设计, 改善为透视镜垫是密封, 使卸荷器与吸入阀密封稳定性高;

⑤重新核算, 增加弹簧力至原来 1.2 倍, 有效的改善了运行过程中轴窜动问题。

改造后经过运行, 彻底解决了漏气, 运行过程中异响, 运行约 3 个月后, 打开检查发现, 稳定性极高, 彻底解决卸荷器轴运行中窜动未解决, 卸荷器阀头与气阀碰撞严重的问题, 影响一次机长周期运行的瓶颈问题彻底解决。

为了满足压缩机气量要求, 又要可靠工作, 先从吸气阀入手, 在吸气阀中心开孔, 使用所示新型卸荷器结构,

利用提升桶的升降启闭吸气阀中心孔, 这样完全能满足大气量要求, 但是这样的构造对组合件的加工要求很高, 装配精度也是非常苛刻, 在卸荷器悬空状态也即工作状态时, 提升桶很容易撞击吸气阀, 连接部位也会产生松动, 严重时脱落, 组件进入气缸会产生严重事故, 每次故障拆检都是同样的问题, 卸荷器、吸气阀都有撞击痕迹, 连接部位有松动, 在前几次故障出现后将螺纹连接处直接焊死, 但是仍有异响, 拆检发现焊缝出现裂纹, 一时陷入僵局, 这也成为制约装置长周期运转的瓶颈问题, 致使压缩机不能在高负荷下工作, 尤其在公司罐存压力极大的情况下, 一旦机组卸荷器出现严重异响, 为了避免造成压缩机产生不可修复的损坏, 就必须停车处理, 为公司安全平稳生产带来极大不利。

在对卸荷器主体机构不变的前提下, 为了不影响卸荷器的基本功能, 又能保证在工作中不产生撞击, 连接部位安全可靠, 经过多方研究考证在原有螺纹连接的基础上, 将卸荷器中间两端采取圆形弧线收缩加工, 然后将连接部位存在的间隙通过焊接加固, 使整个卸荷器成为完整的统一体, 避免运行过程中出现局部连接松动。卸荷器中间段的外径较原始设计有所增大, 这样减少工作过程中出现挠性变形, 降低卸荷器与吸气阀产生撞击, 这种设计可靠性极高。

5 结论

高压聚乙烯行业, 一次压缩机设备结构极其复杂, 运行工况极其苛刻, 运行维护难。

针对一次压缩机卸荷系统故障, 为保障生产积极实施改造, 对 4 套卸荷器故障的原因剖析, 积极根据现场实际情况实施定位系统易损改造, 改造后效果显著, 对比 2016 年 6 月至 2017 年 5 月, 1 年内故障 12 次, 2017 年 6 月至 2019 年 5 月, 三年故障停车 3 次, 再到 2019 年 5 月至今未发生卸荷器故障, 保证了机组平稳运行, 同时, 根据改造的四套卸荷器判断, 较前期厂家及工艺比较纠结的一次机打气能力不足问题, 生产同一牌号有原来的 2.4%、3.2 到改造后的 9.5%、16.4%; 一次机打气能力明显提高; 改造效果极为显著。保障了装置核心机组长周期稳定运行, 解决了装置开车至今制约装置增压机 / 一次机打气量不足的瓶颈, 为公司带来巨大经济效益。改造后经过运行, 彻底解决了漏气, 运行过程中异响, 运行约 9 个月后, 打开检查发现, 稳定性极高, 彻底解决卸荷器轴运行中窜动未解决, 卸荷器阀头与气阀碰撞严重的问题, 影响一次机长周期运行的瓶颈问题彻底解决。

参考文献:

- [1] 神华榆林能源化工有限公司. 30 万吨 / 年高压聚乙烯装置操作规程 [Z]. 2016.
- [2] 姚忠礼, 邓志安, 赵会军. 泵和压缩机 [M]. 北京: 石油工业出版社, 2015.
- [3] 成大先. 机械设计手册第二卷 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2016.

作者简介:

王军光 (1967-), 男, 黑龙江青冈人, 高级工程师, 主要从事设备管理工作。