

# 延迟焦化切焦系统水涡轮改造

魏 强, 赵志强

(兰州石化分公司 设备维修公司, 甘肃 兰州 730060)

**摘 要:**兰州石化公司炼油厂120万t/a延迟焦化装置自开工以来,水力切焦系统中的关键设备水涡轮经常出现切焦头在切焦时被埋钻卡转,致使水涡轮摆线减速机销轴、针齿盘断裂,并伴有大量介质水从水涡轮输出轴端外泄的故障,导致生产装置不能正常运行。通过对水涡轮的输入端和机封进行改造后,圆满的解决了问题。

**关键词:**水涡轮;切焦头;埋钻;机封;泄漏;端面比压

**中图分类号:**TE962

延迟焦化,就是将重油经加热炉急速加热到焦化所需的高温后,立即进入焦炭塔内进行深度裂化反应,这样就可以避免在炉管内大量结焦,延长装置运行周期。而该工艺中的水力除焦系统依靠高压水泵的压力将高压水射向焦炭塔内的焦炭,击碎的焦炭便于卸料、运输、销售。作为切焦系统中的关键设备—水涡轮却经常发生切焦头在切焦时被埋钻卡转,致使水涡轮摆线减速机销轴、针齿盘断裂,并伴有大量介质水从水涡轮输出轴端外泄的故障,使得装置经常因水涡轮故障非正常停工,造成了巨大的经济损失。

## 1 设备故障原因分析

### 1.1 水涡轮摆线减速机销轴、针齿盘断裂原因分析

从每次造成水涡轮减速器故障的现象来看都是减速机的销轴和针齿盘被扭断,而造成这一故障现象的原因,一方面是由于销轴强度低,另一方面是由于水涡轮旋转时产生的扭矩太大,使摆线减速机的销轴针齿盘在切焦头卡死的情况下无法承受,从而造成设备损坏。

### 1.2 水涡轮输出轴端介质泄漏原因分析

经进一步观察发现,介质水均由机械密封面漏出。可见,机械密封失效是引起水涡轮输出轴端介质泄漏的直接原因。

在将水涡轮解体后,发现机封安装位置正确,主要零部件,包括动、静环、小弹簧等均在指定位置上。摩擦副机构完整,动、静环表面没有裂纹、飞边,但表面并不光洁、平整,密封面间有大量焦炭粉,密封环面上有明显的磨痕,主要是由唱片状的较浅规则纹路组成,伴随有一些不规则的较深纹路。

对该型机械密封的总体结构、摩擦副材料、辅助

密封元件及弹性元件进行分析,认为该型机械密封在水涡轮中使用时,以上方面都是符合运行环境和介质的要求的。从故障现象来分析,主要是由于摩擦副端面间磨损比较严重,故分析故障原因为端面比压值较大,使密封面磨损较大,加上介质中含有焦粉颗粒,加剧了密封面的磨损,焦粉颗粒在密封面间留下了较深的磨痕。

机封端面比压的计算:

在动环和静环的接触面上,单位面积所受到的作用力称为端面比压,用 $p_e$ 表示,单位是MPa。

正常工作的摩擦副端面所受的摩擦力由两部分组成。一部分是由处于端面间的液体压力的液体摩擦力;另一部分是由粗糙不平的接触面造成的摩擦力。前者与滑动速度有关,后者与端面间的单位压力有关。因此,决定摩擦工况和密封面材料适用范围的重要参数是两者的乘积 $p_e v$ 。

$p_e v$ 的许用值 $[p_e v]$ 的大小取决于密封面材料、粗糙度、流体性质(润滑性、液体粘度)、接触状态等因素。 $p_e v$ 值应小于 $[p_e v]$ ,否则端面温度升高,产生泄漏,加剧磨损,降低寿命。

