

DOI :10.3880/j.issn.1006-7647.2008.05.013

淮阴三站泵房振动分析

王 新¹,李同春¹,潘树军²

(1.河海大学水利水电工程学院,江苏 南京 210098;2.南京市水利规划设计院,江苏 南京 210000)

摘要 通过三维有限元数值模拟对淮阴三站泵房进行振动分析,研究了泵房的自振特性并进行共振校核。根据测点的压力脉动时程,构造整个流道的压力脉动场,并且对结构复杂的机组进行精确模拟,采用子结构法考虑了机组的机械不平衡力和不平衡磁拉力对泵房振动的影响。采用拟静力法、谐响应法和动力时程法分别计算了泵房的振动响应,并根据相关的水电站厂房振动控制标准对泵房振动进行评价,为工程抗振设计提供科学依据。

关键词 泵房振动 压力脉动 数值模拟 淮阴三站

中图分类号 :TV731 ;TU311.3 **文献标识码** :B **文章编号** :1006-7647(2008)05-0049-05

Vibration analysis of the pump-house of the third Huaiyin Pumping Station//WANG Xin¹, LI Tong-chun¹, PAN Shu-jun²
(1. College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, China ; 2. Institute of Nanjing Water Conservancy Planning and Design, Nanjing 210000, China)

Abstract : Vibration analysis is performed to study the free vibration and resonance characteristics of the pump-house of the third Huaiyin Pumping Station with 3-D FEM numerical simulation. On the basis of the pressure fluctuation time curves at the measured points, the pressure fluctuation field of the whole flow passage is established. The effects of the mechanical and electromagnetic unbalanced forces on the vibration of the pump-house are analyzed with the substructure method. Furthermore, the quasi-static method, the harmonic response method and the dynamic time-history method are applied to calculate the vibration response of the pump-house. The calculation results are applied to the vibration evaluation of the pump-house, providing a scientific basis for the anti-vibration design of the pumping station based on interrelated control standards.

Key words : vibration of pump-house ; pressure fluctuation ; numerical simulation ; the third Huaiyin Pumping Station

振动是泵站运行中最为常见的问题,直接影响机组的安全可靠运行。泵站运行中激振力可能引起的泵房整体或局部的振动早已引起人们的重视,但泵站振动问题十分复杂,原因众多,而且多数研究只是局限在理论上的定性分析,针对大型泵站数值计算的定量分析较少,尤其对于新型的灯泡贯流式泵站。大型灯泡贯流泵国内运用还不是很成熟,目前国内建成的大型灯泡贯流式泵站只有淮安三站。该站 1997 年建成并投入运行后,机组和泵房存在振动比较剧烈的问题,一定程度上影响了泵站的正常运行。南水北调东线一期工程新建泵站中有 7 座是灯泡贯流式泵站,淮阴三站是继淮安三站之后的又一座大型灯泡贯流式泵站,其设计调水流量为 100 m³/s,采用 4 台直径为 3.14 m 的后置式灯泡贯流机组,在泵房结构和机组布置等方面都与淮安三站有所不同。如何正确分析和评价淮阴三站的抗振安全,优化设计,从而有效地降

低结构振动响应尤为重要。
水电站厂房和机组的振动研究目前已经比较成熟。马震岳等^[1]对三峡水电站主厂房进行了振动分析,并对厂房振动作出评价。欧阳金惠等^[2]对三峡水电站厂房结构也进行振动分析,并对厂房结构振动进行了现场测试,将测试结果与计算结果进行对比分析。灯泡贯流式泵站泵房与水电站灯泡贯流式厂房有相似之处,规范规定也基本相同,泵站振动可以借鉴水电站振动研究的理论和方法。基于此,笔者运用有限元方法从数值上对淮阴三站进行振动分析。

