

混流式水轮机转轮叶片流道中的汽蚀和涡带

I. 佩列夫 等

【摘要】对于水头和负荷变化比较大的水轮发电机组来说,运行的稳定性和可靠性是值得考虑的。在这些运行工况下,转轮处水流的循环运动以集中涡流的形式出现。本论文分析了这种现象的物理原因及其对转轮叶片上动压和汽蚀的影响。这些信息对购买水轮机一定有用,针对叶片之间的涡流,招标文件中通常包括相关的要求,但是,这些要求通常与这种现象的物理性质不一致。

通过对模型水轮机转轮出口水流的观察,显示在 n'_1/n'_{1opt} 大于 1.2 和小于 0.9 以及部分负荷的工况下,汽蚀现象发生在叶片和底环之间的区域,该汽蚀在涡流中心有最大的负压和固定的涡流结构。

对转轮叶片进水边的观察表明涡流开始沿着叶片,在 $n'_1 > n'_{1opt}$ 时,涡流靠近叶片正面,然后是叶片背面, $n'_1 < n'_{1opt}$ 时,涡流靠近叶片背面,有时候可以观察到在减小的汽蚀系数和扩大尺寸的且可导致汽蚀的涡流情况下,水轮机效率可以增加 1~2%。

通过一种易于破坏的覆层方法,在不同转速的模型转轮叶片上发现了汽蚀凹坑,在减小的水头下 ($n'_1 > n'_{1opt}$, 布拉茨卡亚水电站, $H_r=100m$ $N_r=250MW$) 和最大水头 ($n'_1 < n'_{1opt}$, 巴克拉水电站, $H_r=121.9m$ $N_r=159.7MW$) 下运行的水轮机叶片上也发现了同样的情况;并且这些凹坑与观察到的旋涡区域一致。根据这些数据提出了:修复浆叶的不同设备和方式影响了涡带的强度和几何性质,同时也影响着汽蚀凹坑,同时在模型和原型机领域进行了相关研究。

计算机流体动力在水轮机流道中的应用和三维技术使得集中涡带发生时可以进行数值模拟,以确定其发生的方位、几何参数和对转轮叶片静压的影响。

1 叶片间涡带发生的水力原因

分析表明:叶片间流道中的涡带是由于水轮机运行工况改变时,转轮叶片入流角度的变化引起的(入射角)。对中、低比转速转轮,入射角 ($\Delta\beta$) 从最大水头下的正值(比综合特性曲线中的峰值低)变至最小水头下的负值(比综合特性曲线中的峰值高),详见图 1。

