

北京图书馆藏

N 41073

2

中文资料

大型水电机组译文集

(第一部分)

2
哈尔滨大电机研究所

T 77312

B:
:1

目 录

水 轮 机 部 分

巨型水轮机的现代趋势

..... (法) S. 克桑辛, C. 谬林 等 (1)

大古力电站70万千瓦混流式水轮机

..... (美) Goetz, E. Pfafflin (18)

大古力第三电站水轮机

..... (美) Fred Engstrom (23)

大古力电站三台新的百万马力水轮机的制造

..... (美) James, F. Meyers (27)

混流式水泵水轮机的设计与制造

..... (日) 富野胜司 等 (30)

最近日立高转速、大容量水轮机和可逆式水轮机的动向

..... (日) 大石朝男 等 (39)

大型水泵水轮机的运行问题

..... (瑞士) H. Grein. (西德) K. M. J. Bannmann (46)

最近水轮机设计中电子计算机的应用

..... (日) 中岛菊生 等 (54)

混流式水轮机转轮的焊接制造

..... (瑞士) K. Graf 等 (60)

高水头混流式水轮机联合受力结构蜗壳模型的应力状态和强度研究

..... (苏) A. M. 阿尔赫诺夫, M. A. 卓布里茨卡亚 (62)

用新型不锈钢合金铸造的水电站用巨型部件

..... (65)



A 792159

- 1 -

电机部分

- 大古力电站61.5万千瓦安水轮发电机设计、结构和起动试验结果
..... (美) S. P. Johrdre (67)
- 大古力第三电站大型水轮发电机
..... (美) J. V. Baptiste 等 (79)
- 克拉斯诺雅尔斯克水电站59万千瓦安水轮发电机的试验结果
..... (苏) V. S. Borushko 等 (83)
- 苏联64万千瓦水轮发电机
..... (苏) U. A. 格列包夫 等 (91)
- 加拿大邱吉尔瀑布电站水轮发电机
..... (加) A. Giacometti 等 (93)
- 加拿大邱吉尔瀑布电站的水力发电设备
..... (加) S. K. Akompi 等 (95)
- 美国的水力发电
..... (美) ADOLPH J. Ackerman 等 (97)
- 全水冷凸极发电机的运行经验
..... (瑞士) K. Baltisberger 等 (105)
- 赛特瓦尔水冷式水轮发电机的技术特点和经济分析
..... (瑞典) Olov, G. Berglund 等 (117)
- 大型水轮发电机的问题
..... (美) F. C. Whitey (126)



巨型水轮机的现代化趋势

〔法〕 S. 克桑辛、C. 缪林、及 J. 鲍斯克

随着机组尺寸的增大，水轮机单位装机千瓦成本将下降。但它受到力学、制造及材料诸因素的限制。本文介绍法国某公司遇到这些情况时的一些解决办法。

近十几年来，混流式水轮机的单机容量已由20万千瓦发展到60万千瓦。人们已开始议论100万甚至150万千瓦的机组。

必须牢记，水轮机的特性必须包括一个好的利用系数及尽可能短的调整与检修时间。并且，机组能快速投入运行以及无需特殊要求便能很灵活地由空载过渡到满负荷。这些特性构成了机组运转条件上的特殊的优点。为了获得这些数据，各制造厂在水力学及力学等方面进行了大量的研究与试验。

毫无疑问，转轮的结构是成败的关键。为了设计与确定这些部件的尺寸，首先需要准确地知道稳定的和不稳定的水动载荷；其次需要有一个完整的承受随机载荷的壳体结构计算方法。

制造厂的目标是弄清水力干扰频率及振幅，并确定叶片在动水介质中的不同振型的固有频率。为了圆满地解决巨型混流式水轮机结构遇到的振动问题，就使这方面的研究工作变得很复杂。

最根本的是要求限制水力脉动振幅，并使叶片设计能使固有频率超过激振力最大振幅范围。由于不可能依靠自然或人为的办法来减小振动，因此这种办法是避免疲劳破坏的唯一措施。

这样，关键就在于知道叶片的非稳定绕流及水力弹性振动。一系列真机转轮试验已澄清了这些问题。

主轴、导叶及推力轴承等转动部件的合理也是另一个关键。

在没有疲劳破坏危险的条件下，也不允许在转子和转轮转动部件中出现任何振幅可感觉而且频率是适当高的振动。为了避免一般的共振或参数的共振，制造厂必须知道水力的或电力的干扰频率。因此要求水轮机厂和发电机厂密切地合作，以进行机组转动部件的设计。

同样，为了避免有害的振动，主轴装配和轴承的设计，要求仔细地检验轴承座的移动量及主轴局部或全部变形，特别是采用空心轴时。在设计阶段必须全面研究转动部分的动力特性（包括转子和转轮的振型），导叶和推力轴承的布置，间隙的影响及推力轴承的柔性。

谈到近代水轮机的生产时,必须说明制造60万到70万千瓦的水轮机会产生一些问题,问题的性质是根据运行水头变化的,不同电站的运行水头可从100米到300米以上变化。

简略回顾一下两个高出力装置的特征就可看出大容量混流式水轮机制造困难的某些概念,这两台装置分别为高水头装置和低水头装置。

加拿大丘吉尔瀑布电站水轮机在321米水头转速为200转/分时,发电机出力为54万千瓦。这台机器的转轮直径有6米,重量大约为85吨。因为不锈钢转轮可以整铸,所以没有什么太大的制造问题。因为低比速转轮叶片比较短而且很牢固地和上冠及下环联在一起,所以其叶片的固有频率还是够用的。

