600QW3500－16－220潜污泵自耦装置关键参数

朱荣生[1]，罗仁才[1]，吴 俊[1]，李维斌[1]，杨爱玲[2]
（1. 江苏大学 流体机械工程技术研究中心，江苏 镇江 212013；2. 江苏国泉泵业制造有限公司，江苏 镇江 212009）

摘 要：针对潜水排污泵自动耦合安装系统经常出现强度问题以及漏水的问题，以600QW3500－16－220潜水排污泵为例，通过耦合装置受力和自耦锁紧角力矩的分析，确定了其几何参数，得到了潜水排污泵自动耦合装置关键参数的一种设计方法。潜水排污泵耦合装置关键参数的确定主要与泵本身水力设计参数以及设计重量有关。通过对排水底座进行力分析，确定了该潜水排污泵排水底座地脚螺栓以及布局方式。

关键词：潜污泵；自耦装置；自耦锁紧角
中图分类号：TH38 **文献标识码**：A **文章编号**：1005－6254(2007)02－0009－04

Determination of key parameters for the auto-coupled device of 600QW3500－16－220 submersible sewage pump

ZHU Rong-sheng[1], *LUO Ren-cai*[1], *WU Jun*[1], *LI Wei-bin*[1], *YANG Ai-lin*[2]
(1. Technical and Research Center of Fluid Machinery Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China; 2. Jiangsu GuoQuan Pump-manufacture Co., Zhenjiang, Jiangsu 212011, China)

Abstract: Taking the 600QW3500－16－220 sewage submarine pump as an example, by analyzing the force and moment inside pump, the key parameters in the design are summarized, and the problem about the leak and strength of the auto-coupled device are solved. The key parameters are related to the hydrodynamic parameters and its weight. By analyzing the force of the draining base, the choice and the distribution in the bolts in the draining base are determined.

Key words: submersible sewage pump; auto-coupled setting; auto-coupled locking angle

潜污泵是泵与电动机连成一体的输送污水、污物和含有固体物、纤维物介质的机械。由于输送介质种类的日益扩大，并且随着国家对环保事业的日益重视，潜污泵作为不可缺少的排污设备，在工业、市政、水利、建筑业、食品、医院、宾馆等行业应用广泛。这种泵结构紧凑，占地少，效率高，无堵塞，防缠绕，发展前景广阔。

潜污泵一般采用自动耦合安装系统，这种系统主要由快速接口、排水底座、导轨等组成。泵体出口和快速接口通过螺栓紧密连接在一起，在排水底座上有一自耦斜面（图1），安装时，排水底座先通过地脚螺

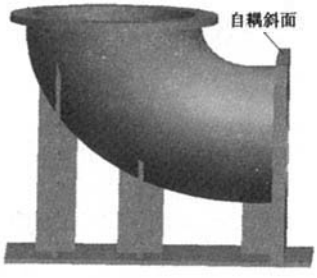

图1 排水底座

收稿日期：2006－07－15
基金项目：江苏省火炬计划资助项目（H2005350）
作者简介：朱荣生（1964－），男，湖南永州人，研究员，主要从事流体机械特性的研究。
罗仁才（1982－），男，湖南长沙人，硕士生，主要从事潜水排污泵自动耦合装置方面的研究。

万方数据

栓固定在地面,快速接口带动泵在泵重力作用下沿导轨滑下,通过排水底座自耦斜面和快速接口自耦锁紧杆(图2)之间的接触自动耦合安装在一起。

图2 快速接口

笔者以600QW3500－16－220潜污泵为例,论述了DK600排水底座的设计方法。设计参数如下:额定流量 Q_t =3 500 m^3/h,额定扬程 H_t =16 m,电动机功率 N =220 kW,转速 n =960 r/min。

1 自耦锁紧角的初步确定

如图1所示,自耦斜面与竖直方向面所成的夹角即为自耦锁紧角。潜污泵耦合安装以后,排水底座自耦斜面对快速接口自耦锁紧杆将产生很大的作用力,通过其水平分力使快速接口和排水底座紧密贴合,调整自耦锁紧角大小,就可调节水平分力的大小。自耦锁紧角越小,其水平分力越大,快速接口和排水底座结合越紧密,从而密封性能越好,但是对快速接口强度提出了更高的要求。泵通过快速接口悬挂在空中,整个泵所承受的竖直方向的力也是通过自耦斜面对自耦锁紧杆的作用力的垂直分量来平衡。自耦锁紧角的选取,关系到泵的密封性能以及强度,非常重要。

