

附加水体质量模型的压力管道流激振动分析

徐存东¹, 常周梅¹, 张 硕², 翟东辉¹

(1. 华北水利水电大学, 郑州 450011; 2. 洛阳水利勘测设计有限责任公司, 河南 洛阳 471000)

摘要: 针对高扬程泵站压力管道振动的安全隐患, 提出采用附加水体质量的方法, 建立基于流固耦合的泵站压力管道数值模型, 并以景电灌区一期二泵站1号压力管道为例进行不同工况下的模态参数辨识, 分析压力管道位移变形规律及其流激振动特点。数值模拟结果表明: 压力管道最容易激发的振动变形在于4号机进水管和出水管处, 高阶模态的振型要比低阶模态的振型振动幅度更大, 而且随着阶次的增高, 不易被激振的出水管也逐渐产生振动变形, 但是, 8号机进水管的开启与否对整体管道的振动影响不大。有限元的数值模拟分析结果与现场试验所测结果基本一致, 表明附加水体质量模型方法计算简单, 结果可靠, 在泵站压力管道的流固耦合模拟应用中具有一定优势。

关键词: 压力管道; 流固耦合; 附加水体质量法; 模态分析

中图分类号: TV 675 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-1683(2014)01-0138-07

Vibration Analysis of Pressure Pipelines in the Model with Added Water Mass

XU Cundong¹, CHANG Zhoumei¹, ZHANG Shuo², ZHAI Donghui¹

(1. North China Institute of Water Conservancy and Hydroelectric Power, Zhengzhou 450011, China;

2. Luoyang Water Conservancy Survey and Design Co., Ltd, Luoyang 471000, China)

Abstract: For the safety problems of vibration in the pressure pipeline of high lift pumping station, the approach of added water mass was proposed. A numerical model of pressure pipeline of pumping station was developed based on the fluid-solid interaction, and the modal parameters under different working conditions were identified based on the No. 1 pressure pipeline of 2[#] pumping station in the first stage of Jingtai irrigated area. The displacement deformation of pressure pipeline and its vibration characteristics were analyzed. The results showed that (1) the vibration deformation stimulated by the pressure pipeline occurs at the inlet and outlet pipes of 4[#] machine; (2) the vibration amplitude of high order vibration mode is larger than that of low order vibration mode, and with the increasing of order, vibration deformation can also occur in the outlet pipe which is not easily to be vibrated; and (3) the inlet pipe of 8[#] machine does not affect the overall pipeline vibration. The results of finite element numerical simulation analysis were similar to those obtained from in situ measurements. Consequently, the model with added water mass is simple and provides reliable results, and it has advantages in the fluid-solid coupling simulation of pressure pipelines.

Key words: pressure pipeline; fluid-solid interaction; added water mass method; modal analysis

流体的存在会对结构的固有性质、运动方式产生显著的影响。由于压力管道是钢管材质, 在流体作用下会产生弹性变形, 对其流激振动的研究就必须考虑到钢管和流体的相互作用产生的耦合振动。流体运动和工程结构是相互作用的两个系统, 这种相互作用表现为流体对于弹性系统的惯性、阻尼及弹性诸方面的耦合现象。随着电子计算机的应用和数据处理方法的完善, 结构动力学和流体力学实验技术取得

长足发展, 为分析流固耦合问题奠定了基础^[1]。针对大型泵站压力管道工作中出现的流激振动问题, 人们通常采用 ANSYS 有限元分析软件进行耦合分析, 模拟流体与结构相互作用。其中, 附加质量法与流体单元法是有限元求解流固耦合问题的两种重要方法。

尽管附加质量法不能像流体单元法那样真实、全面地反映结构和流体的相互作用, 但附加质量法在 ANSYS 有限元

收稿日期: 2013-7-17 修回日期: 2013-11-13 网络出版时间: 2013-12-17

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/doi/10.3724/SP.J.1201.2014.01138.html>

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51279064); 中国水利水电科学研究院开发研究基金项目(IWHR-SKL-201110)

作者简介: 徐存东(1972-), 男, 甘肃景泰人, 教授, 博士, 主要从事水工结构优化设计和耐久性研究。E-mail: xcundong@126.com

通讯作者: 常周梅(1987-), 女, 甘肃白银人, 硕士研究生, 主要从事水工结构方面的研究。E-mail: changzmm@163.com

软件中实现起来比较方便,因此在工程中得到了广泛应用^[2]。附加质量法是一种估算“湿模态”的有效方法。它将不可压缩流体对结构模态的影响,看作由于流体的存在增大了结构的总体质量,继而改变结构模态。本文将建立流固耦合有限元仿真模型,通过附加水体质量模拟水体对管壁的振动影响。

