

水泵水轮机工况转换期的振动现象

张利民 编译

1 引言

就水电站大型水力机械的设计、制造、运行来说，了解激振力、机组性能以及与振动有关的各个部件越来越重要。一般来说，振荡激励源于流体的暂态特性，它主要又来源于一定数量叶片的转轮中产生的能量转换，流道水壁的局部脱流或不同流态层间的水流混合也可以加大振动激励。众所周知，激振力随机组运行点偏离最佳点的增大而增加。

本文介绍在一定运行工况下的实测导叶的脉动力矩及产生的导叶振荡问题。

在模型试验中进行的测量是建立在部件具有足够强度承受脉动力的基础上的。一般来说，不可能制造一种不仅几何相似、而且流体动力学相似的模型。复杂的是，模型中不是所有的参数都能完全地模拟，如导叶轴承间隙，又如真机上发生的工况转换不可能在模型上进行研究。

在一台 75MW 水泵水轮机投运的时候，导叶异常振动与一定的工况转换一起发生。下面介绍观察到的现象、原因及消除振动所进行的测量。

2 一定瞬变工况下小开度时的导叶振动

在以下三种工况转换（即从一种运行方式向另一种运行方式变化）时，在导水机构小开度区导叶产生脉动力矩，使导叶振动并受到干扰。

(1) 在水轮机工况运行时一定负荷范围内的突然关机。

(2) 水泵工况初试时，球阀关闭同时导叶开或关的更特殊的抽水运行期。

(3) 从发电旋转方向的同步调相机运行转换到水轮机运行。

水轮机运行关闭时，导水机构和球阀关闭时间规律和关闭方式决定了速度和压力曲线，因而引起运行工况的变化。各种负荷关闭分析表明，上述振动只有在导水机构开度 $\alpha_1/D_2 < 0.3\%$ (D_2 为转轮直径) 关闭导水机构，同时在水轮机作为泵运行旋转方向抽水时，才会发生。图 1 至图 3 为在三种不同干扰或控制运行情况下，水轮机满负荷出力关闭时的特性曲线。

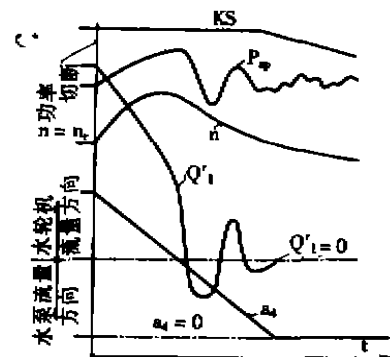


图 1 水轮机甩满负荷，球阀延迟关闭

KS——球阀位置 P_{sp} ——蜗壳进口压力
 n ——速度 Q_1 ——单位流量 α_1 ——导叶开度

水泵工况初试时，导叶迅速打开到相对导叶开度 0.8% 位置，在同步转速下关闭，机组充水、球阀关闭。开、关导叶时，在相对导叶开度小于 0.3% 区产生振动，类似于如