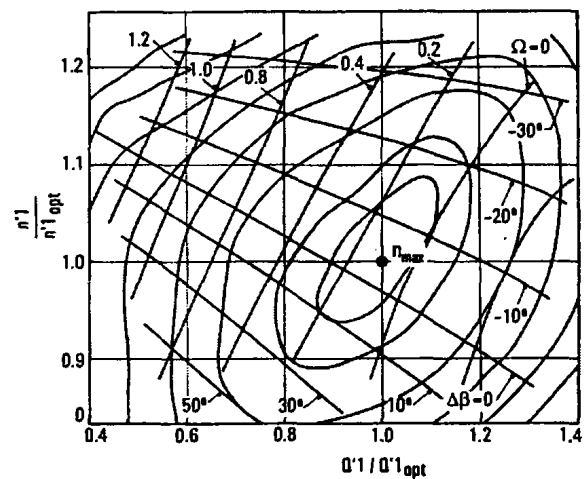


图 1 转轮出口处入射角和水流变化

在非设计入射角运行工况下,单个叶片入流流道上分流造成了叶片压力的重新分布和转轮上冠水流的循环流动,并形成与主流方向相反的涡流(图 2)。

涡流与转轮出口的涡带聚集,使水流以相对速度 (W_2) 进入尾水管。

因此,我们可以得出这样的结论:叶片之间

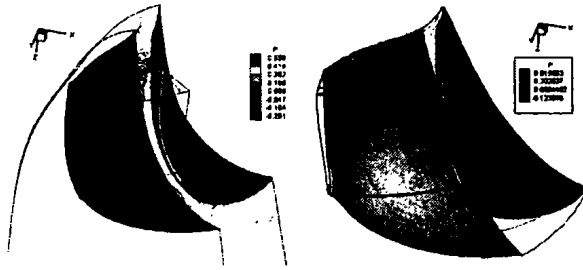


图 2 叶片间涡流发生在转轮叶片的正面和背面

涡带是由于运行工况的改变，当入射角达到某个临界值时，涡带发生；该临界值与运行工况和叶片的形状有关。

当计算转轮水流和观察不同工况下模型转轮上下游水流，转轮叶片入射角可以确定，通过静态数据比较可以确定平均的临界值。

2 叶片间涡带对水轮机水力特性和转轮可靠性的影响

2.1 对效率的影响

由于沿着转轮叶片进水边的空间流的气压梯度，冲击损失一部分转化为叶片间涡流的动能。

众所周知，在非正常角度（有一定的入射角度）入流下的冲击损失与转轮进水边前、后圆周速度的变化是成比例的：

$$E_{sh} = \varphi_{sh} \rho \Delta V_v^2 Q$$

其中：

φ_{sh} 为冲击损失的系数；

ρ 为比重；

Q 为流量。

这些损失部分消耗在转轮叶片上，有一部分转化为叶片间涡流的动能。

$$E_v = \varphi_v \rho \Gamma^2 W_2$$

其中：

φ_v 为涡流损失的系数；

Γ 为涡流速度的环量；

W_2 为转轮出口的相对速度、涡流中心速度；

E_v 为损耗在尾水管的叶片间的涡流能量。

这些公式表明：冲击损失可以通过传统的公式 (E_{SH}) 来确定，它由一个直的叶栅叶片和一个

由底环、上冠（对混流式转轮而言）围成或者是高度受限的立体空间涡流模型 E_v （类似于机翼的感抗）。

冲击损失的模型建立在涡流现象的动能计算和该过程的物理本质的基础上。当计算一个三维水流时，损失的比值可以严格的确定并且在水流的实验调查和目测的过程中得以测定。

因此，集中在叶片间涡流的动能与冲击损失是成比例的，并且是水轮机能量损失的基本组成部分。

从冲击损失公式和叶片间涡流的动能公式可以明显地看出：这些损失的变化取决于 $n'_1 - Q'_1$ 模型特性曲线中入射角（循环）的不同，入射角变化同时也决定了效率对 n'_1 倾斜。

2.2 汽蚀的影响

对转轮中流态的分析、对模型转轮和原型转轮的外观检查和汽蚀破坏实验显示：叶片间涡流中心的压力减小，涡流本身是个稳定的状态。涡流内部的压力减小导致了导叶上沿着涡流轴线有所降低（见图 3）。

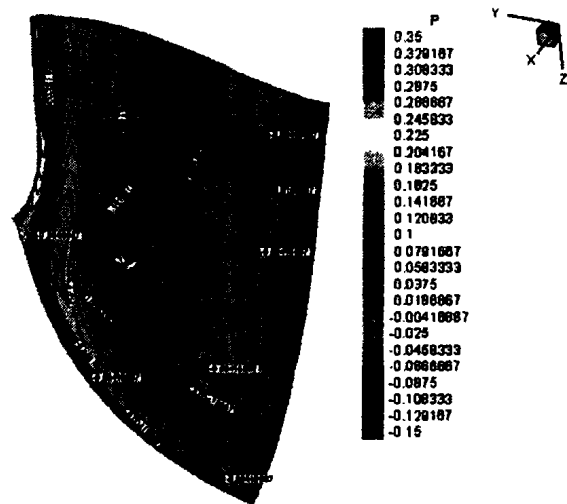


图 3 作用在转轮叶片上的压力分布
(叶片间涡流发生在叶片背面)

如果涡流中心的或导叶上的压力小于大气压力，汽蚀就会发生。因此，在降低的水头情况下 ($n'_1 > n'_{1opt}$)，叶片间涡流的汽蚀破坏可能发生在叶片正面后的进水边和相邻叶片背面的出水边；在最大水头情况下，发生在叶片背面 ($n'_1 \ll n'_{1opt}$)。

因此,为了减小汽蚀对转轮叶片的影响,减小由于叶片表面汽蚀涡流引起的负压是必要的,这可以通过对叶片表面适当的修整或者使用特殊的设备来达到,以转移叶片表面上的叶片间的涡流,因此可降低对叶片汽蚀破坏的强度。