1 模型计算基本理论

1.1 流固耦合的运动方程

流固耦合的结构分析是建立在流体力学和固体力学之上的,因此需要依据流体力学和固体力学的基本理论来研究流固耦合的基本原理^[3]。在流体与固体的两相运动过程中,流体运动对固体界面产生了一定的力学影响,反过来,固体又把这种影响反作用于流体,改变流体的运动状态^[4-5]。在流固界面上,由于两相体具有共同的运动作用力和速度,可以把流体视作弹性体,其动力学离散方程可表示为:

$$[M]\{\delta\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = F(t) + R_f(t) \quad (1)$$

其中, $F(t)$ 表示单元节点的外加载荷; $R_f(t)$ 是流固耦合相互作用所产生的附加单元节点向量。 $F(t)$ 和 $R_f(t)$ 均是压力 p 的函数,因此,公式(1)可写成:

$$[M]\{\delta\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{p\} \quad (2)$$

1.1.1 流体控制方程

流体运动遵守质量守恒、动量守恒和能量守恒三大基本物理守恒定律^[6-7],即:

质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad (3)$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v v - \tau_f) = f_f \quad (4)$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial (\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (v \cdot t) + v \cdot \rho f_f + S_E \quad (5)$$

式中: t 表示时间; f_f 为体积力矢量; ρ_f 为流体密度; v 为流体速度矢量; τ_f 为剪切力张量; λ 表示热导系数; S_E 表示能量源项。其中, τ_f 可表示为:

$$\tau_f = (-p + \mu \nabla \cdot v)I + 2\mu e \quad (6)$$

式中: p 为流体压力; μ 为动力黏度; e 为速度应力张量, $e = \frac{1}{2}(\nabla v + \nabla v^T)$ 。

1.1.2 固体控制方程

固体部分的守恒方程可以由牛顿第二定律导出:

$$\rho_s \dot{d}_s = \nabla \cdot \sigma_s + f_s \quad (7)$$

由温差引起的热变形:

$$f_T = \alpha_T \cdot \nabla T \quad (8)$$

式中: ρ_s 为固体密度; σ_s 为柯西应力张量; f_s 为体积力矢量; \dot{d}_s 为固体域当地加速度矢量, α_T 为与温度相关的热膨胀系数。

1.1.3 流固耦合方程

流固耦合遵循最基本的守恒原则,所以在流固耦合交界

面处,应满足流体与固体应力(τ)、位移(d)、热流量(q)、温度(T)等变量的相等或守恒^[8-9]。流固耦合分析采用的基本控制方程可以表示如下:

$$\begin{cases} \tau_f \cdot n_f = \tau_s \cdot n_s \\ d_f = d_s \\ q_f = q_s \\ T_f = T_s \end{cases} \quad (9)$$

式中: f 表示流体; s 表示固体。

1.2 附加水体质量

附加水体质量即是把水压力看作管道刚体质量的一部分,并施加到管道内壁表面有限元网格节点上,形成一个附加质量体。附加质量法是弱耦合的一种,因其形式简单、计算量较少,在工程结构计算中应用相当普遍^[10-11]。本文压力管道的模态分析就是采用简化的流固耦合模型,在网格节点上附加水体质量的方法进行计算,近似地模拟水体对管壁的振动影响^[12-13]。本文附加的动水质量压力使用 Westerguard^[14]计算公式:

$$p(h) = \frac{7}{8} \alpha_h \rho_w \sqrt{H_0 h} \quad (10)$$

式中: α_h 为设计烈度,7度地震取 $\alpha_h = 0.1 g$,8度地震取 $\alpha_h = 0.2 g$,9度地震取 $\alpha_h = 0.3 g$; ρ_w 为水体密度; H_0 为泵站压力前池水头至管道底部的高度; h 为泵站压力前池水头至管道计算点的高度。

2 工程实例

2.1 工程概况

景泰川电力提灌工程(以下简称“景电工程”)是中国最大的高扬程、大流量的电力提水灌溉工程。景电工程第一期工程建于1969年-1974年,建成泵站13座,装机容量6.7万kW,灌溉面积30.6 hm²。景电二期工程1984年7月开工,1999年竣工验收,建成泵站30座,装机容量19.27万kW,灌溉面积52.05 hm²。

