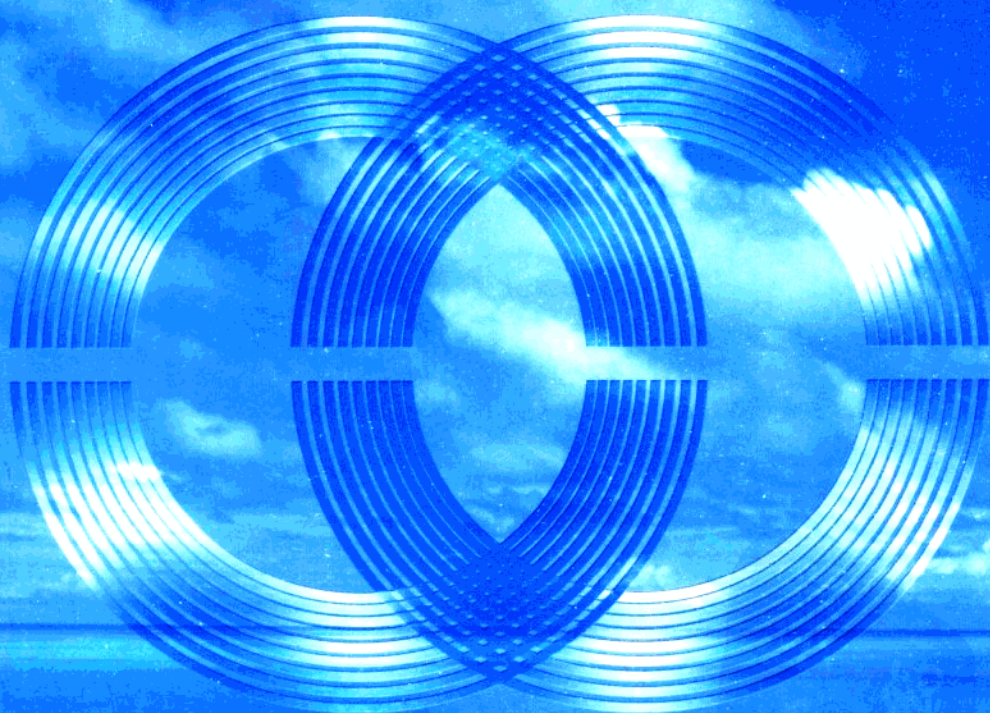


马震岳 董毓新 著

水电站机组及厂房振动的研究与治理

*Vibration and its Corrective Actions of Water
Turbine Generator Set and Power House*



中国水利水电出版社
www.waterpub.com.cn

大连市人民政府资助出版
SPONSORED BY THE DALIAN MUNICIPAL GOVERNMENT

水电站机组及厂房振动 的研究与治理

马震岳 董毓新 著



中国水利水电出版社
www.waterpub.com.cn

内 容 提 要

本书基于作者多年的教学与科学研究,全面阐述了水轮发电机组和厂房振动的理论与数值分析方法,以及振动的诊断和治理。全书反映了目前水轮发电机组振动理论与工程应用领域的前沿研究动态和最新成果,并特别重视理论研究与工程应用的紧密结合,致力于振动问题的应用基础研究与实践治理经验的总结。主要内容包括:抽水蓄能电站机组和厂房振动,贯流式机组振动,机组抗震分析和轴系统动力优化设计,机组钢筋混凝土支承结构的动力特性,振动现场试验,大量机组振动实例介绍和振动故障诊断与状态监测,主厂房振动以及机组与厂房振动的评价标准等。

本书可供水电领域从事科学研究、设计制造、运行管理等方面工作的研究与工程技术人员参考,也可作为水利水电和水力机械等专业的研究生教材和参考书,尤其希望能对实践中机组振动的研究解决提供有益的帮助和借鉴。

图书在版编目(CIP)数据

水电站机组及厂房振动的研究与治理/马震岳,董毓新著. —北京:中国水利水电出版社,2004

ISBN 7-5084-2303-8

I. 水... II. ①马...②董... III. ①水力发电站—机组—振动控制②水电站厂房—振动控制 IV. TV73

中国版本图书馆CIP数据核字(2004)第076497号

书 名	水电站机组及厂房振动的研究与治理
作 者	马震岳 董毓新 著
出版 发行	中国水利水电出版社(北京市三里河路6号 100044) 网址: www.waterpub.com.cn E-mail: sales@waterpub.com.cn 电话: (010) 63202266 (总机)、68331835 (营销中心) 全国各地新华书店和相关出版物销售网点
经 售	
排 版	中国水利水电出版社微机排版中心
印 刷	北京市兴怀印刷厂
规 格	787mm×1092mm 16开本 23.5印张 557千字
版 次	2004年10月第1版 2004年10月第1次印刷
印 数	0001—3000册
定 价	56.00元

凡购买我社图书,如有缺页、倒页、脱页的,本社营销中心负责调换
版权所有·侵权必究

前 言

随着经济与社会的高速发展，能源需求急剧增长，环境保护意识日益增强，可持续发展的观念深入人心。水力发电作为一种可再生的清洁能源更加得到重视和开发，水电机组的装机容量和引用水头大幅提高；大型抽水蓄能电站是保证电网供电质量的最佳选择，发展前景广阔。中国的水电建设方兴未艾，三峡、龙滩、小湾等一大批巨型和大型电站正在和将要建设；抽水蓄能电站向更高水头、更大容量的方向发展。随着机组单机容量和水头的提高，机组振动问题日益突出。设计阶段的振动预测控制难度极高，运行机组的振动消减极富挑战，振动机理解明和振动故障治理一直是国内外研究的热点和难点。