已知数据:动环内径 $d_1 = 75\text{mm}$ ,动环外径 $d_2 = 84\text{mm}$ ,平衡直径 $d_b = 78\text{mm}$ ,弹簧个数 $i = 8$ ,弹簧材料剪切弹性模量 $G = 8 \times 10^4\text{MPa}$ ,弹簧中径 $D = 10\text{mm}$ ,弹簧丝径 $d = 1.6\text{mm}$ ,弹簧有效圈数 $n = 15$ ,弹簧旋绕比 $C = 6.25$ ,弹簧平均压缩量 $\Delta l = 10\text{mm}$ ,介质压力 $p = 6\text{MPa}$ ,密封面液膜反压系数 $\lambda = 0.5$ ,密封面载荷系数 $K = 0.67$ ,高速轴转速 $n = 1070\text{r/min}$ ,密封面平均直径 $d_m = 79.5\text{mm}$ ,WC-WC许用 $p_e v$ 值 $[p_e v] = 5.785\text{MPa} \cdot \text{m/s}$ 。

端面比压的计算:

I. 弹簧力:

$$\therefore \text{弹簧刚度 } k = \frac{G \times D}{8 \times n \times C^4} = 4.37 \text{ kgf/mm.}$$

$$\text{又: 弹簧力 } P = \pi \frac{(d_2^2 - d_1^2)}{4} P_T = i \times k \times \Delta l$$

$$\therefore \text{弹簧比压 } P_T = 0.31 \text{ MPa}$$

II. 介质压力  $p = 6 \text{ MPa.}$

III. 端面比压值

$$p_c = p_T + (K - 0.5)p = 1.33 \text{ MPa.}$$

IV. 校核端面比压值:

$\therefore$  摩擦副平均周速

$$v = \frac{\pi \times d_m \times n}{60} \times 10^{-3} = 4.45 \text{ m/s,}$$

$$\therefore [p_c] = \frac{[p_c]}{v} = \frac{5.785}{4.45} = 1.3 \text{ MPa}$$

明显可以看出  $p_c > [p_c]$

端面摩擦功率  $P_f$  的计算:

$$P_f = f \times \pi \times d_m \times b \times p_c \times v$$

式中:  $d_m$ ——密封端面平均直径, 单位为 m;

$b$ ——密封面宽度, 单位为 m;

$v$ ——密封面平均线速度, 单位为 m/s;

$n$ ——转速, 单位为 r/min;

$f$ ——端面摩擦因数。

代入数据得:  $P_f = 531.88 \text{ W}$

根据端面比压值, 摩擦功率计算, 可以看出, 反

映机封工作状态的参数(摩擦功率和泄漏量)均与端面比压值  $p_c$  紧密相关, 在结构尺寸确定的情况下, 这些量都与  $p_c$  是对应的。正是由于  $p_c$  值的不合理, 造成端面摩擦功率过大, 使得磨损加剧, 由此说明, 产生故障的主要原因在于  $p_c$  值的不合理上。

## 2 故障解决

### 2.1 水涡轮摆线减速机销轴、针齿盘断裂故障解决

由于水涡轮减速器输入端共有四组动静叶片, 在除焦高压水带动水涡轮运行时, 势必产生一定强度的扭力, 这种扭力会逐级递增, 但是由于这种力和摆线减速机销轴强度不相匹配, 就会造成摆线减速机机构扭断销轴的故障。所以我们根据多级泵的增压原理, 去掉水涡轮减速器一组动静叶片, 这样扭力就会减小, 如果一旦切焦头被卡住, 只能是切焦头停转, 但不会造成水涡轮减速器销轴断裂, 从而解决这一问题。去掉一组动、静叶片后, 可以在原安装动的部位, 设计加工一个与动叶片的轴向高度相等的轴套, 用卡簧固定, 对剩余的三组动叶片进行定位, 在原安装静叶片的部位设计加工一个定位套然后用压盖固定。

