

## 单吸、多级离心泵平衡盘故障分析

周 觉

(吴县市铜矿 苏州市 215151)

我矿井下排水设备采用 D、DA 型水泵，均系单吸、多级、分段式离心泵。在使用过程中曾出现超负荷跳闸，经多次反复解体检查，结果还是一启动重复跳闸。但静态手工盘动时却非常灵活，叶轮没有机械摩擦和卡住现象。最后检查平衡盘时发现，平衡盘与承磨环的间隙在 2mm 以上。经调整轴套长度，消除盘隙后，故障即被排除。现就叶轮轴向推力和平衡力的产生并对平衡盘的故障作一分析：

### 1 单吸、多级水泵轴向推力的产生

产生轴推力的主要原因是由于叶轮前、后底盘外表面不平衡压力和叶轮内表面水动力的轴向分力所造成。

1.1 叶轮前、后底盘外表面压强分布不同而形成的轴向推力

叶轮前、后底盘外表面压力差。叶轮前、后两空腔的水，受到叶轮旋转效应以  $\omega/2$  ( $\omega$ —叶轮角速度) 旋转。若通过大小口环缝隙的泄漏量较小，可忽略不计，则可将腔内水的运动看成绕轴等角速度旋转的容器中水的运动。

由流体力学可知，任意半径 (图 1) R 处的压强为：

$$P = \frac{\gamma}{2g} \left( \frac{1}{2} \omega \right)^2 \cdot R^2 + C$$

当  $R = R_2$  时， $P = P_2$  ( $P_2$ —叶轮出口处的压强)

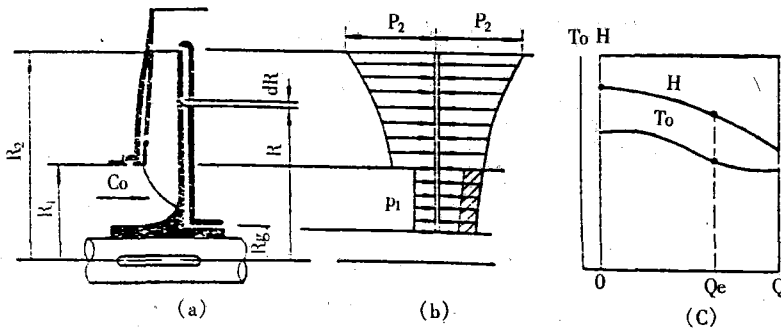


图 1 轴向推力

$C = P_2 - \frac{\gamma}{8g} \cdot \omega^2 \cdot R_2^2$  代入上式后得：

$$P = P_2 - \frac{\omega^2 \cdot \gamma}{8g} (R_2^2 - R^2)$$

由此式可知，压强系按抛物线规律分布。

由于前、后腔压强分布规律相同，而且在  $R_2$  到  $R_1$  (大口环缝隙半径) 的范围内方向相反，大小相等，故相互抵消。

剩余的只是在  $R_1$  到  $R_g$  (轮毂半径) 范围内，作用于后盘内外侧的压差：

$$\Delta P = P - P_1$$

式中： $P_1$ —叶轮入口压强。

将  $P$  值代入此式，得到压差：

$$\Delta P = (P_2 - P_1) - \frac{\omega^2 \cdot \gamma}{8g} \cdot (R_2^2 - R^2)$$

于是总压力差：

$$\begin{aligned} T_1 &= \int_{R_g}^{R_1} \Delta P \cdot 2\pi R \cdot dR = \int_{R_g}^{R_1} \left[ (P_2 - P_1) - \frac{\omega^2 \cdot \gamma}{8g} \cdot (R_2^2 - R^2) \right] 2\pi R \cdot dR \\ &= \pi (R_1^2 - R_g^2) \left[ (P_2 - P_1) - \frac{\omega^2 \cdot \gamma}{8g} \left[ R_2^2 - \frac{R_1^2 - R_g^2}{2} \right] \right] \end{aligned}$$