1 泵站运行中的动荷载

1.1 机械不平衡力和电磁不平衡力

机械不平衡力主要是由于旋转部件的质量分布不均或质量偏心引起的^[3],这种力主要作用在转子和转轮上。作用在转子或转轮上 x 和 y 方向的不平

衡分力分别为

f_x = me\omega^2\cos(\omega t + \varphi_0) \tag{1}

f_y = me\omega^2\sin(\omega t + \varphi_0) \tag{2}

式中： m 为旋转部件转动部分质量； e 为偏心距； ω 为大轴的旋转角速度； φ_0 为初相角。

尽管在机组的轴系安装完毕之后进行了轴系的动、静力平衡，但是对于悬臂式转子的轴系，由于转子自重的作用，定子和转子之间有可能产生不同心。同时在机组的电气方面，若各磁极电气参数不一致，可能造成转子四周的磁拉力不对称，从而产生不平衡磁拉力^[4]。设转子中心与定子中心的偏差为 e' ，则磁拉力在 x 和 y 方向的分量分别为

f_{mx} = K_0 e' \cos(\omega t + \varphi_0) \tag{3}

f_{my} = K_0 e' \sin(\omega t + \varphi_0) \tag{4}

其中 K_0 = 29.4 \times \frac{3D_iL_t}{R-r} \left(\frac{B_\delta}{7000} \right)^2 \tag{5}

式中： K_0 为不平衡磁拉力系数； D_i 为定子铁芯内径； L_t 为定子铁芯长度； R 和 r 分别为定子和转子半径； B_δ 为气隙的磁通密度。

1.2 压力脉动数据和荷载特性

灯泡贯流机组生产厂家提供了淮阴三站模型试验中 3 个测点的压力脉动时程资料，测点分别布置在转轮前、转轮和固定导叶之间以及固定导叶之后的扩散段 3 个位置，如图 1 所示。图 2 为测点 1 的压力脉动时程曲线及其频谱，其压力脉动主要的频率分量有 16.4 Hz、81.9 Hz 和 163.2 Hz，其他 2 个测

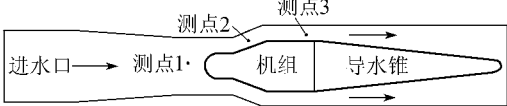
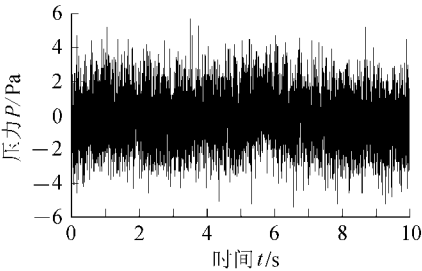
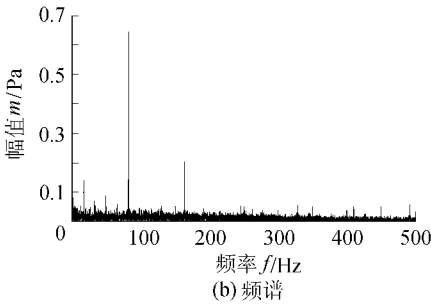


图 1 压力脉动测点示意图



(a) 压力脉动时程曲线



(b) 频谱

图 2 测点 1 压力脉动时程曲线及其频谱

点数据与此类似。

仅有 3 个测点数据很难精确地反映泵站整个流道的压力脉动场，笔者参照抽水蓄能电站内压力脉动的分布规律，立足于 3 个测点数据，进行如下假设：进出水口处的压力脉动值为零，对进出水口和 3 个测点（5 个位置）之间作线性插值，如图 3 所示。

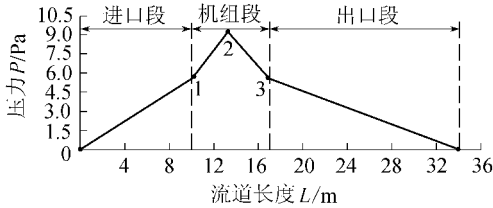


图 3 整个流道压力脉动分布假定

关于原型和模型之间脉动频率和幅值的相似关系，基本已经达成共识：一般假设原型和模型的脉动频率相同，因为脉动频率主要跟转频、导叶数、叶片数等参数有关，脉动幅值影响因素较多，不存在严格意义上的相似关系，经过原型和模型测量数据对比，发现原型和模型压力脉动幅值之比介于 1~2.5 之间，原型结果高于模型试验结果，本文取 2.5。