水轮发电机组是由流动水体驱动的旋转机械，是由水轮机和发电机组成的复杂的机械大系统；旋转系统通过轴承机架和钢筋混凝土结构支承，机组振动必然诱发作为其支承结构的厂房的振动，而厂房结构型式又十分复杂；流体和电磁是水体势能转化为电能的作动媒体，流场和电磁场的复杂性不言自明；流体和固体的耦联振动不可避免……因此，水轮发电机组和厂房的振动是最为复杂的动力学问题之一。

有基于此，本书致力于机组和厂房振动分析模型与系统分析方法的建立，在振源机理探讨的基础上，通过振动的理论与数值分析，借助振动实例剖析，希望对振动问题的应用研究与工程解决奠定坚实基础。

本书共分11章。第1章介绍了抽水蓄能电站的主要振动问题，包括水轮机振动，进水口拦污栅振动以及地下厂房振动等；第2章介绍了灯泡贯流式机组的振动特性，包括灯泡体和轴系统振动，以及振动的实例研究；第3章以贯流式机组为例，重点讨论机组抗地震动力特性；第4章以

机组轴系统的动力优化设计为重点, 尝试建立优化设计的数学模型和解析方法; 第5章介绍了机组钢筋混凝土支承结构, 即厂房水下结构的动力特性, 诸如固有振动特性和共振, 动力反应和抗震, 应力状态等; 第6章主要介绍了机组振动的现场试验技术, 包括试验仪器, 测试方法, 数据分析, 振源识别和减振措施探讨等; 第7章为大量振动实例介绍, 试图通过各种类型的振动实例分析和治理措施探讨, 为深入全面地了解振动形态, 把握振动消减措施的有效性与适用性, 提供切实的帮助, 发挥知识库与数据库的作用; 第8章对机组振动状态监测加以专题论述, 这也是目前电站自动化和状态检修的趋势、方向和重要内容; 振动现象异常复杂, 各种振源和表象盘根交错, 故障诊断是振动原因解明与治理措施制定的基础与关键, 因此在第9章专题就振动故障诊断的方法加以介绍; 机组振动诱发厂房振动, 随着机组容量和水头的提高, 这一问题日益引起重视, 故在第10章就厂房振动解析, 结合若干大中型电站加以分析论述; 第11章参照国内外的有关技术规程和实践经验, 就振动的评价方法和标准加以简要介绍, 为我国振动规程的制定和机组与厂房振动状态评定提供借鉴与参考。

本书第1~4章、第7~10章、第11章2~5节由马震岳执笔, 其余章节由董毓新撰写, 全书由马震岳统稿。

全书内容大部分是作者多年来从事研究生教学和科学研究的成果积累, 也参考了大量的国内外研究文献和试验成果。尤其是课题组成员和历届硕士与博士研究生们, 参与了大量研究工作, 为此, 特向杨代立、钱学智、温科伟、赵红梅、郑治国、郭永刚、陈婧、赵德海、陈维江、冯艳蓉、于德荣、何宝海和孙万泉等表示衷心的感谢; 向对本书予以推介、审阅并提出宝贵意见的赵国藩院士、李彦硕教授、周晶教授等表示由衷的谢忱; 借此机会, 也向所有关心和支持作者的研究工作, 以及给予本书出版以大力支持的大连市学术专著资助出版评审委员会和大连理工大学研究生院等单位和个人表示诚挚的谢意。

限于作者的水平和时间, 不足之处, 甚至疏漏与错误之处在所难免, 恳请读者指正。

作者

2004年10月

目 录

前言

1 抽水蓄能电站振动	1
1.1 抽水蓄能电站的发展	1
1.2 水泵水轮机压力脉动	7
1.3 水泵水轮机转轮振动	13
1.4 进出水口拦污栅振动	24
1.5 抽水蓄能电站主厂房振动	34
1.6 抽水蓄能电站振动实例	60
参考文献	68
2 灯泡贯流式机组振动	70
2.1 概述	70
2.2 灯泡贯流式机组的自振特性	73
2.3 轴系统的横向振动响应	93
2.4 振动分析研究实例	108
参考文献	119
3 轴系统非平稳地震响应	121
3.1 动力平衡方程	121
3.2 非平稳随机地震动模型	124
3.3 地震响应的计算方法和算例分析	125
参考文献	131
4 轴系统动力优化设计	132
4.1 优化数学模型	132
4.2 横向约束条件下的优化分析	138
4.3 轴向约束条件下的优化分析	142
4.4 扭转约束条件下的优化分析	145
参考文献	146

5 机组钢筋混凝土支承结构振动	147
5.1 钢筋混凝土支承结构的自振特性	147
5.2 钢筋混凝土支承结构的动力反应	151
5.3 钢筋混凝土支承结构的静应力	153
参考文献	155
6 水轮发电机组振动测试与分析	156
6.1 概述	156
6.2 机组轴系统的振动测试	156
6.3 机组轴系统的振源测试	157
6.4 发电机转子重量不平衡测试	160
6.5 定子和转子间电气不平衡测试	162
6.6 水轮发电机气隙的动态测量	164
6.7 机组大轴摆度测试	168
6.8 水轮机过流部件的压力脉动测试	172
6.9 机组应变和应力状态测试	173
参考文献	176
7 水轮发电机组振动实例	177
7.1 振动原因及对策	177
7.2 水力振动实例	181
7.3 机械振动实例	236
7.4 电磁振动实例	243
7.5 研究工作展望	246
参考文献	247
8 机组振动状态监测	251
8.1 状态检修与状态监测	251
8.2 振动监测	255
8.3 发电机气隙监测	255
8.4 水轮机空蚀监测	256
8.5 压力脉动监测	256
8.6 机组监测系统实例	258
8.7 水电站计算机监控系统	262
参考文献	264
9 机组振动故障诊断	266
9.1 振动测量与信号分析	266

