

DOI:10.3969/j.issn.1672-1144.2013.06.016

大型抽水蓄能电站地下厂房结构振动响应分析

陈婧,王粉玲,马震岳

(大连理工大学 水利工程学院, 辽宁 大连 116024)

摘要: 某抽水蓄能电站运行后,存在较强的振动和噪声,对设备安全和人员健康造成影响。为了找出振动的原因,建立了该抽水蓄能电站地下厂房结构三维有限元模型,对厂房整体结构及各层楼板和柱子局部结构进行了模态分析和共振复核。利用谐响应分析方法,根据实测荷载数据分析了水轮机脉动压力作用下厂房各部位的振动反应。计算结果表明:脉动压力作用下,楼板和立柱的振动加速度较大,主要是由于脉动压力幅值较大,振动频率较高,且发生了局部共振。

关键词: 抽水蓄能电站;振动反应;地下厂房;压力脉动;谐响应

中图分类号: TV743

文献标识码: A

文章编号: 1672-1144(2013)06-0078-04

Analysis on Vibration Responses of Underground Powerhouse Structure of Large-scale Pumped Storage Power Station

CHEN Jing, WANG Fen-ling, MA Zhen-yue

(College of Water Conservancy Engineering, Dalian University of Technology, Dalian, Liaoning 116024, China)

Abstract: There is the strong vibration and noise after the operation of a pumped storage station, which is influent in the security of equipment and healthy of people. In order to find out the reason of vibration, the model analysis and resonance recheck for the floors and pillars of the powerhouse structure were studied by establishing three-dimensional finite element model of the underground powerhouse structure in the station. The harmonic response analysis method was proposed to study the vibration response of each part of the powerhouse structure under the action of the pressure fluctuations of water turbine based on the observational data. The results show that not only the vibration acceleration of the floors and pillars was larger as the amplitude of pressure fluctuation was larger and the vibration frequency was higher, but also the local resonance happened.

Keywords: pumped storage power station; vibration response; underground powerhouse; pressure fluctuation; harmonic response

0 引言

水轮发电机组是由流动水体驱动的旋转机械,水轮机和发电机组成的复杂的机械大系统,机组振动必然会引起其支承结构的振动,甚至会引起厂房振动。尤其是抽水蓄能电站具有高水头、大容量、机组高转速、水流双向运转及工况变换频繁等特点,振动能量较常规电站更为突出,机组产生的机械力、电磁力和水力等激振力会诱发结构的有害振动,而水力振源作用下的动力反应,对于厂房的振动影响最为突出^[1-5]。

某大型抽水蓄能电站共有4台机组,单机容量为250 MW,机组的额定转速为333.3 r/min,飞逸转速为535 r/min。地下厂房系统由主副厂房、主变及开关室、母线洞、主变运输洞、出线廊道及出线竖井、交通洞、通风兼安全洞、排风洞、排水廊道和地面出线场等组成。地下厂房洞室内主机间、安装场和副厂房呈一字形布置,自左至右依次为副厂房、主机间(1#~4#机组段)、安装场。厂房主机间共布置5层,分别为发电机层、母线层、水轮机层、蜗壳层和尾水管层。1#和2#、3#和4#机组发电机层以下混凝土为一体化结构,2#机组与3#机组之间、安装场和

主机之间、副厂房与主机之间均设有结构缝。该电站运行后,一直存在较强的振动和噪声,对设备的安全和人员的健康存在很大的隐患。通过振动测试发现振动主频为 100 Hz。鉴于此,本文采用有限元分析方法,建立了抽水蓄能电站主厂房的三维有限元计算模型,对主厂房整体结构和各个单体结构进行了自振频率计算和共振复核分析,并根据实测荷载数据进行了动力反应分析,对于厂房结构振动原因进行了分析并提出了减振建议方法。

1 有限元计算模型

取 1# 和 2# 机组段结构建立三维有限元数值计算模型。计算范围为纵向以左、右结构缝为边界;横向取至与围岩连接的上下游侧边墙处,尾水管部分取到扩散段出口;竖向从尾水管底板取到发电机层地面高程。计算模型模拟了该计算范围内的各层楼板、厂房边墙、结构柱、机墩、风罩、蜗壳外围混凝土和尾水管外围混凝土等混凝土结构以及尾水管(包括肘管)钢板、蜗壳钢板和座环等流道金属结构,所有混凝土结构及其开孔均按实际体型尺寸进行模拟。边界条件为上下游边墙与岩石接触面假定为弹性支撑,在边界节点加弹性约束;蜗壳层底板以下的所有结构与围岩之间均按刚性连接处理,尾水管端部的混凝土结构按刚性连接处理;其余边界自由。

