

Hydraulic Stability of Hydro-Turbine



水轮机水力稳定性

苏文涛 李小斌 刘锦涛 著



哈尔滨工业大学出版社
HARBIN INSTITUTE OF TECHNOLOGY PRESS



Hydraulic Stability of Hydro-Turbine

水轮机水力稳定性



李小斌 刘锦涛 著



哈尔滨工业大学出版社
HARBIN INSTITUTE OF TECHNOLOGY PRESS



内容简介

本书以水轮机水力稳定性为中心,阐述了水轮机水力稳定性的内涵和定义.首先介绍了影响水轮机水力稳定性的因素及其原因;并介绍了水轮机运行的实验研究方法和数值模拟研究方法,综合最近研究成果,以水泵水轮机为例,介绍其水力不稳定性;最后介绍了水力稳定性的分析方法及提高运行稳定性的措施.

本书可作为水力机械科研工作者的参考用书.

图书在版编目(CIP)数据

水轮机水力稳定性/苏文涛,李小斌,刘锦涛著. —哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2016.5

ISBN 978-7-5603-5950-2

I. ①水… II. ①苏… ②李… ③刘… III. ①水轮机—稳定性—研究
IV. ①TK730

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2016)第 078208 号

策划编辑 刘培杰 张永芹

责任编辑 张永芹 杜莹雪 聂兆慈 李 丹

封面设计 孙茵艾

出版发行 哈尔滨工业大学出版社

社 址 哈尔滨市南岗区复华四道街 10 号 邮编 150006

传 真 0451-86414749

网 址 <http://hitpress.hit.edu.cn>

印 刷 哈尔滨市工大节能印刷厂

开 本 787mm×1092mm 1/16 印张 12.75 插页 4 字数 245 千字

版 次 2016 年 5 月第 1 版 2016 年 5 月第 1 次印刷

书 号 ISBN 978-7-5603-5950-2

定 价 48.00 元

(如因印装质量问题影响阅读,我社负责调换)

水能是可再生的清洁能源,在我国的能源结构中占有重要的地位。在我国电力需求的强劲拉动下,水轮机及其辅机制造业经历了快速发展期。作为水电站的核心设备,水轮机的长期稳定运行直接关系到机组运行的可靠性、经济性及社会效益,且对电力系统安全及国民经济生产具有重大的意义。

水轮机水力不稳定泛指流道内各部分及各结构部件与水力作用所导致的压力脉动、振动、摆动及噪声等,具有一定的普遍性,其产生的原因及表现形式多样,当这些水力诱发现象的幅值超过某临界值时,水轮机将进入不稳定状态。

水力稳定性问题和流体力学问题一脉相承,而解决流体力学问题的最基本手段是实验与数值模拟,要深刻理解水轮机内部流动稳定性及其对外特性的影响,上述手段是必不可少的。尤其对于具有复杂结构的全通道内流场,实验研究是获取第一手可靠资料的唯一手段。然而,针对不稳定流动的机理问题,常常涉及非稳态的复杂湍流运动及其流固耦合,实验得到的信息较为有限,所以数值模拟是建立全工况流动数据库不可或缺的手段。本书将系统地介绍关于水轮机水力不稳定性的内涵、外延、研究方法与分析方法。

本书的结构如下:第1章为流动稳定性概述、水轮机运行的不稳定因素及现状;第2章为水轮机研究的实验研究方法,包含先进的流场测试技术及其施行方法、流场观测系统,具有普遍性,也是研究水力稳定性的必要手段;第3章为水轮机内流场数值模拟方法,着重介绍了适合复杂结构的改进的湍流模型及其算例;第4章以水泵水轮机为对象,着重介绍其数值研究方法,以及对其不稳定性改进措施的评估;第5章介绍水轮机水力稳定性的分析方法,包括常用的时频方法、小波变换、混沌动力学、湍动能分析、脉动联合分析及熵产理论等;最后第6章综合前文论述内容提出提高水轮机运行稳定性的措施。

