

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2009.11.031

加氢裂化新氢压缩机连杆小头衬套与十字头销烧损原因分析

黄梓友

(中海油惠州炼油分公司 广东惠州 516086)

摘要: 通过对加氢裂化新氢往复压缩机连杆小头衬套与十字头销发生烧损故障的原因分析, 结果表明: 气阀频繁故障导致往复压缩机反向角减小或为 0 是造成连杆小头衬套与十字头销之间润滑不良而发生烧损的直接原因; 连杆和十字头销的设计缺陷是导致事故发生的重要原因。根据分析结果提出了改进和预防措施。

关键词: 往复压缩机; 连杆; 十字头; 润滑; 反向角

中图分类号: TH117.1 文献标识码: A 文章编号: 0254-0150(2009)11-111-5

Analysis of Small End Bushing and Crosshead Pin Failure of Fresh Hydrogen Compressor Connecting Rod in Hydrocracking Unit

Huang Ziyu

(CNOOC Refining and Chemicals Co., Ltd. Huizhou Guangdong 516086, China)

Abstract: The failure of small end bushing and crosshead pin of fresh hydrogen reciprocating compressor connecting rod in hydrocracking unit was analyzed. It is indicated that the reverse angle reduces or is zero, which is caused by gas valve frequent fault, is the immediate cause which leads to the poor lubrication between the small end bushing and crosshead pin of connecting rod and their burnout damage. The design defect of the small end bushing and crosshead pin plays an important role in the failure accident. Some improvement and preventing countermeasures were put forward based on the failure analysis.

Keywords: reciprocating compressor; connecting rod; crosshead; lubrication; reverse angle

惠州炼油分公司 400 万吨蜡油加氢裂化装置新氢机组采用的是意大利新比隆公司生产的 6HF/3 型往复压缩机, 是中海油惠州炼油分公司的重要生产装置, 如图 1 所示。该装置设计采取两开一备运行方式, 其中两台分别于 2009 年 6 月 19 日和 27 日相继发生曲轴箱闪爆现象, 拆检时发现两台机组 6 缸的连杆小头衬套和十字头烧损在一起, 现场拆检的烧损事故图如图 2 所示。本文作者从反向角、气阀、连杆和十字头销的设计等方面, 对连杆小头衬套和十字头

烧损的原因进行了分析和研究, 揭示了导致发生事故的相关原因, 并提出改进预防措施。

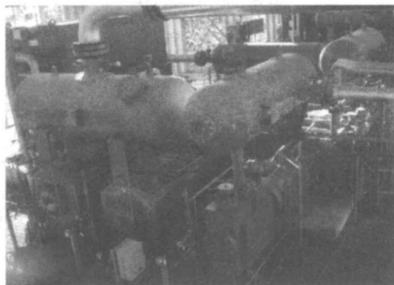


图 1 6HF/3 型往复压缩机
Fig 1 6HF/3 reciprocating compressor

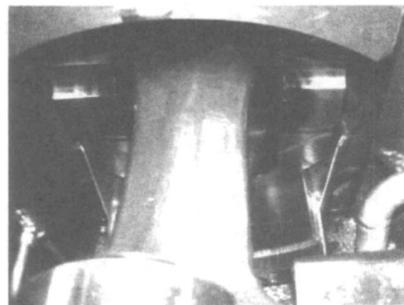


图 2 连杆小头衬套和十字头烧研
Fig 2 Burnout of small end bushing and crosshead pin on connecting rod

1 故障原因分析

1.1 压缩机运行过程中出现反向角减小甚至为 0 是导致事故的直接原因

往复压缩机活塞杆及其传动部件在工作中受到拉力或者压力, 而连杆小头衬套和十字头销的润滑和冷却需要润滑油的进入, 如果活塞杆只受拉或者压一个方向上的力, 则这个力使十字头销始终压在连杆小头衬套的一侧, 这一侧润滑油就无法进入, 使十字头销与连杆小头瓦以及曲轴与轴瓦之间不能形成正常的润

收稿日期: 2009-10-10

作者简介: 黄梓友, 教授级高工, 从事石油化工设备技术管理工作, E-mail: huangzy@cnooc.com.cn

滑油膜, 进而造成严重磨损或烧研。这样, 活塞杆的受力方向必须交替改变一定时间, 以便连杆小头衬套两侧轮流得到润滑和冷却, 这就是“负荷反向”。

反向角是指压缩机曲轴旋转一周时, 综合反向负荷持续时间内曲柄转过的角度。综合反向负荷的持续时间(反向角)是往复式压缩机设计中必须十分重视的一个问题, 反向角对于大型压缩机尤为重要, 因为它直接影响连杆小头瓦、十字头销、主轴瓦的润滑和寿命。