因此,对于这种转轮不会受到一般制造的限制。但对于蜗壳则完全不同。座环的外径有9.6米,蜗壳的进口直径达4.4米。蜗壳总重接近400吨,许多节的钢板厚度超过125毫米。对于这种巨型部件的焊接产生了困难问题。

对于这类机器,增加单机容量迫使对蜗壳结构采取新的技术。专家们考虑了下列几种技术:

1. 利用多层蜗壳;

2. 钢筋混凝土联合受力结构;

3. 采用高强度钢材。

莫桑比克计划建造的卡伯拉——巴沙水电站,在水头103.5米,转速为107转/分时发电机出力将为41.5万千瓦,最大出力为48.4万千瓦,转轮直径是7.2米,重量约170吨。

对这一机组的转动部份需要进行广泛的机械和水力分析,也需要进行大量的制造、运输及安装方面的分析。转轮叶片出水边长约4米,但为了得到良好的性能在这一范围内必须保证较薄的厚度。

必须记住:对于几何相似而且运行在同一水头下的机器,固有频率将随机组尺寸的增大而降低,它和机组尺寸成反比。因为这些机器是在腐蚀性较大的水中工作,因此只能用不锈钢来制造。

转轮重约170吨;外径是7.2米,高为3.55米,叶片出水边长度为4米,这样情况就提供了使转轮结构产生问题的一个概貌。蜗壳的最大平面尺寸为23米,进口直径为7.9米,总重量约为700吨,但这些巨型部件还没有超过目前正常制造的限制。

对于100米水头段,制造厂目前正在考虑单机容量为70万千瓦的混流式水轮机,其转轮直径超过10米,重量大于500吨。给制造厂提出一些新的问题。

一、水力特性的进展

趋向于大容量机组。加拿大丘吉尔瀑布电站正安装约50万千瓦的水轮机。苏联为克拉斯诺雅尔斯克水电站制造了大于50万千瓦的机组。并准备制造65万千瓦的水轮机,装萨彦—舒申斯克电站。美国共有六台60万千瓦的大古力机组正在顺利的制造中。

兹将与奈尔皮克和克雷部特—罗勒公司及其子公司有关的世界上一一些重大电站综合如下(表1):

表 1 与奈尔皮克有关的近代安装的机组

电 站 名 称	机型 (装机台数)	出力 (万千瓦)	水 头 (米)
Revim (法国)	可逆混流式 (4)	水轮机—18 水泵—16.4	230 234 (流量 = 64米 ³ /秒)
依尔哈·索尔台拉 (巴西)	混流式 (12)	17.1 (最大19.7)	50
Brommat (法国)	混流式 (1)	24	255
ALcantara (西班牙)	混流式 (4)	24.2	97
ReZa sham kcbir	混流式 (4)	27.8	162
邱吉尔 (加拿大)	混流式 (11)	47.5 (最大53.1)	320
卡伯拉·巴莎 (莫桑比克)	混流式 (5)	41.5 48.4	103.5 119.5
Sao Simao (巴西)	混流式 (6)	29.1	72
Agua Vermelha (巴西)	混流式 (6)	25	57
(中国)	轴流式 (2)	6.23	14
洛克岛 (美国)	灯泡式 (8)	5.3	12.1
Le cheylas (法国)	可逆混流式 (2)	25.2	256 248
英格 I (扎伊尔)	混流式 (4)	17.8	62.5
奥塔尔德 (加拿大)	混流式 (3)	15.6	83
拉格朗德 (加拿大)	混流式 (16)	33.3	137
*伊太普 (巴西)	混流式 (8)	71.5	108
大英格 (扎伊尔)	混流式 (52)	75	135

* 正在设计阶段, 水轮机转轮直径为 8 米, 重 300 吨。

二、水头范围与转速

对于 750 米水头目前可以考虑采用混流式水轮机。这些机器早已运行在比 600 米高得多的水头下。大约在 10 年前某些地方还把水头限制在 400—500 米。

现代有两个发展的趋势。一个是倾向于提高最大可能利用的水头; 另一个是允许将现有比转速的混流式水轮机使用更高的水头。由于加深了对水轮机中水流及汽蚀现象的认识, 对

叶型设计深入的研究,推动了这两种趋势的发展。

汽蚀在很大程度上与水流速度有关,这一点是很重要的。对此在采用高水头混流式水轮机必须加以考虑。因此,如果电站水头变化很大,叶片的出水边和进水边处就可能出现汽蚀。

不同型式的汽蚀模型研究需要特殊的试验装置及广播的汽蚀理论知识。必须指出的是:不能给普通的托马系数 δ 以太严密的定义。

对于一个给定的运行工况只能容易测出对应效率开始变坏时的 σ_r ,但它是可能大、也可能小的宏观汽蚀特性。在同一运行工况,表征叶片特定区出现第一个汽泡时的 σ_d 更比 σ_r 大得多。

表明开始发生汽蚀时的 σ_d 是很难准确地测定的,而且它总是出现在和运行工况有关的叶片不同区域。

只有 σ_d 才能够严密地从模型的向真机换算。事实上,工厂的托马系数 σ_t 介于 σ_r 和 σ_d 之间的某一位置,因为从经济观点出发需要满足 σ_d 的装置是不能实现的。因此,汽蚀损坏程度与机器的检修费用相适应便可认为是能够被接受的。而且同一的 σ_t 值并不保证模型和真机汽蚀图象的相似。

