对江都一站机械全调节机构结构故障的处理分析

朱建军，仇天林，夏 炎

(江苏省江都水利工程管理处)

摘　要：通过对一次结构性事故的处理与深入分析，有理有据地指出机械全调节水泵调节器的安装精度是保障调节器安全运行的主要因素，文中所作的处理分析还对改进调节机构设计具有一定的参考作用。

关键词：泵站　调节机构　分析

文献标识码：B　　文章编号：1005-6254(2000)06-0029-03

1　引言

1996 年江都一站增容更新改造后，1.75ZLQ-6型全调节轴流泵机组已运行近万小时，情况基本正常。但是，2000 年初却发生了一次调节机构结构性故障，经临时处理，虽未影响效益发挥，但故障现象、临时处理方法及原因分析，不仅对同类泵站、水泵生产厂家有参考作用，而且可能对产品的设计和安装亦有一定的启示作用。为此，我们不怕浅薄，奉献此文和有识的同仁们共同商讨。

2　故障的发现和检查情况

江都一站共装置 8 台套 1.75ZLQ-6 型全调节轴流泵机组，配套电动机为 TL1000-24/2150 型立式同步电动机。自 1996 年投运以来，机组(包括全调节机构)运行一直正常。2000 年 1 月，发现 4# 全调节机构虽然操作自如，轴承运行温度正常，但配套电动机功率较其它电动机功率偏低(同样运行工况下，偏低约 150 kW)。分析认为：调节机构可能故障失灵，叶片角度指示并未如实反映叶片实际安放角度。为此，决定解体检查调节器。

解体调节器后，检查发现上操作杆(位于电动机轴孔内)上端的螺纹连接法兰与操作杆可以相对转动，可以相对转动的原因是封盖与杆间连接圆锥销在∅8 mm 断面处被剪断，如图 1 所示。分析图 1 可知：生产厂组装时，封盖应压紧操作杆端面，之间打上圆锥销定位，显然杆端与封盖间不会存在间隙。当产生了间隙时，相当于加长了操作架，即叶片调节操作架不是安装时调节器上叶片指示角度的位置，由于下降了间隙长的距离，所以实际运行角度比调节器指示的角度要小，因而电动机运行功率也小。至于圆锥销的作用、它如何被剪断、封盖与杆端间隙怎样产生等，容后详述。

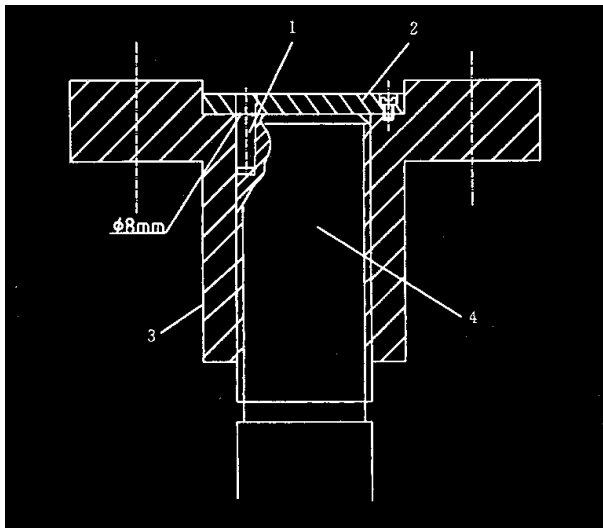


图 1

1. 圆锥销　2. 封盖　3. 螺纹连接法兰　4. 操作杆

3　临时处理办法

根据以上分析，叶片实际安放角度比调节器指示角度小的原因在于定位销被剪断，法兰与上操作杆可以相对转动而产生了轴向间隙。现场决定针对性地拧紧法兰后，于法兰和上操作杆连接处加装了两只 M10 止位螺钉，如图 2 所示。经过近一年运行，证明加装止位螺钉这一临时措施是正确的、有效的。