地下主厂房整体有限元计算模型如图 1 所示,计算模型的结点数为 46 461 个,单元数为 47 412 个。整体坐标系为垂直竖向向上为 Z 轴正方向, X 轴和 Y 轴为水平坐标,其中 X 轴为纵向,正方向指向左侧; Y 轴为横向,正方向指向上游侧。混凝土强度等级为 C25,弹性模量为 2.8 GPa,泊松比为 0.167,重度为 25 kN/m³;金属结构弹性模量为 21 GPa,泊松比为 0.3,重度为 78 kN/m³。

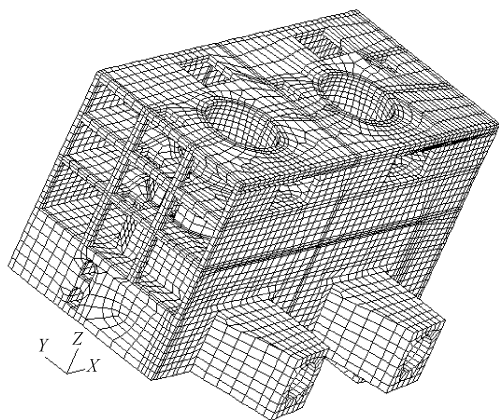


图 1 主厂房整体模型有限元图

2 厂房结构自振频率和共振复核

2.1 厂房结构自振频率

厂房整体结构的自振频率的计算结果为前两阶振型表现为整体结构的横向弯曲和水平扭转振动,频率分别为 14.13 Hz 和 16.46 Hz。从第 3 阶开始出现楼板的局部竖向振动,其中第 3~5 阶振型均表现为发电机层楼板左侧局部竖向振动,频率分别为 18.78 Hz、20.70 Hz 和 24.20 Hz,说明这个位置的刚度较低。而第 6 阶和第 7 阶振型分别表现为发电机层楼板上游侧两机组之间和右侧竖向振动。母线层和水轮机层楼板的自振频率则相对较高。

厂房整体结构自振频率计算中,低阶频率基本表现为整体弯曲和扭转振动以及刚度较低的发电机层楼板局部的竖向振动,而刚度相对较高的下部楼板结构和立柱结构的局部振动自振频率很难表现出来。因此采用“无质量地基”^[6]方法进行局部结构的自振频率计算,即将其他不作为重点研究的对象只考虑它对所研究结构的约束作用(刚度),不考虑其质量的方法。发电机层楼板、母线层楼板、水轮机层楼板、母线层立柱、水轮机层立柱和蜗壳层立柱前 10 阶自振频率见表 1。

计算结果表明:① 不考虑整体水平振型后,各层楼板第 1 阶竖向振型均出现在左侧中部,从上到下自振频率分别为 22.605 Hz、28.483 Hz 和 33.173 Hz;第 2 阶振型则基本上表现为右侧偏上游侧的竖向振动。这主要是由于这些部分的楼板跨度较大。② 相同振型下,发电机层楼板对应的自振频率较低,母线层楼板次之,水轮机层楼板的最大。说明发电机层楼板的刚度较低,水轮机层楼板的刚度较高,母线层楼板位于中间。主要是由于随着高程的降低,楼板的跨度逐渐减小,而约束逐渐加强。③ 各层立柱(母线层、水轮机层和蜗壳层)的第 1 阶振型均以水平振动为主,其中母线层立柱和水轮机层立柱均表现为横向振动,蜗壳层立柱表现为纵向振动,自振频率分别为 75.448 Hz、80.357 Hz 和 59.033 Hz;各层立柱的竖向主振型分别出现在第 2、9 和 15 阶,频率分别为 80.022 Hz、96.341 Hz 和 134.279 Hz。

2.2 共振复核

引起水轮发电机组振动的振源很多,大致可分为机械、电磁和水力三种^[2]。该抽水蓄能电站的主要振源频率特性表现为:转速频率 5.55 Hz 及其倍频 11.1 Hz,尾水管低频 1.11 Hz~1.85 Hz,转轮叶片数频率 50 Hz 及其倍频 100 Hz,导水叶片数频率 133.32 Hz。