如果压缩机运转过程中反向角过小或为 0 则十字头销承载一个方向(通常为压向曲轴侧)的综合负荷, 使十字头销与连杆小头瓦以及曲轴与轴瓦之间不能形成正常的润滑油膜, 甚至出现断油情况, 摩擦

温度积聚并持续升高, 进而造成严重磨损或烧研。尤其是在压缩机的高压级盖侧气阀失效或者轴侧吸气阀不工作造成盖侧单作用的情况, 最容易出现反向角为 0 的现象。因此, 在设计往复式压缩机时必须充分认识到反向角的重要性, 应尽量使正、反向负荷持续时间均匀, 以保证轴承处的良好润滑。

以下列举当气阀损坏时造成反向角太小或为 0 而导致润滑不良烧研事故的几种情况, 在计算机上利用软件对事故压缩机的反向角进行验算。

1. 1. 1 正常额定工况的反向角验算

如表 1 所示, 正常工况时各列反向角都大于 170°, 此时连杆与十字头销润滑情况良好。

表 1 正常额定工况时动力复算结果

Table 1 Recalculating results of power under normal operating condition

列号	气体力 / kN	活塞杆载荷 / kN	综合活塞力 / kN	反向角 / (°)	级号	工作压力 / kPa	
						吸气	排气
VI	618	635	664	172	3/3	8 852	16 360
V	618	635	664	172	3/3	8 852	16 360
IV	552	569	599	179	2/2	4 752	8 852
III	570	583	604	178	1/1	2 450	4 752
II	552	569	599	179	2/2	4 752	8 852
I	570	583	604	178	1/1	2 450	4 752

1. 1. 2 6#缸(三级)轴侧吸气阀损坏失效时的反向角验算

向角减小为 20°, 此时连杆与十字头销润滑情况严重恶化。

如表 2 所示, 当 6#缸轴侧吸气阀损坏失效时, 反

表 2 6#缸(三级)轴侧吸气阀损坏失效时动力复算结果

Table 2 Recalculating results of power when intake valve (near axle) in 6# cylinder fails

列号	气体力 / kN	活塞杆载荷 / kN	综合活塞力 / kN	反向角 / (°)	级号	工作压力 / kPa	
						吸气	排气
VI	486	515	549	20	3/3	11 102	16 360
V	494	523	557	170	3/3	11 102	16 360
IV	799	806	813	178	2/2	4 891	11 102
III	600	607	617	178	1/1	2 450	4 891
II	799	806	813	178	2/2	4 891	11 102
I	600	607	617	178	1/1	2 450	4 891

1. 1. 3 6#缸(三级)盖侧排气阀损坏失效时的反向角验算

角验算

表 3 6#缸(三级)盖侧排气阀损坏失效时动力复算结果

Table 3 Recalculating results of power when exhaust valve (near cap) in 6# cylinder fails

列号	气体力 / kN	活塞杆载荷 / kN	综合活塞力 / kN	反向角 / (°)	级号	工作压力 / kPa	
						吸气	排气
VI	438	485	565	0	3/3	11 102	16 360
V	468	498	549	170	3/3	11 102	16 360
IV	846	849	860	178	2/2	4 891	11 102
III	606	613	624	178	1/1	2 450	4 891
II	846	849	860	178	2/2	4 891	11 102
I	606	613	624	178	1/1	2 450	4 891

如表 3所示, 显然当一系列三级盖侧排气阀损坏失效时, 反向角为 0 在综合活塞力作用下, 十字头销一直贴紧在小头瓦的曲轴侧, 并把连杆体内的给十字头销供油的孔堵死。此时连杆小头瓦与十字头销润滑情况极度恶化, 曲轴侧小头瓦面与十字头销之间无法形成润滑油膜, 在短时间里就能引起烧瓦故障。图 3 为烧瓦后小头孔内残留的巴氏合金层, 图 4 为损坏的十字头销表面。

