

进口压缩机密封环故障的排除

宋 正 治

中国石油天然气管道科学研究院 (河北省廊坊市)

提 要 为查找压缩机密封环故障原因,在理论分析与计算的基础上,深入现场实际调查,最终发现损坏密封环的直接原因是“气阻”所致,而“气阻”又是因一微小零件失效造成的。原因找到后,故障的排除非常顺利,并且积累了宝贵的经验。

主题词 *压缩机 密封件 [原因] 分析 热力计算 [故障排除]

某输气公司从美国进口了一套离心式天然气压缩机组,自投产以来,该机运转一直不正常,曾两次损坏密封环和短轴,被迫送往国外返修,严重地影响了输气生产,无端增加了维修费用。虽多次召请国内外专家分析诊断,但故障原因未能查出。1991年8月,压缩机转子第三次从国外修复后运回站上安装,试车前成立了技术组,召开故障分析研讨会,进行理论分析,深入现场实际调查,结合试车过程中密切观察,监测运转过程中各项数据的变化,最后终于查找出损坏密封环的直接原因是气阻所致,而气阻则是因一微小零件失效造成的。至此,这一技术难题始被解开。

下面简要介绍查找故障的方法和体会。

1 密封系统结构原理

C306型压缩机是一种油气集输专用压缩机,其密封油系统与润滑油系统合二为一,使结构大为简化,见图1。

从图1可见,特点之一是密封油和润滑油在机壳内履行各自的功能后汇成一路返回油箱,亦即二者是公用的。二是用作密封的

缓冲气来自压缩机本身所压缩的天然气,不用另设气源。因此,结构简单,工作可靠。图中黑色断面的零件就是密封环,装在压缩机转子两端轴头,每端两个,工作时两环之间充满密封油,挡住缓冲气使之不能从轴端外泄,而缓冲气又充满了迷宫腔体,挡住了天然气使之不能外泄。由此可见,这种结构的密封是靠两个动态平衡条件来实现的,即不管压缩机工作压力如何变化,必须时时保持密封油的压力高于缓冲气的压力,而缓冲气的压力又高于密封腔内侧天然气的压力。

密封环是由石墨和软金属压铸制成的环状零件(见图2),它被空套在轴颈上,其半径向间隙为 $48\sim 59\mu\text{m}$,工作时此间隙中充满油膜,轴在其中旋转,而环紧贴在密封壳体上是不转动的。

其工作条件是:

密封油压差等于密封油压力减去收集器入口压力,其设定值为 $0.1\sim 0.14\text{MPa}$;

