

水轮机转轮水力不平衡引起主轴摆动的分析

佟文敏

(水电部成都勘测设计院)

一、概 述

引起水轮发电机组振摆的原因有机械、水力、电气及其他等方面的因素。在水力因素方面有转轮叶片数与导叶数组组合不当；转轮叶片进口边与导叶出水边的距离过短；转轮止漏环迷宫间隙不当或偏心、或止漏环不圆造成间隙不对称；转轮叶片出口边缘开口不均匀；转轮上冠背水压力脉动；转轮叶片汽蚀严重；转轮叶片出口旋回流形成涡带；转轮叶片卡门涡流；转轮泄水锥形状不当；涡壳和座环引水不对称以及轴流式水轮机尾水管偏矮等等。

混流式水轮机中由于转轮过流部件制造偏差引起水流不平衡而造成摆动大致有下述两种情况。

1. 水轮机固定部件（涡壳、座环）引水不对称，造成相对于主轴中心的径向不对称力，方向是固定的，该不对称力随导叶开度增大而增加。这就造成一个频率与转速相同的交变作用力，而出现水轮机导轴承的偏磨现象。

2. 由于水轮机转动部件转轮叶片过流断面不对称或不均匀，造成一个相对于转轮中心的径向不对称力，方向随转轮的旋转而改变，该不对称力随流量增加而增大。这种不对称力随其旋转而作用在导轴承及其机座上，而使轴线变坏，导致主轴摆动或振动增大。

表1 α_0 , t_2 和计算的 $\beta_{2.m}$ 值

	α_0 平均值	t_2 平均值	$\beta_{2.m}$ 值
1-2	209.3	638.7	19.13°
2-3	210.5	640.4	19.19°
3-4	209.5	645.2	18.95°
4-5	210.0	646.1	18.97°
5-6	210.3	647.0	18.97°
6-7	207.0	649.0	18.60°
7-8	207.6	646.5	18.73°
8-9	207.0	642.4	18.80°
9-10	208.0	641.7	18.90°
10-11	206.3	643.2	18.70°
11-12	210.0	650.6	18.83°
12-13	208.0	637.8	19.03°
13-14	210.0	642.4	19.08°
14-15	211.2	639.4	19.29°
15-1	213.9	638.2	19.58°

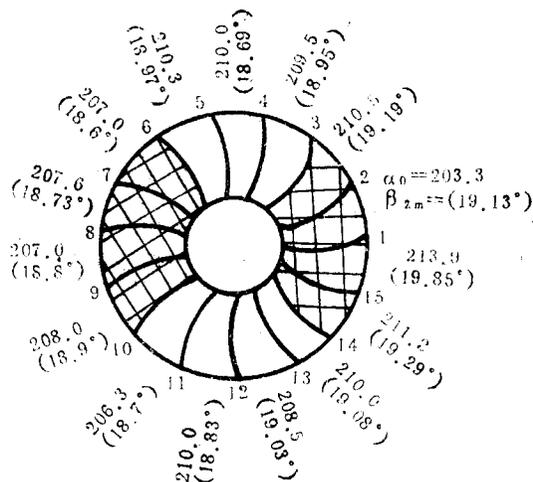


图1 α_0 和 $\beta_{2.m}$ 的平均值

注：4—5 应为(18.97°)

1—2 $\alpha_0=209.3$

1—15 应为19.58°

丰满二号机水轮机转轮系瑞士埃舍维斯公司制造，设计水头 69 米，出力 85000 千瓦，最大流量 144 米³/秒，水轮机比速 192 米·千瓦，转轮上冠叶片根部直径 3900 毫米，转轮下环出口直径 4700 毫米，转轮叶片数 15 片。

据参考文献〔1〕实测求得的转轮叶片出水边立面开口平均值(a_0)、节距(t)的平均值及计算求得的 $\beta_{z,m}$ 值示于表 1 和图 1。

龚嘴三号机系东方电机厂制造，水轮机型号 HL 220-LJ-550，设计水头 48 米，最大水头 55.3 米，最小水头 39.7 米，设计出力 102500 千瓦，设计流量 144 米³/秒，转轮入口直径 5524 毫米，转轮出口直径 5988 毫米，叶片数 14 片。