作为一次近似,粗略的计算指出:如果 $(\sigma_{i1}-\sigma_d)/(\sigma_{i2}-\sigma_d)=H_2/H_1$,那么运行在 H_1 和 H_2 水头下的两个几何相似的机器汽蚀情况保持相似。

这些评论提出了一个和这些问题有关的困难的概念:由于 σ 还对尾小管水流的不稳定有很大的影响,这一事实使这些问题更复杂化了。

因此,如果对汽蚀现象的认识有了进展,那么同时就能全面地进行理论设计、真机运行和性能的考察和研究工作。最后在确定汽蚀系数时,必须考虑使真机比模型有更高的效率。

近几年来研究工作已使水力设计有了很大的进展,取得了良好的效果,同时对汽蚀不太敏感。高强度钢的应用以及计算结构强度和确定固有振动频率所取得的进展都对水力设计的改进作了极大的贡献。

如今,水轮机的效率已经很高。水力工程师都不再在提高效率的方面下功夫,而主要的是追求缩小机器尺寸,即在保证良好的性能条件下,尽量提高机器的单位出力。

很重要的一点是:高单机出力和高单位出力的探讨无论如何不能对巨型水轮机所期待的运行条件有损害。

需要解决的主要问题有:水流的稳定性;出力的波动;转动部件的振动及排除降低这些不稳定因素的最佳方案。为了分析这些现象,我们进行了一系列广泛的试验。有关模型和真机性能的详细资料实质上是为了求得对这些现象本身的比例效应的丰富的知识,也需要找到可接受的运行限制条件,如同轴平衡,排出空气等。

就我们来说,其目的在于在尾水管中不加复杂的结构物便能克服水力不稳定性。为此必须强调在问题解决以前需要对这些困难问题作一系列的试验和很多的研究工作。

三、增大机组尺寸

为利用大河流而设计的巨型水轮机,至少在安装的最初阶段只能利用一年中有效的一部分能量。

如果没有特殊的性能要求,因为机组效率不是主要问题,为了降低制造成本,为了在一

定范围内简化基本概念方面的工作来增大安全余度，用户与厂家倾向于简化水力通道，对于混流式水轮机其简化着重下列几点：

1. 对实心叶片沿其主要部位取均匀的厚度。
2. 采用实心叶片时，将其壁板做成便于压制的几何形状。
3. 上冠和下环作成简单的几何形状。

这些简化措施使叶片与下环及上冠的焊接及计算等变得简便。但由于种种原因，多年来研究的这些简化结构尚未被采用，主要是因为：

(a) 国际市场上在水轮机效率方面的竞争非常激烈，迫使厂家不断地改进其机器性能，可由下列结果看出：

1. 丘吉尔瀑布水轮机当机器出力为44.5万千瓦时效率高达95%，而在57.5万千瓦时为93.8%。

2. 系阿瓜—维美哈和英格二级水电站这样的高比速混流式水轮机，其模型效率大约是92%。在格拉斯高 NEL 试验室对圣西茂水轮机进行的合同试验得出93.4%的效率。这完全可以用于我们自己设备上的试验来验证。

(b) 从装备有巨型水轮机的超高出力机器的全部经济性来看，这就迫使厂家追求降低机器尺寸。比较经济的尺寸是通过提高比转速及采用高的转速来达到，而这种机器总是给出非常高的水力性能，这种性能不可能用简化结构来达到。与此相反，为了降低脉波干扰力的振幅，寻找最小的能量损失是最根本的。简化水力通道将带来破坏和局部汽蚀的危险，而且局部汽蚀会产生干扰力。

因此，在设计和制造巨型混流式水轮机时，无论从效率着眼或从水流稳定着眼都需要发展高性能的水力形式，这样的要求限制了结构简化的可能性。

在其他文献中，我们已经在机械、水力方面讨论了和水泵水轮机制造有关的问题。现在我们提一下和大型灯泡式机组结构有关的某一些复杂技术问题。

我们以沙维特和卡得隆电站为例。这些电站装有6台定桨的灯泡式的水轮机；而且有一个直径约7米的供水器。为了得到高的水力性能，理论研究和模型试验对于这种机器仍然是很重要的。

为了对这些水轮机的大型部件进行机械计算，需要对脉动干扰力频率和幅值有一个更好的了解。由于大型机器有一个相对来说是低的固有频率，所以就是需要知道干扰力的频率和幅值。

可以举例如下：由于水流对叶片的冲角变化可能产生周期性的干扰力。每当水头对设计水头 $H = 9$ 米（最高水头9.3米，最低水头6.6米）变动时，或利用下游闸门控制开启或停机时在定桨灯泡式水轮机上将出现水流冲角的变化。

读者可以参阅朗斯潮汐电站运行六年鉴定会期间提供的有关文件[1]，这些文件某些章节有关于轴流式水轮机脉动力的分析。

必须注意：这种机组在一年的大部份时间是运行在满负荷下，而且是在同一负荷时对这个特点和运行周期不能采用通常的汽蚀损坏标准。最后如果使用上游闸门或下游闸门紧急停机时机组的转子受到水动力的冲击。进行诸如转轮和主轴联接的这样的部件计算必须知道这种力。