9.2 因果分析诊断方法	270
9.3 模糊诊断方法	272
9.4 神经网络故障诊断方法	284
9.5 智能专家系统	288
参考文献	293
10 水电站主厂房振动	295
10.1 三峡水电站主厂房振动分析	295
10.2 岩滩水电站机组及厂房振动	314
10.3 红石水电站厂房振动	319
参考文献	333
11 水轮发电机组和厂房结构振动评价	335
11.1 机组振动评价标准	335
11.2 振动对建筑物的影响及评价标准	348
11.3 振动对机械和仪器设备的影响及评价标准	352
11.4 振动对人体的影响及评价标准	354
11.5 水电站厂房结构振动控制标准探讨	361
参考文献	364



抽水蓄能电站振动

1.1 抽水蓄能电站的发展

1.1.1 世界抽水蓄能电站的发展

1882年,抽水蓄能电站首先出现在瑞士,已有百余年发展历史,早期以蓄水为主要目的,大多是汛期蓄水,枯水期发电。20世纪上半叶,抽水蓄能电站发展缓慢。随着经济的发展,电力需求急剧增长,抽水蓄能电站因其良好的调峰填谷能力,发展速度在20世纪后半叶明显加快,1960年装机仅3420MW,至1995年已达94787MW。

世界上各种电源的构成,自1950年后的40余年中,火电装机容量始终占2/3左右,其中燃煤、燃油和燃气机组的比例不断变化。由于水电装机容量占世界约60%的发达国家的水能资源利用程度已很高,可经济开发的水能已不多,故常规装机容量的比重一直呈下降趋势,从1950年的约1/3降低到1995年的1/5。20世纪70年代的两次石油危机,促使核电迅猛发展,1970年仅占0.15%,1980年已达7%,到1991年高达12%。伴随着核电及大容量火电机组的增加,起调峰填谷作用的抽水蓄能电站相应得到快速发展,所占比重由1960年的0.6%,逐步增长到1995年的3.1%。

统计到1996年,世界上已有46个国家共建成抽水蓄能电站290余座,总容量82.8GW,相当于全部装机容量的13.4%;在建抽水蓄能电站42座,设计容量27.4GW。

整个水电能源所占比重已从1950年的32%下降至1991年的22.9%,可见,世界的水电开发已逐步转移到抽水蓄能电站的建设。当然,许多发展中国家的水电开发利用率仍很低,如中国的常规水电建设仍是今后一个时期的重点。

1.1.2 中国抽水蓄能电站的建设

中国抽水蓄能电站建设相对起步较晚。1968年我国首次在岗南水库安装了一台由日本引进的抽水蓄能机组,单机容量11MW。1972年又在密云水库安装了两台单机12MW的国产可逆式机组。

随着经济的发展,电力需求急剧增长,电网峰谷差愈来愈大;随着大批火电机组投运发电,缺电局面得以缓解,但调峰容量不足的矛盾更加突出。如根据1997年统计,全国电力装机容量的构成为:火电占75.68%,水电占23.49%,核电占0.93%。但各大电网极不平衡,如华北和东北电网水电仅占5.56%和17.4%,华东占13.33%,其他地区较

高。1980年以后,我国核电也开始起步。抽水蓄能电站建设在这一新形势下逐步得到认识和重视,潘家口混合式抽水蓄能电站安装了3台单机容量90MW的可变速蓄能机组,1992年前后陆续投产,为华北电网服务。

广东电网调峰问题尤为突出。与大亚湾核电站($2 \times 900\text{MW}$)建设同步,广州抽水蓄能电站一期工程($4 \times 300\text{MW}$)1994年建成;与岭澳核电站($2 \times 1000\text{MW}$)建设同步,广州抽水蓄能电站二期工程($4 \times 300\text{MW}$)于2000年建成。这样,广州抽水蓄能电站(水头535m,总装机2400MW)成为世界规模最大的抽水蓄能电站。

华北电网调峰极为困难,十三陵抽水蓄能电站($4 \times 200\text{MW}$,水头430m)于1997年建成,为华北电网的调峰填谷、调频、调相、事故备用起到了显著作用。

天荒坪抽水蓄能电站装机 $6 \times 300\text{MW}$,水头570m,首台机组已于1998年投运,将为华东电网的调峰和保障秦山一期核电站($2 \times 300\text{MW}$)的安全稳定运行发挥重要作用。

西藏羊卓雍湖抽水蓄能电站,上库为高原湖泊,下库为雅鲁藏布江,天然落差840m,装机 $4 \times 22.5\text{MW}$,1996年首台机组运行,为西藏地区的主力电厂。此外,还建成了溪口电站($2 \times 40\text{MW}$)、响洪甸电站($2 \times 40\text{MW}$)等。台湾地区建设有明湖和明潭抽水蓄能电站,上水库为日月潭,装机容量分别为 $4 \times 250\text{MW}$ 和 $6 \times 270\text{MW}$,分别于1985年和1995年竣工。