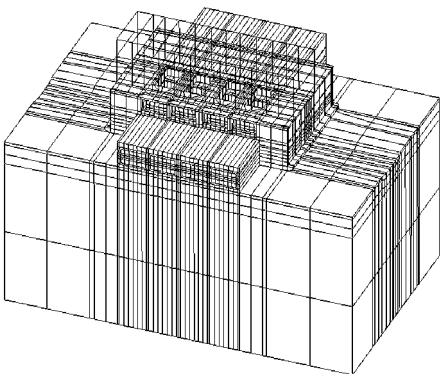
2 有限元模型和计算参数

建立泵站整体结构三维有限元模型，包括一定范围的地基，如图 4(a) 所示。坐标原点在泵站底板的一端， x 向为横河向， y 向为顺河向，向泵站上游为正， z 向竖直向上。泵房下部主体结构、地基和水体离散为六面体八结点等参单元，上部立柱、行车梁等用梁单元模拟，机组的外部钢管和内部结构用板壳单元模拟，单元总数为 15 836，结点总数为 19 002 个。对机组单独建模如图 4(b) 所示，单元数为 15 054 个，结点数为 16 815 个。

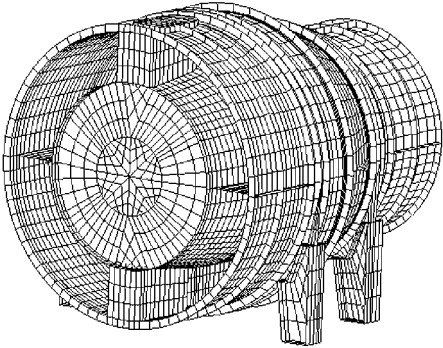
计算中涉及的主要材料有地基土、混凝土和钢材。地基土密度为 $1\,960\text{ kg/m}^3$ ，其中持力层弹性模量为 $1.3 \times 10^7\text{ Pa}$ ，泊松比为 0.25；表层弹性模量为 $8.17 \times 10^6\text{ Pa}$ ，泊松比为 0.28。混凝土密度为 $2\,400\text{ kg/m}^3$ ，弹性模量为 $2.8 \times 10^{10}\text{ Pa}$ ，泊松比为 0.167。钢材密度为 $7\,900\text{ kg/m}^3$ ，弹性模量为 $2 \times 10^{11}\text{ Pa}$ ，泊松比为 0.3。

3 泵房自振特性分析和共振校核

对整体有限元模型进行自振特性分析，地基只计弹性模量、不计质量，计算时分别考虑结构与水作用和不与水作用 2 种情况。考虑结构与水作用时，将水体单元参与运算，按完全的流固耦合计算。不考虑流固耦合和考虑流固耦合的前 10 阶自振频率分别在 0.778~8.178 Hz 和 0.754~7.632 Hz 之间，见



(a)整体模型



(b)机组模型

图4 三维有限元模型

图5。从图5可以看出,前几阶自振频率低且密集,是由软基弹性模量较低造成的,振型主要表现为泵站整体的振动,第1阶振型为泵房横河向振动,第2阶振动为顺河向振动。对于一般大型水工建筑物,考虑流固耦合效应的结构自振频率会比不考虑时低10%~20%,由于泵站上下游水头较低,流固耦合效应对结构自振特性影响较小,从基频来看自振频率仅降低3.08%。

