

水轮机座环的水力分析

东方电机厂 韩子春

一、前 言

水轮机座环是水轮机流道的组成部件之一。座环的外形是否符合水流的流动规律,对水轮机的效率有较大的影响。传统的座环是带蝶形边的,从使用中证明,它是符合水流的流动规律,且为水力损失最小的结构。由于座环又是承受导水机构、轴承及蜗壳水压力的受力部件,在大型机组中,出现了座环应力过大的问题。从强度要求出发,经过受力分析以后,就产生了不带蝶形边结构的座环。无蝶形边座环中,为了减少作用在座环上的弯矩,尽量使顶盖和焊接在座环上的蜗壳而引起的作用力的中心靠近固定导叶的重心。

无蝶形边座环的优点是制造简单,消除了高的应力集中,并改善了结构;座环和蜗壳钢板连接处的应力降低,同时,座环和固定导叶的弯曲应力也有所减少。这些特点已由三维有限单元法所得出的计算值和1:72的水压模型试验上的应力测量结果所证实⁽¹⁾(见图1)。

我厂在龚咀电站采用了无蝶形边的座环,机组投入运行以来,仍达不到额定出力⁽²⁾。此为,我们从一九七五年开始进行现场效率试验等研究工作,发现所用无蝶形边座环有较大的水力损失,致使水轮机的效率下降。为了弄清这个问题,近五年来,我们又进行了大量的研究和试验工作,找出其原因是:

(一)蜗壳中存在一对螺旋状的涡流,在其中形成二次流动,故增大了座环中水的脱流。为了使二次流动不进入座环,则不应封堵蜗壳钢板和座环连接处的死水角。

(二)在座环进口应有一个小半径的导流圆弧,以减少座环的局部阻力。

下面就这两点予以分析。

二、蜗壳中的二次流动

大家知道:理想液体的轴对称有势流动具有速度矩守恒的特性:

$$V_u r = \text{常数} \quad (1)$$

它通常作为计算蜗壳的基础⁽³⁾。为了使座环进口水流是均匀的,蜗壳各断面所通过的流

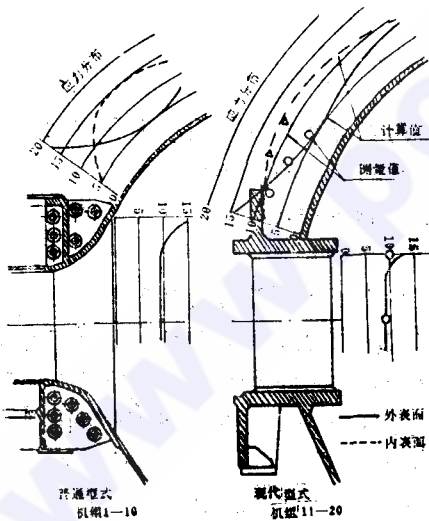


图 1

量为

$$Q_{\varphi} = \frac{\varphi}{2\pi} Q \quad (2)$$

式中 φ 为该断面的包角, Q 为总流量。

在等高截面时, 极坐标中的流线方程是:

$$r = B e^{-\frac{Q}{\Gamma} \varphi} \quad (3)$$

式中 B ——由边界条件 $\varphi = \varphi_0$, $r = r_0$ 时, 所求得常数。

涡壳常数 $K = V_u r$, 那么环量 Γ 是:

$$\Gamma = 2\pi V_u r = 2\pi K \quad (4)$$

由此可见, 流线为对数涡线, 这些流线中的一条可选为涡壳边壁的类型线。

从流函数可得:

$$\text{径向速度 } V_r = -\frac{\partial \psi}{r \partial \varphi} = -\frac{Q}{2\pi r} \quad (5)$$

$$\text{圆周速度 } V_u = \frac{\partial \psi}{\partial r} = \frac{\Gamma}{2\pi r} \quad (6)$$

速度向量 $\vec{V}$ 与径向组成之角 δ 为

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{V_u}{V_r} = -\frac{\Gamma}{Q} = \text{常数} \quad (7)$$

