

高等学校教材

水力机组故障分析

云南工业大学 沈东 主编



高等学校教材

水力机组故障分析

云南工业大学 沈东 主编

中国水利水电出版社

内 容 提 要

本书阐述了水力机组的出力不足或下降,机组抬机、轴承温升偏高或烧瓦,机组振动、气蚀与泥砂磨损以及发电机事故等常见故障特征、原因分析、测试判断技术及处理。书中收集了国内外有关资料,介绍了当前最新科研试验成果。

本书为高等学校“水利水电动力工程”专业的本科或研究生选修教材,也可作为有关专业的教学参考书,还可供有关工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

水力机组故障分析/沈东主编. —北京:中国水利水电出版社, 1996

高等学校教材

ISBN 7-80124-131-2

I. 水… II. 沈… III. 水力机组-故障诊断-高等学校-教材 IV. TM312.07

中国版本图书馆 CIP 数据核字(96)第 02866 号

书 名	高等学校教材 水力机组故障分析
作 者	云南工业大学 沈东 主编
出 版	中国水利水电出版社(北京市三里河路 6 号 100044)
发 行	新华书店北京发行所
经 售	全国各地新华书店
排 版	北京市京建照排厂
印 刷	北京市朝阳区小红门印刷厂
规 格	787×1092 毫米 16 开本 6.75 印张 151 千字
版 次	1996 年 10 月第一版 1996 年 10 月北京第一次印刷
印 数	0001—1090 册
定 价	5.50 元

前 言

本书根据高等学校水利水电类专业教学委员会 1990 年 12 月南京会议审议确定，并列入 1990~1995 年高等学校水利水电类专业本科、研究生教材选题和编审出版规划编写。

本书主要阐述水力机组常见故障特征、原因和测试、判断技术等内容。

全书共五章，其中第一、二、三章由云南工业大学沈东编写；第四章由云南工业大学陈文学编写；第五章由云南工业大学钱晓编写。

本书由沈东主编，河海大学刘大恺教授主审。

在编写过程中，云南省电力局开远修造厂等有关运行、安装、检修单位和兄弟院校提供了许多参考资料和宝贵意见，在此表示衷心感谢！

由于笔者学识水平和实践经验有限，书中缺点错误在所难免，欢迎读者批评指正。

编 者

1995.1

34003/4511

目 录

前 言

第一章 水轮发电机组增容及过渡过程	1
第一节 水轮机出力不足及解决途径	1
第二节 水电站的增容和改造	6
第三节 转桨式水轮机的抬机问题	8
第二章 机组轴承引起的故障及处理	12
第一节 概述	12
第二节 推力轴承的主要故障及处理	21
第三节 导轴承的主要故障及处理	33
第三章 水力机组振动	39
第一节 水力机组振动概述	39
第二节 机组振动原因及分类	43
第三节 振动判别与试验	59
第四章 水轮机的气蚀与泥砂磨损破坏	64
第一节 水轮机的气蚀	64
第二节 水轮机的泥砂磨损	69
第三节 气蚀和磨损的联合作用	77
第四节 水轮机泥砂磨损和气蚀破坏的分析方法	79
第五节 水轮机泥砂磨损和气蚀的防治方法	82
第六节 水轮机磨蚀破坏及修复实例	85
第五章 水轮发电机主要故障及水电机组常见故障判断	88
第一节 发电机定子的故障	88
第二节 发电机转子的故障	91
第三节 水轮发电机的故障预防与监测	93
第四节 水轮发电机常见故障的判断	94
主要参考文献	101

第一章 水轮发电机组增容及过渡过程

第一节 水轮机出力不足及解决途径

水轮机出力，即水轮机轴功率，是水轮机能够传给发电机的功率。水轮发电机组发不出额定出力或出力下降的现象在刚建成投产或已运行多年的水电站均时有发生。

一、机组出力不足或下降的主要特征

水轮发电机组出现出力不足或下降主要可从以下几个方面来检查：

- (1) 水轮机设计水头不变，导叶开度指针已到达空载开度，而机组转速未达到额定转速。
- (2) 在机组发出同一出力时，导叶开度指针已超过机组刚投产时的开度值。导叶开度的表盘读数与导叶实际开度相符，并无错位现象。

(3) 水轮机设计水头不变，当水轮机导叶相对开度 $\bar{a}_0$ 已在全开位置，而机组仍达不到额定出力。

若机组有上述情况之一，均可视为该机组出力不足或出力下降。

二、影响水轮发电机组出力不足或下降的主要原因

1. 水轮机工作水头下降

引起水轮机工作水头下降的原因主要有以下几个方面：

(1) 水库漏水，使水库水位下降，达不到设计要求。这一情形在地质情况复杂的喀斯特地区或地质资料不全的中小型水电站均发生过。

(2) 进水口拦污栅设计间隔过小或上游河段水中杂物太多，拦污栅被堵面积太大，使进水口的水力损失增加，过流量减小，使水轮机工作水头和过流量均下降。

(3) 引水管渠周壁经一段时间运行后，生长了杂草，吸附了较多的水中贝壳类微生物或严重结垢，使引水管渠的水力损失增加、过水断面减小，过流量减小。

(4) 电站下游尾水渠或河床在施工中忽视清理，造成下游河床抬高，或电站经一段时间运行后，泥砂淤积，使下游水位上升，水轮机工作水头下降。

如我国某水电站，该电站装有 HL160—WJ—71 水轮机和 TSW173/70—6 发电机的水轮发电机组两台，电站设计水头为 110m，水轮机过流量为 $3.53\text{m}^3/\text{s}$ ，发电机额定出力为 3.2MW。该电站自建成投产后，机组一直达不到额定出力。经电站调查分析计算，认为该电站机组出力不足的原因之一，就是因为尾水渠施工堆碴未清理开挖至设计高程，使水轮机工作水头下降。后来，将尾水渠开挖疏通，降低尾水河床高程，使水轮机工作水头提高近 1m，机组增加出力约 0.04MW。