缓冲气压差等于缓冲气压力减去压缩机入口压力,其设定值为 $0.1\sim 0.14\text{MPa}$ 。

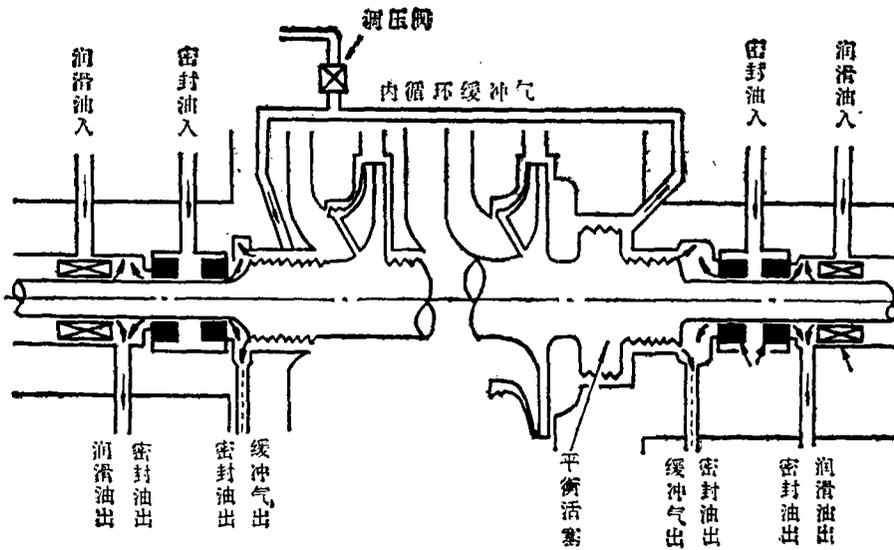


图1 压缩机密封油系统原理图

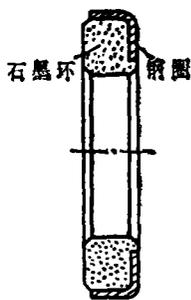


图2 密封环形状示意图

2 故障原因分析

经过国内外专家会诊，提出密封环损坏的原因共有26个可能性，包括四大类（材质、安装、设计制造和工艺过程）问题。要想从诸多个可能性因素中找出决定性因素是非常困难的。因为这些因素并非都是能直接观察到或用仪器检测到的，何况损坏过程很可能是转瞬即逝，不会重复再现，因此，不可能对各种可能性逐一试验以找出故障的原因。在这种情况下，只有先从理论分析入

手，对密封环损坏的过程作逻辑推理和判断：是因缺油而造成密封环损坏？还是因密封环损坏造成漏失而缺油？如果能对这一命题作出正确的回答，无疑是把查找故障的工作向前推进了一大步。

我们试用理论计算的方法对上述命题进行判断。

2.1 在缺油情况下密封环的工作温度

按照边界摩擦理论，计算密封环处产生的热流量。用公式

$$H = f \cdot P \cdot V \cdot A \dots \dots \dots (1)$$

- 式中 f ——摩擦系数，无因次；
 P ——密封面比压，MPa；
 V ——圆周速度，m/s；
 A ——密封接触投影面积，cm²；
 $A = B \times d$
 B ——密封环宽度，cm；
 d ——轴颈直径，cm；
 H ——摩擦产生的热流量，W。

密封环工作原理和有关尺寸参见图3。

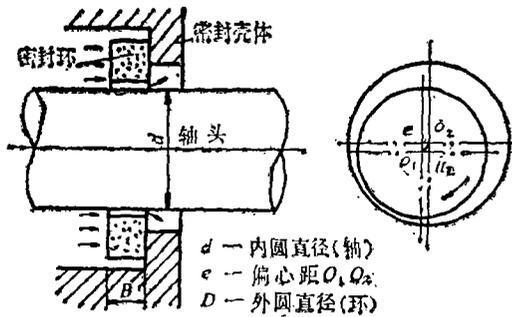


图3 密封环工作原理图

查C306型压缩机其密封处轴颈直径 $d = 7 \text{ cm}$, $B = 2 \text{ cm}$, 摩擦副为碳石墨—钢, $f = 0.2$, 密封面比压是指密封环与轴颈接触面上所承受的径向载荷, 当输气量为 $80 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{d}$ 时, 高压压缩机出口压力为 $2.5 \sim 2.8 \text{ MPa}$, 若密封油压按 1.44 MPa 计算, 则密封面比压 $P = 1.6 \text{ MPa}$ 。所以

$$H = 0.2 \times 1.6 \times 55 \times 14 \times 10^2 = 24 \ 640 \text{ W}.$$

可见, 由于缺油, 便会有这么大的热流量集聚在轴颈处, 因无法散热, 可使该处温度高达 $1 \ 000 \sim 1 \ 200^\circ\text{C}$ 。

2.2 在不缺油情况下密封环的工作温度

按液体静压径向滑动轴承的理论, 计算出密封环处产生的温升。

当有油膜存在时, 其摩擦扭矩为

$$M = \frac{\eta \cdot d^3 \cdot B \cdot (n_2 - n_1) \cdot \pi}{2 \cdot C_d \times 10^8} \times \int_0^{2\pi} \frac{d\theta}{(1 + \varepsilon \cdot \cos\theta)^3} \dots (2)$$

式中 η ——密封油动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;

n_2, n_1 ——轴与环的转速, r/s ;

M ——轴与环的摩擦扭矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

C_d ——轴与环的径向间隙, cm ,

$$C_d = D - d;$$

θ ——油膜沿径向分布角度, $^\circ$;

ε ——偏心率, $\varepsilon = 2e/C_d$, e 为偏心距, (当载荷不变时, $\varepsilon = \text{常数}$) cm 。