改造前后水涡轮减速器入口端结构, 如图 1 所示。

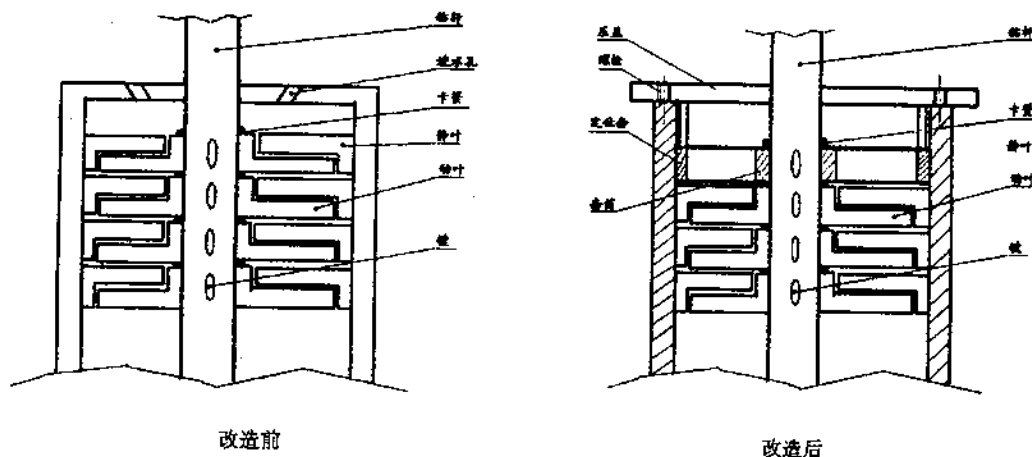


图1 水涡轮输入端改造前后示意图

### 2.2 水涡轮输出轴端介质泄漏故障解决

通过故障原因分析可看出, 减小端面比压值是可行的解决措施。由于端面比压值  $p_c = p_T + (K - 0.5)p$ , 在机封结构和密封液体压力确定的情况下, 减小弹簧力  $p_T$  是唯一的途径。为了减小弹簧力, 我们在固定静环的端盖与壳体之间加入 3mm 厚的不锈钢垫圈, 如图 2 所示。

减小后的弹簧比压  $p_T = 0.21 \text{ MPa}$ , 在介质压力

不变, 转速不变的条件下,  $p_T$  减小后机封的端面比压  $p_c = 1.23 \text{ MPa}$ , 摩擦功率  $P_f = 491.87 \text{ W}$ , 均有明显减小。

## 3 改造效果

水涡轮由于减少了一组动静叶片使输出扭矩减小, 切焦头在埋钻时卡死停转, 水涡轮减速器不会损坏, 提起钻杆后水涡轮照常运转。(下转第 43 页)

(上接第 20 页)

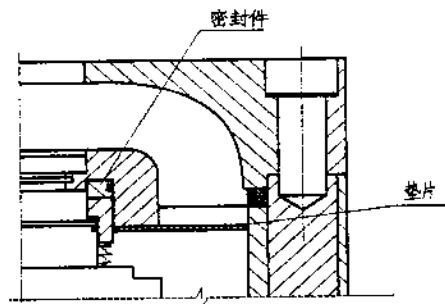


图 2 改进示意图

水轮机封的改造也很成功,水轮机输出轴端的介质泄漏被彻底解决。经过一年来的生产运行结果表

明,设备的运行周期大大延长,满足了装置的生产要求。

#### 参考文献:

- [1] 徐灏. 密封[M]. 北京:冶金工业出版社,1999.
- [2] 顾永泉. 流体动密封[M]. 北京:中国石化出版社,1992.
- [3] 胡国桢. 化工密封技术[M]. 北京:化学工业出版社,1990.
- [4] 王璠瑜. 化工机器[M]. 北京:中国石化出版社,1993.
- [5] 崔继哲. 化工机器与设备检修技术[M]. 北京:化学工业出版社,2000.
- [6] 单小君. 金属材料与热处理[M]. 北京:中国劳动社会保障出版社,2001.