(5) 水轮机过流部件，经一段时间运行后，因遭受磨蚀破坏，水中坚硬杂物碰撞变形、表面严重结垢或吸附贝壳类微生物，使水轮机中的水力损失增加，水轮机工作水头减小，水轮机过流量减小，导致水轮机出力下降。

2. 水轮机过流量减少或水轮机中容积损失增加

使水轮机工作流量减少或水轮机容积损失增加的原因除上面(2)、(3)、(5)中已述外，

还有以下几方面:

(1) 引水管渠漏水,或被分流(这在农村小型电站较多见),使水轮机过流量减少。

(2) 水轮机运行一段时间后,由于泥砂磨损和气蚀等原因,使止漏环处的间隙增大,水轮机的容积损失增加,从而使通过水轮机转轮叶片的有效工作流量减少。

(3) 水轮机导叶开度的整定值不够或导叶被水中杂物堵塞。前者多发生在新投产机组。这样,必然影响水轮机的过流量。

如云南陆良县大跌水电站,该电站安装有 HL160—LJ—100 水轮机和 SF8000—8/2600 发电机的水轮发电机组三台,机组额定出力为 8MW,电站建成投产后,机组均发不出额定出力(机组最大出力在 7.6~7.8MW)。经电站测试,发现机组原整定的导叶开度值不够。后将接力器行程增加 10mm 后,机组出力即达到额定值。

3. 其他原因

引起水轮机出力不足或下降的原因还有:

(1) 尾水管出口淹没深度不够。对反击式水轮机,均采用具有扩散形的直锥形尾水管、弯形尾水管和弯肘形尾水管。这些尾水管的作用是多利用了水轮机的静态真空值 H_s (又称水轮机吸出高度;即转轮内压力最低点至下游水面的垂直距离)和动态真空值 H_d (转轮出口断面至尾水管出口断面的动能之差)这两部分水流能量,并在 H_s 和 H_d 作用下,在转轮出口产生对转轮内水流的吸出作用,从而增加水轮机的过流能力。若尾水管出口的淹没深度不够,则减弱了上述转轮出口对转轮内水流的吸出作用,使转轮过流能力下降,造成水轮机出力下降。因此,尾水管出口的淹没深度一般要求不少于 300mm。

(2) 转轮制造、加工质量差,使原型水轮机的转轮效率明显下降,甚至低于模型转轮的效率,从而使水轮机出力下降。

(3) 对冲击式水轮机,若水斗数目选择不当,尤其水斗数目选择过少时,使部分射流经过斗叶之间但不落在水斗上,且未作任何有用功而离去。有时射流的某些部分虽然已经落在转轮斗叶上,但它随即经过切水刃离去,实际上没有来得及将其能量转交给转轮。上两种情况,造成容积损失和隐型容积损失,降低容积效率,使水轮机出力下降。当然,水斗数过多,对水斗的出水情况不利,增加飞沫损失,也会造成水轮机出力下降。

(4) 冲击式水轮机转轮的安装高度不够,使转轮与下游尾水位之间没有足够的通气高度,造成机组出力下降。

如云南以礼河三级电站,该电站装有 $2CJ20-W-\frac{140}{2 \times 10}$ 型水斗式水轮机四台,电站装机额定容量为 $36 \times 4MW$ 。但自电站投入运行后,机组出力一直达不到设计容量。1978 年,电站组织了一次试验:先让 4 号机载上额定功率 36MW,然后让其他机组逐渐增加负荷,电站尾水位随之上升,当尾水上升到一定程度后,4 号机组的出力突然从 36MW 下降至 30MW,而此时水轮机针阀开度仍保持不变。另一次试验:先将三台机组载上额定负荷,然后再增加其余一台机组的负荷,但当负荷增加到 31MW 时,再继续打开针阀开度,不但不增加机组出力,反而造成机组功率的摆动,并伴随产生机组的异常振动。这时发现电站尾水位已超过设计水位 22cm。经该电站长期观察和多次分析研究认为:水轮机排水高度和通气高度不够,是该电站机组达不到设计容量的主要原因。

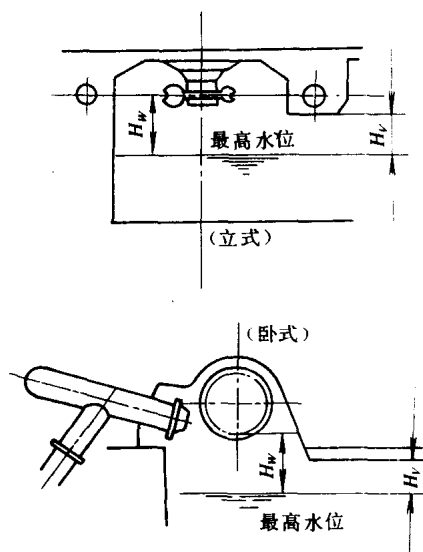


图 1-1 排水高度和通气高度

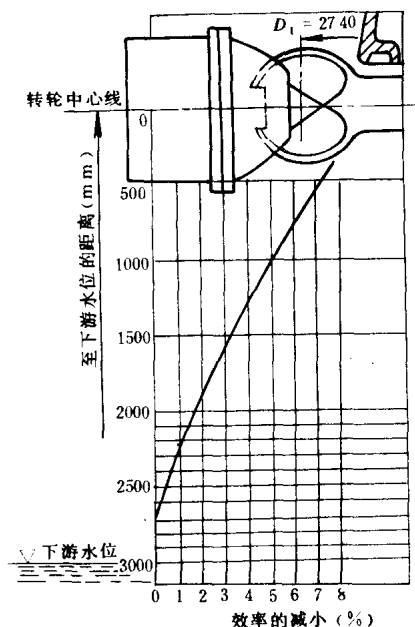


图 1-2 排水高度与效率的关系

冲击式水轮机转轮的排水高度 H_w 和通气高度 H_v (图 1-1) 不够, 为什么会降低水轮机的效率和出力? 这是因为: 当尾水坑下游水位离射流和转轮太近时, 转轮排水溅起的水珠, 使转轮室内的雾状水滴密度增加。这样, 一方面降低射流效率和影响水斗排水; 另一方面, 增加转轮风损, 使水轮机效率下降。图 1-2 给出了冲击式水轮机转轮排水高度与效率的关系。