到2001年,中国水电装机容量已跃居世界第一位,但我国水电开发利用率仍较低,电源结构不够合理,必须加快电源结构的调整与优化配置,重视抽水蓄能电站建设,解决火电为主电网的调峰问题。同时,核电的发展也要求适当配套建设蓄能电站。目前在建的抽水蓄能电站有多座,如山东泰安、浙江桐柏、安徽琅琊山、江苏宜兴等,均在建设之中;今后,将迎来抽水蓄能电站的建设高潮,拟建与规划中的抽水蓄能电站包括:北京板桥峪、河北张河湾、山西西龙池、河南宝泉、辽宁蒲石河、黑龙江荒沟、新疆天池等,抽水蓄能电站的发展前景广阔^[1,2]。

1.1.3 抽水蓄能技术的发展

1.1.3.1 抽水蓄能机组概述

最早的抽水蓄能电站分别采用单独的抽水机组和发电机组,曾被称为四机式机组。以后发展到将一台水泵和一台水轮机分别联接在电动发电机的一端或两端,组合为三机式机组,也称组合式机组。随着技术进步,发展为可以双向运行的可逆式水泵水轮机,一个方向运行时作为水泵抽水,另一个方向运行时作为水轮机发电,电动发电机兼做电动机和发电机,这种机组亦称为二机式机组。可逆式机组具有结构简单、造价低、土建工程量少等优点,已成为现代抽水蓄能电站的主要机型。

可逆式机组将水泵和水轮机功能合并,轴向尺寸可大大缩小,设备和土建投资均得到降低。水泵水轮机与常规水轮机一样,可选择为混流、斜流、轴流和贯流式,实际应用中以混流式占绝大多数,适应水头范围较宽(30~800m)。

水泵水轮机根据水头高低,又可设计为单级和多级型式。单级水泵水轮机应用最多,其机组的构造和布置基本与常规机组相同,但因水头高,需双向运行,其转轮、导水叶、蜗壳、尾水管等部件的设计均有所变化。将单级混流式水轮机应用于高水头时(如500m以上),水力效率偏低,转轮叶片压力偏高,出现了两级转轮的水泵水轮机;当水头更高

时,如800m以上,也采用三级甚至五级水泵水轮机。但多级水泵水轮机构造复杂,目前仍致力于研制高水头的单级式水泵水轮机。

1.1.3.2 水泵水轮机的发展趋势

现代水泵水轮机,趋向于高水头、大容量和高速化,在布置和设计中,均开展了大量的研究,技术进步日新月异^[3,4],主要归纳如下。

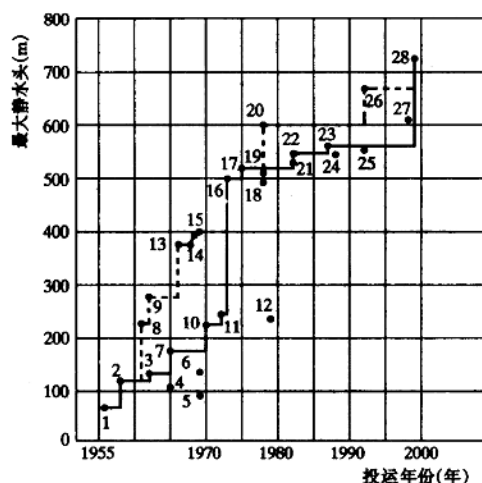


图 1-1 抽水蓄能机组应用水头发展趋势

1—Hwassee; 2—大森川; 3—三尾; 4—矢木泽; 5—水殿; 6—安曇; 7—城山; 8—Stafel; 9—Prowidenza; 10—喜撰山; 11—新丰根; 12—新高瀨川; 13—Cabin Creek; 14—Robiei Chaurilles; 15—Villarino; 16—沼原; 17—大平; 18—奥清津; 19—奥吉野; 20—Bejina Basta; 21—玉原; 22—本川; 23—天山; 24—今市; 25—广州; 26—Chaira; 27—天荒坪; 28—葛野川

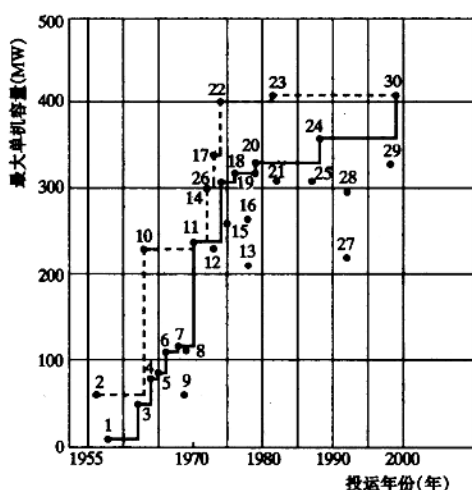


图 1-2 抽水蓄能机组单机容量发展趋势

1—大森川; 2—Hwassee; 3—Hatanagi-1; 4—池原; 5—矢木泽; 6—池原; 7—长野; 8—安曇; 9—水殿; 10—Taun Sauk; 11—喜撰山; 12—沼原; 13—奥吉野; 14—Gilboa; 15—大平; 16—奥清津; 17—Ludington; 18—南原; 19—Bejina Basta; 20—新高瀨川; 21—玉原; 22—Raccoon Mountain; 23—Helm; 24—今市; 25—天山; 26—奥多姆多良木; 27—Chaira; 28—广州; 29—天荒坪; 30—葛野川

(1) 高水头化

抽水蓄能电站水头愈高,同等容量下的投资愈省,机组的尺寸也可降低,站址选择和运行效益均较有利,故单级水泵水轮机的水头愈来愈高,如图1-1所示,最高的已达800m(美国,Hope Mountain),我国即将建设的西龙池电站也将达到704m扬程。