在本书的写作过程中,宫汝志博士、尹俊连博士、刘德民博士和吴晓晶博士分别馈赠了各自的论文,并给出了宝贵的意见和建议,使作者受益匪浅;哈尔滨大电机研究所为作者提供了实验测试平台;初稿完成后,李凤臣教授提出了中肯的、指导性的修改意见,哈尔滨工业大学郑智颖细致校订了本书内容。作者在此一并对他们的指教和关心表示诚挚的谢意,并对哈尔滨工业大学出版社的大力帮助表示感谢。

由于作者学识和能力有限,书中纰漏在所难免,恳请读者批评赐教。

苏文涛 李小斌 刘锦涛

2016 年 5 月

第 1 章 绪论	1
1.1 引言	1
1.2 流动稳定性概述	3
1.3 水轮机运行的不稳定性因素	5
1.4 水轮机运行稳定性评估	7
1.5 水轮机运行稳定性现状	8
1.6 水力稳定性研究方法	10
1.6.1 实验研究	10
1.6.2 数值仿真研究	11
第 2 章 水轮机运行实验研究方法	13
2.1 引言	13
2.2 模型转轮水力测试实验	13
2.2.1 模型实验概述	13
2.2.2 混流式水轮机能量特性测试	14
2.2.3 水轮机压力脉动的模型实验	18
2.3 水轮机内部流场 PIV 测试	18
2.3.1 PIV 简介	19
2.3.2 PIV 测试实验台流动回路	21
2.3.3 PIV 测试控制系统	23
2.3.4 适用于 PIV 测试的局部透明水轮机模型	24
2.3.5 PIV 测试系统组成	26
2.3.6 PIV 实验台水力性能测试	29
2.3.7 导叶流域 PIV 测试结果分析	30
2.4 水轮机内部流场高速摄像测试	33
2.4.1 流态观测成像系统	34
2.4.2 尾水管涡带观测	34
2.4.3 叶道涡与脱流空化现象	37

第 3 章 水轮机内流场数值研究方法	42
3.1 CFD 概述	42
3.1.1 CFD 发展	43
3.1.2 CFD 应用	44
3.2 CFD 数值计算方法	45
3.2.1 流动控制方程	45
3.2.2 湍流模型	46
3.2.3 壁面函数和近壁面模型	49
3.2.4 空化模型	50
3.3 针对水轮机内部流动湍流模型的改进	53
3.3.1 基于重整化群的非线性 PANS 湍流模型及验证	54
3.3.2 考虑强旋转和大曲率流动的各向异性 $k-\epsilon$ 模型修正及验证	79
3.3.3 考虑水体弹性的三维非定常湍流的建模	83
3.3.4 改进的 RNG $k-\omega$ 和 DES 模型	85
3.3.5 基于 LES 和 RANS 的自适应尺度模拟(SAS)	87
3.4 水轮机内部流场的 LES	87
3.4.1 计算模型及 LES	88
3.4.2 计算网格及边界条件	90
3.4.3 LES 计算结果	91
第 4 章 水泵水轮机水轮机工况的水力稳定性	98
4.1 水泵水轮机水力不稳定性问题的根源	98
4.2 水泵水轮机“S”特性研究现状	100
4.3 水泵水轮机“S”区特性数值计算概述	101
4.3.1 物理模型	102
4.3.2 数值计算模型	103
4.3.3 数值计算初步结果	106
4.4 基于 SST 模型的水泵水轮机全流道计算	110
4.4.1 蜗壳与双列叶栅流场分析	110
4.4.2 转轮流场分析	121
4.4.3 尾水管段流场分析	129
4.5 基于水体弹性模型的飞逸过程“S”区不稳定性	130
4.5.1 外特性的分析	131
4.5.2 内部流场的分析	132
4.6 基于 PANS 模型的 MGV 水泵水轮机“S”区模拟	137