将上式积分, 得

$$M = \frac{\eta \cdot d^3 \cdot B \cdot (n_2 - n_1) \cdot \pi^2}{10^8 \cdot C_d \cdot (1 - \varepsilon^2)^{1/2}}$$

查 $\eta_{80.0\text{C}} = 0.014$, 因环不动, 故 $n_1 = 0$, 按最大负载计算时, $\varepsilon = 0.6$, 代入数值计算, 得

$$M = \frac{0.014 \times 7^3 \times 2 \times (15 \ 000/60)}{0.108 \times 10^{-1}} \times \frac{10^{-6} \times \pi^2}{(1 - 0.36)^{1/2}} = 2.743 \text{ N} \cdot \text{m}$$

则摩擦功率为

$$E = M \times \frac{2\pi n_2}{60} = 4 \ 308 \text{ W}$$

假设摩擦功率全部转变为热流量, 也不会使轴颈和密封环的温度持续上升。因为有润滑油流动, 可以把大部分热量带走。从轴颈间隙流出来的油温代表着轴颈的温度, 此温度计算如下。

先计算油的流量, 通过环形间隙的密封油流量为

$$Q_T = Q_r + Q_p$$

式中 Q_T ——总流量, L/min ;

Q_r ——由旋转压力产生的流量, L/min ;

Q_p ——由外部供油压力产生的流量, L/min 。

而由旋转压力产生的流量为

$$Q_r = \psi \cdot \omega \cdot R^3 \cdot \frac{B}{d^2} \times \int_0^\pi \varepsilon \cdot \sin\theta \cdot R \cdot d\theta \dots (3)$$

式中 ψ ——环与轴相对间隙,

$$\psi = C_d/d;$$

ω ——旋转角速度, rad/s,
 R ——旋转轴半径($R = d/2$), cm.

将式(3)积分, 得

$$Q_T = \psi \cdot \omega \cdot R^3 \cdot \varepsilon \cdot \frac{B}{d^2} \cdot 2R$$

$$= \frac{d^2}{8} \cdot \psi \cdot \omega \cdot \varepsilon \cdot B$$

代入数值计算, 得

$$Q_T = \frac{7^2}{8} \times 0.001543 \times \frac{2\pi \times 15000}{60}$$

$$\times 0.6 \times 2$$

$$= 1.07 \text{ L/min}$$

由外部供油压力产生的流量为

$$Q_p = \frac{P_e \cdot R^4 \cdot \psi^3}{6 \times \eta \cdot B}$$

$$\times \int_0^{2\pi} (1 + \varepsilon \cdot \cos\theta)^3 d\theta$$

..... (4)

式中 P_e ——外部供油压力, Pa.

将上式积分, 得

$$Q_p = \frac{P_e \cdot R \cdot \psi^3}{\eta \cdot B} \cdot 2\pi \cdot \left(1 + \frac{3}{2}\varepsilon^2\right)$$

$$= \frac{\pi}{6} \cdot \frac{P_e \cdot R^3 \cdot \psi^3}{\eta \cdot B/d} \cdot \left(1 + \frac{3}{2}\varepsilon^2\right)$$

代入数值计算, 得

$$Q_p = \frac{\pi}{6} \times \frac{1.44 \times (3.5)^3}{0.014}$$

$$\times \frac{(0.001543)^3}{2/7} \times \left(1 + \frac{3}{2} \times 0.36\right)$$

$$= 2.74 \text{ L/min}$$

所以 $Q_T = 1.068 + 2.74 = 3.81 \text{ L/min}$

再用下面公式计算温升,

$$\Delta t = \frac{E \times 60 \times 1000}{C_p \times \nu \times Q_T} \dots\dots\dots (5)$$

式中 C_p ——密封油比热容, J/(kg·°C),
 ν ——密封油密度, kg/m³,
 Δt ——密封油温升, °C.