长时期的输水提水工作,使得景电工程管道气蚀空化严重、振动异常,对其安全运行造成严重影响。其中一期二泵站建设年代较早,其压力管道振动相对其他泵站较为剧烈。一期二泵站共有四组管道,分别为1号、2号、3号、4号压力管道(图1),每组压力管道链接两个泵机,共8个泵机。图1为一期二泵站压力管道与机组总布置平面图。本文以一期二泵站的1号压力管道为例,建立ANSYS有限元模型,验证附加水体质量模型的模拟效果。

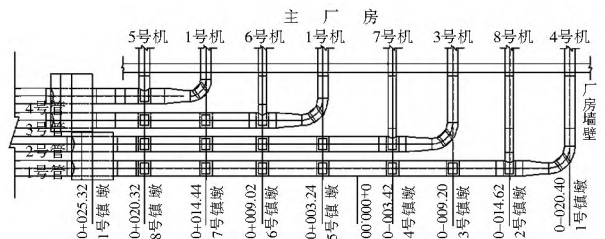


图1 一期二泵站压力管道平面布置

Fig.1 Plane placement of pressure pipelines in the 2nd pump station

1号压力管道分为左进水口支管、右进水口支管和出水口总管,其管道平面尺寸见图2。图中管道¹部分:内径

1.40 m,壁厚 12 mm。°部分:左端内径 1.40 m,壁厚 12 mm,右端内径 1.00 m,壁厚 12 mm。»部分:转弯处外径 2.50 m,内径 1.50 m,轴线半径 2.00 m,壁厚 12 mm。¼部分:内径 0.80 m,壁厚 12 mm。

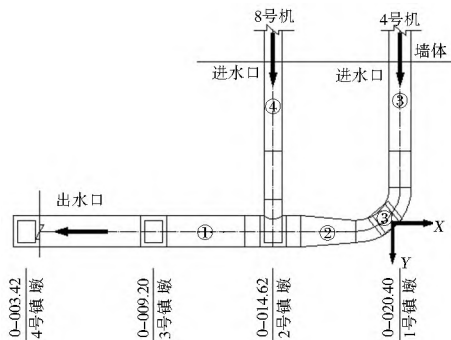


图2 1号压力管道平面尺寸示意图

Fig. 2 Schematic diagram of size of 1# pressure pipeline

材料参数:管道为压力钢管,钢管可简化为均质材料,密度为 7.85 g/cm^3 ,弹性模量 $2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$,泊松比 0.25。ANSYS 模型采用 SOLID45 单元,在 ANSYS 窗口中建立三维模型见图 3。

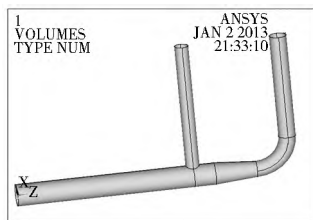
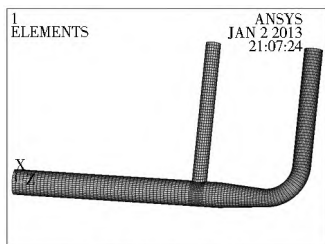


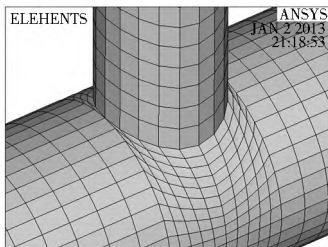
图3 1号压力管道三维实体模型

Fig. 3 3D model of 1# pressure pipeline

有限元模型网格划分采用六面体网格,共划分六面体网格 6 620 个。其网格及细部网格剖分见图 4。



(a) 模型结构整体网格剖分



(b) 模型细部结构网格剖分

图4 1号压力管道模型网格剖分图

Fig. 4 The mesh discretization of 1# pressure pipeline

2.2 边界约束条件

在压力管道的模态分析计算中,为能达到对管道结构的仿真模拟,需要对压力管道模型施加边界约束条件、水体压力等^[9]。在其模态分析中施加的边界约束条件如下。

(1) 固端位移约束。现场压力管道的两个进水口是在墙壁中穿过,可以看作是固定端约束,因此在有限元模型中外单元节点上施加全约束。

(2) 支墩位移约束。1号、2号、3号支墩主要对压力管道起到竖向位移振动约束,因此对1号、2号、3号支墩进行径向位移约束,选取支墩处上冠与主轴相接的一组圆环形节点,施加径向位移约束。

对于4号支墩,因压力管道模型并未包含4号支墩,因此在4号支墩的临街面上施加顺水流方向的位移约束。

(3) 重力约束。重力的施加比较简单,在 ANSYS 软件中,只需要定义材料的特性、重力的方向及加速度即可。数值单位取 $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 。