4.6.1	MGV 对“S”特性的影响	138
4.6.2	MGV 对内流场的影响	139
4.6.3	不同预开启开度下的“S”特性	141
4.6.4	空载开度飞逸点压力脉动	141
4.7	水泵水轮机水力稳定性研究趋势	144
第 5 章	水轮机水力稳定性分析方法	145
5.1	时频分析方法	145
5.2	小波分析方法	146
5.3	混沌动力学分析方法	147
5.3.1	混沌动力学在水力机械中的应用	147
5.3.2	提升小波法去噪	148
5.3.3	混沌动力学分析内容	149
5.3.4	相轨迹分析	150
5.3.5	Poincaré 映射图分析	151
5.3.6	Lyapunov 指数分析	152
5.4	湍流场湍动能分析	153
5.5	脉动信号联合分析	156
5.6	熵产理论分析	158
第 6 章	提高水轮机运行稳定性	161
6.1	稳定运行的意义	161
6.2	提高运行稳定性措施	161
6.3	展望	163

第 1 章 绪 论

1.1 引 言

作为世界上最大的能源生产和消耗国,中国的能源发展计划不仅是影响自身快速、可持续发展的关键,也是国际社会所关注的焦点。随着世界能源消费需求的持续增长和全球气候变化影响的日益严峻,世界各国都把水电开发作为能源发展的优先领域,作为应对气候变化、实现可持续发展的共同选择^[1]。

目前,水力发电满足了全世界约 20% 的电力需求,其中 55 个国家的 50% 以上的电力需求由水电提供,且 24 个国家中这一比重超过 90%,而发达国家的水电平均开发程度已超过 60%。如表 1.1 所示,截至 2010 年,我国水力资源的开发程度仅为 35%,远低于发达国家的平均水平,具有很大的发展潜力,而到 2050 年我国水电开发程度计划达到 70%。根据国家可再生能源中长期发展规划(如图 1.1^[2]所示),2020 年全国水电装机容量将达到 3.8 亿 kW,平均每年新增装机容量 1 200 万 kW。水能作为优质清洁的可再生能源,将在国家能源安全战略中占据更加重要的地位^[3]。

表 1.1 世界各国水电开发程度

国别	水电开发程度(%)
美国	82
德国	73
加拿大	65
挪威	60
瑞士	91
日本	76
中国	35

为了提高水电开发的经济性,在提升水轮发电机组单机容量、尺寸及性能指标的同时,也对机组效率、运行稳定性和可靠性提出了更高的要求。以中国

三峡水电站为例,混流式水轮机转轮直径在 10 m 以上,重量约 450 t,是目前世界上最大的混流式转轮,发电机单机容量达到 756 MW。近年来,我国在掌握成熟的单机容量 700 MW 级水电技术的基础上,提出了 1 000 MW 级^[4]水电设备开发计划,国内外越来越多的大型乃至巨型机组也相继投入运行。然而新的问题随之出现,水轮机比转速和单机容量的不断提高,以及机组尺寸的增大,使得水轮机导叶相对高度也相应增高,相对刚度减弱,加上电站水头变幅大,机组运行工况欠佳,水轮机水力稳定性问题日益突出,已逐渐引起广泛重视^[5, 6]。

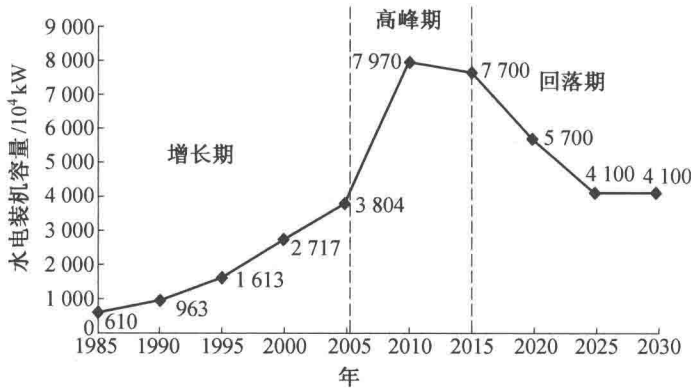


图 1.1 中国水电开发中长期规划

在我国,水轮机水力不稳定现象早已出现,20 世纪 50 年代和 60 年代四川省狮子滩水电站机组就曾出现功率摆动问题,经测试发现主要是由尾水管的压力脉动引起的。广西壮族自治区岩滩水电站转轮直径为 8.0 m 的 320 MW 机组振动比较严重,湖南省五强溪水电站转轮直径为 8.3 m 的 240 MW 机组投入运行后,也出现了较强的振动^[7, 8]。大型水轮发电机组的振动问题,尤其是水力振动,已经引起了相关领域专家的密切关注。