上所述的水轮机满负荷关闭后发生的情形。万一球阀关闭输水，则将球阀板从密封座上提起，从而只有少量的输水。

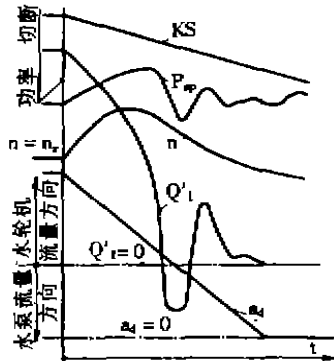


图2 水轮机甩满负荷，导叶和球阀同时开始关闭

KS—球阀位置 P_p —蜗壳进口压力
 n —速度 Q'_1 —单位流量 a_1 —导叶开度

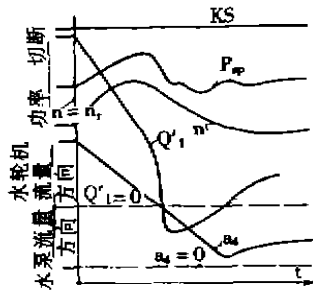


图3 水轮机甩满负荷，球阀保持打开，导叶在 $a_1/D_2 \geq 0.3\%$ 时关闭

KS—球阀位置 P_p —蜗壳进口压力
 n —速度 Q'_1 —单位流量 a_1 —导叶开度

当从水轮机运行旋转方向的同步调相机工况转换到水轮机运行时，第一步，转轮排气，然后球阀打开。大约在球阀打开50%后，导水机构打开。机组充水、导叶关闭，水泵水轮机吸收功率，即它运转在水轮机制动工况下。由于导叶打开，所以输入功率开始增加。随着开度增加，水泵水轮机迅速输出功

率，转换到水轮机工况。因此，在导叶小开度区，在短时间内以水轮机工况旋转方向作抽水运行，在相对导叶开度小于0.3%时，类似于上述两种情况的振动在导叶上再度发生。

因此，在上述三种运行转变期，导叶振动仅出现在运行转换过程中，当水流抽水方向达到相对开度小于0.3%时。对给定导水机构开、关时间，振动在几分之一秒(0.2~0.6s)内发生。导叶力矩脉动的幅值小于水轮机满负荷关闭最大速度时的脉动幅度(约为1/1.3)，实际上并不影响导叶的疲劳强度。尽管如此，我们分析这些振动的原因是有意义的。我们可以采取措施消除它们。

我们采用实时分析仪对导叶力矩脉动进行了频率分析，得出以下的频谱：

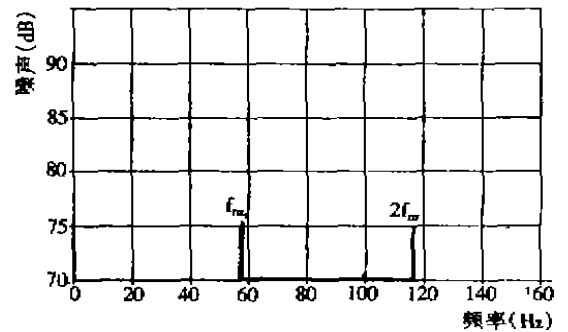


图4 在稳定抽水期导叶力矩的频率分析

在稳态的水轮机工况和水泵工况期间，获得了激励频率 $f_n = f \cdot Z_2$ (速度频率乘以转轮叶片数) 下的直线频谱及其谐波(图4)。在水轮机空载运行期间和水泵抽水(阀门关闭)期间，获得宽带频谱(图5)，图中激励频率 f_n 及其谐波或多或少突然升高。在水轮机工况或水泵工况关闭、最大的转速下同时也得到了类似的频谱(图6)。在以上三种运行转换期内，导叶振动从导叶小开度开始，频谱总是以同样的方式变化。于是，获得基频 $f = 80 \sim 100\text{Hz}$ 的直线频谱及其谐波

(图7)。导叶在空气中固有扭振频率的计算值为 $f_{\text{L}} \approx 113\text{Hz}$ 。这个现象可解释如下：在关闭位置，导叶搭接，即使非常小的导叶开度，也能形成像喷管一样的并与扩散管相邻的管路。如果管宽减少一定值，且抽水时水流方向相同，由于在最窄的横断面处有极高的膨胀比，因而要发生脱流。从而，导叶两端范围内以受压为主，作用在导叶上的水力矩也将发生变化。导叶可以弹性扭曲一定程度，使导叶互相接触，从而产生自激无阻尼振荡。