据参考文献〔2〕将转轮出水边实测尺寸中的立面开口平均值绘入图 2。

将转轮叶片相对轴心对称面的尺寸归纳于表 2。

表 2 龚嘴三号机转轮叶片对称出水边开口尺寸

叶片号 开口平均值	大于或 小于	叶片号 开口平均值	平均值差	差值比率(%)
1-2 327.9	<	8-9 336.4	8.5	2.6
2-3 337.1	>	9-10 321.4	15.7	4.9
3-4 341.4	>	10-11 319.1	22.1	7.0
4-5 327.1	<	11-12 327.8	0.7	0.2
5-6 329.3	>	12-13 325.0	4.3	1.3
6-7 322.1	<	13-14 332.8	10.7	3.3
7-8 331.4	<	14-1 345.0	13.6	4.1

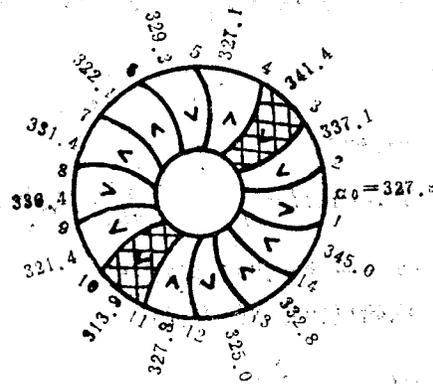


图 2 龚嘴三号机转轮出水边立面开口实测平均值

自图 1 和 2 看出：丰满二号转轮存在叶片 14-15-1-2-3 与 6-7-8-9-10 的对称不均匀；龚嘴三号转轮存在叶片 3-4，2-3 与 10-11，9-10 的对称不均匀。这就将产生不平衡力矩或不对称的径向力而造成相对轴心的摆动。

二、简单分析

混流式水轮机转轮和导叶，都是由若干个叶片相互按等距呈圆周排列的叶栅。从理论上来说，转轮的绕流为轴对称的空间流动。转轮区内的任一流面均可近似地被认为是由某一母线绕水轮机主轴轴线形成空间的回转曲面，整个流动可以被视为由若干个彼此互不影响的流面组成。分别研究这些流面所截叶栅中的流动，综合起来便得到整个转轮区的流动。

混流式水轮机转轮是水流位能、压力能和动能转换为机械能的执行部件。作用在转轮单个叶片上的作用力：

$$R = \rho \cdot W_{\infty a} \cdot \Gamma \quad (1)$$

W_m ——叶片前后绕流相对速度的向量平均值。

从式(1)看出, 由于转轮叶片出口相对流速 W_{u_2} 的变化, 使作用于叶片的作用力改变。

水轮机的基本方程式:

$$H_0 = \eta_b H = \frac{V_{u_1} \cdot u_1 - V_{u_2} \cdot u_2}{g} = \frac{\omega}{2\pi g} \cdot (\Gamma_1 - \Gamma_2) \quad (2)$$

式中 $\Gamma_1 = \frac{\text{ctg} \alpha_0}{b_0} Q$

$$\Gamma_2 = 2\pi r_2 \left(u_2 - \frac{Q \eta_0}{F_2 \varphi} \text{ctg} \beta_2 \right)$$

$$\begin{aligned} H_0 = \eta_b H &= \frac{\omega}{2\pi g} \left[\frac{\text{ctg} \alpha_0}{b_0} Q - 2\pi r_2 \left(u_2 - \frac{Q \eta_0}{F_2 \varphi} \text{ctg} \beta_2 \right) \right] \\ &= \frac{\omega}{g} \left[\left(\frac{\text{ctg} \alpha_0}{2\pi b_0} + \frac{r_2 \eta_0}{F_2 \varphi} \text{ctg} \beta_2 \right) Q - r_2 u_2 \right] \end{aligned}$$

$$u_2 = \omega r_2$$

则: $H_0 = \eta_b H = \frac{\omega}{g} \left[\left(\frac{\text{ctg} \alpha_0}{2\pi b_0} + \frac{r_2 \eta_0}{F_2 \psi} \text{ctg} \beta_2 \right) Q - r_2^2 \omega \right] \quad (3)$

