

岩滩水轮发电机组动力试验研究综述

杨旭娟, 蔡敢为, 沈炜良, 朱天燕, 李兆军

(广西大学机械工程学院, 广西南宁 530004)

摘要:在大量的试验研究基础上,对岩滩水轮发电机组长期以来的动力试验研究进行系统的归纳和总结,全面概括了岩滩水轮发电机组的动力试验现状,为今后进一步研究水轮发电机组及厂房振动规律和转轮叶片裂纹机理提供了一定的试验依据。

关键词:岩滩;水轮发电机组;试验;振动

中图分类号:TM312.06

文献标识码:A

文章编号:1672-545X(2008)02-0024-03

岩滩水电站是目前广西最大的水电站,总装机容量1210MW。电站安装4台哈尔滨电机厂生产的302.5MW混流式水轮发电机组,设计水头59.4m,最高水头68.5m,最低水头37m,转速75r/min,额定流量580 m³/s。首台1号机组于1992年9月中旬投产发电,其后2号、3号和4号机组分别于1993年8月、1994年6月和1995年6月相继投入运行。其中,3号机组转轮于2003年更换为叶型为“X”状的HLA773a-LJ-800转轮,并于同年5月正式投入运行。4台机组自运行以来,为广西经济和社会发展做出了积极的贡献,也在国家的西电东送战略中起到了重要的作用。

1号和2号机组投运初期,电站运行水头较低,机组的运行状况良好。1993年底,水库蓄水位至正常蓄水位,机组运行在低负荷区域,机组尾水管中的压力脉动幅值增加,而在高负荷的部分区域,机组振动区开始明显表现出来,厂房振动尤为激烈。由于机组振动及脉动区域的存在,4台机组均发生不同程度的裂纹,严重影响机组的正常安全稳定运行。为了消除机组及厂房的振动和叶片裂纹破坏,许多公司、单位和学术团体对岩滩水轮发电机组进行了大量的试验研究,大致可分为三类:振动、压力脉动和叶片裂纹试验研究。

1 振动试验研究

1.1 振动现象

岩滩机组自投入运行以来,在低水头运行工况,机组振动较小,运行状况良好。在高水头大负荷工况,机组及厂房出现剧烈振动,特别是顶盖和发电机层▽174m楼板振动尤为激烈。强烈的振动曾导致机组保护压板松脱而引起事故。由于振动区的存在,机组要尽量避开在振动区运行,这给电厂带来了巨大的经济压力。

为了掌握机组及厂房的振动规律和振动机理,振动试验从1992年1号机组投产至今,已在多个水头对多台机组特别是以3号机组为代表进行了多次试验。水轮发电机组主轴系统包

括上导轴承、发电机转子、下导轴承、法兰、水导轴承和水轮机。对于机组主轴系统,振动测点包括上导轴承,下导轴承和水导轴承;而对于机组其它部分,振动测点主要包括定子外壳、上机架、下机架、顶盖、发电机层▽174m楼板等各部位的垂直、水平振动;试验水头主要包括设计水头59.4m至最大水头68.5m之间及50~55m间的较低水头部分,多为机组发生强振的工况^[1-9]。

1.2 振动试验结果及分析

以3号机组为例,机组主轴系统的动态特性主要受电磁参数、水流参数和机械参数的影响。机组主轴系统的三个导轴承在变工况条件下的试验结果如图1、图2和图3所示^[9],在变转速试验中,试验主要是为了检验机械不平衡力的大小,随着转速的增加,机组所受的机械不平衡力增大,三个导轴承的摆度增大,但从图1中可以看到,三个导轴承摆度增长缓慢,说明机组所受到的机械不平衡力较小,机组的质量不平衡量较小;在变负荷试验中,水导轴承随负荷变化影响较大,波动较明显,但总体趋势随着负荷增加而减小,上导和下导轴承摆度变化平稳,这是由于随着导叶开度的增大,流量增大,尾水管中的压力脉动减小,水轮机所受的水力扰动幅值变小;在变励磁试验下,随着励磁电压的升高,水导轴承的摆度基本没有变化,而上导轴承和下导轴承摆度均增大。主要是由于随着励磁电压的增大,发电机转子受到的电磁力增大,从而使上导轴承和下导轴承的摆度增大,而水导轴承距离发电机转子较远,所以受电磁拉力的影响较小。

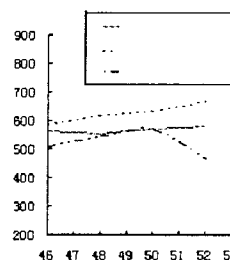


图1 变转速工况下导轴承摆度

收稿日期:2007-11-12

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50175031,50565001);