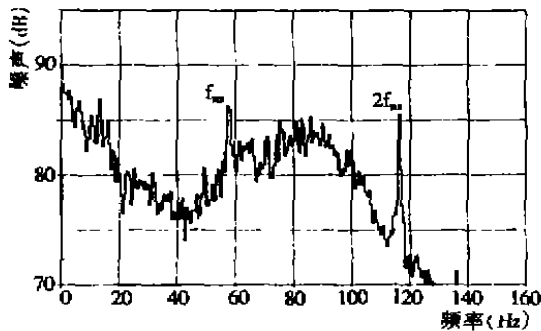


图5 抽水期间频率分析 (球阀关闭)

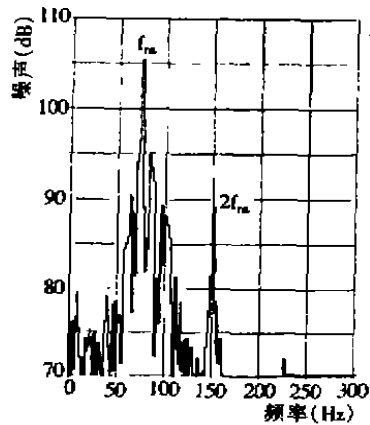


图6 水轮机甩满负荷期最大转速时的频率分析

在商业运行期，为了防止发生上述振动，采取了以下的措施，对水轮机工况的正常关闭，导叶限位十分有效，因此，当相对开度大于或等于0.3%时，导水机构关闭，然后再

打开到“空载开度”(图3)。在抽水启动时，通过选择适当的启动方法来避免振动(剖面图3)。此外，可以在导叶耳轴上装设摩擦制动器。该制动器可对传入导叶轴颈的力矩脉动产生阻尼。

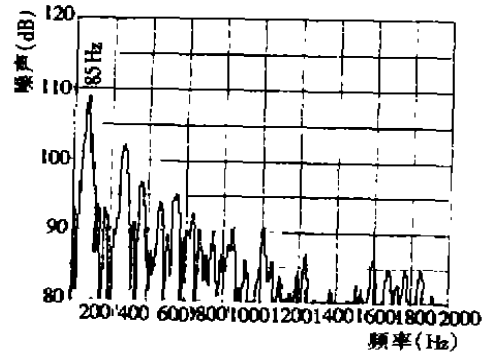


图7 抽水期间频率分析 (球阀关闭, 活动导叶小开度)

3 首次抽水试验期产生的导叶振动

真机第一次转变成水泵运行时，选择其他厂行之有效的下述方法：为防止第二节介绍的相对导叶开度小于0.3%时发生的振动，将导水机构开度预置到0.8%相对开度，同时水泵水轮机充水，球阀关闭。然后，在导水机构相对开度0.8%不变时，打开球阀。当球阀打开后，导叶力矩脉动幅度正如预期的变小。然而，在球阀开度约为20%时，导叶上突然产生强大的振动，导致导叶间相碰接触，引起导叶拐臂附件损坏。下面以模型试验中记录的测量值和特性曲线为基础，介绍两种边界情况，并给出过程可能路线上的数据。

在Q-H特性曲线中，转换成抽水运行，如图8所示。当球阀打开时，在导叶相对开度0.8%不变的情况下，运行点从点1移到点2。点2相当于约20%开度的球阀节流位置。图9表示导叶力矩的变化。从点1和点2对水力特性值和现场实测导叶力矩的比较