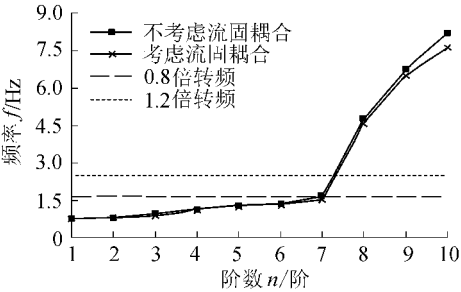


图5 泵站前10阶自振频率曲线

结构与机组的共振在泵站运行过程中是一定要避免的。规范规定^[5]结构的自振频率和泵站运行中产生的激振频率错开度应不小于20%。泵站的激振源主要有机械、电气和水力3个方面,从以往的研究可以看出这3个方面激振源的激振频率均与机组转频有很大关系,一般与机组转频相同或是其整数倍。淮阴三站机组额定转速为125 r/min,转频即为2.08 Hz,图5中2条水平虚线为转频±20%范围线,第7阶和第8阶频率均在其范围之外,但并不能判定不会发生共振,因为高阶自振频率也可能会和转频倍数相近,但其对结构动响应贡献较小,即使与激振频率接近也不会造成剧烈振动。由此可以看出泵站运行中不会出现剧烈振动,但压力脉动频率分布较广,共振校核方法也比较粗略,应当对结构动响应做进一步计算分析,从而确定是否会产生较大的振动。

4 拟静力法和和谐响应分析

拟静力法按照水电站厂房设计规范^[6]规定将振动荷载乘以1.5的动力系数后按静力计算,不考虑阻尼的影响。取3个测点压力脉动转换后的幅值乘以动力系数后,按上述分布假定施加在整个流道上,计算出x向最大位移为1.99 μm, y向最大位移为5.50 μm, z向最大位移为7.68 μm。若同时考虑机械不平衡力和不平衡磁拉力的作用,2种不平衡力均按最不利情况考虑,可计算出2种不平衡力的大小分别为896.83 N和1370.93 N。分别按水平向和竖直向施加取响应极值, x向最大位移为11.23 μm, y向最大位移为4.04 μm, z向最大位移为18.3 μm。

谐响应法是将压力脉动假定为同相位的简谐荷载作用在整个流道中。仍按照上述的流道压力脉动分布假定,简谐荷载幅值取3个测点压力脉动转换后的幅值,选取几个脉动主频率分量分别进行计算,结果见表1。

从计算结果可以看出,不同主频率计算出的动响应幅值之间差异较大,随频率的增高,3个方向的位移幅值逐渐减小,速度幅值也在减小,加速度幅值逐渐增大,尤其从0.55 Hz到16.42 Hz,各个动响应的变化相当明显。由此可见,低频脉动对结构的位移贡献较大,高频脉动对加速度贡献较大。

考虑机械不平衡力和不平衡磁拉力与压力脉动

表1 压力脉动按简谐荷载计算时的结构动响应极值

频率 Hz	位移/μm			加速度/(mm·s ⁻²)			速度/(μm·s ⁻¹)			第一主应力/ Pa
	x 向	y 向	z 向	x 向	y 向	z 向	x 向	y 向	z 向	
0.55	2.255	13.350	10.390	0.030	0.154	0.106	7.937	45.340	33.820	7845.82
16.42	0.049	0.095	0.121	0.284	0.166	0.413	1.834	1.489	2.401	2968.05
81.90	0.041	0.083	0.101	0.330	0.175	0.458	1.813	1.328	2.159	3232.09
163.20	0.010	0.021	0.027	1.108	0.796	1.566	1.705	1.116	1.983	973.61

取频率 0.55 Hz 情况组合。因为机组结构复杂,要想在泵站整体模型中精确模拟机组不太容易,因此将机组作为子结构取出进行精确模拟(图 4 (b)),机组通过 4 条腿和外壳的一端与泵房结构相连。计算时先将机械和电磁不平衡力作为简谐荷载作用于机组上,频率为机组转频 2.08 Hz,可以得出约束反力时程曲线,再将它们与压力脉动一起作用在泵房结构上。计算结果如下: x 向最大位移为 5.38 m, y 向最大位移为 13.52 μm , z 向最大位移为 13.50 μm ; x 向最大速度为 46.12 $\mu\text{m/s}$, y 向最大速度为 53.02 $\mu\text{m/s}$, z 向最大速度为 80.07 $\mu\text{m/s}$; x 向最大加速度为 1.288 mm/s^2 , y 向最大加速度为 0.271 mm/s^2 , z 向最大加速度为 0.776 mm/s^2 。