表 1 厂房局部结构自振频率

阶数	发电机层楼板	母线层楼板	水轮机层楼板	母线层立柱	水轮机层立柱	蜗壳层立柱
1	18.951	27.781	33.173	75.448	80.357	59.033
2	22.605	28.483	34.033	80.022	84.563	59.774
3	23.044	33.640	34.484	85.788	86.920	60.197
4	26.400	34.488	35.639	86.978	88.009	62.135
5	27.796	35.067	37.080	89.846	91.406	62.307
6	28.287	38.186	41.327	92.988	93.022	62.852
7	28.864	39.439	45.308	94.014	94.537	62.947
8	32.873	44.241	47.255	99.054	95.785	64.489
9	33.447	45.434	52.310	101.360	96.341	65.762
10	34.705	48.525	52.990	101.890	99.359	66.146

由于抽水蓄能电站地下厂房结构整体和局部自振频率相对较高,因此可能产生共振的振源频率主要为水轮机压力脉动频率中的中高频。根据中国水利水电科学研究院现场测试结果,水轮机压力脉动频率中的中高频主要表现为转轮叶片数频率 50 Hz 及其倍频 100 Hz。

根据《水电站厂房设计规范》^[7]中有关结构共振校核的规定,对厂房结构是否发生共振进行了校核。厂房整体结构共振校核表明,前 20 阶自振频率与各振源频率均保持有足够的错开度,若无其他不可预见的机组振动特殊振源将不会发生共振。

厂房局部结构共振复核表明:① 各层楼板的低阶频率与各振源频率的错开度均较大,而高阶频率与转轮叶片数频率错开度较小,但高频振动的能量较低,振型参与系数小,因此产生共振的危害性大大降低。② 母线层柱子第 3~20 阶频率及水轮机层柱子的第 2~18 阶频率与转轮叶片数频率的倍频的错开度均小于 20%,存在共振可能性。③ 蜗壳层柱子的低阶频率与振源频率保持有足够的错开度,基本不存在共振的可能性。

综上所述,厂房整体结构以及各层楼板和蜗壳层立柱与振源发生共振的可能性较小,厂房较强振动产生的原因最有可能是母线层和水轮机层立柱结构的自振频率与转轮叶片数频率的倍频错开度较小,产生共振,从而带动楼板产生较强振动。

3 水轮机压力脉动作用下厂房动力反应分析

根据中国水利水电科学研究院提供的现场实测数据资料,机组满负荷发电运行时,水轮机压力脉动主频及对应幅值如表 2。从表 2 可以看出:① 尾水

管中压力脉动以低频为主,主要表现为尾水管低频涡带频率;且幅值较小,最大仅为静水头的 0.57%。② 蜗壳中的压力脉动主频也较低,为转频的 1.5 倍;幅值也较小,为静水头的 0.63%。③ 转轮出口和顶盖下的压力脉动则以中高频为主,主要表现为转轮叶片数频率及其倍频;脉动幅值也较大,最大达到了静水头的 10%。

表 2 压力脉动主频及对应幅值

测点	主频/Hz	主频幅值/kPa
蜗壳进口	8.33	20.35
转轮出口 1	100.00	72.91
转轮出口 2	100.00	158.42
顶盖下 1	50.00	213.36
顶盖下 2	100.00	318.27
锥管进口 1	4.17	12.69
锥管进口 2	2.08	10.22
肘管进口	2.78	13.04
肘管中部	4.17	18.00
肘管出口	2.08	12.53

计算采用谐响应分析方法,将各频率脉动压力荷载分别作为均匀分布和同相位的简谐振动力施加在相应位置,然后再将计算结果进行叠加,可以得到厂房各部位在脉动压力作用下所产生的动位移和动应力。计算结果如表 3。

从计算结果中可以看出:① 脉动水压力作用下,水平向最大振动反应均发生在立柱处,而竖向最大振动反应均发生在楼板处。② 厂房各部位的振动位移均较小,水平向最大动位移为 42.70 μm ,发生在右边下游侧水轮机层立柱的纵向;竖向最大动位移为 37.00 μm ,发生在发电机层楼板右侧下游侧处。③ 厂房各部位的最大均方根加速度则均较大,