四、汽蚀和振动的模型试验

为了能从模型试验估计大型水轮机的效率。首要条件应该是几何相似。这可由大容量水轮机转轮的焊接装配这一正确工艺得到保证。

为了预计由于尺寸效应而产生的效率增值，应该在高出力区和特性曲线的出力限制线区进行更准确的计算。由于结构上的需要转轮更加被限制在这些运行点运行，因此巨型水轮机的计算将局限于解决这个问题。

还应指出：效率修正公式的选择必须考虑试验条件。姆德（MOODY）公式似乎对300毫米直径的转轮在30米水头下做的试验更合适。对400毫米直径的模型在7米水头下做的试验该公式也合适。另一方面，胡顿（Hutton）公式对各种试验条件可能是最合适的。

对于大型机器来说最主要的问题在于确定脉动的水压力。因为这种力可使水轮机部件承受通常是接近其某一固有频率的更变循环应力。这些应力的幅值与频率只有通过真机和模型试验才能知道。

模型试验可以测量运动部件或静止部件上的应力。录波可以进行这种波动现象的准确分析。由录波就可推断能量密度的波形。

压力脉动和扭矩波动相类似，常常能使干扰振动存在，该干扰振动可能掩盖基本的现象。为了研究 σ 系数、工况点，补气和系统稳定这些重要因素，必须进行模型试验。

由于这些现象很复杂，也由于每个试验装置的特性及所用测量仪器性能的影响，研究和试验结果只有在详细分析才可断定。这些分析既包括寻找这些影响因素的正确解释，又包括测量的可靠性分析，而后者从试验方便性来说无论怎样处理都必经进行这一工作。

当水泵水轮机在过渡工况下运行时，与闸门有关的振动研究包括各种情况。这些情况很难使用同一装置的模型来同时进行研究。

可以举出的例子有：共振的危险，水弹性现象以及由于脉动压力波产生的复杂的系统响应等。

例如，我们在雷翁电站水泵水轮机上已经注意到闸门上作用的阻尼效应比在降低了水头的试验台上进行模型试验得到的阻尼效应要小，比在真水头下电站辅机模型测到的也小。这和随机说明的有关水力条款是一致的。

当大型混流式水轮机应用在水头超出所选择的结构型号规定的值时，出一个研究汽蚀的新方向。对于这些机器还进行修整汽蚀保证值是不可能应用的。由厂家从模型上产生的汽蚀和某些水轮机上观察到的汽蚀损坏进行比较，得到一些统计资料。

包括腐蚀率在内的各种研究证明：汽蚀损坏和汽蚀发展区及汽泡初生区压力梯度存在一定的关系。

沿叶片的压力分布方面的知识构成了一个很重要的因素。我们已经对理想流体编制了计算程序，它假设存在一个微元水轮机并认为在接近最优效率区运行。

计算给出了叶栅上的速度分布，叶栅可按旋转流面上展开。旋转流面的子午面相当于微元水轮机的中面。当然对微元水轮机从进口到出口要加厚度^[2,3]。

超出最优工况区，水流变成三维流动，我们利用一定比例的模型试验来研究其特性。为了确定水动载荷^[5]，利用这种法可以确定每个叶片表面在飞逸工况^[4]下的压力分布。

目前已有一系列的研究涉及汽蚀的比例尺效应，所有这些研究都提出了一些需要解决的

困难问题〔6〕。

根据我们自己的经验及邱吉尔瀑布水轮机第一次试验，我们断定运行在310米水头以下的转轮比运行在256米水头下的类似转轮对汽蚀显然更敏感。

这些机器在运行了10000小时以后，所看到的汽蚀由于厂家的托马系数 σ_t 超过原设计的20%，所以仍处在允许的范围之内。随着比转速的提高以及单机出力的急剧增加在水轮机装置上要重新考虑这些要求。