5 动力时程分析

泵站结构在各种动荷载作用下的动力响应是判别其抗振设计是否满足要求的最根本的依据。将压力脉动按假定分布作用在整个流道上,采用广义 Newmark- β 逐步积分法,选取压力脉动荷载持续时间 10 s,时间步长 0.005 s。计算得到动力响应的极

值如下: x 向最大位移为 0.181 μm ,出现在泵房顶部; y 向最大位移为 1.445 μm ,出现在泵房顶部; z 向最大位移为 0.932 μm ,出现在出水口侧墙上。 x 向最大速度为 1.513 $\mu\text{m/s}$,出现在泵房顶部; y 向最大速度为 5.767 $\mu\text{m/s}$,出现在流道底板处; z 向最大速度为 3.555 $\mu\text{m/s}$,出现在出水口侧墙顶。 x 向最大加速度为 1.072 mm/s^2 ,出现在出水口流道内侧墙处; y 向最大加速度为 0.889 mm/s^2 ,出现在尾水管顶; z 向最大加速度为 1.751 mm/s^2 ,出现在进口流道顶。动应力很小,最大值为 3 305.35 Pa,出现在机组和流道混凝土相接处。部分极值点动响应时程及其频谱见图 6~8。

从动响应的频谱可以看出,泵房的响应表现为低频振动,主要由压力脉动中的低频分量引起,这也证实了压力脉动主要的高频分量与结构基频相差较大,不会引起大幅度的振动,该结果与谐响应法计算结果一致。