作者简介:杨旭娟(1983—),女,汉,河南南阳人,广西大学在读博士生;研究方向:流体机械。

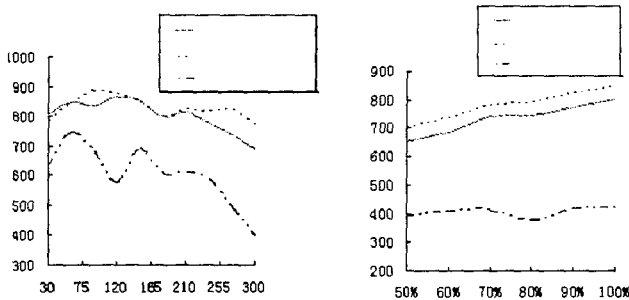


图2 变负荷工况下导轴承摆度

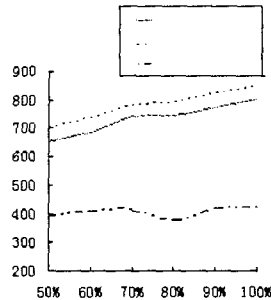


图3 变动磁工况下导轴承摆度

机组振动除受负荷影响外,还受水头的影响。振动试验结果如表1、2所示,在水头为54.3m时,机组振动并不明显,各负荷区保持一定的振动量。但随着水头的提高,机组的振动区开始明显表现出来,当水头为66.83m时,随着负荷的提高,机组的振动逐渐增强,当负荷增加到220~280MW时,机组振动大大超出正常值,顶盖垂直振动最强,振动速度达到正常值的5~7倍,顶盖水平振动及楼板振动也在此工况达到最大值,当满负荷300MW工况运行时,机组振动又迅速减弱,回到正常水平,特别是顶盖水平、垂直振动降低幅度较大。

表1 3号机组低水头振动测试表(试验水头:54.3m)

工况(MW)	0	100	140	160	180	220	260	295
上机架 +Y 水平振动(μm)	65	38	45	50	26	28	20	9
上机架 +Y 垂直振动(μm)	26	19	15	20	11	16	12	13
下机架 -X 垂直振动(μm)	6.7	8.3	6.6	6.6	2	2.3	3	2
定子外壳 -X 水平振动(μm)	18	15	25	15	15	16	12	11
顶盖 -X 垂直振动(μm)	48	67	80	70	70	80	50	50

表2 3号机组高水头振动测试表(试验水头:66.8m)

工况(MW)	顶盖水平振动(cm/s)	顶盖垂直振动(cm/s)	楼板▽174m 振动(cm/s)
0	4.97	11.57	2.46
30	5.49	15.45	3.78
90	6.31	20.26	2.78
120	6.41	17.08	2.69
150	6.77	20.05	2.68
180	6.38	18.12	3.34
210	6.75	25.24	3.41
240	8.39	33.63	3.65
280	14.03	43.66	12.81
300	5.66	17.77	9.17

对于高水头大负荷工况下机组特别是顶盖出现的强烈振动,学者进行的研究较少,而对于厂房出现的强烈振动研究较多,且得出了有益的结论。广西电力试验研究院、广西大学、中国水利水电科学研究院水力机电研究所通过对厂房结构物及机组强烈振动问题进行专题试验研究,研究认为^[1],岩滩机组高负荷区的厂房局部结构强烈振动属共振性质。但对引起共振源的探索,却经历了很长一段时间。起初学者以为强振是由于导叶后转轮前的压力脉动引起^[1,3,9],试图通过更换泻水锥,修改导叶形状来改变此压力脉动,但从后面的对比试验看^[5],发电机层▽174m 楼板振动、尾水压力脉动依然如故。

为了找到楼板强烈振动的真正原因,黎建康通过试验分析排除了由机械、电气以及尾水管涡带低频脉动引起厂房强振的可能性^[7];广西大学用锤击法实测了水轮机导叶和▽174m 发电机层楼板的固有频率^[8],如表3、4所示,导叶的最低一阶固有频率高达74.2 Hz,远离卡门涡的主频25~30 Hz,排除了水轮

机运行时导叶发生共振的可能性。陶星明,吴新润^[10]通过推理比较分析,认为引起机组厂房楼板强振的真正原因不是由于高负荷区压力脉动和固定导叶出水边的卡门涡引起的,而是转轮进口脱流使叶片通过频率的倍频(32.5Hz)与楼板的固有频率产生共振引起的。基于这种认识,对3号机组转轮进行重新设计,叶片数由13改为15,从而使叶片通过频率的倍频从32.5Hz提高到37.5Hz,这样便可错开楼板的固有频率带。最优单位转速由原来的78r/min降至72.4r/min,使岩滩机组高水头区出现的转轮进口背面空化脱流区完全排除在岩滩运行水头范围之外,以期降低由此引起的叶片通过频率的激振能量。改造后的转轮在投运前以及2003年10月的稳定性试验中^[6],电站水头从58m至66m运行条件下,完全消除了楼板的强振,从而证明分析的正确性。