在国外,水轮机水力振动问题于 20 世纪 70 年代也已突显出来。世界有名的美国大古力(Grand Coulee)水电站的 600 MW 和 700 MW 机组不仅在 30%~60% 低负荷时有较强的振动,在 70%~75% 负荷区域也有间歇性压力脉动,使尾水管压力脉动和水导摆度急剧增大^[9, 10]。在运行 3 万 h 后,出现了转轮平衡盖板甩掉、尾水管和进入孔口裂纹等机械事故,此次事故后明确规定了机组运行过程中必须要避开机械振动区,即不稳定区域。另外,机组运行的水力不稳定使得机组允许运行的范围狭窄,其 21 号机组由于发电机焊接质量问题,运行 7 个月后即发生机组着火事故;22 号机组发电机出现定子槽楔松动,电晕比较严重,推力轴瓦磨损,水导轴领变形等问题;43 号机组也发生了发电机转子与定子相碰等事故。位于巴西与巴拉圭边境的伊泰普(Itaipu)水电站装机容量位列世界第二,仅次于中国三峡水电站,其机组总体运行比较平稳,然

而机组在 30%~60% 导叶开度时^[11-13],其振动和尾水压力脉动较大,如图 1.2 所示,所以机组运行时需避开该不稳定区。萨扬—舒申斯克(Sayano-Shushenskaya)水电站是前苏联最大的电站,建于西伯利亚的叶尼塞河上,为西伯利亚电网的主力调频、调峰电厂。该电厂由于设计缺陷,稳定运行范围窄,其 2 号机组根据电网频率和功率过载状态自动调节时,水轮机组多次穿越不建议的不稳定运行区域,导致产生交变的附加载荷,造成水轮机顶盖固定螺栓断裂,水力发电机转子和水轮机顶盖向上运动迫使密封件撕裂,发生了机组损毁和人员伤亡事故,经济损失极为严重^[14]。萨扬—舒申斯克水电站的建设水平在当时堪称世界一流,然而对水力不稳定性的认识和重视不足,以及电站应急措施的不到位,导致了灾难性事故的发生。

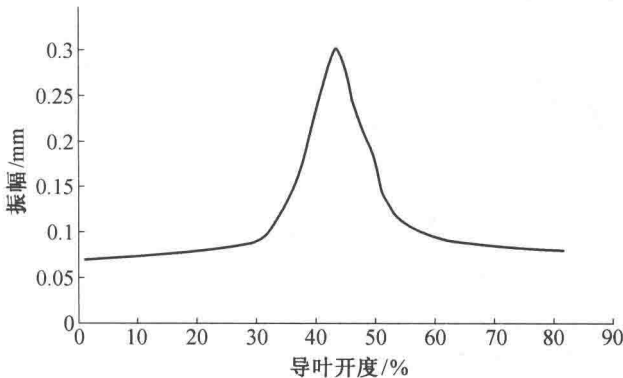


图 1.2 伊泰普机组运行过程振动与负荷关系

可见,水力机组的稳定运行对于国民经济、工程实践具有重要的战略意义。现阶段,一般在机组设计阶段,设计单位便需使用一定手段预计到不稳定区的存在,并采用相应对策消除该不稳定区域或使用多种补气方式消减机组的振动和压力脉动。开展水轮机不同工况下,特别是过渡过程中过流部件内部的非定常流动分析,有利于深入了解水轮机不稳定性的内在机理和水轮机轴系振动特性,促进水轮机过流部件的优化设计,改善水轮机的综合性能,最终保证水轮发电机组的稳定运行。

1.2 流动稳定性概述

所谓流动稳定性问题,在国际上多称为流动不稳定性问题。流体运动的不稳定性,是指处于某种运动状态的流体受到某一扰动后,不能恢复到原来稳定的运动状态。流体机械在偏离最优工况(设计工况)运行时,由于冲角变大,壁面附近发生流动分离,流道内部不可避免地会出现不同尺度的旋涡运动,使得