不容忽视，大型轴流式水轮机尾水管喉部的局部汽蚀，特别是在过渡工况时将产生在计算转动部件的尺寸时需要考虑的脉动水压。

五、总体结构设计

为了降低水工建筑的成本，要求厂家设计总高度低的机组。设计大型机组通常是将推力轴承放在顶盖上并设置两个或三个导轴承。

在设计阶段，水轮机制造厂和电机制造厂必须充分地交换详细的技术情报，以保证在更详细的设计之后使选到的总体结构有满意的力学特性。

交换的情报应包括下列主要项目：各个部件的频率；水力和电机的附加外力；主轴装配、转动部件、推力轴承和导轴承的力学特性。

六、固有频率

冲击式水轮机：水斗承受着器心力及由射流作用而产生的脉动力。在脉动力上必然附带有关近水斗一阶固有弯曲频率的高次谐波干扰力（见图1）。

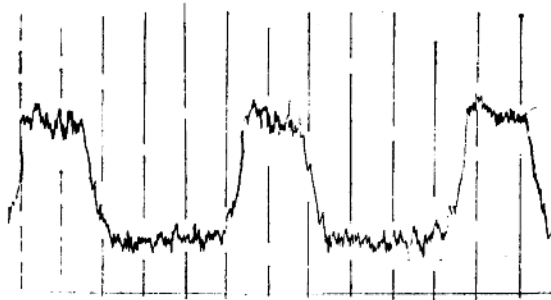


图1 cenis 三喷嘴冲击式水轮机当出力为9万千瓦时的水斗应力，基波周期为0.01秒

为了弄清确定射流作用所需要的不稳定水流的情况，必须进行非常复杂的计算，而且由于可能有高基频谱波共振使计算动载荷更为复杂。对水斗动荷响应的研究指出〔7,8〕：

1. 有一个具有两个相当低谐波的共振危险存在，该谐波的频率是每秒最大冲击次数的倍数，并且这两个谐波位于水斗固有频率的两例的一例。

2. 存在相当高次谐波的最可能的共振，它有一个转速频率倍数的频率。

混流式水轮机 多年来我们一直采用三维结构（极单元）有限单元计算程序计算混流式

转轮的应力和位移。并推广这一程序计算转轮的一阶固有频率和研究叶片的动荷响应。

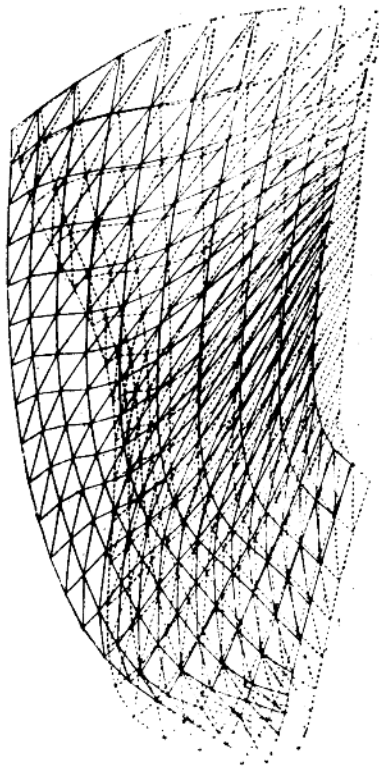


图2 圣西茂转轮叶片应力图

图2表示出圣西茂转轮飞逸工况下的叶片位移情况，该转轮外径为7050毫米，13个叶片，重量为167吨。作用在叶片上的稳定水动力用叶栅计算程序[1.4.2]计算。

正如将要看到的，由于转轮承受不同频率的干扰力，假使要避免疲劳破坏，就必须使转轮的各振型的固有频率相距作用力频率很远。

真机转轮运行下的测量指出：下环固有频率最低，而叶片较高。

由于叶片构成支撑，下环的振动像一个环，叶片的刚性随其形状及转轮结构而变化，表Ⅰ给出了两个不同比转速水轮机在空气中测量结果。

表Ⅰ 两个混流式转轮的振动测量结果

	伊尔哈·索尔台拉 (50米水头)	邱吉尔瀑布 (320米水头)
转轮直径	7128毫米	4343毫米
叶片数	12	15
重量	147吨	77吨
转轮结构	碳钢铸焊结构	¹³ / ₁ 不锈钢整体铸造
下环4、6、8、10阶振型振动	24.9、46、60.2、71.7赫	82、154、210.6、234.8赫
叶片振型	见图3	见图4

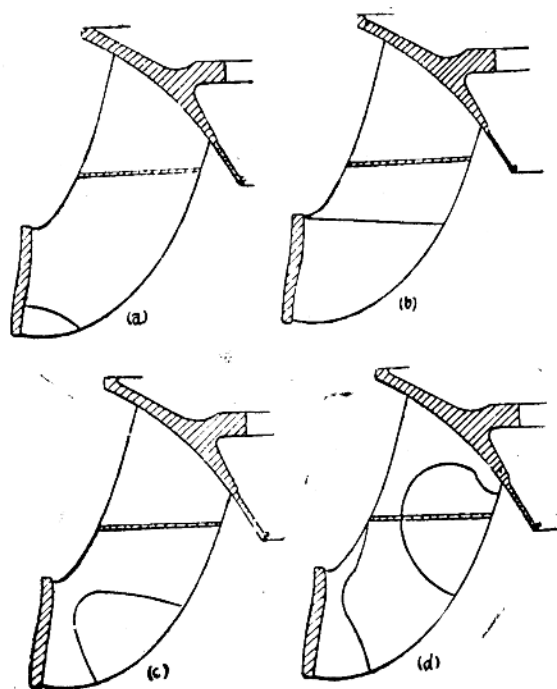


图3 伊尔哈索尔台拉转轮叶片空气中固有频率
(a) 71.7赫, (b) 97.4赫, (c) 125.4赫, (d) 136.9赫

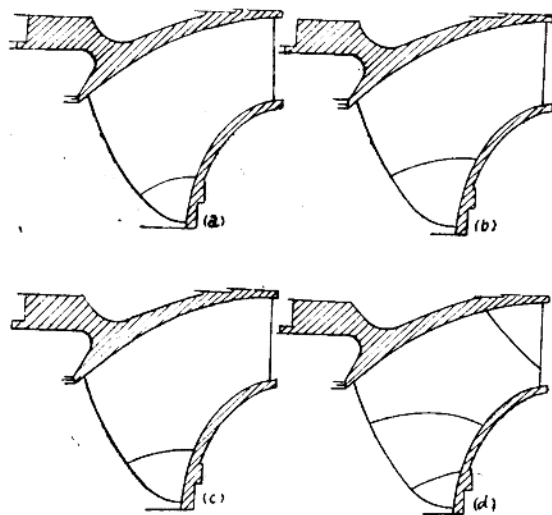


图4 丘吉尔瀑布转轮叶片在空气中的固有频率
(a) 21赫; (b) 234赫; (c) 250赫; (d) 415.7赫。

灯泡式水轮机 在目前制造的水轮机上进行的研究, 为我们提供了正在运行的大型灯泡式机的经验及其主要部件的力学特性。

最重要的研究包括叶片应力的确定, 轴线的位移及水流通道的压力振荡, 它包括协联和非协联下的运行稳定性和过渡工况下两种情况的水力过程。

这些试验说明: 在非协联工况和过渡工况下叶片应力频谱是很复杂的。甚至在较高的谐波也能激起各种振型来。由于不良的凸轮关系及叶片脱流等因素, 转轮上游非对称流动产生的干扰可能引起共振, 这种共振增加了叶片上的脉动力。