2.3 涡流的动态效果和转轮可靠性

对不同水头和处理的原型水轮机和模型水轮机旋转的转轮叶片的动压和压力研究表明:作用在转轮叶片上的压力主频率如下述,水轮机转速(f_n)、导叶的传输频率($f_n \times$ 导叶的个数)(见 IEC 技术报告第 61364 号:水电厂机械设备名称)和尾水管中心涡带频率($f_n \cdot f_{DT}$)。

所有工况叶片的压力变化和动压存在一定的关系。

这种关系可以通过原形水轮机转轮叶片上实测的动压振幅-频率曲线来说明(图 4)($N_p=640\text{MW}$ $H_p=194\text{m}$ $D_1=6.77\text{m}$ $f_n=2.38$ 导叶数 $Z_{\text{distr}}=20$)。

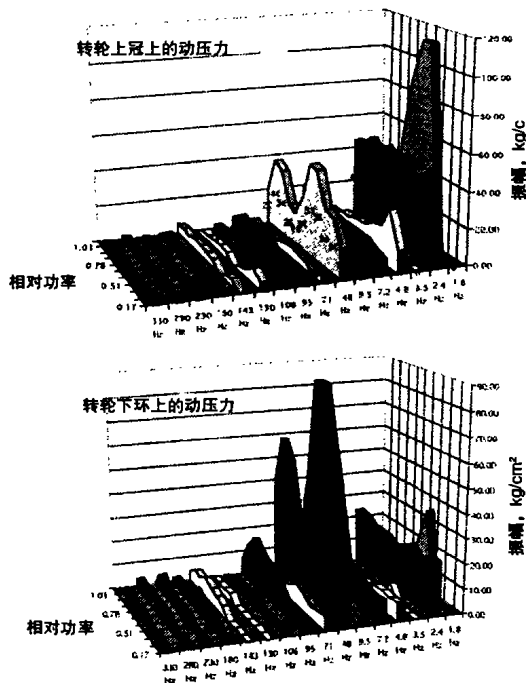


图 4 转轮上冠和下环上动应力的振幅-频率特性 ($H=94\text{m}$)

分析振幅-频率曲线时,可以看出:动压频率并无特殊值,这与上面提到的不一样,同时,叶片间涡流对转轮动压和水轮机运行稳定性的影响并不明显。

因此,当计算转轮的动态强度、动压时,上

面所有的频率都要考虑。

LMZ 水轮机运行过程中获得的经验进一步确定:在一定水头和负荷变化下运行的水轮机转轮的可靠性和使用寿命可通过设计过程中复杂问题的解决方法来确保。这些手段包括:高精度的水流压力和静压的 3D 分析、考虑运行条件的侵蚀和疲劳强度、不同负荷频率、残余应力以及生产工艺比如导叶制造的热压成型、用高品质钢板取代碳钢、转轮焊接的特殊工艺。

3 转轮几何参数对叶片间涡流特性的影响

3.1 概述

叶片涡流分析曾经用于混流式转轮(额定水头 $H_p=100\text{m}$, 额定出力 $N_p=193.9\text{MW}$)。该水电站不得不运行在一定的水头变化($H_{\text{max}}/H_{\text{min}}=1.94$)和负荷变化条件下。

在这些运行条件下,转轮的入射角与设计条件有很大差别,导致了高强度的叶片间涡流。

叶片间涡流的极限根据模型实验中对进水边和尾部的观察而来(见图 5)。

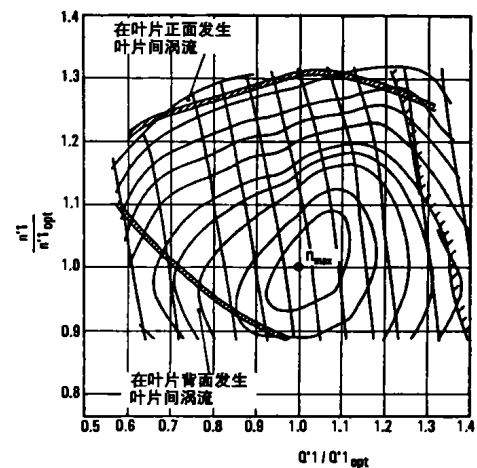


图 5 发生叶片间涡流的限制

对下述运行条件下的叶片间涡流已进行了 3D CFD 分析:($n'/n'_{lopt}=0.88$, $Q'/Q'_{lopt}=0.57$, 最大水头 $H_{\text{max}}=131.4\text{m}$, 出力 $N=135.73\text{MW}$)

