

赵兰浩, 郑拓, 杨校礼. 大型弧形钢闸门流激振动数值计算[J]. 水利水电技术, 2020, 51(6): 58-64.

ZHAO Lanhao, ZHENG Tuo, YANG Xiaoli. Numerical calculation of flow-induced vibration of large-scale steel radial gate[J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2020, 51(6): 58-64.

大型弧形钢闸门流激振动数值计算

赵兰浩, 郑拓, 杨校礼

(河海大学 水利水电学院, 江苏 南京 210098)

摘要: 为研究大型弧形钢闸门在脉动压力作用下的动力特性及安全问题, 采用附加质量法计算闸门的自振特性, 对试验测得的脉动压力进行频谱分析得到其优势频率; 采用随机振动的方法, 将脉动压力转化为节点荷载施加在闸门数值模型上, 得到闸门的动力响应。以贵州平寨水利枢纽为例进行计算, 研究表明, 在水体的作用下闸门的自振频率减小, 随着开度的增加, 闸门的自振频率呈增大的趋势。闸门1阶振型频率在1.1 Hz左右, 脉动水流的优势频率最大0.15 Hz, 二者相差较大。闸门最大动位移3.61 mm, 发生在正常蓄水位543.00 m开度50%工况下, 而在20%和50%开度下闸门动应力较大, 最大动应力为43.56 MPa, 发生在543.00 m开度50%工况。因此, 闸门发生共振的可能性不大, 闸门在动水作用下较为安全, 但需注意闸门在20%和50%开度下的振动情况, 避免在此开度下长时间停留。

关键词: 弧形闸门; 模型试验; 自振特性; 随机振动; 动力响应

doi: 10.13928/j.cnki.wrahe.2020.06.007

开放科学(资源服务)标识码(OSID):

中图分类号: TV663

文献标识码: A

文章编号: 1000-0860(2020)06-0058-07



听语音
聊科研
与作者互动

Numerical calculation of flow-induced vibration of large-scale steel radial gate

ZHAO Lanhao, ZHENG Tuo, YANG Xiaoli

(College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, Jiangsu, China)

Abstract: In order to study both the dynamic characteristics and the safety of large-scale radial steel gate under fluctuating pressure, the self-vibration characteristics of the gate is calculated with the additional mass method, and then dominant frequency of the fluctuating pressure measured by the relevant test is obtained through spectrum analysis, while the fluctuating pressure is converted into the nodal load and then applied to the numerical model of the gate by means of the random vibration method, thus the dynamic response of the gate is obtained. The relevant calculation is carried out by taking Pinzhai Water Control Project in Guizhou Province as the study case, from which the study result shows that the self-vibration of the gate is decreased under the effect of water body and exhibits an increasing trend along with the opening. The first-order mode frequency of the gate is about 1.1 Hz, while the dominant frequency of pulsating flow is 0.15 Hz, thus a larger difference is there between both of them. The large dynamic displacement of the gate is 3.61 mm and occurs at the normal storage water level of 543.00 m under the operation condition of the opening of 50%, while the dynamic stress of the gate is larger under the operation conditions of the openings of 20% and 50% with the maximum dynamic stress of 43.56 MPa and occurs under the operation condition at the water level of 543.00 m with the gate opening of 50%. Therefore, the possibility of the occurrence of the gate resonance is not so larger, thus

收稿日期: 2019-08-02

基金项目: 国家重点研发计划“水库大坝安全诊断与智慧管理关键技术与应用—大型复杂水工结构性能演化测试装备与智能诊断技术”(2018YFC0407102)

作者简介: 赵兰浩(1980—), 男, 教授, 博士, 主要从事水工结构数值分析研究。E-mail: zhaolanhao@hhu.edu.cn

the gate is relatively safe under the hydrodynamic effect ,but attentions are necessary to be paid to the vibrations under the operations of the gate openings of 20% and 50% ,so as to avoid the long-time stoppings of the gate at these openings.