表明,开始时转换是按照在模型试验中确定的特性值进行的。

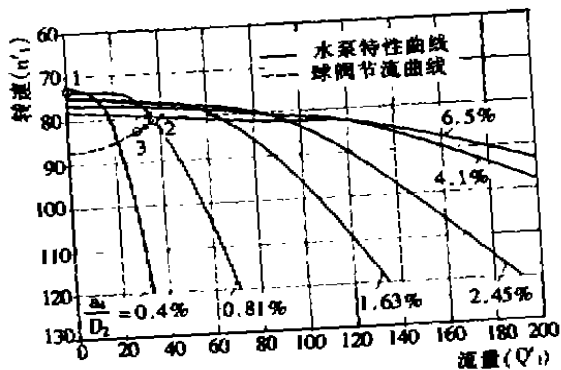


图8 水泵特性 (n_1-Q_1 图) 和转换到抽水运行

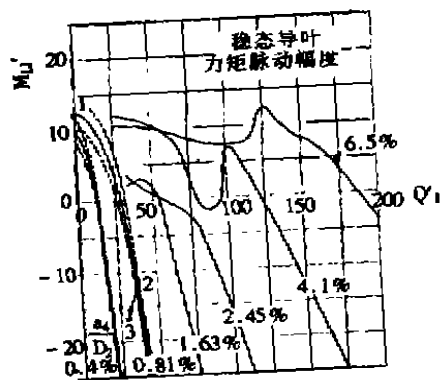


图9 抽水期间的导叶力矩

第一种边界情况,在球阀开度(20%)和导叶接力器位置(相当于0.8%相对开度)不变的情况下,假定导叶由于水力矩在关闭方向扭曲。那么,水泵水轮机的运行点沿节流曲线移动,例如从点2移到点3(图8)。同时,导叶轴颈的恢复力矩和导叶平均静态力矩相应地变化(图10)。这表明导叶扭曲到0.7%导水机构相对开度,因为只有在此点3位置,导叶轴颈的恢复力矩才和作用在导叶上的水力矩互相平衡。

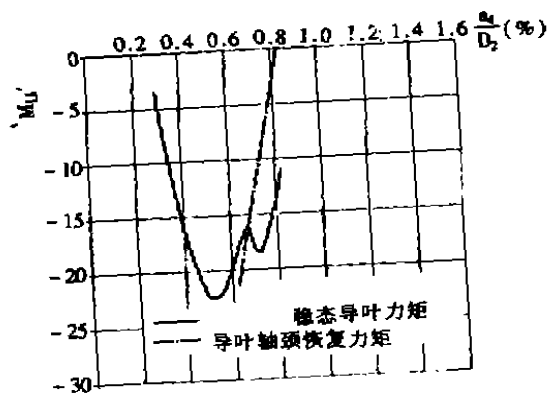


图10 导叶水力矩沿球阀的节流曲线

第二种边界情况,假定机组流量不变(例如,图10中点2对应的 Q_1 值,在同时假定导叶接力器位置不变(相当于0.8%相对开度),则导叶将随水力矩而扭曲。图11表示 Q_1 为常数时图9所示水力矩曲线和导叶轴颈恢复力矩曲线。图11表示水力矩比恢复力矩增加更快,即在假定 Q_1 保持不变的前提下,导叶变形,直到关闭位置。

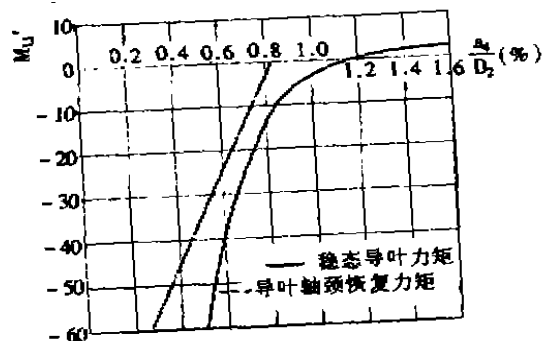


图11 抽水期间 (Q_1 为常数时) 的导叶力矩

因此,对选定的导叶开度、陡峭的导叶力矩特性曲线,和给定的导叶轴颈抗扭强度,导叶将在转换到水泵运行时沿关闭方向扭曲,最初,水力矩比导叶轴颈的恢复力矩增加得更快。该过程的实际路线不能正确重建,但它处于上述两个边界情况之间。在这里,必

须注意,附加动态分量将叠加到平均静态力矩上。此外,在该过程开始时相对开度一直小于0.8%,导叶的同步控制提供一个响应阈值,所以不受某些导叶的妨碍。如果导叶轴颈扭曲,相对导水机构开度小于0.3%,则将很快产生第二节中描述的脱流和振动,频率分析给出了类似于第二节介绍过程的频谱(图12)。