3.2 转轮 3D 流态分析技术

用 CADRUN 程序进行的 3D 流态分析用于 LMZ, 该程序由俄国数学和计算机科学委员会创立, 特别用于解决有关水轮机流道设计中的问题, 该程序系统计划通过解析描述水流的 3D 公式来计算流道(如蜗壳、座环、导叶、转轮、尾水管)中稳态不可压缩水流的流速和压力。

该程序系统用来进行 3D 分析:

- 流道中任一选定的参数;
- 任何选定参数中两个、三个或更多相邻参数间交换边界条件;

进口和出口的边界条件是建立在实验结果或以前的计算基础上的。

3.3 计算结果分析

3.3.1 转轮叶片数目的影响

对 11、13 和 15 叶片的转轮已经进行了计算。根据计算结果, 可得出以下结论:

- 所有转轮都发生叶片间涡流;
- 叶片上的负压随转轮叶片数的增加而减小;
- 最大负压区域随转轮叶片数的增加移至尾部。

3.3.2 转轮叶片形状的影响

根据上述参数设计的转轮叶片形状(X形叶片), 转轮沿着叶片从上冠到下环的压力分布平衡(更规则)。对 X 形叶片, 叶片间涡流依然发生; 但是与传统的设计相比, X 形叶片间涡流的最大负压增加, 且移动到尾部。

3.3.3 沿叶片翼型厚度分布的影响

在叶片设计中, 将沿叶片翼型厚度分布进行改良(将进水边厚度取为最大), 根据 3D 流态分析显示: 这种改良对叶片间涡流和压力分布影响不大。

3.3.4 尾部形状的影响

根据实验, 对转轮下环叶片尾部进行了改良(在 45° 方向厚度减小)影响了相邻叶片背面的汽蚀导致的凹坑倾向。这种改良某种程度上改变了叶片间涡流的位置即出水边的出口部位以及最大负压的位置, 其他叶片形状改良(叶片和下环的内圆接头、叶片上的筋板、叶片和上冠的钻孔、补气系统等等)对叶片间涡流位置和压力分布的影响也进行了研究, 对模型和原型的实验证明: 它们对转轮叶片上的汽蚀凹坑有一定影响。比如:

内圆半径值的影响, 不同长度、高度比例的筋板焊接在转轮叶片不同部位上。最理想的转轮叶片已安装在 Bhakra 和其他水电站, 因此, 汽蚀凹坑减少了 30%, 且效率几乎不变化。

4 结论

1. 运行在非最优工况下的法兰西式水轮机在一定的入射角时会产生叶片间的涡流, 是否在叶片间流道产生涡流的限制条件取决于运行工况(即 n'_1 和 Q'_1 之间的关系), 以及对应的入射角(见图 5)。

2. 叶片间涡流在转轮出口处的动能相当于转轮进口的冲击损失, 实际上就决定了水轮机综合特性曲线的形状。

3. 叶片间涡流的影响主要体现在叶片出口边(高水头)或叶片工作边(低水头)的压力分布的变化; 如果安装高程选择不合适(H_s, σ_{pt}), 叶片间涡流可能会导致汽蚀的发生; 因此, 转轮叶片上产生汽蚀凹坑的可能性大大增加。

4. 从转轮叶片上应力的测量结果来看, 这些应力和叶片间涡流的参数没有明显的对应关系。水轮机转速频率(f_n)、导叶频率($f_n \times$ 导叶数)和尾水管中心涡带的频率($f_n - f_{\sigma T}$)是可能的应力主频率频谱的决定因素。由于涡流系统稳定性, 对应力的频谱叶片间涡流的动态影响并不明显。

5. 对某一比转速转轮, 改变叶片形状(头部和尾部相互倾斜: X 形、厚度和曲线分布、头部和尾部形状)、叶片数目(11~15 之间)并不能对叶片间涡流特性(概率参数、能量强度)产生显著影响。X 形叶片设计主要影响了叶片上静压的分布。

6. 当水轮机运行在负荷和水头变化较大、安装高程不合适的工况下, 由叶片间涡流引起的转轮叶片汽蚀可以通过特殊设备对叶片进行整形和采取一些特殊的设计手段来减小到一个允许的水平。

谢永兰 译自[英]《Hydropower & Dams》

2004 年第 1 期

向世武 校