2.3 计算工况

有限元的模态仿真按下列两种工况进行分析。

(1) 工况一。4号泵机开启工作,8号泵机关闭,分析其压力管道的工作模态及变形。

(2) 工况二。4号泵、8号泵均开启工作,分析其压力管道的工作模态及变形。

2.4 附加水体质量模型

根据实地测算,泵站压力前池水头至管道底部的高度 $H_0 = 6.54 \text{ m}$,压力管道最大管径为 1.4 m。为了节省计算量和简化模型的复杂程度,附加的水体质量力计算分为 8 步,分别为: Set 1: $h = 6.39 \text{ m}$; Set 2: $h = 6.24 \text{ m}$; Set 3: $h = 6.04 \text{ m}$; Set 4: $h = 5.84 \text{ m}$; Set 5: $h = 5.64 \text{ m}$; Set 6: $h = 5.44 \text{ m}$; Set 7: $h = 5.29 \text{ m}$; Set 8: $h = 5.14 \text{ m}$ 。

3 模态仿真分析

模态计算时,采用子步法(Subspace)分别计算在水压力下管道的模态分析,计算得到了工况一和工况二压力管道的前 6 阶模态频率及振型。为了更能明显地显示模态振动的变化影响,本文输出的振型图以及位移变形图均为 ANSYS 默认放大 55 倍之后的图形。

3.1 工况一

(1) 模态分析。工况一前 6 阶模态振型计算结果见图 5。

从图 5 的前 6 阶模态阵型图中可以看出:压力管道最容易激发的振动部位在 4 号机进水管和出水管两处,高阶模态要比低阶模态的振动幅度更大,而且随着阶次的增高,不易被激振的出水管也逐渐产生振动变形。总体来看,对于低阶模态的振动,4 号机进水管和出水管更容易激振,振动变形较大;对于高阶模态的振动,4 号机进水管和 1 号、2 号支墩处振动变形较大,容易激振,而出水管不易激振。但是无论高阶或是低阶模态,8 号机进水管始终振动不大。因此,根据振型图分析,压力管道的振动薄弱部位,即最容易激振、产生振动变形的部位是 4 号机进水管和 1 号、2 号支墩处,需要加固。

(2) 位移分析。对压力管道采用 ANSYS 有限元分析振动模态,由于篇幅所限,工况一前 6 阶振型位移云图只列出了前 2 阶,见图 6,各阶模态位移值统计分析见表 1。

从表 1 可以看出,各阶模态各方向振动位移幅度都在 2.527~17.713 mm 之间;最大位移变形为 5 阶模态 21.836 mm。X 向最大位移变形为 1 阶模态,位移 13.106 mm;Y 向



图5 工况一前6阶模态振型

Fig. 5 The first 6 order vibration mode under working condition I

表1 工况一前6阶模态位移值

Table 1 The displacement of the first 6 order vibration mode under working condition I

阶数	X 向位移变形		Z 向位移变形		Y 向位移变形		最大位移
	最小值	最大值	最小值	最大值	最小值	最大值	
1阶	- 6.121	13.106	- 8.354	11.678	- 3.518	9.390	13.990
2阶	- 5.889	12.035	- 11.639	13.073	- 8.762	14.780	15.324
3阶	- 3.730	6.489	- 12.407	13.537	- 13.081	13.052	16.441
4阶	- 5.607	12.111	- 12.455	14.085	- 9.814	16.971	17.151
5阶	- 12.853	12.474	- 9.738	17.713	- 2.527	5.142	21.836
6阶	- 11.481	8.735	- 9.121	13.117	- 6.780	5.206	16.126
低阶最大变形部位	出水管		4号进水管		4号进水管		
高阶最大变形部位	1号支墩		1、2号支墩		4号进水管		

最大位移变形为5阶模态,位移17.713 mm; Z向最大位移变形为4阶模态,位移16.971 mm。

从表1的统计信息分析中可以得出如下规律。

a. 对于低阶模态的振动,4号机进水管和出水管更容易激振,振动变形较大;对于高阶模态的振动,4号机进水管和1号、2号支墩处振动变形较大,容易激振,而出水管不易激振。

b. 无论高阶或是低阶模态,8号机进水管始终振动不大。

c. 压力管道的振动薄弱部位,即最容易激振、产生振动变形的部位是4号机进水管和1号、2号支墩处。其中4号机进水管最大位移变形16.971 mm(4阶Z向),1号支墩处最大位移变形13.117 mm(6阶Y向),2号支墩处最大位移变形为17.713 mm(5阶Y向),出水管最大位移变形12.111 mm(4阶X向)。