七、水力干扰力

水力干涉力与下列因素有关:

1. 装置的整体水力特性;
2. 偏离最优运行区或过渡工况区时蜗轮机的干扰运行;
3. 如导叶不同步这样的偶然情况或某些缺陷。

八、脉动现象

在整个水工结构中产生的干扰力来源于各种因素, 如截面的变化, 波的反射, 复杂的管路连接。这些力能够形成压力脉动, 从而使转动部件引起轴向和切向振动。它们常常是由于电力明显的变化而产生共振的原因。

这些可以说明下述事实: 对于某一特定的水轮机, 其模型试验没有发现反常现象, 在某一电站性能很好, 而在另一场合可能在其运行工况是出力波动的原因。这种偶然发生的现象经常是由和整个水工结构有关的响应现象引起的^[9,10]。

最后, 应该指出的是: 水轮机流道中的压力波动频率随负荷变化而变化, 它们常常很接近发电机的固有同期频率。

偏离最优工况区, 混流式水力机械遇到压力振荡。在表示流量比和转速比关系的混流式水轮机特性曲线上有一个负压力振荡的区域, 这个区域相应于转轮出水边只有很小环量的情况。在这个区域之外, 水流是产生转速方向的环量, 还是产生和转速方向相反的环量, 这取决于运行是偏离在最优工况区左边(小流量区)或是右边(大流量区)。

对于部分负荷, 或是大或是小的周期性压力波动的频率和振幅与机组转速有关, 而且总是受到汽蚀的轻微影响。在高负荷区, 由于存在汽蚀汽泡引起极小但明显的频率, 它强烈地受到尾水反向压力的影响。

水轮机制造厂家能够确定最大可能的干扰力频率和振幅, 它们在低负荷区平均接近转速频率 f 的 $1/2$ 或 $1/4$, 高负荷区接近 f ^[11~13]。关于这些频率的认识能够使电厂用发电机和其他类似因素的固有同期波动估计水力通道中发生压力波传播现象的共振危险。

上面谈到的压力振荡是以低频(不高于 f)为特征, 而且具有显著的振幅(水头的百分之几)。来源于水力方面的干扰力可能存在较高的频率及较低的振幅。这样的干扰力是由于有限的转轮叶片数 Z_r 及导叶和固定导叶有限的叶片数 Z_d 引起的。在水轮机层能测到振幅的频率一般不大于 $f \cdot Z_r$ 和 $f \cdot Z_d$ 。

实际上, 以扭矩干扰为例, 在正常运行时接近1%, 而在低负荷时可能达到额定扭矩的

5%，此时转动惯量形成了一个具有10赫兹量级做以下频率的“低通”过滤器。因而由水力引起的扭矩脉动振幅在发电机转子处保持很小值。

形成发电机转子结构的阻尼系数是很小的（大约 10^{-3} 和 10^{-4} ），以致任何明显的共振都能引起可观的振幅。电机制造者必须控制其转子的各阶振型频率，使他们离来源于水力的水推力脉动频率及扭矩波动频率足够远。

过渡工况下产生的水力干扰力决定主轴和轴承的尺寸，它们与轴承上的径向推力变化有关。如果机组的转子装配已作过很好的平衡并适当地找好摆度，假设水力设计是正确的，发电机转子是足够精确地加工的，那么轴承上的径向推力在负荷不变时将维持很低值。

稳定工况下的径向水推力随导叶开度（负荷）增加而增加，但保持低值；而在过渡工况下将有明显的增加。由于转轮出水边处旋涡使压力波动引起的方向和幅值都不明的径向力，也可能在偏离最优工况的情况下出现。

水轮机制造者可以提供稳定工况和过渡工况下这些力的可变量与不变量的足够资料[14, 15]。但发生在水泵水轮机运行中的水力干扰力在其他文献中论述[16]。

九、脉动力的后果

奈尔皮克生产的冲击式水轮机，由法国电气公司进行了试验，从而进一步提高了关于复杂形状转子结构动力特性的认识。这种计算水斗尺寸的近似方法正好被这次试验的结论完满地证明。

这些试验证明：

1. 由射流冲击引起的动力分量频率和参加工作的喷嘴数有关；水斗应力总是随喷嘴开度增加而增加。
2. 水斗以接近其固有频率的激振谐波振动；由于其固有频率接近激振频率，所以水斗最大应力在平均振动分量以下。附加射流冲击应力后，最大振动应力幅值通常是水斗应力的25~33%。