代入数值计算, 得

$$\Delta t = \frac{4308 \times 60 \times 1000}{2000 \times 860 \times 3.81}$$

$$= 39.4 \text{ °C}$$

由此可见, 在不缺油的情况下, 密封环处的温升只有39.4°C, 当进油温度为40°C时, 密封油出口的温度约为80°C, 摩擦副不会产生高温。

经过以上计算, 对照实物, 可以肯定地回答, 该压缩机密封环的损坏是缺油造成的。损坏的石墨密封环表面龟裂, 轴颈颜色发蓝也充分证明了这一点。

3 现场查找原因

既然从理论上判断出密封环损坏是缺油造成的, 那么就应该在现场设法证实, 然后再寻找缺油的原因。但是, 现场检查却无法证实是缺油现象造成的。这是因为: ①缺油可能是瞬间发生的, 根据上述计算, 缺油时间在1s钟内所造成的高温足以烧毁密封环。②一旦缺油即造成损坏性故障而停机, 该故障不可能再现。③密封环处的结构是密闭的, 无法安装监测仪器。

因此, 现场检查工作重点放在收集分析运行资料及组织座谈讨论的活动上。在一次座谈会上, 有人反映说辅助密封油泵启动后, 有时需要人工放气, 此事引起技术组的高度重视。8月23日启机时, 密封油压不够, 将辅助泵出口管接头松开放气, 油压恢复正常, 这一事实证明在密封油系统上确实发生过气阻现象。众所周知, 气阻会造成局部缺油的后果。为了寻找气阻的根源, 首先查找漏气的地方, 把有可能渗漏的接头、管件全部检修了一遍, 其次是寻找排气的处所, 由于分枝管路较多, 路径曲折复杂, 虽反复查看仍没有发现排气设施。

此时我方提出增装排气支管的建议，得到美方同意。在研究加装排气支管的位置时，发现图纸上原来有排气装置，可为什么现场找不到？是出厂时漏装了还是原设计已作了改进？经过多次摸爬查找，终于发现一个垫片模样的零件，卸开一看，正是要寻找的排气孔板，该零件只有花生米粒大小，孔径0.8mm（见图4），仔细一检查，原来是个盲孔，未钻通，因而不起排气作用。这就是产生“气阻”的根源，至此，密封环损坏故障的原因终于真相大白。故障的检查和排除十分成功。

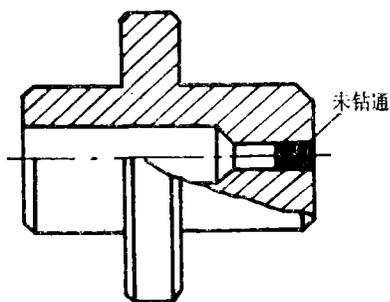


图4 排气孔板示意图

4 几点体会

(1) 燃气轮机压缩机组是技术密集、自控水平相当高的大型进口设备，我们靠自己的技术查找到故障症结，这是一次成功的尝试，取得了检修经验，学会了装配本领，

掌握了调控技术，使队伍的素质得到了锻炼和提高。

(2) 对进口设备不要迷信。美国制造的燃气轮机压缩机组，技术是成熟的，质量是好的，经久耐用。但出厂检验也有漏检微小零件之事发生，对此要认真对待，不能盲目崇拜。

(3) 查找故障的过程也是学习和提高的过程。要理论联系实际，用正确的理论指导检修活动，就能在实践中少走弯路，提高工作效率，节约开支，早日解决技术难题，排除故障，确保生产。

(4) 日常维护保养工作十分重要，特别要维护好控制系统各元器件使之经常处于完好状态。运行记录愈齐全对故障的查找就愈方便，检修经验愈丰富，排除故障的能力也就愈强。

(5) 现场检查要付出巨大劳动代价，庞大的机器解体，需要技术、人力和时间，舍此别无捷径可走。同时，在检修过程中要耐心细致，发现到的蛛丝马迹不能放过，要一一记录下来并作出分析判断，跟踪寻查，不厌其烦，丝毫马虎不得。

(参考文献略)

(收稿日期：1992-02-28)

下 期 要 目

东黄复线水击试验应力应变测试与分析	王茂棠
内鹤管式轻油罐车研究初探	陈章寿
试论火筒式加热炉排烟温度的选择	陈积德
组合压力容器的优化设计	姚安林等
克一独管线清管技术的应用及其效果	虞坚中等
变频调速加油系统	徐丽玉
金属罐底板外加电流阴极保护的新方法	李春光等
四川气田输气干线内腐蚀及其控制	刘 惟
异步电动机变频调速的节能技术	张凤哲