3.2 工况二

(1) 模态分析。工况二前6阶模态振型计算结果见图7。从振型图上看,工况二的振动特征与工况一较为相似。

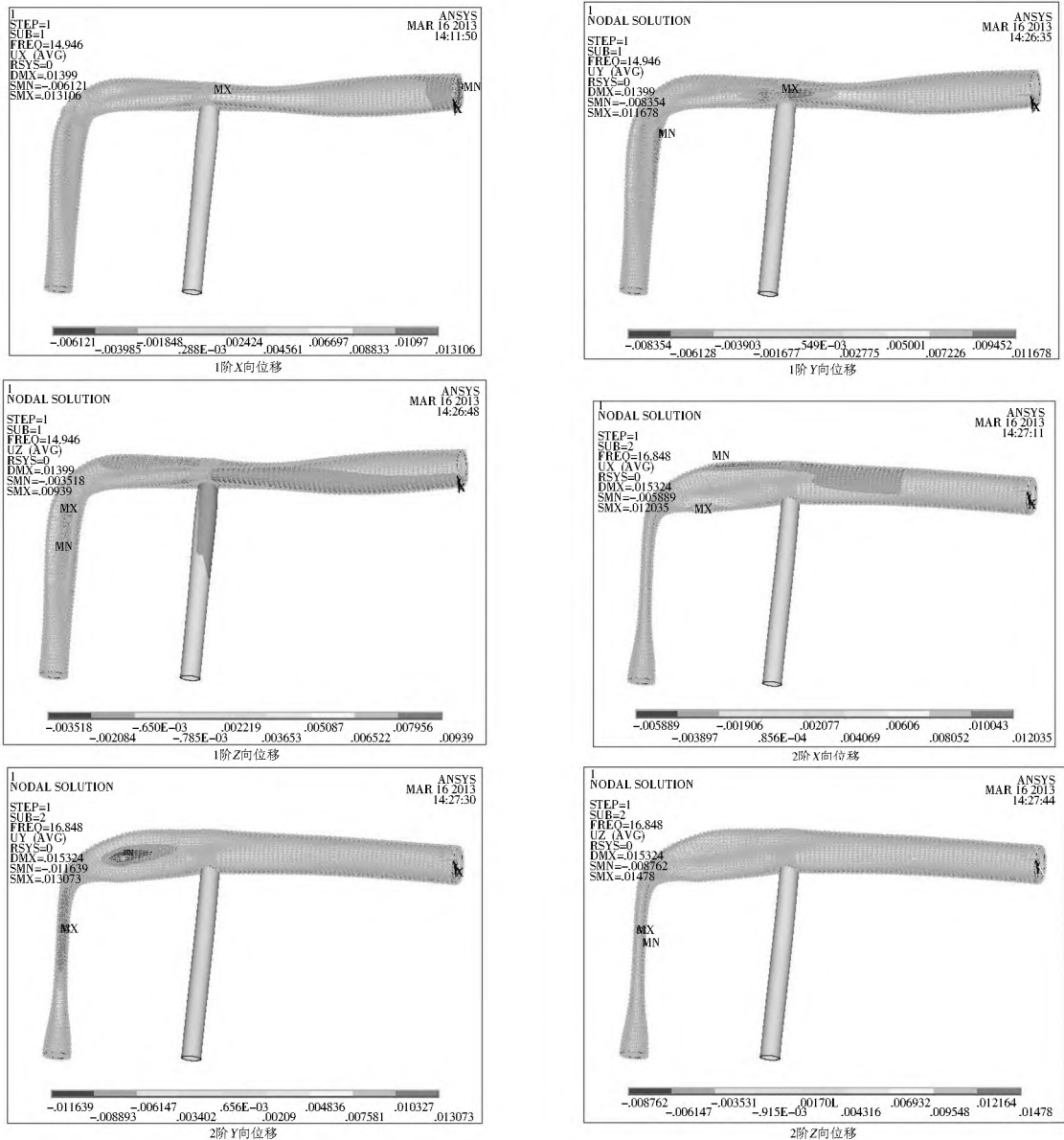


图 6 工况一前 2 阶振型位移云图

Fig. 6 The displacement of the first 2 order vibration mode under working condition I