此外, 转轮通气高度直接影响水轮机运行时所需要的通气量。瑞士埃舍维斯工厂曾进行过试验研究, 认为机组所需通气量约为水轮机过流量的 30%~70%, 若小于此下限, 则通气量每减小 1%, 水轮机效率下降 0.7%, 可见通气量对机组效率的影响是很显著的。

(5) 机组其他缺陷。如机组轴承温升过高, 机组振动偏大, 也迫使机组不能发出额定出力。

(6) 机组主要零部件的自然老化。使其承载能力下降, 机组发不出额定出力。据国外资料报道, 水轮机主要零部件的自然老化, 一般要降低 2%~3% 的效率。

如云南六郎洞电站, 电站装有 HL160-LJ-140 水轮机和 SF12.5-12/286 发电机的水轮发电机组两台, 装机容量为 $2 \times 12.5 \text{ MW}$, 于 1969 年建成投产。该电站机组均为 50 年代产品。机组经 20 多年运行, 一些主要零部件日趋老化, 承载能力下降。该电站机组推力轴承于 1991 年 6~8 月曾连续发生三次烧瓦事故。原因均为推力瓦经长期运行后, 产生了不同程度的机械变形和热变形, 使瓦的承载能力下降, 经几次检修处理后, 机组只能稳定在 11MW 以下运行。

三、解决水轮机出力不足及机组增容主要途径

综上所述, 引起水轮机出力不足或出力下降的原因很多。有水力方面的原因, 也有机械方面的原因; 有设计制造方面的缺陷, 也有安装及运行管理上的问题。因此, 在具体分析某一机组出力不足或出力下降的原因时, 要进行综合分析, 寻找所有可能因素, 再作深

入调查研究(包括必要的测试),逐步缩小可疑范围,直至最后找到原因所在。只要将原因找对,问题就不难解决。这里需要注意的是,某些机组出力不足或出力下降,可能有几方面原因所造成。另外,在研究处理方案时,需作技术经济比较,使方案经济、合理、可行,效果明显。

当前,增加水轮机出力或机组增容的途径主要有以下几个方面。

1. 增加过机流量

在额定水头下,利用导水机构的保留开度增加过机流量,以提高机组出力。

现行的水轮机设计,均是在额定水头下,使水轮机在部分开度下(通常为全开度的80%~90%)达到额定出力。这样,水轮机在较宽的出力范围内具有较好性能。而且,保证水轮机在年内水头变化的情况下,担负系统峰荷时的灵活性。对于这样设计的水轮机,即可通过将导水机构的保留开度全部打开,以加大过机流量,增加水轮机出力或对机组进行增容。不过,在此有一个先决条件:即增加水轮机出力或增容时,均以发电机还有富裕容量为前提。

表1-1列出的是一台有潜力进行增容的水轮机,在不进行任何改造,将机组由额定出力112MW(导叶开度 $\bar{a}_0=88\%$)增加到机组出力为122.5MW(导叶开度 $\bar{a}_0=100\%$)时的计划增容方案及两种工况下水轮机的一些性能参数。

表 1-1 出力为 112MW 及 122.5MW 时的相应水力参数

参 数	112MW	122.5MW	参 数	112MW	122.5MW
额定水头(m)	121.92	121.92	比转速(m—hp)	160.7	168
单位转速(r/min)	114.1	114.1	轴向水推力(N)	365×10^4	375×10^4
单位流量(l/s)	157.6	174.5	蜗壳进口速度(m/s)	8	8.9
水力效率(%)	94.2	92.9	转轮出口速度(m/s)	9.94	11
过机流量(m ³ /s)	99.45	110	尾水管出口流速(m/s)	2.2	2.45
导叶开度(%)	88	100	压力上升(m)	201.16	201.16
淹没深度(m)	0.31	0.53	转速上升(%)	35	42
额定转速(r/min)	166.7	166.7	导叶关闭时间(s)	4.5	5
飞逸转速(r/min)	338	350			

2. 提高水轮机运行水头

由水轮发电机组的运转综合特性曲线可知,当运行水头高于设计水头时,机组出力主要受发电机容量控制。因此,若发电机有增容潜力,水轮机气蚀、水力扭矩、转速上升和压力上升等因素允许的话,在相同导叶开度下,增加水轮机运行水头,亦可增加机组出力。

以表1-1中的水轮机为例,当机组在最大水头下,导叶全开($\bar{a}_0=100\%$)时,该水轮机出力可达138MW。

表 1-2 水轮机出力分别为 122.5MW 和 138MW 两种工况下的相应参数

参 数	122.5MW	138MW	参 数	122.5MW	138MW
水 头(m)	121.92	156.6	压力上升(m)	201.16	201.16
比转速(m—hp)	168	131	转速上升(%)	42	43
导叶开度(%)	100	100	导叶关闭时间(s)	5	5.2
大轴扭矩(N·m)	705×10^4	794×10^4			