考虑机械和电磁不平衡力与压力脉动一起作用时,各振动响应极值如下: x 向最大位移为 4.038 μm , y 向最大位移为 2.21 μm , z 向最大位移为

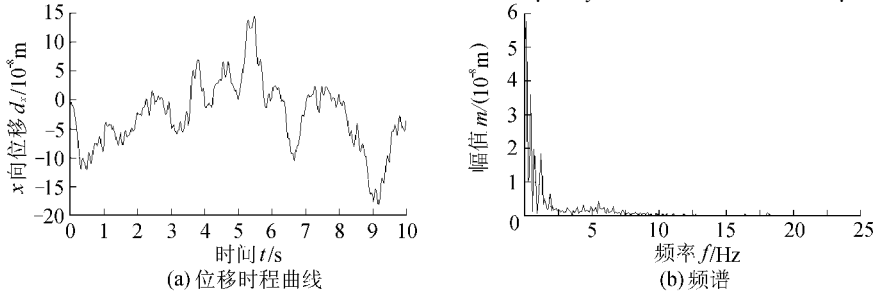


图 6 x 向位移极值点位移时程及其频谱

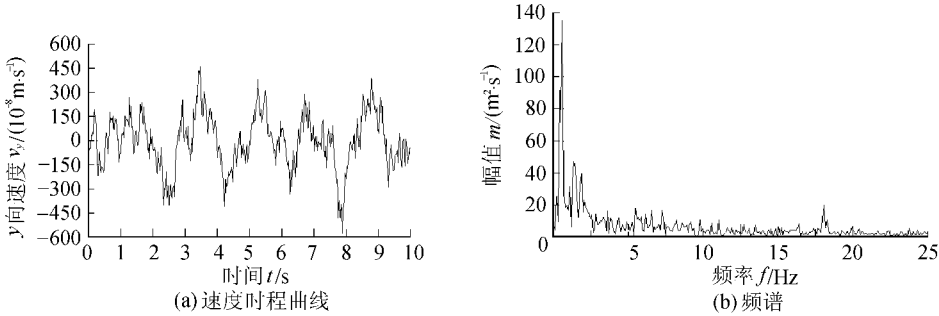


图 7 y 向速度极值点速度时程及其频谱

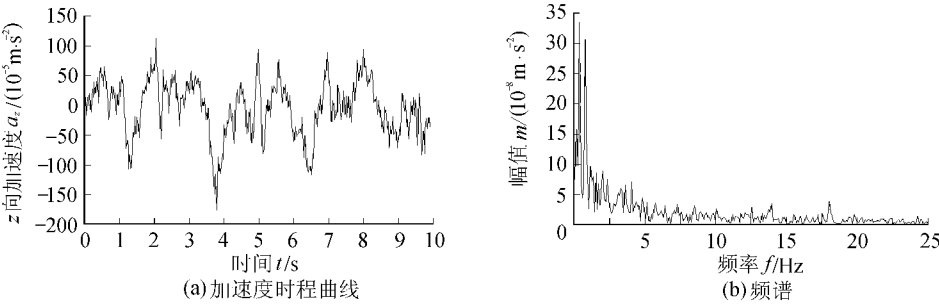


图 8 z 向加速度极值点加速度时程及其频谱

议在机组的 4 条腿和机墩之间设置减振器来减振,且机组和流道混凝土采用软连接。

6 振动控制标准及评价

机组正常运行工况下,泵房振动是一种长期持续的稳态强迫振动,其振动响应远小于地震作用下的结构响应,属于微幅振动。因此,对于按相应的地震设防标准进行抗震设计的建筑物结构,这种水力机械所产生的振动一般不至于对结构物本身的振动安全构成大的威胁,其主要影响和危害体现在对放置于泵房内的控制泵站运行的仪器设备以及操纵、监控这些仪器设备的工作人员的人体影响上。

泵站设计规范^[5]规定,对振幅的验算,最大振幅不超过下列允许值:垂直振幅 0.15 mm,水平振幅 0.20 mm。文献[7]和文献[8]都曾就结构本身、仪器基础以及人体健康等方面对水电站厂房振动进行评价,但目前仍未形成统一的标准。水电站厂房振动控制标准^[5]的建议值如下:振动位移约为 0.2 mm,振动速度约为 5 mm/s,振动加速度约为 1.0 m/s²。但是,作为放置仪器的基础,要求较高,振动位移为 0.01 mm,一般很难满足。从几种方法的计算结果来看,泵房的动力响应幅值都不是很大,泵房的振幅都在允许范围之内,但未能满足作为仪器放置基础的要求。速度、加速度和动应力的幅值都很小,动力放大效应不显著,均满足抗振设计要求。然而泵站运行中振动是无法避免的,尤其是在机组启动和关闭的过程中,机组的转频不断变化,有可能会较大振动,而主要的振动是通过机组传给泵房的,所以建

7 结 论

通过三维有限元数值计算对淮阴三站泵房进行振动分析,可得到以下结论:由于地基较软,泵站自振频率较低,与激振源发生共振的可能性较小,是否考虑流固耦合效应对泵站自振频率影响不大。根据测点的压力脉动时程,构造整个流道的压力脉动场,不仅考虑了压力脉动,还对机组进行了精确模拟,采用子结构法考虑了机组的机械不平衡力和不平衡磁力对泵房振动的影响,计算结果基本满足抗振设计要求。考虑到泵站振动的一些不确定情况,建议在机组的 4 条腿和机墩之间设置减振器来减振。

参考文献：

- [1] 马震岳,陈婧,刘志明,等.三峡水电站主厂房振动分析[J].三峡大学学报,2004,26(2):111-115.
- [2] 欧阳金惠,陈厚群,李德玉.三峡电站厂房结构振动计算与试验研究[J].水利学报,2005,36(4):484-490.
- [3] 马震岳,董毓新.水电站机组及厂房振动的研究与治理[M].北京:中国水利水电出版社,2004.
- [4] 唐昶,程云山.广西麻石水电厂2号机组振动原因分析及处理[J].水利水电科技进展,2004,24(7):67-68.
- [5] GB—T50265—97,泵站设计规范[S].
- [6] SL266—2001,水电站厂房设计规范[S].
- [7] 陈婧,马震岳,刘志明,等.水轮机压力脉动诱发厂房振动分析[J].水力发电,2004,30(5):24-27.
- [8] 欧阳金惠,陈厚群,张超然,等.156 m 水位下三峡水电站15#机组厂房结构的振动安全研究[J].水利水电技术,2007,38(9):48-51.

(收稿日期:2008-02-25 编辑:高建群)

[illegible]