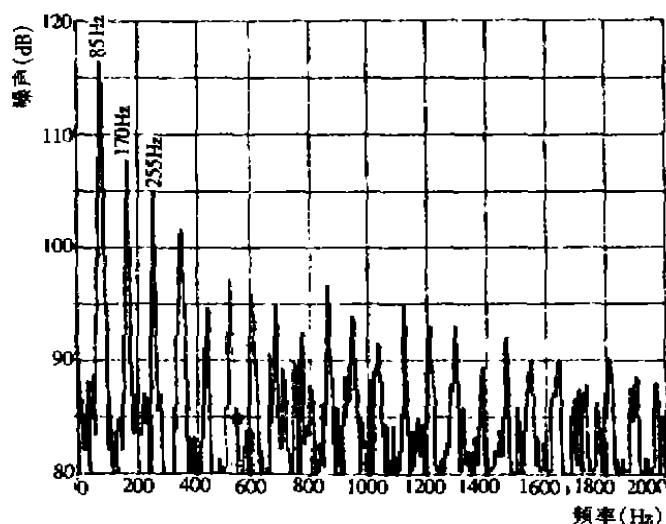


图12 水泵水轮机转换到抽水期间的频率分析

显然,选择另一种起动方法,上述的振动绝对可以避免。因此,确定商业运行的起动方法如下:水泵水轮机在预置导叶相对开度0.8%时投入同步,然后关闭球阀,打开导水机构直到满负荷抽水开度。在达到抽水开度后,打开球阀。抽水起动时,水泵稳定起动抽水和抽水关闭(按相反步骤)不会产生任何问题。

4 模型值转换到真机值的结论和附注

在确定导叶型线时,应根据第二节的结论,检查导叶在非常小开度时形成的管道。在

确定导叶轴颈尺寸时,必须考虑到所需抗扭强度,注意工况转换时的导叶力矩曲线,特别是转换到水泵运行时的导叶力矩曲线。为了防止动态超速时共振引起的幅值增加,希望扭振固有频率(f_e)与激励频率(f_n)之比尽可能地大。在超速下工况转换过程期,例如水轮机工况时甩负荷,激励频率增加,接近固有频率。但是模型试验表明,当导叶操作机构和导叶轴承中存在间隙时,导叶系统的固有频率会下降。两种频率的变化可以导致较大的振幅,也就是说,导叶轴颈或导叶臂上的实测力矩远大于作用在导叶叶片上的水力矩。如果试验结果是真机计算提供可靠的基础,那么这种共振现象在任何情况(甚至在模型试验)下都必须避免。由于轴承中和导叶操作机构中的间隙不能在模型中近似模拟,所以,测量用模型导叶必须制成只有最小的间隙。当将模型值换算到真机时,必须估计和考虑间隙的影响。

5 导叶上的动应力的测量

为了测量真机导叶上的动应力,在投运以前已将应变仪装在导叶轴颈上。导叶上的动应力根据实测弯曲应力和扭应力进行计算。在平稳运行期应力很低,在各种工况转换过程中则会产生相当高的应力,其主频为“转速×导叶数”发生在个别的瞬变过程期间。

为了计算个别的影响,必须估算疲劳强度方面的高应力及预期寿命。计算采用Haibach(2)修正的Palgren-Minor法,其不仅考虑了不常发生的高应力的影响,而且考虑了在平稳运行期经常发生的低应力的影响。