表 1-2 给出了水轮机在额定水头、导叶位于最大开度工况(水轮机出力为 122.5MW)及水轮机在最大水头、导叶位于最大开度工况(水轮机出力为 138MW)下的相应参数。

3. 改造现有转轮

在不改变转轮基本设计的前提下，可以通过对转轮做些改进措施，以增大水轮机过流能力来增加机组出力。例如，将所有叶片的进口、出口沿径向均匀切割。这样，在现有的边界条件下，转轮可有较高的比转速和较大的出力。当然，这也可能导致气蚀性能的恶化，必要时，要通过模型试验验证。

同样，如上面例子中的转轮进行上述改造，则水轮机在最大水头、导叶以最大开度运行时，水轮机出力可达 153MW。

表 1-3 出力为 138MW 和 153MW 工况下一些参数的比较

参 数	138MW	153MW	参 数	138MW	153MW
水 头(m)	156.06	156.06	转速上升(%)	43	42
额定转速(r/min)	166.7	87.5	导叶关闭时间(s)	5.2	5.6
飞逸转速(r/min)	348	358	蜗壳进口流速(m/s)	8.9	9.9
比转速(m—hp)	131	155	转轮出口流速(m/s)	11	12.2
水推力(N)	375×10^4	410×10^4	尾水管出口流速(m/s)	2.45	2.7
压力上升(m)	201.16	201.16			

表 1-3 给定了改造现有转轮方案和原转轮在最大水头、导叶全开位置时，两种工况下的一些参数。

如云南大寨电站，设计水头 180m，装有 HL(D₁₀)—LJ—96 和 HL110—LJ—110 两种水轮机。发电机铭牌出力均为 10MW。其中，四台 HL110—LJ—110 型水轮机，由于降低水头使用，自机组投入运行后，机组出力仅达 7.0～7.3MW，电站汛期大量弃水。电站与有关单位合作，对 HL110 型转轮进行修型改造，将所有叶片出水边沿径向割去 5mm，并按图 1-3 进行打磨(图中画有剖面线的部分为需要切割或打磨的范围)。修型后的转轮在相同水力条件下，机组出力达 8.3MW，比原来增加 1.0～1.3MW。转轮气蚀情况一般，未发现有恶化趋势。

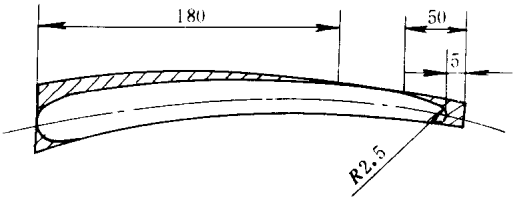


图 1-3 叶片修型示意图(单位：mm)

上述方法，在国内其他电站也曾采用过。

4. 更换转轮

据国外有关资料报道，用现代计算机技术设计的高比速转轮替换老化转轮，有可能增容 30%。设计新转轮时，可采用与原转轮不同的叶片数和叶片长度。现代水动力学设计，着眼于设计高比转速的转轮。并通过使叶片正背两侧压力分布最优而获得更高的流速和最小的空化。当然，因无法改变已有工程确定的水轮机淹没深度，有可能存在新转轮的气蚀有比老转轮严重的危险。另外，要更换转轮，导叶也应做一定的改造，以适应水流特性。

又如云南大寨电站，前面已述，当将原 HL110 型转轮作局部修型改造后，使机组出力由原来的 7.3MW 增加到 8.3MW。而该厂发电机名牌出力均为 10MW，为进一步增加水轮

机出力,并改善其气蚀性能,电站又委托我国某水轮机研究所作进一步增容改造。

该研究所经过精心计算、精心设计,研制出了综合性能优良的新型导叶和转轮。并于1990年5月安装在该厂5号水轮发电机组上。经现场实测:机组出力已达到10.35MW。根据开度出力曲线推算,如能达到设计开度,机组最大出力可以达到12MW。

增容改造后的机组经一个汛期满负荷运行4000h后,于1990年12月停机检查。从尾水管观察到:转轮全部叶片及上冠下环均无磨损、气蚀,叶片闪光发亮,冲磨得比原来加工表面更加光亮,仅有少许单个小鱼鳞坑可见。经改造后的转轮,其气蚀状况也明显优于原转轮。

新转轮在结构上主要有以下特点:

(1) 转轮叶片由原来的17片单叶片,改为12片长、12片短的双叶片。这样,增加了叶片总的长度,使作用于叶片单位面积上的压力差下降,提高了叶片背面压力,改善了气蚀情况。

(2) 改变原叶片出口安放角,增加过流量。

第二节 水电站的增容和改造

从国内外一些已运行多年的电站所存在的情况看:有的因设备或零部件的陈旧和自然老化,使机组的承载能力下降,引起机组出力下降;有的因电站机电设备选择不当,使电站的水能利用率下降,电站不能达到应有的设计容量;也有因机组参数选择偏低,使机组出力受到限制;还有因新技术、新材料的出现和应用,使旧机器、老设备越来越暴露其体大、笨重和低能的缺点。

综上所述,老电站暴露了自身的某些弱点和缺陷,严重影响电站的效率、可靠性和可利用率。因此,对已运行了多年的老电站进行增容和改造,已势在必行。并且,这一工作已在世界一些地区和国家着手进行。

如前苏联,于90年代初,就对我国已运行25年以上的水电站,作了一次综合性的调查研究和评估。并根据各个电站的具体情况,提出改造设计方案。以前苏联位于欧洲地区的水电站为例,经调研评估后,认为需要进行改造的电站装机容量约8000MW。如改造计划实施后,即可增加出力600MW。

水电站进行增容和改造的主要途径有:

(1) 用新的部件和装置,改造、更新和替换已损坏或陈旧的设备,以提高水轮发电机组的出力,提高水电站的效率、可靠性和可利用率。

如有已运行了二三十年的水轮机,由于转轮叶片遭受磨蚀损坏,叶片经多次修补后,必然会改变其原翼型形状,使效率降低,一般只有86%~88%。而现代大型水轮机的效率多在93%~95%。因此,更换旧转轮,一般可使水轮机的出力增加5%左右。例如云南大寨电站的HL110—LJ—110水轮机,经更换新型导叶和转轮后,机组出力增加20%以上。

发电机的定子绕组,若采用具有较高磁导率的钢片和非磁性材料,在发电机总体结构尺寸保持不变的情况下,可增加机组出力5%~10%。

又如,水轮发电机组的推力轴承,若采用新型弹性金属塑料瓦,与巴氏合金瓦相比,瓦

的单位承载能力又可提高许多。

再如,用可控硅系统代替传统的励磁系统,可使电力系统的动态稳定性和传输功率的极限值提高 10%~12%。

(2) 通过更换水轮机、提高机组转速、提高水头、增加发电机容量、优化运行方式、改造水轮机和辅助设备系统来提高电站出力。

如前苏联的努列克水电站。该电站安装有九台混流式水轮发电机组,水轮机设计水头 223m,最大水头 275m,转轮直径 4.75m,机组容量为 300MW。经制造厂对水轮机进行原、模型试验分析后,提出对尾水管进行改造:采用十字形补气架,以减小尾水管中的水力损失和压力脉动,从而改善了转轮下部和尾水管中的流态,降低了机组振动,使机组出力增加 10%,使该电站出力由 2700MW 增至 3000MW。

前苏联沃尔克霍夫水电站。电站安装有设计水头为 12m 的混流式机组,机组容量 8MW,是瑞典 30 年代制造的产品。若机组基础和埋设部件不变,仅更换所有水轮发电机组(共八台)。更换后,在设计水头下单机出力可增至 12.25MW,最大水头为 13.5m 时,单机出力可增至 13.57MW。八台机组全部更换,可增加出力 32MW。

前苏联明盖查乌尔水电站。电站装机容量为 369MW,六台混流式水轮机转轮直径分别为 4.3m 和 4.1m,其中两台 4.3m 的水轮机由日立公司制造,另四台直径为 4.1m 的水轮机,分别由瑞士的埃舍维斯工厂和前列宁格勒金属工厂制造。六台水轮发电机型号各不相同,分别由日立公司、美国西屋公司、前西德通用电气公司和意大利电力公司制造。电站于 1953 年投入运行。改造方案为:更换所有水轮发电机组,使新机组具有较高转速和较大出力($n=150\text{r/min}$, $D_1=4.1\text{m}$,设计水头下单机出力为 70MW)。同时改造的辅助设备有:更换排水系统的老式排水泵和油处理设备,安装新的高、低压空压机及同步调相设备,并更换电力变压器、厂用变压器、6kV 开关、动力盘、配电柜和动力电缆等。改造后,电站装机容量可增加 51MW。

前苏联第聂伯 I 级电站。电站于 1932 年建成投产,装有九台转轮直径为 5.45m 的混流式水轮机,其中三台为美国制造,六台由前苏联制造。改造时考虑了两种方案:一是全部更换相同转轮直径的新混流式水轮机,通过改善功率、效率特性,可增加电站出力 45MW。另一方案是全部更换转轮直径为 6.8m 的轴流转桨式水轮机,该方案可增加电站出力 297MW。第二方案,后因水轮机的整个引水管道需要重新改建,开挖量大,混凝土量和工程量大,费用高、工期长而未被采用。

普列文水电站。电站于 1965 年建成投产,装机容量为 $10 \times 82.5\text{MW}$ 。其改造计划是更换全部混流式水轮机的主要部件,包括转轮、导水机构和调速器等。

电站为最大限度提高机组出力和运行特性,采用加大转轮直径和选用性能优良的转轮取代原有转轮。对其水轮机流道只作小的改变。

新转轮的额定转速仍为 88.25r/min ,在设计水头 $H=34.75\text{m}$ 时,水轮机出力可达 92.5MW,使机组效率提高了 2.4%,使单机容量增加 7.5MW。

通过对立轴伞式同步发电机的改造:即采用新的整体耐热性绝缘的定子绕组更换陈旧的复合云母带绝缘的定子绕组,使发电机尺寸保持不变,发电机出力由 82.5MW 增加到 90MW。

与此同时,还可考虑更换定子铁芯。它能使发电机效率增加 0.15%,同时,还能消除定子铁芯合缝处的振动。此外,还可用更换转子磁极的主绝缘和匝间绝缘来改善转子线圈的绝缘性能。为增加发电机容量,更换发电机端部的断路器、隔离开关、电流互感器、母线导管以及厂房到开关站的高压母线等设备,并对机组制动、通风、冷却和排水系统进行改造。

通过对上述设备的技术改造,普列文电站的总装机容量预计可由 825MW 增加到 900MW。

克尤姆斯 I 级电站。该电站总装机容量为 $4 \times 17\text{MW}$,于 1940 年建成投产。电站投入运行后不久,运行方式就有所改变,即水头变幅减小。因此,计划更换所有的水轮机设备(只保留水轮机座环)。经分析,拟采用定桨式水轮机($D_1=5\text{m}$ 、 $n=115.4\text{r/min}$)取代转桨式水轮机($D_1=4.875\text{m}$ 、 $n=107.1\text{r/min}$)。水轮机经改造后,可使单机效率提高 7.5%,电站出力增至 80MW。在不扩建发电机机坑的情况下,该电站还更换了全部发电机。

(3) 用新增机组增加电站容量。如前苏联第聂伯水电站,原装机容量为 603MW。扩建工程利用大坝的溢洪坝段建造第二厂房,增装八台机组,使电站容量增至 836MW。