Keywords: radial gate; model test; self-vibration characteristics; random vibration; dynamic response

0 引言

水工闸门是水利枢纽的重要组成部分,其安全问题尤为重要,而流激振动是闸门一个常见的问题,一直为学者们所关注。闸门种类繁多,其中弧形闸门因启闭力较小,没有影响水流流态的门槽,过水条件好,近年来在我国的各大水电工程中逐渐得到大量应用^[1]。闸门在局部开启时受水流产生的脉动压力作用会出现振动现象,严重时甚至会引起闸门及其周围建筑物的破坏。闸门振动的激励机理复杂且多变,是内部因素和外部因素共同作用的结果,比如闸门的自振频率、闸门结构刚度以及脉动水流的激励等^[2]。对闸门动力特性的研究一般有以下几种方法:原型观测^[3]、模型试验^[4]、数值模拟^[5]以及模型试验和数值模拟相结合^[6]。其中,原型观测主要针对已建闸门,无法做到对待建闸门进行研究;模型试验得到的结果精度不高,而且成本较高、耗费时间长;数值模拟方法在当前的技术条件下很难建立数学模型来精确模拟水流诱发闸门振动这一流固耦合现象;而模型试验和数值模拟相结合的方法,将模型试验测得的脉动压力转化为施加在闸门数值模型上的节点荷载来计算闸门的流激振动响应,既能节省时间又能保证一定的准确性。目前关于闸门流激振动的研究工作,大多是试验结合数值模拟^[7],如刘景等^[8]对弧形闸门不同开度进行了数值模拟,并与试验结果进行了对比,证明了数值模拟的可靠性;牛文宣等^[9]采用附加水体法分析了水体对弧形闸门自振频率的影响和不同开度闸门自振频率的变化;赵兰浩等^[10]、倪汉根等^[11]分别提出了基于模型试验的弧形闸门流激振动的计算方法。

综上,我国在闸门研究方面取得了很多有价值的成果,闸门的制造水平也得到了一定的提高。但对于跨度大、尺寸大的弧形闸门在脉动水流作用下的动力特性研究较少。贵州清水江平寨水利枢纽工程弧形钢闸门跨度大,达到 14 m,高度接近 20 m,属于大型水工闸门,闸门结构刚度较低,在开启时脉动水流容易使闸门发生振动,甚至引发事故,所以研究闸门在过水时的动力响应很有必要。因此,本文以平寨水利枢纽弧形钢闸门为例,通过有限元计算得到闸门不同

状态不同开度下的自振特性,将水力学模型试验测得的脉动压力转化为施加在数值模型上的节点荷载,利用随机振动方法得到闸门的动力响应,评估闸门的安全性,并对闸门的运行调度提供参考意见。

1 研究方法

1.1 自振特性分析方法

动力分析与静力分析不同,静力分析中,水压力可以作为外荷载直接作用于结构上,水体与结构之间没有耦合作用。然而,在动载荷作用下,由于结构的运动对水体有影响,水体产生附加的动力压力,进而作用于结构上,影响结构的运动。因此,在动力分析中应考虑水体与结构的耦合作用。闸门与水体的作用是典型的流固耦合作用,计算闸门的自振特性可以采用附加质量法,考虑由于闸门结构的运动而使水体产生的附加动水压力对闸门结构运动的影响。

当不可压缩流体以小振幅运动时,附加水压力 p 的变化服从拉普拉斯方程

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 0 \quad (1)$$

式中, \ddot{u} 为固体边界在法线方向的位移分量; 其相应的

边界条件为 $\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho \ddot{u}$ 。

结合上述边界条件离散后的有限元方程为

$$[H] \{p\} - \{F\} = 0 \quad (2)$$

最终得到结构的动力学方程

$$[K] \{\delta\} + [C] \{\dot{\delta}\} + [M] \{\ddot{\delta}\} = [F] \quad (3)$$