如果座环固定导叶是按这个 δ 角排列的, 则它对水力性能没有影响。关于固定导叶的问题将另作探讨。

水流在蜗壳中沿着对数涡线流动, 即在一个弯道中运动。

在弯道中 (图 2), 水流在转弯段出现离心力, 使压力沿离开曲率中心的方向增大, 而流速相应降低。因而在弯道内壁, 流速上升, 压力下降, 称为收缩效应; 在外壁, 流速降低, 压力增长则发生扩散效应^[4]。最大流速的流核因惯性

而力图向着外壁的方向, 由于运动的连续性和内外壁压差, 迫使边界层中较慢的液层靠着两边侧壁移向内弯壁, 即向着离曲率中心较近的壁移动, 结果在流道的横断面中发生两涡流, 即“涡对”。由涡对的二次流与主流相加, 结果使流线具有螺旋形状。

在蜗壳中发生如图 3 所示的二次流动。在座环进口, 二次流动的方向与主流方向近正交, 扩大了座环内水的脱流, 使座环的水力阻力增加。

当采用如图 4 所示结构, 蜗壳钢板焊在固定导叶重心

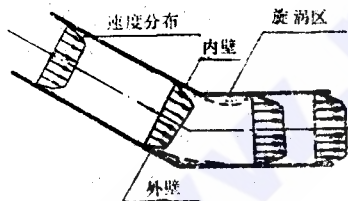


图 2

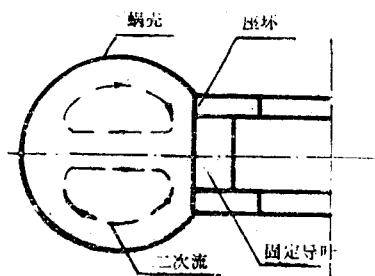


图 3

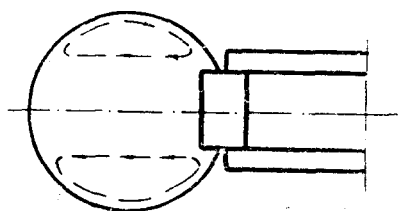


图 4

位置, 蜗壳钢板与座环连接处的死水角没有封住时, 座环的上环和下环挡住二次流, 使二次流不进入座环, 而在上、下小区域内回流, 减少了座环的水头损失。

三、座环进口的导流环

当液体流过某些局部障碍时, 将产生局部阻力, 所造成的局部水头损失⁽⁵⁾, 用 h 表示。

液体从小断面流入突然扩大的断面后 (图5₁₋₁处), 由于液体微团运动的惯性, 整个流束将如图5所示的那样逐渐扩大, 故在断面突然扩大处的流束和管壁之间将形成一个旋涡区域, 因摩擦而消耗一部分能量, 产生了水头损失。

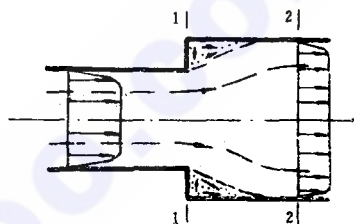


图 5

对于突然收缩的进口与突然扩大时的现象类似 (图6), 在这种情况下, 水头损失主要发生在水头收缩以后再扩大时, 所以这种突然收缩的进口的水头损失, 可按突然扩大管道的水头损失公式求得。

局部水头损失与平均速度的平方成正比:

$$h = \xi \frac{V_m^2}{2g} \quad (8)$$

式中 ξ ——无因次数, 称为局部阻力系数。

在水轮机座环进口, 水流的速度是涡线的切线方向。以径向分速度运动的水流, 就是一个突然收缩进口的流动。它的水头损失公式可以用 (8) 式表示, 由于受涡壳尺寸的影响, 局部阻力系数表示为:

$$\xi = \lambda \left(1 - \frac{b_0}{c}\right) \quad (9)$$

式中 b_0 ——导叶高度;
 c ——座环进口处蜗壳的高度;
 λ ——进口缓和系数, 按图7查出。

图7中 R ——座环进口圆弧半径;
 α ——座环进口二面角。

座环出口的轴面速度 V_m 为

$$V_m = \frac{Q}{\psi F_2} \quad (10)$$

式中 F_2 ——座环出口的面积;
 ψ ——座环出口固定导叶排挤系数。

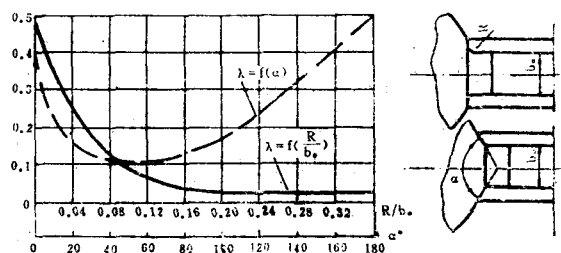


图 7

式(9)和(10)代入式(8)得

$$h = \lambda \left(1 - \frac{b_0}{c}\right) \frac{1}{2g} \cdot \frac{Q^2}{(\psi F_2)^2} \quad (11)$$

相对水头损失 h/H 为:

$$h/H = \lambda \left(1 - \frac{b_0}{c}\right) \frac{1}{2gH} \left(\frac{Q}{\psi F_2}\right)^2 \quad (12)$$

水轮机的流量

$$Q = Q'_1 D_1^2 \sqrt{H} \quad (13)$$

式中 Q'_1 ——水轮机运行点的单位流量;

D_1 ——水轮机转轮直径;

H ——水轮机运行水头。

将式(13)代入式(12)得:

$$\frac{h}{H} = \left[\left(1 - \frac{b_0}{c}\right) \frac{D_1^4}{2g(\psi F_2)^2} \right] \lambda Q'^2_1 \quad (14)$$

从(14)式可见,对于真机,(14)式中方括号为一个常数 M ,相对水头损失 h/H 与进口缓和系数 λ 和单位流量 Q'_1 的平方成正比。只要增大座环进口的圆弧,当 $R/b_0 \geq 0.15$,就能大大减少水头损失,从而提高水轮机效率。当 $R/b_0 = 0.2$ 时,就能达到有蝶形边的效果。

对于龚咀水轮机,根据座环进口 α 角,查图7得 λ_1 ,加导流园环以后,根据 R/b_0 查图7得 λ_2 ,由于 λ_2 比 λ_1 小很多,所以加导流园环以后,水头损失减少,提高了整个机组的效率。效率的增强为

$$\Delta \eta = \frac{h_1}{H} - \frac{h_2}{H} \quad (15)$$

加装导流园环以后,由于进口的阻力减少,流量系数提高了,所以在相同开度下,机组通过流量增加。也就是说机组的过流能力加大,使机组的比较特性曲线 $\eta = f(Q'_1)$ 向大流量方向移动,见参考文献(6)的试验曲线。

图8、9、10分别为龙羊峡电站模型,龚咀电站、映秀湾电站的座环蜗壳图,其水力计算列于表1,加导流园环前后两种结构动力指标的比较列于表2和表3。从中可见,加导流园环后,机组效率提高了,其计算值与试验值基本上一致。龚咀机组单机出力达到10.3万瓩,比原来增加了0.44万瓩,相当于增加4.46%;映秀湾电站水轮机效率提高约0.7%。