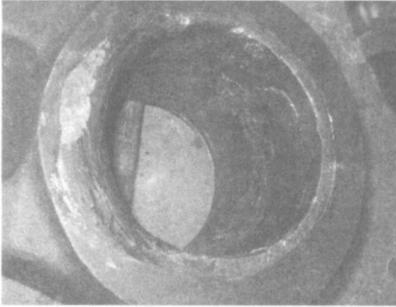


图 3 连杆小头瓦内残留的巴氏合金层
Fig 3 Babbitt layer in connecting rod small end



图 4 坏损的十字头销表面
Fig 4 Surface of damaged crosshead pin

1. 1. 4 6缸 (三级) 轴侧吸气阀和盖侧排气阀同时损坏失效时的反向角验算

如表 4所示, 当 6缸轴侧吸气阀和盖侧排气阀同时损坏失效时, 不但 6缸反向角变为 0 还会导致同为三级的 5缸反向角减小为 29°, 导致三级两个缸的连杆与十字头销润滑情况欠佳。这种情况危害尤其大, 但其出现的概率比较小。

表 4 6缸 (三级) 轴侧吸气阀和盖侧排气阀同时损坏失效时动力复算结果

Table 4 Recalculating results of power when inhalation valve (near axle) and exhaust valve (near cap) in 6# cylinder fails

列号	气体力 /kN	活塞杆载荷 /kN	综合活塞力 /kN	反向角 / (°)	级号	工作压力 /kPa	
						吸气	排气
VI	161	209	292	0	3/3	16 332	16 360
V	201	248	329	29	3/3	16 332	16 360
IV	1374	1 362	1 342	177	2/2	5 185	16 332
III	667	674	685	178	1/1	2 450	5 185
II	1 374	1 362	1 342	177	2/2	5 185	16 332
I	667	674	685	178	1/1	2 450	5 185

1. 1. 5 6缸 (三级) 轴侧排气阀损坏失效时的反向角验算

时, 最小反向角为 142°, 此时连杆与十字头销润滑情况良好。这种情况只能引起各级压力异常, 不会导致连杆与十字头销烧研故障。

如表 5所示, 当一系列三级轴侧排气阀损坏失效

表 5 6缸 (三级) 轴侧排气阀损坏失效时动力复算结果

Table 5 Recalculating results of power when exhaust valve (near axle) in 6# cylinder fails

列号	气体力 /kN	活塞杆载荷 /kN	综合活塞力 /kN	反向角 / (°)	级号	工作压力 /kPa	
						吸气	排气
VI	204	266	372	142	3/A	11 102	16 360
V	494	523	574	170	3/3	11 102	16 360
IV	799	806	817	178	2/2	4 891	11 102
III	600	607	624	178	1/1	2 450	4 891
II	799	806	817	178	2/2	4 891	11 102
I	600	607	624	178	1/1	2 450	4 891

1. 1. 6 故障压缩机 6HF/3 反向角的验算结论

根据两台压缩机汽阀实际更换情况来看, 106-K-101C和 106-K-101B事故分别发生在 2009年 6月 19日和 2009年 6月 27日, 如表 6所示, 在机组发生事

故前确实都有盖侧排气阀或轴侧吸气阀损坏情况。通过上述对事故压缩机 6HF/3反向角的验算, 在三级 6缸盖侧排气阀和轴侧吸气阀损坏失效的情况下, 反向角为 0或变得很小, 这与反向角的理论分析是一致的。

表 6 6 缸汽阀损坏更换情况
Table 6 Failure and replacement list of gas valve in 6[#] cylinder

机组	轴侧	盖侧	备注
106-K-101 B	吸气阀损坏 5 月 16 日更换	吸气阀损坏 6 月 19 日更换	损坏后更换前机组开了一段时间
	排气阀损坏 5 月 16 日更换	排气阀损坏 6 月 19 日更换	损坏后更换前机组开了一段时间
	排气阀损坏 5 月 21 日更换	排气阀 6 月 27 日损坏更换	损坏后更换前机组开了一段时间
106-K-101 C	排气阀损坏 6 月 18 日更换	排气阀 6 月 18 日损坏更换	损坏后更换前机组开了一段时间

通过上述综合计算分析, 事故的直接原因是压缩机运转过程中出现反向角为 0 的现象, 而且持续时间相当长, 造成连杆小头瓦与十字头销润滑不良甚至断油情况, 进而摩擦热积聚导致温度持续升高, 最终导致连杆和十字头部件严重烧研报废的事故。

1.2 三级气阀频繁故障导致反向角为 0 是事故的重要原因

根据车间对压缩机气阀更换记录 (如表 6 所示) 和气阀生产厂家的拆检结果, 三级盖侧排气阀更换的次数最多, 环状阀片成断裂性破坏, 而且高温变形后嵌到阀座通道里。