式中压差  $P_2 - P_1$  用叶轮压头  $H_K$  表示, 即  $P_2 - P_1 = \gamma \cdot H_K$ , 于是由于表面压强分布不同而形成的轴推力

$$T_1 = \gamma \pi (R_1^2 - R_g^2) \left[ H_K - \frac{\omega^2}{8g} \left( R_1^2 - \frac{R_1^2 - R_g^2}{2} \right) \right] \text{ (kg)}$$

式中:  $\gamma$ —水的密度,  $1000\text{kg/m}^3$ ;

$R_1$ —叶轮大口环缝隙半径, m;

$R_g$ —叶轮小口环缝隙半径, m;

$g$ —重力加速度,  $\text{m/s}^2$ ;

$H_K$ —叶轮压头, m;

$\omega$ —角速度,  $\text{rad/s}$ 。

1.2 叶轮内表面水动压力的轴向分力:

$$T_2 = -\frac{\gamma \cdot Q}{g} C_0 \text{ (kg)}$$

式中:  $Q$ —流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$C_0$ —水轴向进入叶轮的速度,  $\text{m/s}$ 。

1.3 由于大小口环磨损严重, 泄漏量增加, 所增加的轴推力, 用  $T_3$  表示, 大小可能比正常状态时的轴推力大得多。正常状态时  $T_3 = 0$ 。

作用于一个叶轮的轴向力:

$$T_1 = T_1 + T_2 + T_3 \text{ (kg)}$$

多级水泵总的轴向推力:

$$T_0 = \sum_0^i T_1 \text{ (kg)}$$

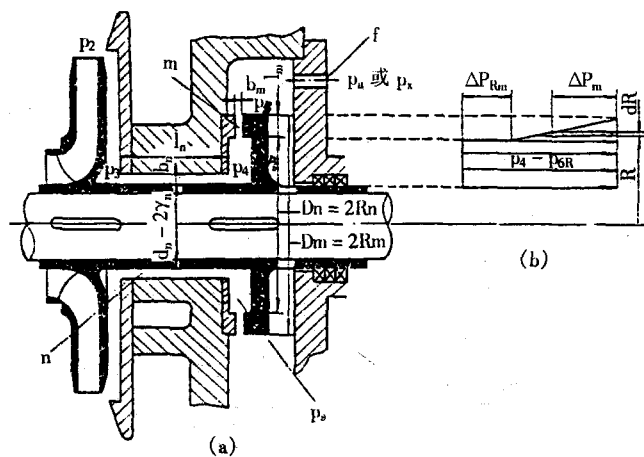


图2 平衡盘受力尺寸

## 2 平衡盘的作用, 平衡力的产生

### 2.1 作用于平衡室面积上的平衡力 $F_1$ :

平衡室内的压强为  $P_4$ , 盘外空腔中水压强为  $P_6$ , 则盘的轮毂处内外压差为  $(P_4 - P_6)$ 。因在平衡室内腔范围 (即在半径  $R_n$  和  $r_n$  所划圆环范围) 内, 内外压差无变化, 如图 (b) 所示, 侧作用于腔室面积上的平衡力  $F_1$  为:

$$F_1 = \pi (R_n^2 - r_n^2) (P_4 - P_6) \text{ (kg)}$$

### 2.2 作用于盘隙面积上的平衡力 $F_2$ :

在盘隙范围 (即半径  $R_m$  和  $R_n$  所划圆环范围) 内, 压差有变化。由于盘隙入口处入口损失以及部分能量转化为入口动能, 使

压强差降低了  $\Delta P_{Rm}$ 。

$$\Delta P_{Rm} = (0.5\eta + 1) \frac{V_m^2}{2g}$$

式中:  $V_m$ —水在盘隙出口处的流速;

$\eta$ —间隙  $m$  的入口圆角系数。

所以盘隙入口边缘之内与盘外的压差为  $(P_4 - P_6 - \Delta P_{Rm})$ 。盘隙出口处压差为零。由入口到出口呈线型分布。盘隙面积上的平衡力  $F_2$  为:

$$F_2 = \int_{R_n}^{R_m} 2\pi R \cdot \Delta P_m \cdot dR \text{ (kg)}$$

式中:  $\Delta P_m = (P_4 - P_6 - \Delta P_{Rm})$

$$\frac{R_m - R}{R_m - R_n}$$

积分后得： $F_2 = \frac{\pi}{3} (P_4 - P_6 - \Delta P_{Rm})$   
 $(R_m^2 + R_n \cdot R_n - 2R_n^2)$