前苏联克尤姆斯电站,装机容量 68MW,利用新增厂房使电站装机容量又增加近三倍。

我国云南以礼河 N 级电站,装机容量为 $4 \times 36\text{MW}$,于 1970 年建成发电。该电站尾水下泄能量较大。为充分利用这部分水能,又在尾水修建第二厂房,安装了两台小型水轮发电机组,使电站装机容量增加 2.5MW。

第三节 转桨式水轮机的抬机问题

水轮机在运行过程中,当瞬时间出现负的轴向水推力大于机组转动部分总重量或作用于转轮出口处的总水压力大于机组转动部分总重量时,机组转动部分即发生上抬。这一现象称为水轮机的抬机现象或抬机事故。

水轮机发生抬机事故,会使机组的一些主要零部件遭受损坏。

如前苏联卡霍夫水电站,装有 ZZ118—LH—800 型水轮机,因尾水管中的反水锤引起水轮机抬机事故,使发电机转子上抬 20mm,转轮 3 个叶片被折断,4 个导叶与 1 个座环支柱被撞掉,顶盖变形,支持盖发生 $200\text{mm} \times 40\text{mm}$ 的裂口,发电机下机架产生裂纹 15 条,电刷被破坏。

又如我国葛洲坝电厂大江分厂 14 号机组,于 1987 年 7 月 4 日安装试运转期间,也曾发生水轮机抬机事故,使水轮机平板密封翻出,上、下密封橡皮板均磨出沟槽,发电机滑环处下排碳刷均被挤入滑环下方,且一部分刷握及碳刷损坏。

一、转桨式水轮机发生抬机事故的原因

(1) 当水轮机进入水力制动工况或水泵工况,使向上的轴向水推力大于机组转动部分的总重量时,即发生抬机事故。这种情况不仅在机组甩负荷过程出现,而且在自动停机及由发电转入调相等过程中,也会发生。

(2) 当尾水管产生反水锤现象,使作用于转轮出口处的瞬时总水压力大于机组转动部

分总重量时,则发生抬机事故。该情况一般只是在水轮机安装高程为负值,机组甩负荷过程中调节元件运动规律不良,空气阀补气无效时才会发生。

二、防止水轮机发生抬机事故的主要方法和措施

1. 预防由反向轴向水推力所引起的抬机事故

(1) 在机组甩负荷过程中所发生的机组转动部分的上抬。

轴流转桨式水轮机,当转轮叶片转角 φ 为某一定值时,其轴向水推力的静态特性如图1-4所示。图中 P'_x 为轴向水推力的单位值,原型水轮机的轴向力 $P_x = P'_x HD_1^2$ 。图中带箭头的实线表示甩负荷过渡过程线。起始工况点S的轴向水推力单位值 P'_{x0} ,导叶开度为 a_0 ,单位转速为 n'_{10} 。从S点开始,随导叶的关闭过程,轴向水推力由正值变为负值。当负的轴向力大于机组转动部分总重时,机组转动部分即被向上抬起。

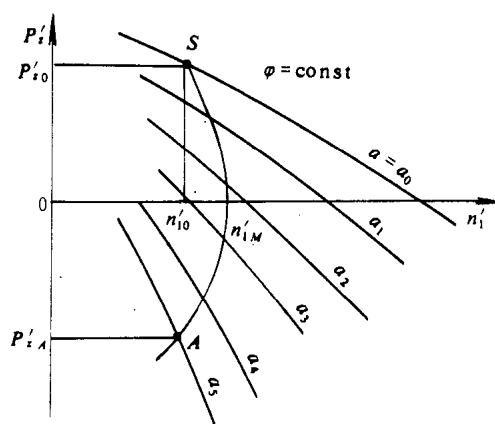


图 1-4 轴向水推力的静特性

从图1-4中可见,向上的轴向水推力的大小与导水机构开度和过渡过程中转数的瞬变曲线有关。此外,还与转轮叶片转角的动作规律有关。当给定初始的导叶开度和轮叶转角时,开度愈小和转数愈大时,反向的轴向水推力则愈大。改变叶片转角,对轴向水推力的影响不是单调的。即对应各导叶开度,均存在某一桨叶转角 $\varphi = \varphi'$ 时,使负的轴向水推力为最大。所以,调节元件运动规律: $a = a(t)$, $\varphi = \varphi(t)$ 的任何改变。均将改变过渡过程中反向轴向水推力的最大值。

为了降低甩负荷过程中水轮机的负的轴向水推力,防止水轮机抬机事故的发生。试验表明,改善调节元件运动规律,向转轮区域通入大量空气,增加该区域的压力,均可获得显著效果。

另外,导水机构的关闭规律对甩负荷过渡过程中水轮机的轴向水推力特性,有很大影响。利用模型水轮机的轴向水推力静态特性,考虑单位转速 n'_1 在甩负荷过程中的变化,可以针对不同的导水机构运动规律,求出单位轴向水推力 P'_x 的变化规律,然后按相似换算原理,确定原型水轮机的轴向力 $P_x = P_x(t)$ 曲线,从中可以找到最大的负轴向水推力值。

图1-5给出了ZZ661—LH—500水轮机、水头为23m、甩负荷26MW、转轮区域不通气时,各种关闭规律下轴向水推力过程线的计算结果。在转轮叶片转动速度均为 $0.38^\circ/\text{s}$ 的情况下,针对三种不同的导叶关闭规律(1、2、3线均为分段关闭方式),计算所得的轴向水推力结果表明,第一段关闭速度最快,拐点对应开度最小的导叶关闭规律3,所得的转速上升与负的轴向水推力均最小。根据计算与分析,选择出可以获得最小负轴向水推力的导叶关闭规律。该规律为:全行程的关闭时间 T_c 为25~26s;主行程(第一段关闭行程)时间为4~5s,导叶运动开始减慢时的开度为最大开度的25%~28%。这一计算结果已由原型水轮机的现场试验所证实是正确的。