表3 导叶的固有频率(Hz)

导叶类型	阶次						
	1	2	3	4	5	6	7
实心固定导叶	109.9	181.8	244.1	327.7	449.4	537.9	559.4
空心固定导叶	110.8	179.4	238.5	327.6	448.4	537.5	554.1
活动导叶	74.2	126.0	187.0	322.0	416.0	540.0	678

表4 发电机V174m 楼板固有频率(Hz)

位置	阶次							
	1	2	3	4	5	6	7	8
第一象限	14.4	28.8	38.8	49.3	78.2	96	111	119.5
第二象限	18.4	25.5	43.8	53.5	66.8	86.1	95.5	102.0
第三象限	17.5	24.4	56.7	70.9	76.1	83.7	107.1	118.9

2 压力脉动试验研究

岩滩机组属于大型机组,转轮结构和水流情况及其复杂。部分工况下,机组压力脉动频繁发生。为了找到机组压力脉动规律,减小压力脉动幅值,给机组安全运行提供依据,压力脉动试验研究跟机组振动研究一样,自机组投运以来,也进行了大量的工作。

岩滩机组的压力脉动试验着重在三个部位,即蜗壳进口、导叶后转轮前和尾水管。压力脉动试验结果表明^[1-5],蜗壳进口处的压力脉动较小,而且受水头和负荷影响较小;导叶后转轮前的压力脉动既有低频,也有中频,主频在25~35 Hz,在200~270MW范围,导叶后的压力脉动幅值为201~301kPa,相对值为35%~46.8%;在130MW以下,受尾水管的影响,又可分为两区:在40~70MW范围内,幅值为225~268 kPa,相对值为36.9%~43.9%;在80~130 MW范围内,幅值为115~178 kPa,相对值为18.8%~29.2%;尾水管压力脉动因不同机组和不同方向测点而显得差别较大,但各台机组均在40~80MW附近的小负荷区间出现压力脉动最大值。4台机组比较,低负荷时1号、4号机脉动相对较小,2号、3号机组压力脉动比较大,即使是同一台机组,在不同方向上也有很大差别,其中以148.67+Y方向最大,最大可以比-Y方向大10倍以上。另外,机组出现强烈脉动的区域并没有随着水头的变化而发生大的变化,基本保持一定的宽带。从小负荷到满负荷包括厂房发生强振时,3号机组压力脉动情况如表5所示,+Y方向与蜗壳进口水流方向相反,尾水管压力脉动基本呈单边递减趋势,且尾

水管压力脉动多以低频为主,脉动频率主要在 0.2 ~ 15Hz。对于机组的压力脉动,目前多采用补气的方式来降低,试验结果表明,补气对降低机组的压力脉动有一定的效果^[2]。

表 5 尾水管压力脉动情况表

负荷(MW)	+Y(kPa)	-Y(kPa)	+X(kPa)
30	127.9	37.3	176.9
60	101.2	47.8	116.2
90	69.8	47.7	116.8
120	56.5	44.0	85
150	54.5	46.0	69.3
180	42.3	26.0	56.9
210	41.3	27.7	47.5
240	30.1	25.6	34.1
270	34.6	20.6	28.2
280	26.7	21.5	30.0
300	25.9	17.1	28.6

3 叶片裂纹试验研究

由于振动和压力脉动的存在,叶片裂纹一直存在,而且随着运行时间的加长,裂纹逐年增加。岩滩电厂每年都要投入大量的人力物力进行检修和补焊。

对于裂纹产生的机理,许多学者进行了大量的研究工作,研究结果表明^[2,14-16],转轮叶片裂纹属疲劳裂纹。转轮叶片存在较大残余应力和动应力,是叶片裂纹产生的主要原因。在低负荷区,尾水管压力脉动较大是造成转轮叶片动应力波动的主要原因;在高负荷区,导叶后压力脉动是引起转轮动应力达到最大值的主要原因。

哈尔滨电机厂对叶片裂纹出现的原因进行了试验研究^[17],并认为:1)叶片金相组织正常,屈服强度和冲击韧性值高,材料热处理是合理的。但由于多次补焊,改变了材料的原热处理状态,使性能脆化;2)叶片承受低应力弯曲交变载荷;3)叶片材质存在缺陷,这些缺陷在交变载荷作用下形成疲劳源,导致疲劳断裂;4)补焊区的焊接应力,叶片局部过薄也是导致叶片开裂的原因之一。