在大型混流式水轮机进行设计工作的范围内，我们和法国电气公司一起于1970年在查斯顿电站一号机完成了一个试验。（该机组在71米水头时发电量为10万千瓦，转轮喉部直径为4440毫米，17个叶片，重量为45吨）。应变片贴在一个叶片上，也贴在下环和上冠上。压力传感器布置在叶片及转轮泄水锥上，在涡壳和尾水管内亦布有压力传感器。

进行了空载运行试验，也进行了带负荷过速试验，还进行了同步调相试验。对于转轮上的静载荷，试验证实了理论计算结果，并且发现存在有两个最高应力区。一个是在最大负荷下运行并在以同期转速运转的离心力作用下，位于与上冠联处的叶片出水边上。而另一个是在离心力作用下位于和下环联接处的叶片进水边处。

首先记录位于机器各部位传感器的读数，然后用一专门的分析装置来进行分析。进行不同振动现象的谐波分析事实上是很困难的；在所有的试验中，只有相同的峰值和机组转速有关。

关于大型灯泡式机组非正常运行条件下的力学性能研究迫使我们需要进行模型和真机试验。

萨无太雷机组（3.3万千瓦出力，水头9米，转轮直径6900毫米，4个固定叶片和4个导叶）的模型试验，其主要目的是在正常工况下（利用下游闸门控制出力）和当飞逸时及用

上游快速闸门切断水流情况下确定作用在转轮上的脉动水压力，这些试验得到下列结论：

1. 正常运行时脉动水压力可以忽略不计。
2. 飞逸运行时，转轮承受一垂直于机组中心线的水平轴向扭矩。
3. 当水流用上游闸门切断时，30%的开度下脉动力最大，此时除了水斗轴向扭矩外还在转轮上产生垂直向上的推力。

与 Rhone 国营公司合作在开文斯和阿维格龙电站的机组（12米水头时发电量 3 万千瓦，转轮直径6250毫米，4 个叶片，叶片和导叶都是可调的）以及萨无维特机组上做的试验已经揭示了水力干扰力的后果。

叶片应力波动的基本频率和转速频率 f_r 相一致，这就说明在转轮上作用有非对称力在轴上引起一垂直于机组中心线的脉动扭矩。

传向主轴联接处的扭矩引起叶片通道频率为 $4f_r$ 的主轴弯曲。法兰把合螺钉的可靠性和这个扭矩有关。

在可调叶片及可调导叶机组协联运行时，脉动扭矩很小。当过渡工况和非协联运行时频谱更广阔，所以转速频率波动的幅值较大。

在固定叶片及导叶的机组上，在正常工况下干扰力的幅值不大。部分负荷和空载条件下存在很多的叶片通道频率谐波，这可解释为：由于尾水闸门的存在引起流动不均匀。

所有的试验证明，对发生在过渡载荷条件下脉动的认识，在计算灯泡式水轮机转动部件尺寸时是绝对需要的。

十、电 干 扰 力

来源于电的干扰力可以在设计阶段由电机制造厂确定。并入电网的同期机固有波动形成所提及的干扰力。这种波动频率随负荷的变动而稍微变动。但它一般很接近引水管和尾水管的压力脉动频率。

其他如具有两倍发电机频率的激振力和电枢反应谐波的激振力一般只在发电机转子和定子有效。突然对称短路造成两倍频率的扭矩。

在设计主轴装配时要考虑的电源干扰力主要是径向磁拉力。这个磁拉力包含一个定向分量，一个转动分量。前者起因于偏心及转子制造中的偏差及主轴的弯曲，后者可能是转子缺陷的作用或许可能是由于平衡有误等因素引起的。

十一、主要部件的工艺

主轴装配与推力轴承及导轴承 主轴装配的主导轴承及推力轴承布置应该设计得既保证在稳定工况下没有严重的振动，也应保证在所有情况下最大偏移量和运转间隙能相适应，特别是和水轮机迷宫环间隙应相适应。

在巨型水轮轨结构设计中，需要考虑很多因素，而且最主要的因素随机组尺寸的增加而增多。例如转动部件的振动在很大程度上和轴承的间隙以及支架与推力轴承对各种运动的挠度有关。空心主轴在轴承处的局部变形变得稍稍大一些。利用带裙肩的柔体轴承能减小转动间隙，也限制了主轴在轴承中的移动。

当裙肩的尺寸及位置与径向力有关时, 主轴的机械变形与热变形以及支架的偏心都影响这种轴承的结构。而径向载荷有一个方向, 随转速变向的固定分量及一个转动分量。虽然大型导轴承的结构问题是个很有趣的问题, 但是本文将只限于讨论推力轴承设计和制造中已经解释了的问题。

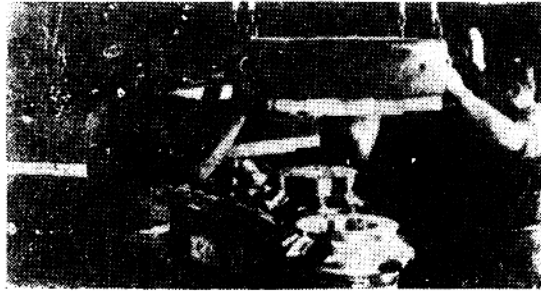


图5 卡伯拉——巴沙水轮机推力轴承装配

能支持上千吨重量的推力轴承尺寸必然很大, 它的外径可能超过5米。由于最小油膜厚度仍是0.1毫米量级, 而机械加工精度有降低的趋势。随轴承尺寸增加许多不利因素增多时轴承的制造便存在很多复杂的问题。