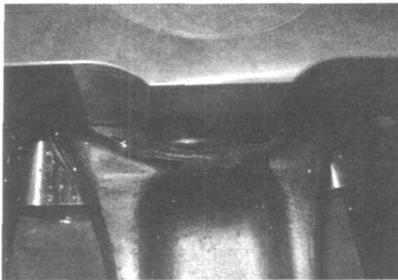


图 5 巴氏合金层发生的摩擦高温溶化
Fig 5 High temperature melting of Babbitt alloy

气阀损坏的原因除了气阀本身制造质量存在问题外, 阀片的运动固有频率落在了气流脉动频率范围内, 出现了严重的共振现象也是不可忽视的重要因素。该机组在各级缓冲器进出口都设置了孔板, 来抑制气流的脉动。然而经检测孔板产生的压降约为 1 MPa 超出了 AP618 第 3.9.2.2.4 款规定 (经计算不应超过该装置管线平均绝对压力的 0.75%, 即应不大于 122 kPa)。而且加装过多的孔板形成的气柱脉动严重干扰了盖侧排气阀的正常工作, 迫使阀片不能正常开启和关闭, 高温气体倒流, 使本来在氮气工况下长时间运转已经降低寿命的气阀破坏性失效。三级轴侧的气阀损坏得较轻, 是因为与盖侧气阀安装尺寸不同, 固有频率也不相同, 不易共振。不管是盖侧排气阀还是轴侧的吸气阀一旦失效, 将造成十字头销反向角减小甚至完全消失, 加上该压缩机十字头销为固定不动的结构, 反向角消失后在每转中连杆小头瓦与十字头销曲轴侧单面一直贴合, 堵死了润滑油孔, 连杆小头瓦与十字头销摩擦副缺油干磨, 最终烧研。图

5 为拆检时发现巴氏合金层被摩擦高温溶化后挤出的情况; 图 6 为拆卸后连杆小头高温色变的情况。

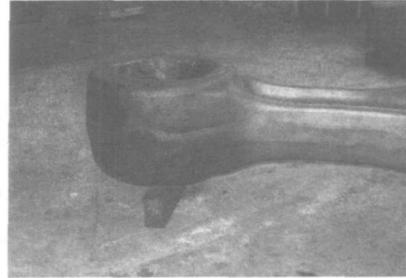


图 6 连杆小头发生的高温色变
Fig 6 Color changing under high temperature of connecting rod small end

需要说明的是: 气阀损坏失效以及出现反向角为 0 的现象并不一定都会导致这种烧研事故。关键看是否有其他不稳定因素同时存在, 有的因素是该起事故的导火索, 有的则是恶性循环的助推剂。衡量机械设备是否易产生故障的重要指标是对各零部件安全系数高低的综合评估。以下是对其他不利因素的概括论述。

1.3 连杆和十字头销设计存在缺陷是事故发生的助推剂

6HF/3 压缩机连杆采用小头定位, 对于大型的往复压缩机, 国际上通常都是采用连杆大头端定位, 它具有侧向定位的比压小, 润滑良好, 运行平稳等优点。小头定位则刚好相反, 而且间隙较小, 一旦缺油造成小头衬套钢背与十字头体干磨, 温度升高后容易胀死。

十字头部件设计得过于单薄, 十字头销直径 170 mm 相对于传递的最大 887 kN 的载荷太小, 这造成了连杆小头衬套承受载荷的比压超出许用范围。依据 1974《活塞式压缩机设计》计算方法进行小头衬套比压校核:

(1) 当在额定工况时, 根据动力计算结果取三级活塞力 $P=664 \text{ kN}$, $d=17 \text{ cm}$, $b=20.5 \text{ cm}$, 计算出相应比压 $\frac{P}{db} = \frac{664 \times 10^3 \text{ N}}{17 \text{ cm} \times 20.5 \text{ cm}} = 1900 \text{ N/cm}^2$ 。

(2) 当在实际工况时, 根据动力计算结果取活塞力 $P=596 \text{ kN}$, $d=17 \text{ cm}$, $b=20.5 \text{ cm}$, 计算出相

$$\text{应比压} \frac{p}{d_b} = \frac{596 \times 10^3 \text{ N}}{17 \text{ cm} \times 20.5 \text{ cm}} = 1710 \text{ N/cm}^2.$$

显然结果都大于设计手册中的允许的最大值 1500 N/cm^2 , 比压超标的后果将导致摩擦连接部位不易形成良好的润滑油膜, 不仅小头衬套磨损加剧, 而且摩擦热能不能被润滑油带走, 一旦出现反向角为 0 且长时间运转的情况, 必定出现烧研故障。