把整个泵系统除排水底座外看成一个整体,把系统分为两部分,即排水底座,快速接口和泵(导轨等对系统受力没有影响)。假设一个临界状态,此时快速接口出口和排水底座进口处于临界接触状态,即此时恰好未接触,则快速接口和排水底座只通过自耦斜面和自耦锁紧杆耦合在一起。此时,在自耦斜面将产生一个垂直于斜面的压力,此压力的反作用力作用在自耦锁紧杆上。取快速接口和泵进行分析,除受这个反作用力外,整体还受以下几个力的作用:①泵重力;②流体对泵的浮力;③快速接口和排水底座法兰结合面间流体压力;④快速接口和排水底座法兰间接触压力;⑤流体动反力;⑥电机运转产生的力偶。笔者通过分析,除了泵重力、浮力以及快速接口和排水底座法兰结合面间流体压力外,其余各力相对很小,可以忽略不计。在以上诸力的作用下,整体处于力平衡状态。设自耦斜面上反作用力为 $\boldsymbol{F}$,重力为 $\boldsymbol{G}$,浮力为 $\boldsymbol{f}$,快速接口和排水底座结合面间流体压力为 $\boldsymbol{F}_s$,快速接口和排水底座间接触压力 $\boldsymbol{F}_p$,则有

$$\boldsymbol{F}=\boldsymbol{G}+\boldsymbol{f}+\boldsymbol{F}_s+\boldsymbol{F}_p \tag{1}$$

在临界状态下,F_p =0,F_p 指向泵体进口方向,此时受力如图3所示。

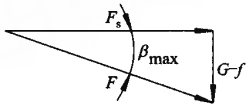

图3 力和角度之间的关系

由图3可知,F 和 F_s 之间夹角 β_{max} 即为自耦锁紧角最大值。

下面对各个力进行分析。

1.1 泵重力

泵重力 $G(N)$ 的计算式为

$$G=mg \tag{2}$$

式中 m 为泵质量,3 500 kg;g 为重力加速度,9.8 m/s^2。则 G =34 300 N。

1.2 结合面间流体压力

在快速接口和排水底座的结合面上,由于流体作用,将产生很大的压力,其分布如图4所示,在出口外缘平面压强成斜坡增长,在内部为均布压强。为了得到最大临界角,在设计时要考虑泵的最大扬程或关死扬程 H_{max},一般来说,H_{max} =(1.2～1.6)H_t。任意半径 R 处的压力为

$$\left.\begin{aligned} &0\leqslant r\leqslant r_1 \text{ 时},h=H_{max}\\ &r_1\leqslant r\leqslant r_2 \text{ 时},h=\frac{r_2-r}{r_2-r_1}H_{max}\end{aligned}\right\} \tag{3}$$

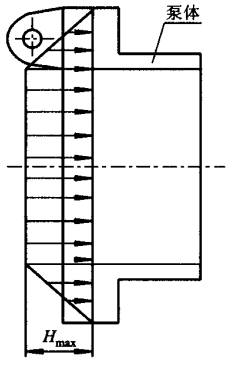

图4 压力分布图

万方数据

结合面间流体压力 F_s 为

$$F_s = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi r \frac{H_{max}}{r_2 - r_1}(r_2 - r)\rho g \mathrm{d}r + \pi r_1^2 \rho g H_{max} \quad (4)$$

式中 ρ 为流体密度，10^3 kg/m^3；r_1 为快速接口出口半径(泵出口半径)，0.3 m；r_2 为快速接口出口法兰半径，0.377 5 m；H_t 为泵额定扬程，16 m。计算中，取 $H_{max} = 1.5H_t$，有 $H_{max} = 24$ m，故得到 $F_s = 85\ 158$ N。

1.3　液体对泵的浮力

潜污泵工作时，泵体一般浸没在流体中，在实际设计中，考虑泵和电动机完全浸没时所受液体的浮力 f 最大。计算如下：

$$f = \rho g V_{排} \quad (5)$$

式中 $V_{排}$ 为总排水体积，m^3。

$$V_{排} = V_{泵} + V_{电}$$

式中 $V_{泵}$，$V_{电}$ 分别为泵体积和电动机外壳所占空间，m^3。

(1) 泵体积。潜污泵工作时，泵部分完全浸没在流体中，泵体内部充满流体，因此在计算体积时不需要考虑泵内空腔体积，只需计算泵部分叶轮和泵体等的实体体积，泵质量是确定的，一般由铸铁做成，则可以得出其体积为