只是在 8 号泵机开启工作后,压力管道整体的激振频率有所改变,振型也有所变化,但变化不大。

从图 7 的前 6 阶模态阵型图中可以看出,压力管道最容易激发的振动变形在于 4 号机进水管和出水管处。高阶模态的振型要比低阶模态的振型振动幅度更大,而且随着阶次的增高,不易被激振的出水管也逐渐产生振动变形。总体来看,压力管道的振动薄弱部位,即最容易激振的部位是 4 号机进水管和出水管,需要加固;同样即使在 8 号泵机开启工作后,8 号进水管的振动变形都不大,可见 8 号机进水管的开启与否对整体管道的振动影响不大。

(2) 位移分析。对压力管道采用 ANSYS 有限元分析振动模态,由于篇幅所限,前 6 阶振型位移云图未列出,工况二各阶模态位移值统计分析见表 2。

从表 2 可以看出,各阶模态各方向振动位移幅度都在 2.220~18.262 mm 之间;最大位移变形为 5 阶模态 22.373 mm。X 向最大位移变形为 1 阶模态,位移 13.079 mm;Y 向最大位移变形为 5 阶模态,位移 18.262 mm;Z 向最大位移

变形为 4 阶模态,位移 17.146 mm。

从表 2 的统计信息分析中可以得出如下规律。

a. 对于低阶模态,4 号机进水管和出水管容易激振,而且 4 号机进水管振动幅度要大于出水管;对于高阶模态的振动,容易激振的仍然是 4 号机进水管出水管,但是出水管振动幅度要大于 4 号机进水管。

b. 无论高阶或是低阶模态的振动变形,8 号机进水管始终振动不大。

c. 压力管道的振动薄弱部位,即最容易激振、产生振动变形的部位是 4 号机进水管和出水管处。其中 4 号机进水管最大位移变形 17.146 mm(4 阶 Z 向),出水管最大位移变形 18.262 mm(5 阶 Y 向)。

3.3 模拟结果验证

针对景电一期二泵站中的 1 号压力管道,采用 DASP V10 仪器进行了现场测试,分别测试了工况一和工况二两种工况下的振动特性,并通过传感器输出压力管道振动的数据信号,通过模态提取和振型频率分析,分析结果如下。