其中水平向的最大均方根加速度为 11.85 m/s^2 , 达到 1.2 g ($g = 9.8 \text{ m/s}^2$); 竖向最大均方根加速度为

$10.25 \text{ m/s}^2 (1.05 \text{ g})$, 远大于人体连续工作 4 h 的健康标准 (2 m/s^2)^[8]。

表3 厂房结构振动响应

部位		发电机层楼板	母线层楼板	水轮机层楼板	母线层柱子	水轮机层柱子	蜗壳层柱子
位移 / μm	纵向	7.63	10.80	14.00	20.80	42.70	15.40
	横向	12.50	8.98	13.80	13.40	20.60	7.08
	竖向	37.00	21.70	26.70	16.60	15.50	10.70
加速度 / $(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	纵向	2.06	3.05	3.78	5.90	11.85	4.41
	横向	3.58	2.52	3.87	3.56	6.41	1.93
	竖向	10.25	6.14	7.23	4.47	4.41	2.86

通过分析, 振动加速度较大的原因主要有两点: 一是作用在水轮机顶盖和转轮出口处的脉动压力幅值较大, 频率也较高, 激励主厂房结构产生强迫振动; 二是由于水轮机顶盖和转轮出口处的压力脉动频率接近于母线层和水轮机层立柱的低阶自振频率, 可能引起局部共振, 从而使振动反应放大。

4 主厂房减振措施建议

厂房结构与机组振源发生强迫振动或局部共振时, 可以从两方面入手解决。一方面改变振源特性, 即改变振源频率和减小振源幅值; 另一方面改变厂房局部结构自振频率^[9]。具体的措施建议如下:

(1) 通过改变水轮机转轮叶片数目或改变转轮叶片形式和尺寸, 从而改变流道内水流的流动状态, 以达到改变水流激振频率和幅值的目的。

(2) 通过补气的方式, 在水中掺入空气, 使得水流表现出明显的压缩性, 从而减小流道内的压力。但抽水蓄能电站只会在特殊工况如抽水和调相工况才会采用补气方式, 一般正常发电运行工况时, 不会采用补气的方式。

(3) 通过改变厂房局部结构来改变局部自振频率, 从而防止共振发生。有效的方法有在楼板下增加横梁或贴钢板加固, 在结构柱和边墙之间架设支撑, 通过围岩的作用改变结构柱的自振频率。

(4) 通过在楼板、结构柱等振动较大部位加设阻尼器的方法减小振动反应幅值, 具体阻尼器使用种类可以根据实际情况而定。

5 结语

(1) 三维有限元模态分析和共振复核表明, 厂房整体结构以及各层楼板和蜗壳层立柱结构与机组

振源发生共振的可能性较小, 而母线层和水轮机层立柱结构的自振频率与转轮叶片数频率的倍频错开度较小, 有可能产生共振, 从而带动楼板产生较强振动。

(2) 水轮机流道中压力脉动荷载作用下, 各层楼板和立柱结构的最大振动位移均较小, 而最大均方根加速度均较大, 楼板部位的竖向最大均方根加速度均大于人体连续工作 4 小时的健康标准。分析原因除可能产生局部共振外, 较大幅值较高频率的压力脉动荷载也是产生较强振动的主要原因。

参考文献:

- [1] 马震岳, 董毓新. 水电站机组与厂房振动的研究与治理[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2004.
- [2] 马震岳, 董毓新. 水轮发电机组动力学[M]. 大连: 大连理工大学出版社, 2003.
- [3] 申艳, 伍鹤皋, 熊卫亚, 等. 白莲河抽水蓄能电站地下厂房内部结构动力分析[J]. 水力发电, 2010, 36(7): 43-46, 49.
- [4] 陈婧, 马震岳, 威海峰, 等. 宜兴抽水蓄能电站地下厂房结构振动响应分析[J]. 水电能源科学, 2009, 27(3): 81-83, 99.
- [5] 韩芳, 蔡元奇, 朱以文. 十三陵抽水蓄能电站地下厂房结构动力分析[J]. 武汉大学学报, 2007, 40(5): 91-94.
- [6] [美] R. 克拉夫, J. 彭津, 王光远. 结构动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [7] 中华人民共和国水利部. SL266-2001. 水电站厂房设计规范[S]. 北京: 中国水利水电出版社, 2001.
- [8] 国家技术监督局. GB/T 13442-92. 人体全身振动暴露的舒适性降低界限和评价准则[S]. 北京: 中国标准出版社, 1992.
- [9] 王新. 大型灯泡贯流泵房振动分析及减振措施研究[D]. 南京: 河海大学, 2009.