脉动、振动和噪声变大。在偏工况运行时,水轮机组内部的旋涡形成、发展以及消亡过程是非常复杂的,有效地控制旋涡的发展,对流动的稳定性具有重要意义。

假设受到扰动后的速度场为 $u(x, t)$, 对应于任意的位置 $\epsilon > 0$, 存在函数 $\delta(\epsilon) > 0$, 使得

$$\|\vec{u}(x, t) - \vec{U}(x, t)\| \leq \delta(\epsilon), t \geq 0 \quad (1.1)$$

同样压力等流动参数也满足此条件时,流动是稳定的,否则流场是不稳定的。根据旋涡流动失稳机理的不同,典型的流动不稳定性有自由剪切流中的 Kelvin-Helmholtz 不稳定性、壁面剪切流中的 Tollmien-Schlichting 不稳定性、浮力或重力主导的 Rayleigh-Taylor 不稳定性和热对流条件下 Rayleigh-Bernard 不稳定性等^[15]。在流体机械内部,流动失稳通常是多种不稳定的组合效果,另外,由于附加的旋转运动,流道内部的失稳流动将更为复杂。对于无粘不可压缩流体, Rayleigh^[16] 根据能量平衡理论推导出了由旋转轴对称扰动所引起的不稳定性判据,被称为 Rayleigh 准则

$$\Phi(r) = \frac{1}{r^3} \frac{d}{dr} (rC_u)^2 \quad (1.2)$$

其中, r 为半径, C_u 为速度的圆周分量。

流动稳定的充分必要条件是 $\Phi(r) \geq 0$ 。张日葵等^[17]和刘德民^[18]曾利用该准则分析了水轮机转轮内叶道涡的稳定性,通过分析发现叶道涡中的柱状涡是稳定的,流向涡是不稳定的。Howard 和 Gupta^[19]也将该准则推广到了具有轴向流动的旋涡稳定性中,其稳定性的充分条件是

$$\Phi(r) = \frac{1}{r^3} \frac{d}{dr} (rV)^2 \geq \frac{1}{4} \left(\frac{dW}{dr} \right)^2 \quad (1.3)$$

其中, V 代表周向速度, W 代表轴向速度。同样, Leibovich 和 Stewartson^[20]也在此基础上建立了存在三维扰动时扭曲柱状涡发展的充分条件。

1964 年, Batchelor^[21]从气动力学出发,以典型的机翼下游尾迹作为理论模型建立了 Batchelor 涡的稳定性分析方法。由于 Batchelor 涡具有无粘不稳定性,该方法在旋涡稳定性分析中也被广泛应用^[22-24],目前在分析转轮叶道涡和尾水管涡带运动中也有应用。孙明宇^[25]、Delbende 等^[26]、Olendraru 等^[27]和尹协远等人^[28]继续从 Batchelor 涡发展出了绝对和对流不稳定性。刘德民基于 Batchelor 涡的相对和对流不稳定性对不同工况下尾水管涡带的稳定性进行了分析。

上述流动不稳定性分析建立在无粘流动的基础上,而实际流动中的粘性耗散与湍流输运使得旋涡运动更为复杂。如在叶片式流体机械中,叶轮出口常出现射流—尾迹流动模式,可能的原因是旋转机械内部二次流对低能流体的输运

与剪切作用。Taylor 在流动实验中发现了流动失稳将诱发一个环状旋涡形式的定常二次流。他在考虑粘性作用的前提下建立了稳定性判定准则——Taylor 准则,即当 Taylor 数大于临界值时,流动是不稳定的。

另外,张涵信^[29]通过对二维不可压缩流动分析,结合分离点附近的流线变化规律,给出了流动分离的判定准则。对于三维流场,分离线的起始有三种形态,即闭式分离的鞍点起始,正常点起始以及鞍、结点组合形态起始^[30]。