$$V_{泵} = m_{泵} / \rho_{铁} \quad (6)$$

式中 $m_{泵}$ 为泵质量，1 830 kg；$\rho_{铁}$ 为铸铁密度，7 800 kg/m^3。得

$$V_{泵} = 0.235 \text{ m}^3$$

(2) 泵体以上部分即电机、油室、接线盒体积，即 $V_{电}$。对于泵体以上部分，内部结构比较复杂，但是泵在实际运行时，这部分完全密闭，所以只需要考虑其外部模型边界组成的控制体，实际设计中，一般把电机设计成圆柱形状，这部分结构如图 5 所示，故得 $V_{电} = 0.536$ m^3。

从而得：$V_{排} = 0.770\ 6$ m^3；$f = 7\ 706$ N。

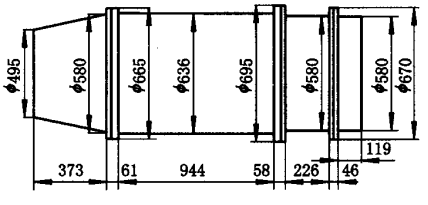

图 5　电机示意图

由图 3 可知：

$$\left.\begin{aligned} \tan\beta_{max} &= (G - f)/F_s \\ \beta_{max} &= \arctan(G - f)/F_s \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

得：$\beta_{max} = 17.3°$

从上面的设计过程可以得出临界角度，此时 $F_p = 0$。实际上，合理的设计中快速接口和排水底座是紧密结合在一起的，此时 F_p 必定大于 0，F_p 方向和 F_s 方向一致。由图 3 知，若增大 F_s 方向力，则 β_{max} 将减小，实际上增大的力就是 F_p。

2　力矩平衡检验和几何参数的确定

笔者从多年工作经验中发现，在自耦装置的设计中，经常会发生漏水情况，导致泵无法达到额定性能或者不能运行。自耦装置不能紧密闭合，主要表现为快速接口和排水底座结合面顶端为支点，下半部分打开。其主要原因可参考图 6 分析，图中 L_1，L_2，L_3，L_4，L_5 分别为各力到作用点的距离(mm)。其中 L_1 为法兰外径，377.5 mm；L_3 为泵体中心线到作用点距离，940 mm。合理的设计，必须满足两个要求：① 力平衡；② 对于 O 点取矩，力矩平衡。

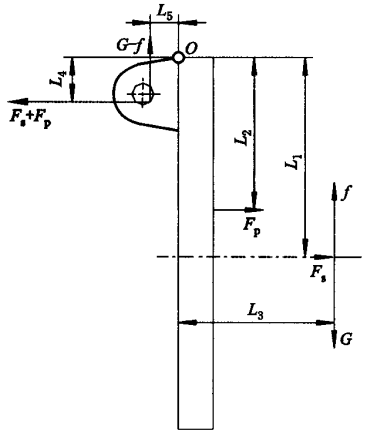

图 6　力矩图

其它通过设计确定。根据力矩平衡方程有 $M(O) = 0$，力矩平衡方程为

$$(F_s + F_p)L_4 + (G - f) \times (L_5 + L_3) = F_p L_2 + F_s L_1 \quad (8)$$

由力平衡已经得到 $\beta_{max} = 17.3°$。减小 β_{max}，先取为 14°，$L_4 = 50$ mm，$L_5 = 40$ mm，F_p 的大小由力平衡可以得出，但是其相对 O 点力臂 L_2 和其他设计值有关，通过设计值来计算 L_2 的大小，L_2 必定位于 O 点下方，则有：$L_2 > 0$。这样 F_p 才作用在结合面上。

根据力矩平衡和上面设计，有 $L_2 = -35$ mm，故设计不合理。L_2 远远小于 0，说明对于 O 点在不考虑 F_p 的情况下，顺时针方向的力矩已经大于逆时针方向的力矩，其原因在于 F_s 很大，而且力臂很长，而 L_4

万方数据

和 L_5 因为结构的限制，其大小基本在上面设计值左右波动且值很小，不能影响整个结构力矩的走势，故关键在于 β 角的选择，通过减小 β，可以达到预期的结果，取 $\beta = 10°$，其余各参数不变，可得：$L_2 = 22$ mm，F_p 作用点位于距离 O 点下方22 mm的截面上，满足设计要求。