通过上述计算、分析, 6HF/3 往复式压缩机发生曲轴箱闪爆、连杆衬套和十字头销烧损的原因可以归纳如下:

(1) 是由于连杆衬套和十字头销之间、润滑不良甚至出现断油现象, 摩擦热积聚温度持续升高, 进而造成严重磨损和烧损;

(2) 润滑不良和出现断油的主要原因则是由于反向角减小或为 0 造成的;

(3) 反向角减小或为 0 是由于气阀频繁故障所致;

(4) 气阀频繁故障的主要原因是气阀本自身质量存在缺陷和气阀的固有频率与管路脉动频率接近, 产生共振所致;

(5) 连杆和十字头销设计存在缺陷也是故障发生的重要因素。

2 改进措施

针对由于气阀损坏失效产生的反向角改变, 导致连杆衬套和十字头销烧损的现象, 为了避免压缩机再次发生类似故障, 可采取以下改进措施:

(1) 增设压缩机排气压力和温度高联锁停机系统, 一旦发生气阀损坏失效, 当压力和温度严重异常时, 可以在短时间内实现自动联锁停机, 避免十字头销和小头衬套的破坏, 从而保证压缩机的安全;

(上接第 110 页) 的问题, 对其进行了改进, 如图 3 所示。具体改进方法为:

(1) 在轴封加热系统中增设真空泵 14

(2) 将图 2 中轴封外侧的两个放空口 7 接到真空泵入口, 并在前后轴封的原放空线上分别安装阀 7 和 8、真空表 9 和 10。在真空泵 14 的作用下, 原放空口变为强制抽真空, 原放空蒸汽被真空泵抽走, 同时少量空气从轴封外端进入汽封, 从而避免了轴封失效。利用阀门 7 和 8 可分别调节前后轴封外侧真空腔内真空度的高低, 通过观察真空表 9 和 10 保持其微负压即可满足轴封要求。

3 结束语

通过对 3 机及其轴封加热系统进行仔细的解体检查, 查阅相关技术图纸和参考资料后, 找出了轴封

(2) 要求气阀制造厂家重新对气阀的设计参数、材质进行核算, 找出气阀故障频繁的原因, 提高气阀的使用寿命;

(3) 汽阀拆检发现阀片出现分层和断裂, 针对此情况对阀片材质进行改进, 更换成耐冲击的更高强度材料;

(4) 对压缩机出入口管路的脉动频率和孔板直径进行核算, 使管路的脉动频率远离气阀的固有频率;

(5) 增加 HYDROCOM 气量无级调节系统, 避免机组长时间在部分负荷下运行, 这对保证机组长周期平稳运行是有利的。

3 结束语

针对惠州炼油分公司加氢裂化新氢往复式压缩机连杆小头衬套与十字头销存在的烧损故障问题, 分析故障原因, 指出气阀频繁故障导致往复式压缩机反向角减小或为 0 是造成连杆小头衬套与十字头销之间润滑不良而发生烧损的直接原因; 连杆和十字头销的设计缺陷是导致事故发生的重要原因, 并根据分析结果提出了改进和预防措施, 为消除类似故障发生提供了借鉴。

参考文献

- [1] AP618 石油、化工和气体工业用往复式压缩机 [S]. 美国石油学会, 1995
- [2] 《活塞式压缩机设计》编写组. 活塞式压缩机设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1974
- [3] 郁永章. 容积式压缩机技术手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000
- [4] 郁永章. 往复式活塞压缩机 [M]. 西安: 西安交通大学能动学院, 2006

漏气的关键原因, 提出了具体的解决办法, 并在 2008 年 4 月对 3 汽轮机大修中进行了实施。此次大修后, 机组的轴封系统运行状况良好, 漏气量大大减少, 润滑油中水含量极少, 油度正常, 为机组安全可靠的运行创造了必要的条件。

参考文献

- [1] 黄保海, 白玉, 中卫东. 汽轮机原理与应用 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2002: 56—57
- [2] 陈庆, 康城连. 汽轮机轴封故障分析与治理 [J]. 润滑与密封, 2008, 33(4): 106—107.
Chen Qing, Kang Chenglian. Trouble Analysis and Improvement of Axial Sealing of Turbine [J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(4): 106—107.
- [3] 赵维青. 小型汽轮机油中带水的原因分析及应急处理 [J]. 热能动力工程, 1999, 14(3): 226