综上所述,目前针对旋涡流动的稳定性判据仍不完善。对于稳定流场,已存在充分必要的判定准则,但是针对不稳定旋涡流动仍缺少充要的判断依据。由于特定准则均具有一定的理论假设,仅适用于一定运行工况范围的流动,且粘性流动和无粘流动具有本质的差别,所以不适用于全工况范围内的稳定性分析。针对旋涡流动中稳定性的影响因素及其影响模式仍无定论,不能从机理上揭示旋涡流动的演化规律。目前,旋涡流动的稳定性研究存在很多有待解决的问题。

1.3 水轮机运行的不稳定性因素

水轮机运行的不稳定性是由多种因素引起的,而不稳定性的外在表征主要为振动和噪声,比如压力脉动和速度脉动的增加、异常噪声、机组振动、转子振摆、调速系统的震荡以及机组出力的波动等。

水轮机的振动不能简单等同于物理力学中的振动,而是指水轮机部件的机械振动和摆度,也包括共振和自激振动状态下的振动。机组振动的原因比较复杂,事先难以完全避免,且机组建成后的补救措施改善效果不佳,因此必须尽量在设计上避免危险振动的发生。

引起不稳定性的原因有很多,包括水力振动、机械振动和电磁振动等因素。其中水力振动的原因有:叶道涡、尾水管涡带、卡门涡、小开度和高部分负荷下的压力脉动、导叶数和叶片数的耦合、水力自激振动和过渡过程中的不稳定流动等。水轮机的振动是水力、机械和电磁三个因素耦合作用的结果。当水流振动激起水轮机的振动,特别是上、下机架的振动时,会导致发电机定、转子之间的空隙发生变化,从而导致水轮机内部电磁力的剧烈变化,产生电磁拉力、电磁阻尼等。同样,当转动部件的运动情况出现变化时,又反过来对过流部件产生作用力,对流道内的流体流动产生影响。三种主要因素的起因如表 1.2 所示。

表 1.2 水轮机不稳定振动的主要原因

电磁因素	转子绕组短路	磁拉力不均匀,振幅与励磁电流有关
	空气间隙不均匀	偏心误差需 $<$ 平均气隙 10%
	定子电流不平衡	三项电流不平衡
机械因素	转子质量不平衡	振幅随转速而变化
	机组轴线不正	径向振动
	导轴承缺陷	主要为横向振动
水力因素	尾水管涡带	可进一步形成空化涡带
	叶道涡	可形成流向空化带
	卡门涡脱流	可形成吸力面空化
	水力不平衡	流动不对称

下面主要介绍由水力因素引起的水轮机不稳定问题,水力激振、流道内旋涡演化以及空化均会引起额外的噪声和振动,主要包括如下几方面:

①尾水管涡带。混流式水轮机在部分负荷运行时,由于偏离设计工况而使得转轮出水边环量增大,进而形成涡带,涡带是螺旋形的、绕尾水管轴线不稳定旋转的低压区域。当尾水管中形成涡带时,会导致尾水管内的低频压力脉动,此压力脉动的频率一般为转频的 $1/4 \sim 1/3$ 。尾水管涡带通常会在 30%~60% 额定载荷工况时较为强烈。压力脉动的传播会引起机组振动,并对尾水管结构产生相当大的破坏作用。当压力脉动频率与机组固有频率或厂房固有频率接近时,会引起共振,从而造成机组及厂房的破坏。尾水管涡带不仅是引起机组振动和噪声的一个重要因素,也限制了机组的稳定运行范围,严重时将损坏设备本体造成停机。

②叶道涡。水轮机偏工况运行时,转轮进口水流冲角过大,导致叶片头部发生脱流空化,形成叶道涡。叶道涡较严重时,会在叶片表面产生空化,并引发高频振动,甚至与叶片发生共振。如位于巴基斯坦印度河干流上的塔贝拉(Tarbela)水电站,其水轮机的振动破坏就是由叶道涡演化引起的。

③卡门涡。水流流过翼型时,在绕流物体后面会形成卡门涡列。经过双列叶栅的卡门涡进入转轮之后,可能会与叶片发生共振,从而使叶片产生疲劳破坏或裂纹,并出现强烈的振动噪声,这常发生于约 50% 额定载荷以上的工况下。中国浙江省黄坛口水电站的早期机组即是卡门涡破坏问题的典型代表。