ψ ——叶片出口排挤系数

水轮机转轮力矩方程式:

$$\begin{aligned} M &= \rho \cdot \frac{Q}{2\pi} (\Gamma_1 - \Gamma_2) \\ &= \rho \cdot \frac{Q}{2\pi} \left[\frac{\text{ctg} \alpha_0}{b_0} Q - 2\pi r_2 \left(u_2 - \frac{Q \eta_0}{F_2 \psi} \text{ctg} \beta_2 \right) \right] \\ &= \rho \cdot Q \left[\left(\frac{\text{ctg} \alpha_0}{b_0} + \frac{r_2 \eta_0}{F_2 \varphi} \text{ctg} \beta_2 \right) Q - r_2 u_2 \right] \\ &= \rho \cdot Q \left[\left(\frac{\text{ctg} \alpha_0}{b_0} + \frac{r_2 \eta_0}{F_2 \psi} \text{ctg} \beta_2 \right) Q - \omega r_2^2 \right] \end{aligned} \quad (4)$$

单个叶片力矩 M_i :

$$M_i = M/Z \quad (5)$$

从式(4)也看出, β_2 的变化引起转轮力矩的改变。当 β_2 相对偏差较大时, 由于力矩径向分力不平衡造成转轮的摆动。

用儒可夫斯基升力法, 概略分析转轮区域内水力平衡所产生的径向力。

儒可夫斯基升力法是建立在叶片数很少, 而且翼型之间相互作用影响不大的基础上, 在叶栅中绕翼型的液体绕流接近单个翼型的绕流。因为混流式水轮机转轮区的液流是辐向轴流, 为相对比较, 暂视为辐向流。

翼型(叶片)升力:

$$P_Y = C_Y \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{W_m^2}{2} \cdot F \quad (6)$$

翼型(叶片)阻力:

$$P_x = C_x \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{W_m^2}{2} \cdot F \quad (7)$$

式中 C_y 、 C_x ——翼型的升力系数与阻力系数;

W_m ——翼型前后液流相对流速 W_1 和 W_2 的几何平均值;

F ——翼型最大面积;

γ ——绕翼型的液体重度;

见图3。

R ——作用在叶片的合力;

P_y ——升力;

P_x ——正面阻力;

P_u ——合力投影到圆周方向的分力;

P_m ——合力投影到径向方向的分力;

β_m ——平均相对流速与圆周方向的夹角。

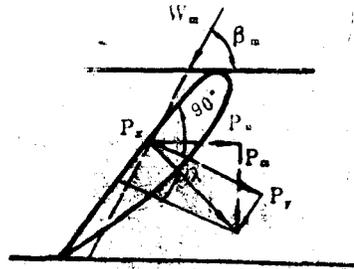


图3 单个翼型上的作用力

$$R = \frac{P_y}{\cos \lambda} = C_y \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{W_m^2}{2} \cdot \frac{F}{\cos \lambda} \quad (8)$$

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{P_x}{P_y} = \frac{C_x}{C_y}$$

$$P_u = R \cdot \cos(90 - \beta_m + \lambda) = R \cdot \sin(\beta_m - \lambda)$$

$$= C_y \cdot \frac{r}{g} \cdot \frac{W_m^2}{2} \cdot \frac{F}{\cos \lambda} \cdot \sin(\beta_m - \lambda) \quad (9)$$

$$P_m = R \cdot \sin(90 - \beta_m + \lambda) = R \cdot \cos(\beta_m - \lambda)$$

$$= C_y \cdot \frac{r}{g} \cdot \frac{W_m^2}{2} \cdot \frac{F}{\cos \lambda} \cdot \cos(\beta_m - \lambda) \quad (10)$$