万方数据

第一作者简介：朱建军(1975.8—)，男，江苏省江都水利工程管理处 助理工程师；江苏省江都市(邮编：225200)。

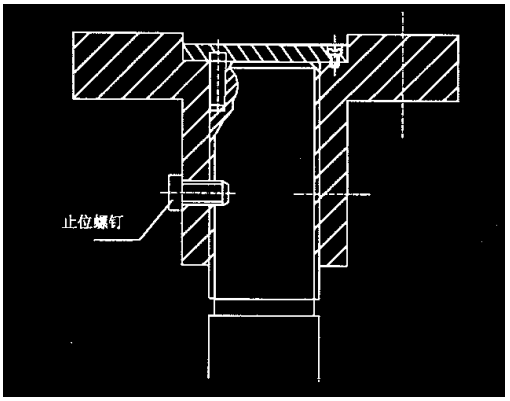


图 2

4 对故障及临时处理方法的分析

从发现、检查、了解故障原因到处理完毕、恢复机组正常运行，仅用了 2 天时间，处理也很简单。而分析讨论、确定解决办法的过程却慎之又慎。借此机会，我们一并将当时反复思考的过程写出来，供有关同仁、特别是生产厂家的设计人员参考、指正。

4.1 调节机构简介

1.75ZLQ-6 型全调节轴流泵的调节器装于泵的电动机顶部，由装于电动机空心轴和泵空心轴内的拉杆与泵叶片操作架相连，当调节机带动上操作杆上端法兰下行时，压迫操作杆下移，直至叶片处于最大负角度；当调节机带动上操作杆上提时，泵的叶片向正角度方向调节。可调节角度范围为 +6°～−8°。调节系统如图 3 所示。

笔者考虑到，生产厂采用图 1 所示的结构形式，圆锥销主要是防止螺纹连接在运行中松动，具有轴向定位和传递扭矩的功能，并且具有剪切销的作用。当调节机构出现严重卡阻时，圆锥销被剪断，防止了调节系统发生结构性破坏。从这点出发，根据生产厂提供的最大调节轴向力 30 T 和圆锥销正常工作应力为 300～400 kg/cm² 进行粗算。计算如下。

最大调节轴向力在调节器轴承上的摩阻力矩：

$$M_{摩阻} = \frac{30(\mathrm{T}) \cdot f \cdot D_{cp}}{2} = 405\ \mathrm{kg\text{-}cm}$$

式中 f—— 轴承滚动摩擦系数，$f = 0.001$

D_{cp}—— 轴承平均摩擦直径，$D_{cp} = 27$ cm

忽略调节器转动轴的转动惯量及其它摩擦力，操作杆法兰最大正常传递扭矩应等于 $M_{摩阻}$，则定位圆锥销正常承受剪切力为：

$$P = \frac{M_{摩阻}}{r} = \frac{405}{3.2} = 127\ \mathrm{kg}$$

式中 r—— 圆锥销中心至操作杆中心的距离

$r = 3.2$ cm

正常运行时，剪切销最大运行剪切应力为：

$$\tau = \frac{P}{\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{127}{\frac{\pi}{4}0.8^2} = 252\ \mathrm{kg/cm^2}$$

式中 D—— 实际测量圆锥销破断处直径

$D = 0.8$ cm

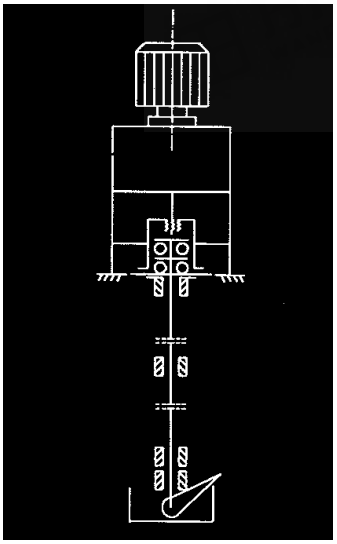


图 3

4.2 关于圆锥定位销的断面计算与思考

计算告诉我们，即使在水泵厂估算的最大轴向调节力 30 T 的情况下（同型水泵，无锡水泵估算的最大轴向调节力为 15 T），圆锥销运行应是足够安全的。那么，为什么在运行中又被剪断呢？