④水力失衡。理想情况下,双列叶栅同步动作后依然会保持对称状态,这样流场将保持对称形态。若导叶开度不均匀,一方面会导致导叶出水边流态不

良,另一方面,部分水流失去轴对称运动结构会出现不平衡的横向力,从而引起压力脉动或振动。若从旋转运动角度出发,水轮机转动部分和固定部分之间的间隙不均将使转轮中心偏离机组中心,转轮圆周各处的固定部件和旋转迷宫环间隙随着转轮的旋转而不断变化,间隙内水压随着旋转运动也出现准周期性变化,这样将对转轮产生横向的推力,该推力使得转轮中心出现偏心,而呈现一定的运动轨迹。

另外,除了导叶开度不均外,转轮出口流态不良、转轮止漏间隙不均等情况也能诱发不均匀流动。位于中国四川省大渡河上的龚嘴水电站,其3号机组转轮叶片对面侧流道面积相差达10%,引起的摆度达0.7 mm,被迫限负荷在70%以下运行两年多。

当水轮机处于空载、低水头、小负荷、高水头、超负荷大流量的运行状态时,水力不稳定因素将起到决定性的作用。尤其在偏工况下出现空化涡时,振动和噪声将进一步加剧。

水力机组,特别是抽水蓄能机组,在电网中担负着系统调峰和调频的作用,水泵水轮机运行过程中频繁的工况变换是不可避免的,其水力不稳定现象十分突出。我国大部分混流式水轮机裂纹产生的主要原因是疲劳运转,在不间断的旋转状态下,交变动态载荷和压力脉动的联合作用会加大裂纹产生的几率,对水轮机的正常运行和发电效率,甚至对电网都会造成很大的影响。

1.4 水轮机运行稳定性评估

水轮机稳定性问题一直备受关注,涉及水力、机械和电气等多个因素,并受到这些因素的共同影响。从20世纪50年代至今,国内外许多专家学者对水轮机稳定性都做了大量的理论和实践研究,取得了显著的研究成果。

水轮机稳定性问题的评估办法通常采用顶盖振动、轴承摆度和水轮机的压力脉动等指标来进行衡量。水力不稳定现象广泛存在于各种形式的水轮机中,主要表现为尾水管涡带、高部分负荷压力脉动和水力激振等现象。水力不稳定是水轮机稳定性问题存在的内在因素,也是引起其他不稳定性表现的根本原因。振动是限制水轮机发展的一大因素,强烈的振动不仅影响水轮机的正常运行,缩短零部件的使用寿命,引起共振时还将产生巨大的危险。

水轮机振动评价标准中的振动评价特征值有位移和速度两种,振动速度用于含有高频非周期分量的振动测量,能更为正确地表征振动量的大小。振动位移则不但更加直观,而且在水电水轮机的长期运行中积累了大量经验。现行标准中没有启动、停机、负荷快速变化、甩负荷等过渡过程工况,也没有充分考虑

水轮机尺寸对振动评价标准的影响。大量的现场试验结果表明,水轮机的振动稳定性水平和水轮机叶轮直径有明显的相关性。随着水轮机叶轮直径的增大,水轮机的稳定性水平变差。

压力脉水轮机运行中动的频率和强度是不稳定的重要指标,其频谱和幅值也是主要关注内容。

压力脉动的幅值变化在工程上用 $\Delta H/H$ 相对值(峰-峰值)表示。水轮机的蜗壳进出口、尾水管等部位会出现大的压力脉动幅值以及较多的压力脉动成分。当压力脉动频率与水轮机固有频率接近时,需考虑发生共振的可能,应该严格避免。

1.5 水轮机运行稳定性现状

随着单机容量的不断提高,混流式水轮机不断朝着高比转速的方向发展,导致机组的出力和转轮直径越来越大,其主轴的转动频率越来越低,压力脉动更容易与机组甚至厂房的固有频率接近,从而发生共振。