图1-6表示该机在 $\varphi = +14^\circ$ 时实测的轴向水推力的变化。真空破坏阀在补气与不补气两种情况下,机组进入制动工况运转。由图可见,当导叶全关闭时,补气使负的轴向水推

力减小 35%。当然,补气效果除与补气量的大小有关外,还与初始工况条件、补气位置、导叶与轮叶的关闭规律等有关。叶片转角 φ 愈大、转速越高,以及机组过渡到制动工况时的开度愈小,则补气的效果愈显著。

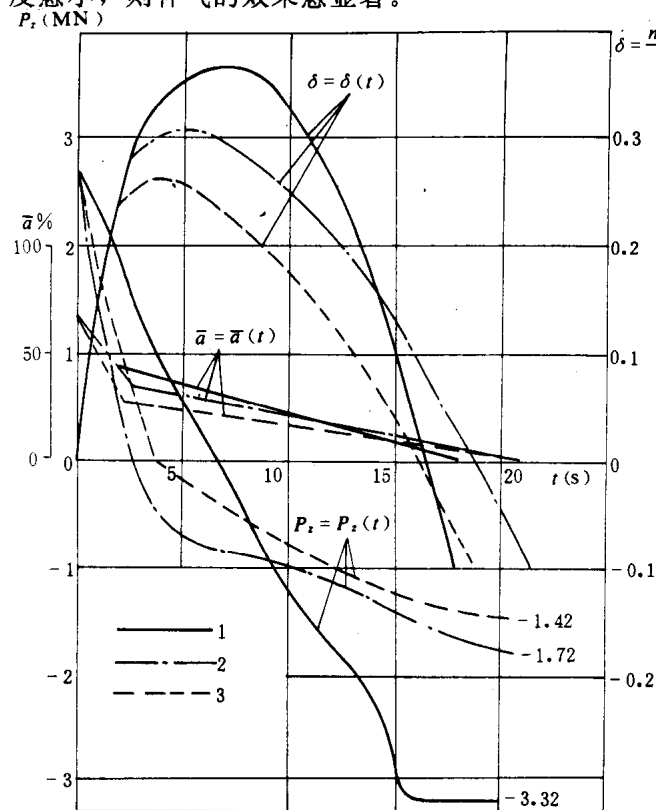


图 1-5 各种关闭规律下轴向水推力过程线的计算结果

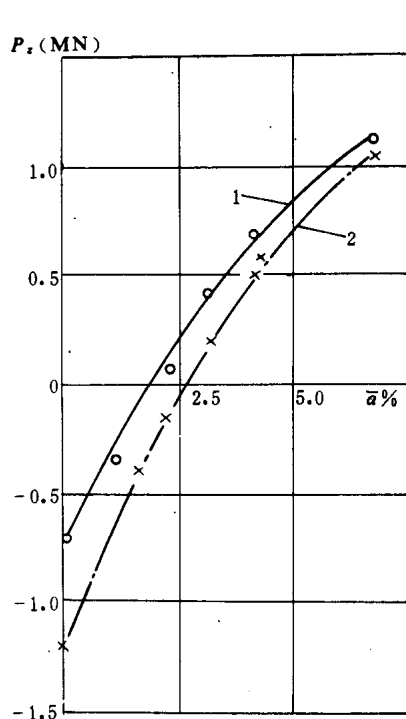


图 1-6 轴向水推力的变化

1—补气; 2—不补气

因此,选择合理的导水机构关闭规律,装设性能良好的真空补气阀向转轮区域大量通入空气,转桨式水轮机的反向轴向水推力的最大值有可能大幅度地降低。

为了防止机组转动部分上抬事故的发生,在进行水轮机甩负荷过渡过程的计算中,应包括轴向水推力的过程线的分析计算,以确定在某一调节元件运动规律下,转动部分上抬的可能。根据甩负荷过渡过程计算所得的转速瞬变曲线 $n=n(t)$,导叶关闭规律 $a=a(t)$,轴向水推力静态特性 $P'_z \sim n'_1$,便可求得轴向水推力的过程线 $P_z=P_z(t)$ 及负的轴向水推力最大值。当不满足要求时,重新改变导叶关闭规律,再进行计算,直至使用甩负荷过程不发生转动部分上抬为止。

(2) 由空载工况转调相运行时转动部分的上抬。

上面已述,甩负荷和自动停机过渡过程中,负的轴向水推力过大引起的机组转动部分上抬,可以通过导叶关闭规律的合理选择以及向转轮区域通入空气等予以消除。此时,调速器中要附加一机构,这种机构的原理是在靠近空载开度时,显著增大刚性反馈系数,从而改变在该区域中调速器静态特性的斜率,以减小进入水泵工况的深度。

但是,当机组由发电转调相运行时,导水机构由空载开度关闭到零,水轮机由飞逸工况直接进入制动工况与水泵工况,增大小开度时的刚性反馈系数,并不能保证消除抬机现

象，而必须完全依赖于转轮区域的补气来防止抬机事故。

这一措施在曾经发生过抬机事故的 ZZ440(原 ZZ587)—LH—330 型水轮机上做过试验。试验时，机组与电网相联，导叶由空载缓慢关至零，当转轮下部空气阀关闭，导叶关至最大开度的 3% 时，向上的轴向力与转动部分重量相同，机组转动部分开始上抬，并伴随机组振动加剧，机组无法进入调相运行。重复上述步骤，仅打开转轮下部的空气阀时，负的轴向水推力就只有机组转动部分重量的 1/4，机组转动部分没有被上抬。