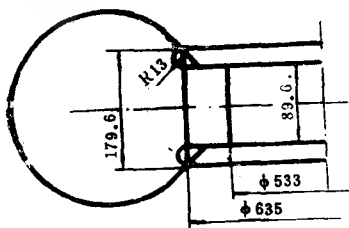


图 8

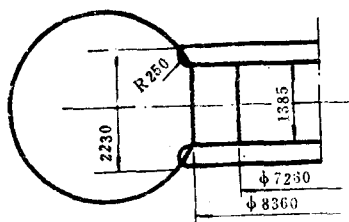


图 9

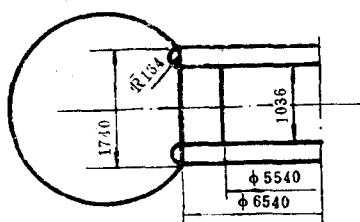


图 10

四、结 束 语

中小型电站机组的蜗壳和座环是采用整体铸造的,其结构应采用传统的带蝶型边的型式。

大型电站水轮机的座环常采用焊接结构。为了减少应力,可以采用无蝶型边的型式,蜗壳钢板与座环连接处的死水角不宜封住,以改变二次流的方向;在座环进口应有一个半径 $R=(0.15\sim 0.2)b_0$ 的导流圆弧,以减少座环的局部阻力。这种结构的座环与传统的有蝶形边的座环水力性能相差极小。

参 考 资 料

- [1] 古里水电站总容量达100万千瓦的水轮机《美国动力会议41届年会论文》 1979年 4月 水电部昆明勘测设计院译
- [2] 提高龚咀电站机组出力的试验研究《东方电机》1979年 4期
- [3] 水轮机原理与流体动力学计算基础 (苏)柯尔东著
- [4] 水力摩阻 (苏)И·Е依杰里奇克著 1954年
- [5] 流体力学 华中工学院 1964年教材
- [6] 龙羊峡电站水轮机座环新结构水力试验研究《东方电机》 1979年 4期
- [7] 映秀湾电站效率试验 1981年4月

表1 水力计算表

电 站	座环结构	H (米)	D ₁ (米)	b ₀ (米)	C (米)	F ₂ (米)	ψ	M	α (度)	R b	λ	ξ	最 优 工 况			限 制 工 况		
													Q ₁ '	h/H%	Δη%	Q ₁ '	h/H%	Δη%
龙羊峡模型	无螺形边									0	0.5	0.25	0.69	0.76		0.83	1.11	
	加导流环	3	0.4	0.0896	0.1796	0.15	0.95	0.0322		0.145	0.05	0.025	0.69	0.076	0.68	0.83	0.11	1.0
	有螺形边									0.446	0.03	0.015	0.69	0.04	0.72	0.83	0.066	1.04
裴咀	无螺形边								154		0.38	0.144	1.05	1.03		1.15	1.23	
	加导流环	48	5.5	1.385	2.230	31.59	0.85	0.02451		0.181	0.34	0.013	1.05	0.09	0.94	1.15	0.11	1.12
映秀湾	无螺形边									0	0.5	0.202	0.637	0.5		0.753	0.7	
	加导流环	60	4.1	1.036	1.740	18.03	0.85	0.02481		0.158	0.042	0.017	0.637	0.04	0.46	0.753	0.06	0.46

表2 龙羊峡水电站模型效率试验结果与计算值比较表

运行工况	水轮机效率试验值 $\eta\%$				加导流环后提高效率值 $\Delta\eta\%$				有螺形边比无螺形边提高效率值 $\Delta\eta\%$			
	无螺形边	流环导加	有螺形边	试验值	计算值	试验值	计算值	试验值	计算值	试验值	计算值	计算值
最优工况	89.5	90.2	90.2	0.7	0.68			0.7	0.72			
限制工况	85.6	86.7	87.0	1.1	1.0	1.4	1.04					

表3 加导流环前后两种结构的动力指标的比较表

电站	水头 H (米)	导叶开度 $\alpha\%$	N _电 (万千瓦)				Q (米 ³ /秒)				η %			
			未加	加导	ΔN 电	%	未加	加导	ΔQ	%	未加	加导	$\Delta\eta$ 水	计算 $\Delta\eta$ 水
裴咀	48	80	8.75	9.05	0.3	3.0	214.5	218.0	3.5	1.4	89.0	90.4	1.4	0.94
		100	9.86	10.3	0.44	4.5	258.9	263.8	4.9	1.89	82.6	84.6	2	1.12
		70	4.08	4.24	0.16	3.9	80.99	83.34	2.35	2.9	87.82	88.36	0.54	0.46
映秀湾	60	85	4.77	4.95	0.18	3.8	96.33	99.23	2.9	3.0	86.30	87.06	0.76	0.64