高水头化的主要技术困难包括:水力效率相对较低,空化性能下降而需较大淹没深度,过流部件应力提高,引水系统内压增大,压力脉动有增大趋势等。

(2) 大容量化

随着电网总容量和负荷峰谷差不断增长,系统所需抽水蓄能装机容量随之增加。更大单机容量的机组具有更好的调节效果。另外,同等容量电站,单机容量越大,机组台数越少,单位投资和运行费用相应降低。因此,倾向于发展大容量机组,如图1-2所示,最大已达到450MW。

但单机容量增大也受机组大部件刚强度、加工、运输条件等方面限制,以及电动发电

机风冷却临界容量的制约。

(3) 高转速化

随着水头提高,要求提高机组转速而尽量不使转轮直径过大,故对水力特性而言,要求采用高比转速的水泵水轮机。根据目前的制造水平,水泵工况转轮比转速在 110~180 的范围内水力效率较高。一般 500m 级的水泵水轮机比转速在 100 左右,希望不低于 90。

所以,混流式水泵水轮机的转速均比较高,比如可达到 600r/min 甚至更高。高转速化对制造安装提出更多要求,机械系统的刚强度由于高强材料使用而相对降低,引水系统的流速增大造成水力损失增大,空化空蚀的危害也相应加剧。

(4) 变转速化

为提高抽水蓄能机组的运行性能,近年变频交流励磁可变速机组应用愈益广泛,已在日本的葛野川和大河内等高水头大容量机组上得到成功运用。转速可在一定范围内变化,以使在抽水工况时也可实现电网频率自动控制。变转速能更好地适应发电和抽水两种工况,使其效率提高,也适应更宽的水位变幅和功率范围。通过调节转子交流励磁电流的相位及频率,可实现有功功率的快速调节。改变转速还可明显改善水力性能,减少振动、空蚀和泥沙磨损。

当然,变速系统相对复杂,造价较高,电动发电机系统造价约为恒速机组的 1.65 倍。

1.1.3.3 抽水蓄能电站建设的新发展

(1) 提高快速反应能力

为适应对电网供电质量和可靠性的更高要求,抽水蓄能电站已从主要作为能量储存的工具(调峰填谷),发展为电力系统灵活的动态管理工具,帮助系统迅速恢复任何故障。

(2) 地下水库式抽水蓄能电站

为保护自然环境和利用更高水头,地下水库式抽水蓄能电站得到发展,美国的希望山工程正在建设。其下水库设在地下,选址更自由,不受地形制约,仅需一个上水库。但下水库的开挖工程量较大,故要求水头和容量尽可能大,否则经济性差。

(3) 海水抽水蓄能电站

由于优良站址越来越少,利用海洋作为下池的抽水蓄能电站也是一个发展方向,日本已建成了冲绳试验性电站。其优点包括:节省下池建设费用;选址较易且可靠近沿海负荷中心;下水库水位仅受潮位影响,水头(扬程)变化相对较小,机组综合效率较高等。

但是,利用海水必然遇到技术上的挑战,如海水对金属材料的腐蚀,海洋生物附着,海水对上水库及隧洞围岩土壤的侵渗,海水在空气中的扩散以及取水放水对海洋局域环境的影响等。经过试验和研究,也是可以解决的,具有一定的发展前景。

(4) 新的转轮拆卸方式

立式机组布置传统上分为悬式、伞式和半伞式三种。转轮拆卸方式一般为从上部吊出,即首先吊出机架和转子,拆除顶盖后由上方吊出转轮进行检修,这种方式称为上拆。对于 300m 左右或以下的可逆式机组,电动发电机定子直径大于水轮机顶盖,故有可能将整体不分瓣顶盖由上部吊出,如果无运输制约这种拆卸方式是有利的。考虑到厂房尺寸,有的厂家建议上拆适用于转轮直径大于 4m,水头小于 600m 的电站。上拆方式需先吊出转子,拆除顶盖等,检修周期较长,厂房高度可能需适当加高。

水头超过 300m 后, 定子直径相对变小, 上拆方式要求分瓣顶盖, 但对于直径小于 4m 的转轮, 运输上并不要求分瓣, 故存在不利因素。从机墩中部开孔并架设吊具, 并采用中间轴布置, 将中间轴取出并拆卸顶盖后, 转轮由机井取出, 称之为中拆方式, 如图 1-3 所示。中拆最大优点是节省检修时间 (2~3 周), 即不必拆装转子即可直接检修转轮。广州抽水蓄能电站二期工程 and 天荒坪抽水蓄能电站即为中拆。中拆方式的推荐转轮直径不大于 4m, 水头高于 600m。

中拆仍需要拆卸顶盖和导水机构。进一步可采用下拆方式, 即将尾水管锥管和下环等拆除, 转轮由尾水管高程处开孔取出。其最大优点是需拆卸部

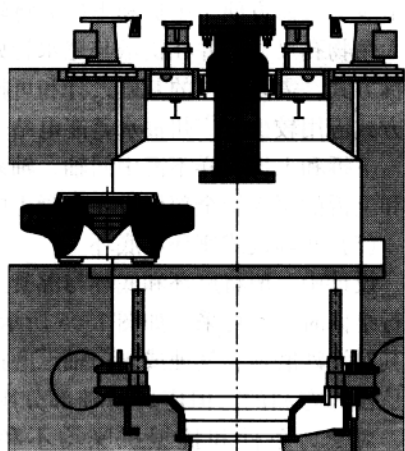


图 1-3 转轮中拆方案示意图^[5]