3 排水底座地脚螺栓的选择

潜污泵安装结构比较特殊，其安装图见图7。

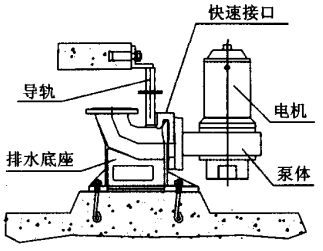

图7 安装图

潜污泵安装好后，通过地脚螺栓固定在地面上，泵体和电机部分悬挂在空中，地脚螺栓主要承受泵体和电机所传递的弯矩，排水底座底板模型参考图8。

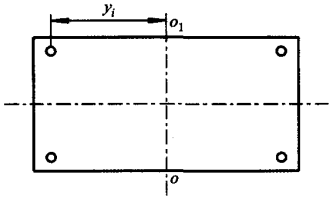

图8 螺栓布局

在倾覆力矩作用下，底板将以图8中中线 $o-o_1$ 为轴，左端受拉，右端受压。

由文献[4]知，地脚螺栓最大承受压力 F_{max} 为

$$F_{max} = My_{max} \Big/ \sum y_i^2 \qquad (9)$$

式中 M 为泵对 $o-o_1$ 轴力矩，N·m；y_i 为各螺栓孔对 $o-o_1$ 轴距离，m，得

$$F_{max} = \frac{3.5 \times 1.44 \times 0.52}{4 \times 0.52^2} = 2.42 \text{ t}$$

另外螺栓还承受着整个系统的重量 m，其大小为5.5 t，则每个螺栓受的压力为 $m/4$。

由上面分析可知，右端螺栓受力最大。右端螺栓的总压力 Q 应表示为：

$$Q = Q'_p + F_{max} + m/4 \qquad (10)$$

式中 Q'_p 为预紧力，t。

对于地脚螺栓，可取 Q'_p 等于 F_{max}，则有

$$Q = 6.22 \text{ t}$$

螺栓危险截面半径 d_1 表示为

$$d_1 \geqslant \sqrt{\frac{4 \times 1.3Q}{\pi[\sigma]}} \text{ mm} \qquad (11)$$

式中 $[\sigma]$ 为许用应力，MPa。

对于A3钢，由文献[3]可知

$$[\sigma] = \sigma_s / n \qquad (12)$$

式中 σ_s 为材料的屈服极限，取240 MPa；n 为屈服极限安全系数，取2 ~ 6.5。则

$$[\sigma] = 240/(2 \sim 6.5) = 120 \sim 37 \text{ MPa}$$

得

$$d_1 \geqslant \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 6.22 \times 10^3}{\pi(120 \sim 37)}} \geqslant 9.3 \sim 17 \text{ mm}$$

当 $d_1 = 10 \sim 17$ mm 时，相应的螺栓直径应为M10 ~ M18。故在设计中可以选择M20，按上面设计进行布局。

4 结束语

自动耦合安装是潜污泵普遍采用的安装方式，自动耦合安装的设计关系到整个泵的性能。通过对600QW3500 - 16 - 220潜污泵自动耦合安装装置进行受力分析和力矩分析，得出了潜污泵自动耦合装置的设计方法和设计依据，为相关设计提供了设计参考。

参考文献(References)

[1] 关醒凡. 泵技术手册[M]. 北京：宇航出版社，1995：498 - 500.

[2] 袁寿其，袁丹青. 污水泵的研究现状与进展[J]. 排灌机械，2005，23(6)：1 - 5.

[3] 成春燕，孙同锋. 谈谈潜水排污泵应用中的几个问题[J]. 山东机械，2005(3)：57 - 58.

[4] 韩 斌. 2300轧钢机主减速器地脚螺栓断裂的分析与解决方法[J]. 装备维修技术，2004(3)：42 - 44.

[5] 石听安. 高杆灯承受最大风载荷时紧固地脚螺栓的拉力计算[J]. 灯与照明，2002，26(4)：53 - 54.

[6] 徐想娥，李业勤，何春江，等. 特殊卧置设备地脚螺栓强度校核[J]. 石油化工设备，2000，29(4)：18 - 19.

[7] 曹平周. 钢结构[M]. 北京：科学技术文献出版社，1998：63 - 74.

[8] 余宪海，叶伟强. 某轮柴油主机振动与地脚螺栓断裂研究[J]. 广州航海高等专科学校学报，2000(1)：6 - 10.

[9] 濮良贵. 机械设计[M]. 北京：高等教育出版社，2002.

[10] 罗惕乾. 流体力学[M]. 北京：机械工业出版社，2003：43 - 44.

(责任编辑 张文涛)

万方数据