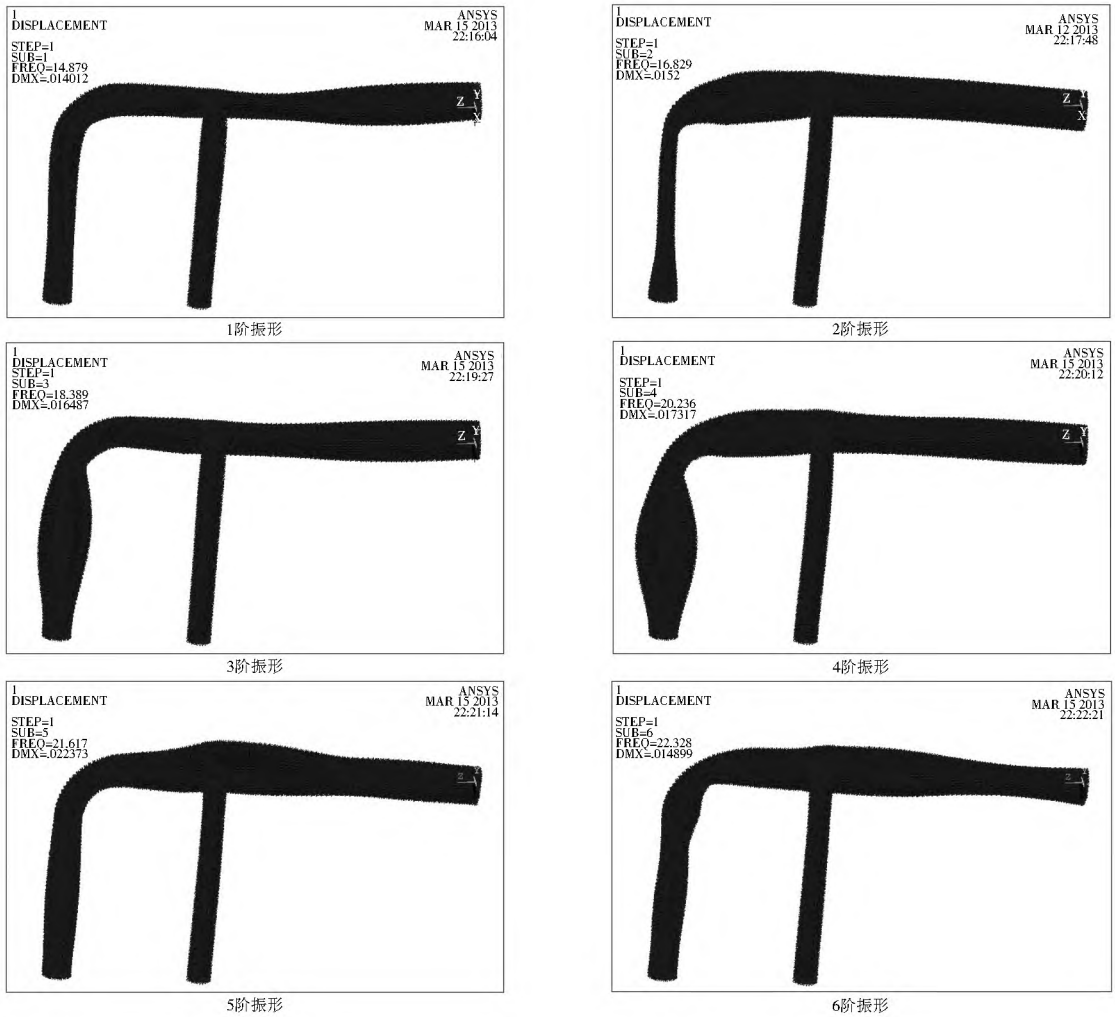


图7 工况二前6阶模态振型

Fig. 7 The first 6 order vibration mode under working condition II

表2 工况二前6阶模态位移值

Table 2 The displacement of the first 6 order vibration mode under working condition II

阶数	X向位移变形		Y向位移变形		Z向位移变形		最大变形
	最小值	最大值	最小值	最大值	最小值	最大值	
1阶	- 6.082	13.079	- 8.148	11.752	- 3.312	9.307	14.012
2阶	- 5.981	12.138	- 11.722	12.869	- 8.457	14.679	15.200
3阶	- 3.472	6.064	- 12.157	13.635	- 13.065	12.966	16.487
4阶	- 5.487	11.792	- 12.733	14.271	- 10.111	17.146	17.317
5阶	- 12.979	13.033	- 9.792	18.262	- 2.220	4.539	22.373
6阶	- 10.698	8.438	- 9.369	12.132	- 6.371	5.342	14.899
低阶最大变形部位	出水管		4号机进水管2号支墩		4号机进水管		
高阶最大变形部位	出水管		出水管		4号机进水管		

(1) 工况一。在只开启4号泵机的情况下:4号机进水管Z向发生大幅度上下振动,微向X向摆动(扭振)而8号机只有X方向的微振,4号相对于8号振动较大是由于4号进水管是“L”型管道,相对于8号“T”型进水管其稳定性较差,从而产生了较大的振动。8号机进水管未通水,但由于4号泵站对其的影响从而产生了微震。出水管在2号支墩段振动较为明显。

(2) 工况二。在开启4号、8号泵机的情况下:由于进水管形态的影响4号机进水管振动剧烈,最易引起激振;8号机

进水管通水后,质量增加,4号机对其的影响有所减小,从而振动较工况一更为平稳,无剧烈振动。

各工况前6阶模态振型实测结果与计算结果见表3。

4 结论

建立了泵站压力管道的流固耦合有限元模型,采用附加水体质量的方法考虑管壁与流体的相互耦合作用,模拟分析泵站压力管道的流激振动特点。工况一和工况二两种工况的对比分析表明,管道和泵机的同步或不同步的开启、关闭

表 3 各工况前 6 阶模态振型实测值与计算值对比

Table 3 Comparison of measured and calculated values of first 6 order vibration mode under both working conditions

阶数	DASP 工况一		ANSYS 工况一	DASP 工况二		ANSYS 工况二
	SSI	ERA		SSI	ERA	
1	14.122	14.137	14.946	14.503	14.515	14.879
2	16.225	16.347	16.848	16.656	16.498	16.829
3	17.247	17.697	18.409	18.222	18.129	18.389
4	19.08	19.733	20.245	19.903	19.891	20.236
5	21.028	21.856	21.674	21.505	21.247	21.617
6	22.639	22.026	22.511	23.764	23.825	22.328

会对压力管道的振动变形部位产生不同的影响。只开启 4 号泵和 4 号、8 号泵均开启的情况下,低阶模态振动变形较大部位都在出水管和 4 号机进水管;而高阶模态的振动变形有明显差别,只开启 4 号泵时的振动变形主要发生在 1 号支墩处,4 号、8 号泵均开启时的振动变形主要发生在出水管处。

通过现场的 DASP 的试验结果也表明,试验获取的振型频率和位移变形幅度与 ANSYS 有限元仿真分析的结果相吻合。因此,通过附加水体质量的方法简化模拟泵站压力管道管壁与水体之间的耦合振动作用,能取得合理的结果,可以在泵站等水工建筑物结构的分析中广泛应用。