在国外,比较典型的水轮机水力不稳定问题的事例是巴基斯坦的塔贝拉水电站。塔贝拉水电站是巴基斯坦最大的水电站,总装机容量达 3 510 MW。第二电厂装有 4 台 440 MW 水轮机,其运行水头变化幅度是大型混流式水轮机之最,最高水头为 136.64 m,设计水头为 97.5 m。其中有两台水轮机在投产不到半年的时间内因水力不稳定问题出现共振损坏,被迫停机修复一年,修复后在补气系统的支持下方可正常运行。通过事后分析,造成这次事故的主要原因有:电站运行水头变化幅度很大,在高水头工作时水轮机的尾水管内部会产生涡带,并且在部分负荷区涡带有扩大的趋势;在高水位部分负荷运行区内,转轮进水边冲角的增大使得水流在叶片负压侧形成涡流,从而在叶片上诱发了振动。表 1.3 列举了几个国内外比较典型的出现水轮机稳定性问题的水电站。

为了三峡机组的稳定运行,2003 年三峡公司对国内外十大 500 MW 以上的混流式水轮机的稳定性进行了调查研究,结果表明进口的和国产的机组均存在比较严重的稳定性问题。一些能量性能高和抗空蚀性能好的水轮机在部分负荷工况下运行时会导致机组振动加剧,严重时甚至引起整个厂房发生共振,成为电厂安全性的严重隐患。2009 年 8 月 17 日萨扬—舒申斯克水电站事故更加凸显了稳定性的重要性。特别是以四川省白鹤滩和乌东德水电站为代表的 1 000 MW 级大型水轮发电机组,其稳定性问题更为关键。

表 1.3 国内外出现水轮机稳定性问题的水电站

电站名称	地点	建成时间	总装机容量 /MW	稳定性问题的 具体表现
大古力水电站	美国华盛顿州	1980	6 494	振动、空蚀严重 发生定、转子碰撞事故
天生桥一级水电站	中国贵州	2000	1 200	正常蓄水位水轮机振动 区向大负荷区转移
古里水电站	委内瑞拉	1986	10 305	振动、空蚀严重
萨扬—舒申斯克 水电站	俄罗斯西伯 利亚(前苏联)	1987	6 400	厂房破坏,机毁人亡
大朝山水电站	中国云南	2003	1 350	卡门涡蜂鸣,叶片裂纹
小浪底水电站	中国河南	2001	1 800	异常噪声,大轴抖动
三门峡水电站	中国河南	1978	1 200	磨损严重、效率低

水轮机属于旋转式叶轮机械,其内部流动的复杂性吸引着人们对其进行大量的研究^[31, 32]。陆力等^[33]回顾了 50 年来水力机电领域的发展,并对水力机电领域未来的发展方向和研究领域进行了概括:包括水力振动和稳定性的研究、磨蚀与多相流理论、流固耦合(Fluid Structure Interaction, FSI)的非定常计算、实验测试技术的研究和虚拟计算的研究等。而过去的研究主要集中于水轮机水力特性、水力稳定性的研究,包括能量特性、水轮机内部压力脉动特性、水轮机流道叶道涡的研究、尾水管涡带的研究等内容。

对水轮机的研究大约起步于 20 世纪 40 年代。早在 1948 年,张维^[34]就对水轮机的结构、性能参数、运输安装方式等进行了较为全面的介绍。水轮机技术的研究从 19 世纪 80 年代起得到了快速的发展,文献记载了当时水轮机技术的研究盛况。《科技简报》^[35]介绍了中国自行研制的葛洲坝 17 万 kW 轴流转浆式水轮机的情况。1984 年,田树棠^[36]提出了通过提高水轮机的设计制造水平、提高水轮机的安装—运行—检修水平、设置必要的辅助设施等来改善水轮机的稳定性。刘继澄^[37]研究了天桥水电站水力设计和运行中的重要问题,提出了提高机组单机出力的方法,并在当时就提出了水轮机的汽蚀与磨损问题以及水轮机主轴密封的结构改造问题,并指出当水轮机的设计参数提高时,对水轮机的性能要求也会相应的提高。在此阶段,对水轮机的研究主要集中于经验、简化公式和实验研究,龚守志^[38]、寿梅华^[39]、张厚琪^[40]等介绍了这个时期的成果,也有一些针对国外研究成果的介绍^[41-43]。史美钢^[44]提出安装稳流片