2. 因尾水管产生反水锤而引起的抬机事故

由转桨式水轮机的运行经验表明，在水轮机和调速器参数组合不良的情况下，机组甩负荷过程中有可能发生强烈的反水锤，因而造成机组转动部分的上抬事故。

前面已述，前苏联卡霍夫水电站 ZZ118—LH—800 型水轮机，在机组甩负荷试验过程中，就是因为尾水管产生强烈反水锤而引起水轮机的上抬事故。

图 1-7 为 ZZ118—LH—800 型水轮机发生抬机事故时实测的转速变化曲线。图中有一水平段，该段对应于甩负荷后 4~6s 之间。这说明，从第 4s 开始转轮中水流连续性中断，转动部分不再加速，而依靠机组转动部分的惯性旋转。6s 后，水流连续性重新恢复，下泄的水流重新回到转轮室，但又被转轮高速制动，从而发生尾水管中的强烈反水锤。

天津发电设备厂等单位，曾在岗南电站的斜流转桨式水轮发电机组上，进行过反水锤抬机的现场试验。在甩负荷试验中发生两次抬机，由于该机组装有反推力轴承，因而未造成机组损坏事故。

目前，国内外主要采取改善调节元件的运动规律和向转轮区域通入空气等措施，来预防因尾水管产生反水锤所引起的水轮机抬机事故。当这两措施仍无把握时，可从机组结构上考虑加设防止机组转动部分上抬的反推力轴承。

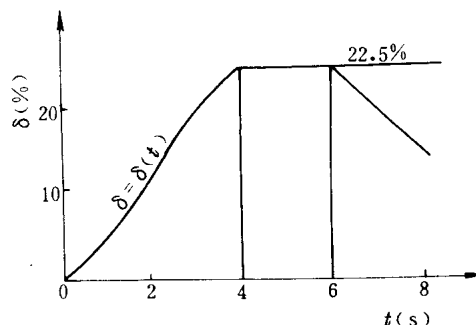


图 1-7 ZZ118—LH—800 型水轮机发生抬机事故时实测的转速变化曲线

第二章 机组轴承引起的故障及处理

第一节 概 述

一、轴承类型、主要结构及润滑方式

水轮发电机组的轴承按其所承受的作用力不同,可分为导轴承和推力轴承。导轴承主要承受主轴传来的径向力;推力轴承则承受主轴传来的轴向力。随着机组布置形式的不同,合成径向力或轴向力的各作用力不同,轴承的作用也有所不同。对立式机组,导轴承的作用是:限位、防止机组在运行时产生旋转摆动,保持轴心稳定,轴承所承受的径向力很小(仅承受主轴传给机组横向摆振力);对于卧式布置的机组,导轴承除上述作用外,还承受主轴传来的径向荷重(机组转动部分的重量)。推力轴承,对立式机组,除承受作用于水轮机转轮的轴向水推力外,还承受机组转动部件的全部重量;对卧式机组,推力轴承仅承受水轮机转轮上的轴向水推力。

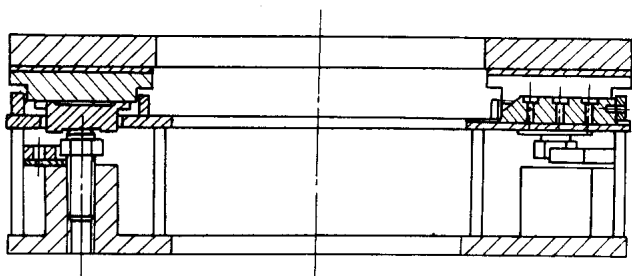


图 2-1 刚性支柱式推力轴承

的大中型机组)和水润滑(仅用于水轮机橡胶瓦导轴承)。

目前,常用的推力轴承主要有三种型式:一种是刚性支柱式(图 2-1);一种是液压支柱式(图 2-2);另一种是平衡梁支柱式(图 2-3)。

推力轴承一般由推力头、镜板、推力瓦、轴承座及油槽等部件组成。

(1) 推力头:推力头用键固定在转轴上,随轴旋转,一般为铸钢件,在伞型水轮发电机中也有直接固定在轮毂的下面,或与轮毂(或轴)铸焊成整体。

(2) 镜板:为固定在推力头下面的转动部件,用钢锻成。镜板材质和加工要求很高,与轴瓦相接触的表面,加工光洁度

对于不同结构型式的水轮发电机,推力轴承的位置、导轴承的数量均有所不同。

水轮机导轴承(又称水导轴承)一般只有 1 个,位于水轮机轴下部。

水轮发电机组轴承的润滑方式主要有:干油润滑(用于机组转速不太高的小型机组)、稀油润滑(用于各种转速

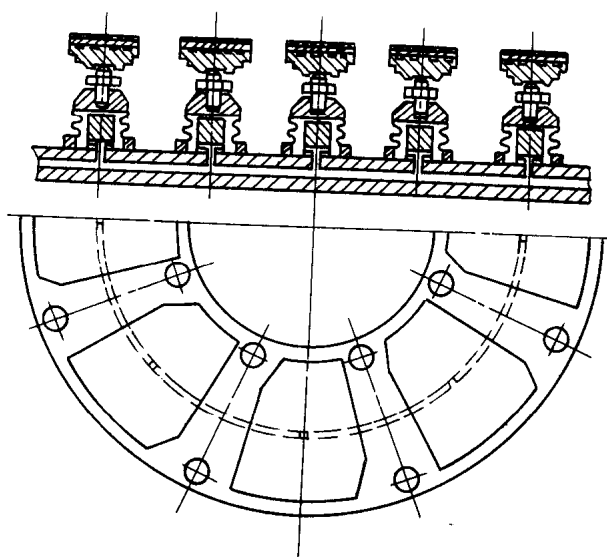


图 2-2 液压支柱式推力轴承