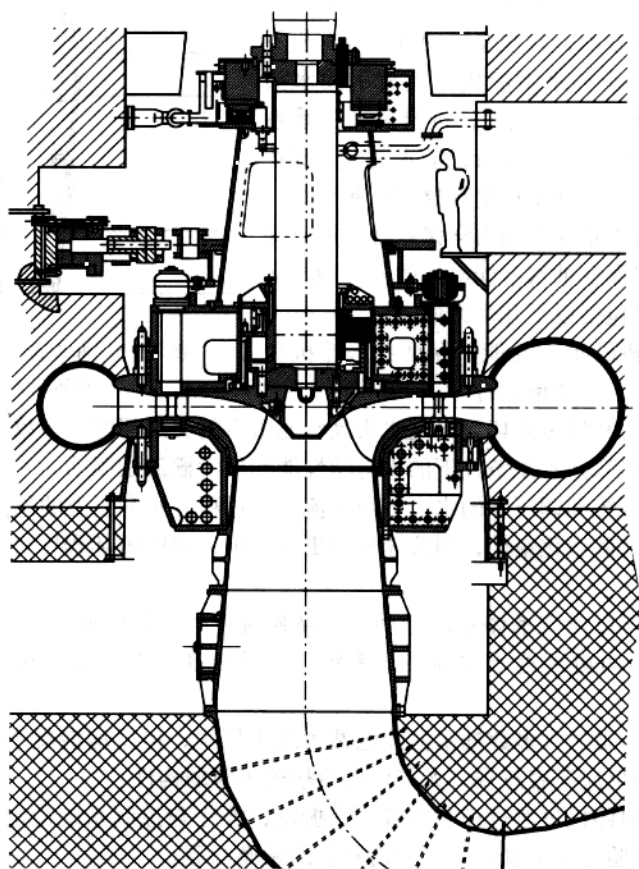


图 1-4 广州抽水蓄能一期电站机组布置

件最少,检修方便。中拆和下拆为将转轮吊至安装场,均需在水轮机层和发电机层楼板上加大吊物孔尺寸,并在机墩与尾水管处留出廊道,厂房水下结构整体刚度降低。尤其对于下拆方式,需要特殊的基础设计和可拆卸尾水管,还有可能导致较大的振动和噪音。故下拆方式应用较少,广州抽水蓄能电站一期工程是下拆方式(图1-4)。

下拆和上拆一样不需中间轴,轴系简化,并可采用半伞式和顶盖上推力轴承布置。中拆和上拆的尾水管全部埋设在混凝土中,对减振和抗噪有利。

(5) 非埋设式座环和底环

设计中一般将座环和底环与混凝土结构埋设在一起,但当需要进入尾水管锥管段周边进行维修时,也可采用如图1-5所示的布置方式,尤其对泥沙磨损、气蚀或阀门轴承磨损较严重的电站是较为有利的。但座环基础部分刚度降低较大,对受力条件和抗振抗噪均不利,采用时需慎重。

1.1.4 抽水蓄能电站的动力学问题

与常规水轮发电机组相同,可逆式机组也存在机械、电磁和流体振动,其主要振动特征和解析方法是相同的。但由于抽水蓄能机组具有引用水头(扬程)较高,转速高,容量大,机组及其支承系统的刚度相对降低,双向运行,抽水发电工况快速转换等明显特征,振动不稳定现象和高频噪音问题尤为突出,对若干重要的动力学课题必须加以深入研究和解决,以保证抽水蓄能电站的安全稳定运行,这些课题主要包括以下几个方面。

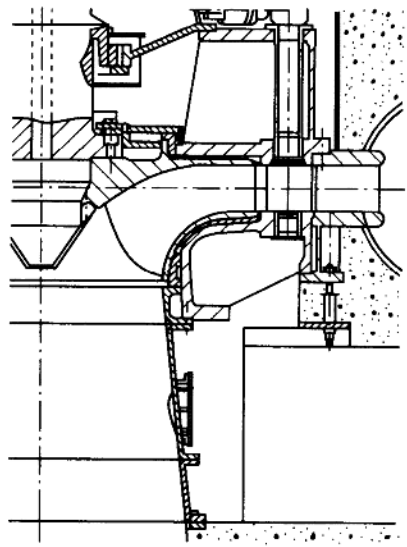


图1-5 非埋设式座环—底环布置示意图

1) 水泵水轮机的水力性能,保证在水轮机和水泵工况均能稳定、高效率运行。

2) 转轮动应力和疲劳破坏,是高水头高转速机组的突出问题,多数事故属这一性质。

3) 进、出水口双向水流条件下的水力学性能和拦污栅流激振动。

4) 压力引水系统和调压井的水力不稳定流过渡过程,水击压力的预测和控制。

5) 水轮机部件的空化空蚀,因流速较高更显突出,空蚀破坏程度可能与流速的 n 次方成正比。

6) 机组轴系统以及支承体系的振动,因高强材料的采用而使结构刚度相对降低,机组临界转速降低而更接近于柔性转子系统,容易出现共振和起停机过程穿越共振区问题。

7) 厂房振动。虽然大多数抽水蓄能电站为地下厂房,但厂房混凝土结构在机组中高频激励作用下迫振反应不容忽视,尤其对风罩楼板等薄弱构件。

8) 其他,如启停机过渡过程和空载工况振动,操作与控制系统稳定性,机组在线监测与诊断,模型试验与相似规律,厂房内有害高频噪音等。

1.2 水泵水轮机压力脉动

1.2.1 转轮叶片与导水叶间的水力干涉

对于高水头的水泵水轮机, 由于不稳定流场和转轮叶片与导水叶之间的流体动力干涉, 产生高频的压力脉动。转轮叶片在每转一周经过导叶尾流时, 受到一次干涉。叶片转动时, 其周向各向均受到激励, 出现特定径向节点数的圆盘型振动。振型节点数 k 、转轮振动频率 f_r 和固定导叶频率 f_g 由叶片数 Z_r 和固定导叶数 Z_g 的组合决定, 需满足下述关系