式中：以  $R_m = R_n + l_m$  代入得

$$F_2 = \frac{\pi}{3} (P_4 - P_6 - \Delta P_{Rm}) \cdot l_m \cdot (3R_n + l_m) \quad (\text{kg})$$

于是，作用于平衡盘上的总平衡力为  $F$

$$F = F_1 + F_2 = \pi (R_n^2 - r_n^2) (P_4 - P_6) + \frac{\pi}{3} l_m (3R_n + l_m) (P_4 - P_6 - \Delta P_{Rm}) \quad (\text{kg})$$

### 3 平衡盘故障分析：

平衡盘最常见的故障是盘隙磨损，使间隙值增大。更为严重的是，盘隙磨损，两表面的加工面被破坏，磨出严重的沟槽，盘隙泄水量增加，平衡室压力  $P_4$  下降，平衡力下降，进一步加剧盘隙磨损。

#### 3.1 平衡盘故障形成的后果：

(1) 平衡力下降，致使轴承的轴向附加力增加；

(2) 叶轮转子向进水端位移，加剧叶轮大口环及叶轮与中段的磨擦，加快机件磨损；

(3) 水泵大口环磨损，会使水泵轴向力大为增加，进一步加剧盘隙磨损；

(4) 由于位移使水泵与电机联轴器的端面安装间隙消失，引起电机剧烈振动；

(5) 由于位移产生的磨擦、泄漏，使水泵轴功率增加，效率下降。严重时，一启动即超载跳闸，无法正常工作。但静态用手盘

联轴器时，相当灵活。

#### 3.2 产生平衡盘故障的原因：

(1) 由轴承损坏，及转子机械振动引起大小口环磨损，使轴向力增加；

(2) 水泵工况点偏离额定工况点较大，工作流量小于额定流量，扬程大于额定扬程，使轴向力增加；

(3) 工作介质混浊，比重增加，导致机件磨损，轴向力增加；

(4) 平衡盘的加工质量，形位公差和表面粗糙度没有达到要求，增加盘隙入口损失和动能损失；

(5) 平衡盘的安装质量，盘端面跳动量和承磨环端面的跳动量和超差，使动能损失增加，压差减少，或平衡盘与承磨环间隙过大，使压差为零，应控制在  $0.01\text{mm} \sim 0.02\text{mm}$  内；

(6) 平衡盘泄水孔堵塞，使外腔压力  $P_6$  升高，压差减少，平衡力下降；

(7) 由水泵的安装质量，整个叶轮转子在中段间没有轴向间隙，工作中无法实现轴向的动态平衡，轴向间隙应在  $2\text{mm} \sim 4\text{mm}$  之间。

### 4 结语

综上所述，分析平衡盘工作条件：叶轮转子相对泵体要有一定量的轴向间隙，平衡室要有足够的压差，轴向推力和平衡力应互相平衡。只有三个条件同时具备，才能实现工作的动态平衡，才能保证水泵正常运行。

(收稿日期：1999-07-05)

(上接第29页)

由表2还可以看出，该炉的余热利用效果好，虽然烟气带走的物理热占全部热量的32.75%，但烟气废热回收率达21.5%，燃料节约率为12.9%，节能效果显著。

### 4 小结

在中板厂2#加热炉的改造设计中，由于采用了合理的炉型结构和各项先进节能技术，已取得一定的节能效果，并且有理由相

信，当生产各个环节均正常时，炉子的各项指标完全可以达到。

#### 参考文献

1. 蒋安家. 冶金工厂轧钢加热炉的设计. 冶金能源, 1995 (3)
2. 张先樟. 工业炉的节能技术及其计算. 工业炉, 1999.1~1999.2
3. 钢铁厂工业炉设计参考资料. 北京: 冶金工业出版社

(收稿日期：1999-07-02)