然而,目前各机组转轮叶片裂纹问题依然很严重,因而叶片裂纹产生的机理及其相应的解决方法还有待于深入研究。

4 结束语

本文对岩滩水轮发电机组的动力试验研究进行分类、归纳和总结。结果表明:机组主轴系统的动态特性是电磁参数,水力参数和机械参数共同作用下的结果。厂房发电机层楼板在高水头大负荷运行时的剧烈振动是由于转轮进口脱流时,叶片通过

频率的倍频(32.5Hz)与楼板的固有频率相近而产生共振引起的;转轮裂纹是由于疲劳破坏引起;尾水管压力脉动是由于部分工况下转轮后的涡带引起,目前主要通过补气缓解。本论文的工作对混流式水轮发电机组振动机理的研究具有一定的参考价值。但试验研究着重从定性上研究机组及厂房振动、尾水管压力脉动和叶片裂纹产生的规律,而深层次的产生机理还需要从新的角度,采用新的方法,进一步进行研究。

参考文献:

- [1] 广西电力试验研究院、广西大学、中国水利水电科学研究院水力机电研究所.岩滩电厂厂房结构物及机组强振问题试验研究报告[R].南宁:广西电力试验研究院,1996
- [2] 广西电力试验研究院,广西大学,大唐岩滩水电厂.岩滩电厂3号机组转轮叶片动态应力测试及裂纹原因分析报告[R].南宁:广西电力试验研究院,1998
- [3] 哈尔滨电机厂.岩滩电站水轮机稳定性研究报告(模型部分)[R].哈尔滨:哈尔滨电机厂,1998
- [4] 广西电力试验研究院.岩滩电厂振动区测试试验报告[R].南宁:广西电力试验研究院,2000
- [5] 唐培甲.十年探索岩滩水轮机稳定运行[J].红水河,2003,增:5-10.
- [6] 广西电力试验研究院,广西大学.岩滩#3机组转改造前后稳定性试验报告[R].南宁:广西电力试验研究院,2003
- [7] 黎建康.岩滩电厂机组异常振动试验分析[J].广西电力技术,1996,(3):10-16
- [8] 龙国平,熊焕庭,毛汉领.用锤击法实测大型工程结构的固有频率[J].广西大学学报(自然科学版),1999,(2):148-150
- [9] 王文宁.岩滩水电站厂房结构振动计算分析[J].红水河,1999,1:67-69
- [10] 徐珍慧.混流式水轮机高水头大负荷区域振动的分析.大型水电机组技术研讨会论文集,2003,27-30
- [11] 陶星明,吴新润.岩滩电厂楼板强振问题的分析[J].大电机技术,2004,(1):35-40
- [12] 沈炜良,龙国平,宋咏春.大型水轮发电机组的减振研究[J].实用测试技术,2003,(2):8-11
- [13] 大唐岩滩水力发电厂.岩滩水轮机改造及机组运行情况汇报[R].南宁:大唐岩滩水力发电厂,2006
- [14] 沈炜良,黄振峰,温清明.混流式水轮机转轮水下动应力试验研究.第九届全国实验力学学术会议论文集,2000,95-98
- [15] 沈炜良等.转轮叶片裂纹原因试验研究.第九届全国试验力学学术会议论文集,1998,99-102
- [16] 沈炜良,张建斌,宋咏春.水轮机转轮的有限元计算及裂纹分析[J].广西大学学报(自然科学版),2000,(3):238-240
- [17] 唐培甲.岩滩水电站水轮机振动问题的研究[J].红水河,2000,(3):59-62

Dynamic Experimental Review of Yantan Hydraulic Turbine-generator Units

YANG Xu-juan, CAI Gan-wei, SHEN Wei-liang, ZHU Tian-yan, LI Zhao-jun
(College of Mechanical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004, China)

Abstract: For a long time, the blade cracks of turbine runner and the vibration of hydraulic turbine-generator units and power house strongly affect the normal, safe and stable work of Yantan hydropower station. A great quantity of dynamic experiments was carried out by many companies, departments and scholars by solving many difficult technical problems, lots of valuable conclusions were obtained. Based on the experimental studies, the dynamic studies of Yantan hydraulic turbine-generator units are summarized systematically. The work of this paper provided certain bases for further study of the vibration law of hydraulic turbine-generator units and the mechanism of blade cracks.

Key words: Yantan; hydraulic turbine-generator units; experiment; vibration