对预期寿命估算结果质量影响较大的是“规定的疲劳强度”和确定一年中现象的频率,以及它们综合而成的总负荷集合。

从技术文献与我们的旋转梁试验的比较看出，我们已经知道考虑水的影响，绘制13%铬锻钢的Wöhler曲线所需非常可靠的数值。为选择水中“规定疲劳强度”为负载循环频率下的强度，则期望它高于负载循环的总频率。为了确定频率分布，根据上述高应力（应力大于平稳水轮机工况和抽水工况期的应力的振动现象，构建所谓负荷集合）。图13为一个典型的例子。 δ_m 为在整个过程期间的实测最大应力， δ_s 是发生过的各个较小应力。 h_i 为各应力发生时的频率。从所有测量获得的负荷集合清楚地表明，最高应力很少发生，但是比“规定疲劳强度”高。

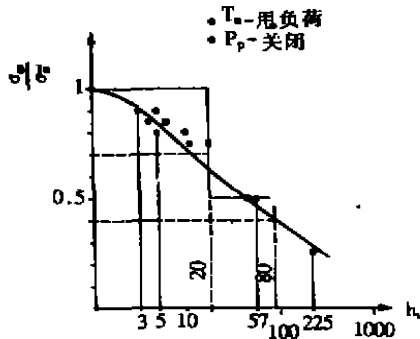


图13 在PT关闭和甩负荷时测量的各个负荷集合

为了确定负荷集合，并非对所有应变仪进行分类比较。而是根据所有定测值构建峰值应力集合和50%峰值应力集合。在这里，如系数 $n=20$ （图13），大约涵盖 $0.7 < \delta_m / \delta_s \leq 1$ 的范围，如 $n=80$ ，则 $0.41 < \delta_m / \delta_s \leq 0.7$ ，因此，在 $n=20$ 和 $n=80$ 时可认为 $\delta_m / \delta_s = 0.41 \sim 1.0$ 。根据各个集合的估算，判定当 $h_i \leq 20$ 时，

$$\delta_m / \delta_s = 1 \sim 0.71, \text{ 当 } h_i \leq 80 \text{ 时,}$$

$$\delta_m / \delta_s = 0.7 \sim 0.41.$$

一年中所有PT运行模型的总负荷集合见表和图14。

估计各种操作（如启动、关闭、工况转

换等）的数目和连续运行个别运行操作数目 Z_i ，并代入图14中。

δ_m / δ_s	Z_i	n	$h_i = n \cdot Z_i$
1	2	20	40
0.9	8	—	160
0.85	2	—	40
0.8	12	—	240
0.7	12	—	240
0.65	2	—	40
0.55	1116	20	22320
0.525	2200	80	44000
0.5	2	80	160
0.425	1118	80	89440
0.4	1100	80	88000
0.35	12	80	960
0.325	1100	20	22000
0.25	1825	20	36500
0.225	1100	80	88000
0.15	$9198 \cdot 10^3$	1	$9198 \cdot 10^3$

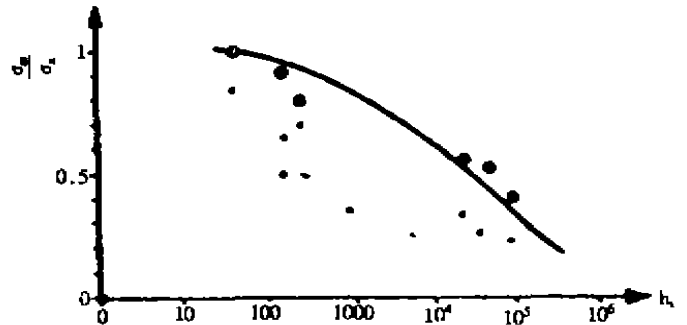


图14 一年中所有PT运行模型的总负荷集合

考虑到系数 n 表示操作频率这一定义，并考虑计算的简化，并将负载循环的持续频率乘以100，决定预期寿命，它远大于整个电站的预期寿命。

显然，如果假定水泵水轮机在未作改进（如改变启动方式和设导叶限制）的情况下运行，导叶仍具有足够的强度。然而在实际运行期，避免了2、3节中介绍的振动现象，因此可以预期导叶具有相当长的工作寿命。

戴庆忠 校