参考文献(References):

- [1] 杨剑,张璞,陈火红.新编 MD NASTRAN 有限元实例教程[M].北京:机械工业出版社,2008:316-335.(YANG Jian, ZHANG Pu, CHEN Huohong. New MD NASTRAN Finite Element Tutorial Examples[M]. Beijing: China Machine Press, 2008: 316-335. (in Chinese))
- [2] 徐国斌,张婷婷,王海军,等.河床式水电站流道水体附加质量计算方法研究[J].水利水电技术,2012,43(3):19-22.(XU Guobin, ZHANG Tingting, WANG Haijun, et al. Study on Method of Calculation on Additional Mass of Water in flow-channel of Hydropower Station in River Channel[J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2012, 43(3): 19-22. (in Chinese))
- [3] 宋学官,蔡林,张华.ANSYS 流固耦合分析与工程实例[M].北京:中国水利水电出版社,2012.(SONG Xueguan, CAI Lin, ZHANG Hua. ANSYS Fluid Structure Interaction Analysis and Project Examples[M]. Beijing: China Water Power Press, 2012. (in Chinese))
- [4] 陈贵清,郝婷玥,戚振宏.物理参数对压力管道振动固有频率的影响[J].唐山学院学报,2005,18(4):96-99.(CHEN Guqing, HAOTingyue, QI Zherong. Physical Parameters of the Natural Frequency of the Pressure Pipe Vibration Effects[J]. Tangshan College, 2005, 18(4): 96-99. (in Chinese))
- [5] 王其正.结构耦合动力学[M].北京:宇航出版社,1999:226-234.(WANG Qizheng. Structural Coupling Dynamics [M]. Beijing: Aerospace Press, 1999: 226-234. (in Chinese))
- [6] F H J Bungartz. Fluid Structure Interaction modeling, Simulation, Optimization [M]. Springer, Berlin, Heidelberg, 2006.
- [7] Z Ozdemira, M Soulib, Y M Fahjanc. Application of Nonlinear Fluid Structure Interaction Methods to Seismic Analysis of Anchored and Unanchored Tanks [J]. Engineering Structures, 2010, 32(2): 409-423.
- [8] 刘祖军.拱式渡槽力学性能三维有限元分析及研究[D].郑州:华北水利水电学院,2006.(LIU Zujun. Analysis on Stressed Performance of Structure for Arched Aqueduct with 3 D FEM [D]. Zhengzhou: North China Institute of Water Conservancy and Hydropower, 2006. (in Chinese))
- [9] 刘云贺.流体-固体动力耦合理论及水利工程应用[D].西安:西安交通大学,2001.(LIU Yunhe. Fluid-solid Coupling Theory and Hydraulic Power Application [D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2001. (in Chinese))
- [10] 倪宝玉,孙士丽,孙龙泉,等.弹体落水过程中附加质量变化影响研究[J].振动与冲击,2012,31(14):171-176.(NI Baoyu, SUN Shili, SUN Longquan, et al. Influence of Additive Mass Variation of a Missile during Its Entering into Water [J]. Vibration and Shock, 2012, 31(14): 171-176. (in Chinese))
- [11] 王基盛,杨庆山.流体环境中结构附加质量的计算[J].北京交通大学学报,2003,27(1):40-43.(WANG Jisheng, YANG Qingshan. Calculation on Added Mass of Structures in Fluid Environments[J]. Beijing Jiaotong University, 2003, 27(1): 40-43. (in Chinese))
- [12] 吴红华,李正农,袁文阳,等.渡槽结构地震反应的时程分析[J].中国农村水利水电,2002,(5):43-45.(WU Honghua, LI Zhengnong, YUAN Weiyang, et al. Analysis of Time process of Earthquake Reaction of Aqueduct Structure[J]. China Rural Water and Hydropower, 2002, (5): 43-45. (in Chinese))
- [13] Newman J N, Sclavounos. The Computation of Wave Loads on Large Offshore Structures [C]. Trondheim: Tapir Publishers, 1998, 2: 605-622.
- [14] Westergaard H M. Water Pressures on Dams during Earthquakes [J]. Transactions of ASCE, 1933, 98: 418-433.
- [15] 包家汉,潘紫微,徐培民,等.基于流固耦合的泵组管系振动分析[J].排灌机械工程学报,2010,28(4):349-353.(BAO Jiahao, PAN Ziwei, XU Peimin, et al. Analysis Based on Fluid solid Coupling Pump Piping Vibration [J]. Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(4): 349-353. (in Chinese))