从式(10)看出, 由于 β_2 角减小, W_2 增大, 使 P_m 增大。说明叶片出口边缘开口小、 β_2 小的径向力大于开口大、 β_2 大的径向力。同时也说明负荷越大, 转轮区越满流径向力也随之增大, 促使主轴摆动随负荷的增加而增大。

转轮叶片出口:

$$V_{m2} = \frac{Q_i}{F_i} = \frac{Q_i \eta_0}{F_i \psi}$$

$$W_2 = V_{m2} / \sin \beta_2$$

当 β_2 值减小时的速度三角形如图4所示。

由于在某一负荷下, 叶片进口流量不变, 两相邻叶片间出口断面积 (F_i) 缩小或 β_2 减小, 使轴面速度 (V_{m2}) 增大, 相对流速 W_2 增大, 据上各式, 叶片作用力 R 、力矩 M 、径向分力 P_m 。

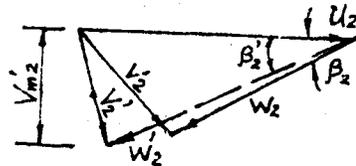


图4 β_2 减小时出口速度三角形

增大, 就产生相对轴心的径向不平衡力。

中高比速混流式水轮机转轮叶片轴面投影, 由于导叶高度较高, 叶片立面长度较弯曲段长。当部分负荷工况时, 流道内不能满流, 水流偏转向转轮下环, 上冠附近发生脱流或二次流; 当负荷大时, 流道内水流伸直转向上冠, 下环附近发生脱流。这样就改变了作用力、力矩和径向分力, 故当部分负荷时摆度小; 当负荷大于70%以上时摆度随之增大〔3〕。

三、结 语

丰满二号机、龚嘴三号机在转轮叶片出水边开口相对较大的一侧补焊钢板增长叶片长度, 一方面增加了叶片截面长度, 增大了作用力, 另一方面改变了叶片出口安放角, 从而增大径向分力, 补偿了相对轴心的不平衡力, 解决了主轴摆动。

从上述情况可以看出, 叶片出口安放角 β_2 及其布置半径, 从本质上影响着水轮机的效率、流量、出力以及其稳定性。叶片出口部分的形状又影响着脉动水流的频率和幅值。因此影响着水轮机转轮的动力与稳定指标, 故必须予以十分重视。

我国水轮机通流部件技术条件(讨论稿)5·7·7条: “相邻叶片出水边开口, 对每个叶片最少测5点, 每圈截面的平均开口相似允许偏差 $+3\%a_0 \sim -2\%a_0$; 单个叶片的相似允许偏差 $+5\%a_0 \sim -3\%a_0$ ”。日本水轮机及水泵水轮机尺寸检查标准(1971)规定: 混流式水轮机转轮叶片出口开度, 每个叶片出口开度, 每个叶片测点不少5点, 全测其允许偏差 $+6 \sim -2\%$ (合格率100%), 或 $+4 \sim -1\%$ (合格率95%); 当出口开度取在各转轮叶片的同一测定位置上转轮叶片全数的平均值时, 其允许偏差 $+2.5 \sim 0\%$ 。如按此规定, 上述两电站的转轮叶片出水边开口均超过允许值, 龚嘴三号机转轮偏差较大。

为使水轮机转轮在长期运行中确保动力性能, 同时要保证其运行稳定性。这就要求严格控制制造质量, 加强验收制度, 保证水轮机转轮的水力平衡, 以减少停机处理故障时间, 提高经济效益。

参 考 文 献

- 〔1〕 徐珍懋: 丰满发电厂混流式水轮机的水力不平衡, 1963年
- 〔2〕 傅培德、孟昭然: 龚咀发电厂伞式水轮发电机组振动摆度分析及处理总结。《四川水力发电》1983年1期
- 〔3〕 石井安男: 水轮机与水泵水轮机