究其原因，水泵正转时，由法兰封盖将操作杆轴向定位，杆与螺纹连接法兰拧紧，由于没有轴向位移，自然成一体。而在停机过程中，连接螺纹有松动趋势，若调节器操作杆由于受惯性和摩擦力矩作用来不及跟随主轴反转时，所产生的剪切力矩可能破坏圆锥销。这时需要强调的是，此处的剪切力矩不仅与反转时的加速度有关，更主要的是与调节器操作杆的摩阻力矩有关。摩阻力矩不仅由调节轴向力决定（经计算设定的最大轴向调节力所产生的摩阻力矩不能破坏圆锥销），而且还受调节器安装质量的影响（如调节器与操作杆安装存在同心偏差等）。调节器操作杆受调节轴衬限制，必然承受弯曲力。当轴衬给操作杆施加弯曲力

万方数据

时,既产生摩阻力矩,又加大调节器轴向调节力。此处,让我们借用东圳供水公司实测的 64ZLQ-7 型机械全调节轴流泵调节器转动轴受力数据[1],进一步说明这一结论是正确无误的,见表 1。

分析表 1,可得出以下结论。

1、调节器受弯矩愈大,则轴向调节力愈大;反之,受弯矩愈小,轴向力愈小。

2、巨大的弯矩,将在轴衬上产生巨大的压力,导致较大的滑动摩阻力矩产生,使其成为剪断圆锥销的主要力矩。

表 1

站名及机号	扬程 (m)	工　况	最大轴向力 P (t)	螺杆弯矩 (kg·m)	轴承壳摆度 (mm)	轴承温升 (℃)
塘头夏 3# 64ZLQ-50　n=250	5.18	−8.5°起动调节	4.68	1.35±2.03	0.331	11.4
		(上调)	9.52	21.7±9.48	0.408	
塘头夏 3#	5.18	−10°起动调节	5.31	—	—	10.8
		(上调)	8.04	—	—	
沙岭 2# 64ZLQ−50　n=250	6.62	−10°起动调节	7.68	28.3±2.66	0.306	9.0
		(上调)	7.11	3.54±17.69	—	

3、64ZLQ-7 型轴流泵最大轴向调节力不超过 10 T(包括因安装偏差而产生的附加力),1.75ZLQ−6型轴流泵叶轮直径仅比其大 10 cm,其轴向调节力无论如何达不到 30 T 之巨。

那么,按 30 T 计算尚具有充分安全裕度的圆锥销,在 4# 机上被剪断,是否应该深入分析,从提高调节器安装精度着手,杜绝圆锥销被剪断,而确保安全运行呢?

5　结束语

江都一站 4# 机叶片调节系统的圆锥销被剪断这一故障,已经很快被排除了,几乎没有造成实质性的损失。在这一问题的处理过程中,我们认真对待、深入分析、慎重处理,并非小题大作,诚以为受水平限制,可能思考失当。面对问题我们似乎应该进行深入的分析研究,而不是漠然处之,甚至盲目处置,为更大事故的发生创造条件,从而提高大型水泵设计、安装和运行管理水平,这就是笔者写作本文的目的。

万方数据

参　考　文　献

1　东江—深圳供水二期扩建工程指挥部编. 东深供水二期扩建工程水泵叶片调节机构存在问题及改善措施. 东圳供水公司. 1987,120～130

其他作者简介:

仇天林(1955.10-):男,江苏省江都水利工程管理处 工程师;

夏　炎(1977.7-):男,江苏省江都水利工程管理处 助理工程师。