$$nZ_g \pm k = mZ_r \quad (1-1)$$

$$f_g = mZ_r N; f_r = nZ_g N \quad (1-2)$$

式中: N 代表转速, r/min ; n 、 m 为任意整数。径向振动模态的几何图形如图 1-6。

当 k 为正数时, 表明振动在转轮上冠和下环处与转动同向传播; 而 k 为负数时则向相反方向传播。在固定坐标中观察的脉动频率为 $mZ_r N$, 在转动坐标系下为 $nZ_g N$ 。因此, 除 $n=1$ 外尚无振动出现。这样, 若 $Z_r=6$, $Z_g=20$, 振动模态有条件激发, 即 $k=2$ ($m=3$) 或 $k=4$ ($m=4$)。

式 (1-1) 也说明, 旋转与固定部件的频率差为 kN , 表明具有 k 节点的径向模态在转轮中旋转。

某电站真机水头模型试验所测部分负荷下的压力脉动如图 1-7 所示, 图 1-8 给出 600m 水头级真机实测结果, 可见两者是相当的。转轮外缘所测压力脉动幅值最突出, 主要由叶片间相互干涉产生, 频率为 $nZ_r N$, 图 1-7 和图 1-8 中表现很清楚。

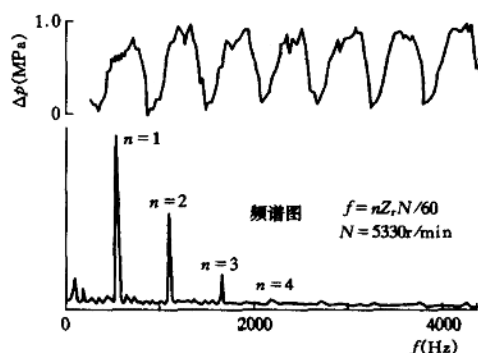


图 1-7 真机水头下模型压力脉动

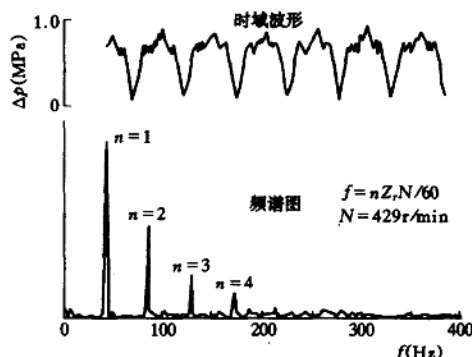


图 1-8 真机实测压力脉动 ($H=600m$)

一个 500m 水泵水轮机 ($Z_g=20$, $Z_r=6$) 的振动响应实测值如图 1-9 所示, 其中图 1-9 (a) 为叶片进水边根部的应力频谱, 图 1-9 (b) 为厂房结构的频谱, 振动主频率分别为 Z_g 和 $3Z_r N$ 。通过 5 个高水头机组的现场实测和大量的模型试验, 无一例外均表明

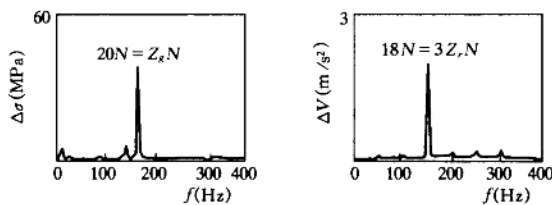


图 1-9 转轮和厂房的振动响应频谱

仅有 $Z_r N$ 的振动分量, 故可设定为 $n = 1$ [式 (1-1)]。将不同的 k 、 m 值代入公式, 可能的振动模态如表 1-1, 其中 s 为旋回速度比率, $s = nZ_g/k = (mZ_r/k) \mp 1$ 。

尽管有许多组合满足式 (1-1), 但只有少量模态可能发生, 即为共振状态, 其他的自振频率与激励频率 f_g

或 f_r 距离较大。从实例看出, $3Z_r N$ 分量被激发, 模态数为 2, 旋回速度为 $10N$ 。

表 1-1

可能的转轮振动模态 ($Z_g = 20$, $Z_r = 6$)

$nZ_g \pm k = mZ_r$	$s = nZ_g/k$	$nZ_g \pm k = mZ_r$	$s = nZ_g/k$
$1 \times 20 - 14 = 1 \times 6$	1.43	$1 \times 20 + 4 = 6 \times 6$	5
$1 \times 20 - 8 = 2 \times 6$	2.5	$1 \times 20 + 10 = 5 \times 6$	2
$1 \times 20 - 2 = 3 \times 6$	10	$1 \times 20 + 16 = 6 \times 6$	1.25

1.2.2 水泵水轮机压力脉动特性

水泵水轮机内部流动的压力脉动更为强烈, 其原因可归纳为以下几个方面。

- 1) 可逆式机组作为调峰和调频机组, 启动和停机频繁, 也可能经常在中低负荷下运行, 水轮机工况下水流条件不良。
- 2) 水泵工况在小流量区进口将产生回流, 转轮叶片和水流的撞击加剧。
- 3) 水泵工况出口水流与导水叶的干涉是产生压力脉动的主要原因, 可直接诱发大部件和厂房振动, 甚至压力管道的共振。
- 4) 水流特殊流态, 如叶片尾流的卡门涡列, 叶片脱流的涡旋, 尾水管低频涡带等。