式中, $\{\delta\}$ 、 $\{\dot{\delta}\}$ 、 $\{\ddot{\delta}\}$ 分别为结构的节点位移、速度、加速度列阵; $[K]$ 、 $[C]$ 、 $[M]$ 分别为结构的刚度、阻尼、质量矩阵,其中 $[M]$ 包含水体的附加质量矩阵 $[M_p]$; $[F]$ 为除了闸门自振引起的动水压力外的其他荷载。

在实际工程中,阻尼对结构自振特性的影响很小,可以忽略不计^[12]。故将公式(1)简化处理得闸门系统无阻尼自由振动方程为

$$([K] - \omega^2 [\bar{M}]) \{\phi\} = 0 \quad (4)$$

式中, ϕ 为各节点振幅,各节点振幅不全为零; ω 为闸门自振频率。

1.2 脉动压力频谱分析方法

设各测点水流的脉动压力 $\{P(t)\}$ 为各态遍历平稳随机变量, 则其自相关函数节点 i 上的节点荷载可由绕节点周围的小块面积叠加得来

$$\{F_i(t)\} = \sum_{k=1}^k \int_{A_i^k} P_{ik}(t) \{l_i^k\} dA_i^k \quad (5)$$

节点荷载的相关矩阵为

$$[R_F(\tau)] = E\{\{F(t)\} \{F(t+\tau)\}^T\} \quad (6)$$

对 $[R_F(\tau)]$ 两端作傅里叶变换可得节点 i, j 间的节点荷载功率谱矩阵

$$[S_{ij}(\omega)] = \sum_{k=1}^k \sum_{m=1}^m \left(\int_{A_i^k A_j^m} S_{P_{ik}P_{jm}}(\omega) \{l_i^k\} \{l_j^m\}^T dA_i^k dA_j^m \right) \quad (7)$$

式中, $S_{P_{ik}P_{jm}}(\omega)$ 为小块面积 A_i^k, A_j^m 上任意两点之间的互谱密度。

$$S_{P_{ik}P_{jm}}(\omega) = \sqrt{S_{P_{ik}}(\omega)} \sqrt{S_{P_{jm}}(\omega)} \cdot \gamma_{P_{ik}P_{jm}}(\omega) \quad (8)$$

设 $\gamma_{ij} = \gamma_{ij}^x \gamma_{ij}^y \gamma_{ij}^z$, 这里只推导 X 方向, Y, Z 方向和 X 方向类似, 记 $\gamma_{ij}^x = A(\omega) - iB(\omega)$, $\gamma_{ij}^x(\omega)$ 可表示为负指数衰减函数的形式

$$\gamma_{ij}^x = \exp(-K_{x1}|x_i - x_j|) \cdot \exp(-i\omega K_{x2}|x_i - x_j|) \quad (9)$$

式中, K_{x1}, K_{x2} 为相关系数; x_i, x_j 分别为 i, j 两点的 x 向坐标; K_{x1}, K_{x2} 用最小二乘法处理典型测点的脉动压力数据得到; 同理可得到 $\gamma_{ij}^y, \gamma_{ij}^z$ 。

设 $y = Kx$, 最小二乘法拟合求 $K = \sum y_i x_i / \sum x_i^2$ 。求出 $K_{x1}, K_{x2} \dots K_{z1}, K_{z2}$ 可得 $\gamma_{ij} = \gamma_{ij}^x \gamma_{ij}^y \gamma_{ij}^z = \exp(A) \exp(i\omega B) = \exp(A) \cos(B\omega) + i \exp(A) \sin(B\omega)$ (10)

其中 $A = -(K_{x1}|x_i - x_j| + K_{y1}|y_i - y_j| + K_{z1}|z_i - z_j|)$
 $B = -(K_{x2}(x_i - x_j) + K_{y2}(y_i - y_j) + K_{z2}(z_i - z_j))$