为了把机械变形控制到小于0.1毫米这样的允许值, 需要有特殊的制造程序。例如推力轴承的承压面必须正确地安置并且合理地测量尺寸以免有任何转动。为了减小任何热变形最根本的是要提供一个专门的装置, 以便将推力头隔开。

必须强调: 由两件组成的推力头必须仔细设计, 因为热变形和机械变形都可能因失掉旋转对称而造成很大的危险。

为了控制瓦的热变形, 需要专门设计一个冷却回路, 而且它的热绝缘也是不可少的。对于大型推力轴承, 甚至当瓦和支撑表面间存在均布载荷分量时, 也不可避免地存在方位上的偏差。这是因为支撑绝不可能是完全旋转对称的。

对于平均直径3~4米的推力轴承, 不管在机械加工中采取什么预防措施, 方位上的不平度总是百分之几毫米。这些不平度的差别破坏了瓦间负荷的原有分布状况, 这就将单位压力限制到相当低的数值。为了提高大型推力轴承的可靠性, 为了增加单位压力, 有一个自动平衡的负荷分布是非常重要的。

具有自补偿瓦的推力轴承原理图示于图5。该图表示的是卡伯拉——巴沙水电站水轮机的推力轴承。每块瓦放置在大挠性的薄壁钢油箱上。油箱用螺钉把在基础环上, 基础环传递负荷到推力轴承支架上。基础环内有通道和密封的油箱相联。

用油充满油箱空间和基础环内的通道。由于每个油箱内的压力是相同的, 也因为需要进行缺陷补偿的油箱的变形, 对于瓦上的负荷来说只产生很小的力, 所以得到了几乎完全均匀的载荷。大量对油箱强度和性能的观察已经表明瓦间的载荷差为百分之一, 甚至即使机械加工和安装误差比通常实验中允许的还大也是如此。

这些推力轴承的运行即使由于支架有较大的变形但实际上还是没有受到影响。这可由卡北勒斯推力轴承具有很好的性能来证明。该轴承由于以错误的方法组成轴颈, 并且运行在非

常不利的条件下。静止表面和转动表面间的不平行度在整个 900 毫米直径的范围内有 2 毫米之多。尽管如此,没有发现异常的情况。在检修推力轴承需检查瓦时,没有发现转动面上有缺陷。

且不谈保证良好负荷分布的预防措施,主要的努力应该使来源于热和机械的变形得到降低,推力头的弹性变形由于在发电机轮毂处采取了特殊的设计而可以忽略不计。加之,瓦的热绝缘被用来降低温度梯度,因此,热变形也同样得到降低。处处流动性很好的油循环能使瓦四周和油回路中的温度均匀。

冷却器和油之间的热交换在很大程度上取决于油的流动速度,而油的速度又由冷却器中的压力损失来控制。在经过热交换时通道中的速度应保持稳定而且应该高一些。推力轴承中的自循环通常是不足的,特别是在大型轴承中这种循环特别需要一个辅助油泵来加速,为此有三个可能的解决办法。

第一个办法是准备一个电循环泵和冷却器组成的外部冷却回路。这种办法因为他可能因辅助设备失灵导致水轮机停机,所以总是不能被客户接受。如果将辅助设备从厂用电的一个发电机脱开,这种偶然是不太可能发生的。

如果机组与系统并列,辅助部分自动切换到其他机组的发电机上,在整个电厂和系统并列的情况下,在启动紧急柴油设备所需的几分钟内推力轴承中的油量是够用的,不会出现任何严重的过热危险。

利用高压的高速泵能得到非常经济的热交换效果,为了缩小整个尺寸该泵被放在推力轴承油槽外面。

第二个方法是设置一个和启动部件相联的泵。这种泵保证有效的循环,它允许减少热交换面因而允许缩小整体尺寸。用这种方法,提供一个用螺钉把在推力轴承油槽面的独立冷却器应该是可行的。冷却器进出口处的温度是可以控制的,这就允许依次对每个冷却器的工作进行监视。

每一个冷却器有一个垂直的斜管,以便在不停机的情况下能够清扫冷却器。随着结构的某些改变(这种改变在本文所讨论的特殊结构中是没有的),允许在不停机的条件下能够拆下并更换热交换器。

第三种装置是一种不同于前一装置的结构,它用一个主轴带动的离心泵来代替轴流泵。由于这种泵比轴流泵能提供一个更高的传送压力,因此热交换面可以大大减小。

对于大型水轮机的推力轴承只有第一和第三种装置引为重视。

一些已运行的大型推力轴承典型例子和他们的设计负荷如下:

Beaucaire (灯泡式)	470 吨	93.75 转/分
Infiernillo	1000 吨	136 转/分
Alcantara	1400 吨	115 转/分
丘吉尔	1400 吨	200 转/分
卡伯拉——巴沙	2400 吨	107 转/分

对于巨型水轮机,推力轴承上的负荷(依太普电站超过 4000 吨)对通常的环形布置的单排瓦装置来说需要采用许多很大的推力瓦,因而遇到前面所提到的所有困难。一个受重视的解决办法是采用窄的推力头及很多小瓦的双排同心推力瓦装置。它既增加了主要部件的可靠性,又降低了轴承的总高度(这对主轴的长度是有利的)。对于我们这种能均分负荷的油箱