理论上的研究往往比较困难, CFD 技术的发展提供了数值计算的可能^[7], 模型试验仍然是最主要手段, 从而研究压力脉动幅值、频率成分、最不利工况和优化设计与减振措施等。

1.2.2.1 水泵工况压力脉动^[8]

模型试验的压力脉动测点布置见图 1-10, 各部位脉动幅值比较示于图 1-11 中, 分布规律大致为: 吸水管内 (1~3 点) 振幅较小; 蜗壳内 (6~8 点) 稍大; 固定导叶内更高, 而导叶与转轮之间 (5 点) 最大^[2,8]。

(1) 转轮出口侧压力脉动

水泵工况转轮出口侧压力脉动随工况变化的趋势十分明显, 如图 1-12 所示。在效率最高点, 水流流态最理想, 压力脉动最小。流量超过最优点时, 出口水流对导叶撞击增加, 导叶压力面出现脱流, 脉动随之增大。

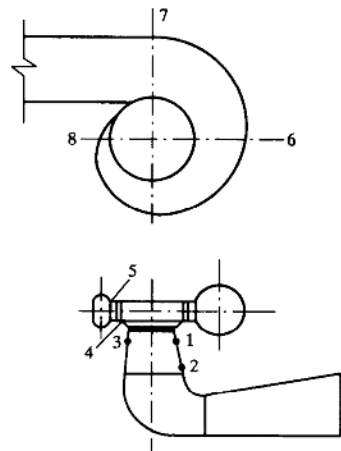


图 1-10 模型水泵水轮机压力脉动测点布置

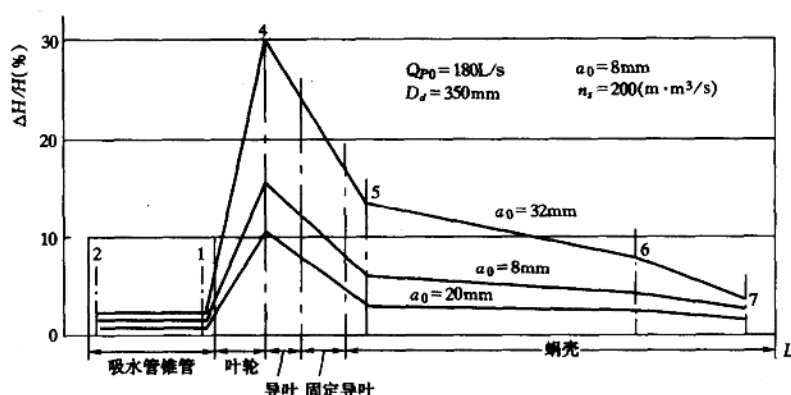


图 1-11 水泵工况各测点压力脉动分布

流量小于最优值时,水流向导叶另一侧冲击,导叶吸力面产生涡流,压力脉动也相应升高。在流量减小到一定程度时,转轮出口处会产生回流,压力脉动向转轮出口处传递。该试验模型的进口回流临界点约为 $0.76Q_0$,小流量时压力升高最快。同时,对于水泵工况,扬程并非常数,故相对振幅 $\Delta H/H$ 不能正确反映振动强度,为此图上也标示出 ΔH 的绝对值,以资比较。

振动主频率成分为 $Z_r N$ 和 $Z_r Z_g N$ 。此外,还有 $2.4 Z_r N$ 高频脉动,频率较稳定;大开度时出现 $\frac{1}{8} Z_r N$ 的低频脉动。

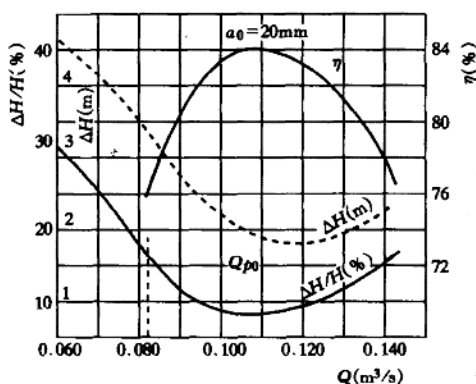
(2) 压力脉动与导叶开度

水泵工况时,应根据流量大小调整导叶开度到最佳角度。随开度变化,导叶内缘与转轮之间的距离也在变化,通过对离心泵叶轮外径 (D_d) 与固定导叶内缘 (直径 D_4) 配合最优关系的研究发现, $D_4/D_d = 1.08$ 时压力脉动最小。

据此进行试验,发现在 $D_4/D_d = 1.105$ 时振动最小,此点也相当于最优开度,即效率最高时压力脉动最小。当然,上述结果是模型所得,真机运行时仍有叶片与导叶间相互干涉所产生的高频振动,故在结构设计中转轮与导叶间隙宜适当加大,如取 $1.15 \sim 1.20$ 。

(3) 水泵空化工况下的压力脉动

转轮高压侧压力脉动随空化发生而变化。在空化系数较大时,叶片吸力面已有空泡产生,但效率和脉动值尚无变化,之后随 σ 减小脉动增大,气泡连成一片,形成白色气泡环,脉动振幅突然增大,达到无空化时的 $2 \sim 3$ 倍。空化系数继续降低,转轮区即为一水雾笼罩,脉动急速减小,但伴随有很大的空化噪声。

图 1-12 水泵工况转轮出口
压力脉动幅值^[8]