将式(8) — (10) 带入式(7) 即可得到节点荷载功率谱矩阵。集合所有脉动压力作用的节点, 便可得到节点荷载功率谱矩阵 $[S_F(\omega)]$ 。

1.3 随机振动分析方法

结构离散后的有限元动力分析方程为

$$[K]\{\delta\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [M]\{\ddot{\delta}\} = [F] \quad (11)$$

首先求得考虑水体与结构之间耦合作用的结构自振特性, 即最低 p 阶振型 $\{\varphi_1\}, \{\varphi_2\}, \dots, \{\varphi_p\}$ 和相应频率 $\{\omega\} = \{\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_p\}^T$ 。由振型展开法, 可把位移向量 $\{\delta\}$ 写成广义坐标 $\{Y\}$ 的函数 $\{\delta\} = [\varphi]\{Y\}$ 。

将上式代入结构离散后的有限元动力分析方程,

并左乘 $[\varphi]^T$, 得到

$$\ddot{Y}_j(t) + 2\xi_j \omega_j \dot{Y}_j(t) + \omega_j^2 Y_j(t) = F_j^* / m_j^* = f_j(t) \quad (12)$$

记 $[\bar{\varphi}] = \left[\frac{\{\varphi\}_1}{M_1^*} \dots \frac{\{\varphi\}_p}{M_p^*} \right]$, 位移响应方差矩阵

$$R_\delta(\tau) = [\varphi][R_Y(\tau)][\varphi]^T \quad (13)$$

$$[S_\delta(\omega)] = [\varphi][S_Y(\omega)][\varphi]^T \quad (14)$$

对上式做傅里叶变换, 可得位移响应功率谱矩阵

$$[S_\delta(\omega)] = [\varphi][H(-\omega)][\bar{\varphi}]^T [S_F(\omega)][\bar{\varphi}][H(\omega)][\varphi]^T \quad (15)$$

式中, $H(\omega)$ 为传递函数矩阵, $[S_F(\omega)]$ 为节点荷载功率谱矩阵。

由上式积分得到位移响应均方根值

$$\{\bar{\delta}^2\} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} [S_\delta(\omega)] d\omega \quad (16)$$

应力响应均方根值 σ 可通过弹性矩阵 D_G 和应变矩阵 B 求得

$$\sigma = D_G B \bar{\delta} \quad (17)$$

2 工程实例及有限元分析

2.1 工程实例

贵州清水江平寨水利枢纽大型弧形钢闸门为双主箱型横梁同层布置结构、斜支臂形式, 底槛高程为 523.70 m, 水库最低运行水位 538.00 m, 上游最低通航水位 541.50 m, 正常蓄水位 543.00 m, 校核洪水位 541.89 m, 设计水头 19.30 m。闸门尺寸 14.0 m × 19.7 m (宽 × 高), 面板曲率半径 25.0 m, 面板弧长 20.3 m。

2.2 闸门有限元分析

闸门有限元模型如图 1 所示。模型取 x 轴方向垂直水流指向河流的左岸, y 轴方向与水流方向相反, 指向上游, z 轴垂直指向上方。考虑到流固耦合的作用, 对水体进行数值模拟, 对闸门有影响的水体区域取从闸门底缘向上游延伸约闸门高度的 3 倍左右。闸门面板、横梁、纵梁、支臂均采用四边形板单元模拟, 铰支座及对闸门有影响的水体采用八节点六面体单元模拟, 启闭杆采用杆单元模拟。闸门节点数 106 362 个, 单元数 111 171 个。模型材料属性如表 1 所列, 闸门和水体的模型如图 1、图 2 所示。

约束条件: 在闸门铰支座末端和启闭杆末端施加固定约束, 闸门底缘无约束; 考虑到水体和面板的接触, 两者的接触面设置为流固耦合面; 为了防止铰支座轮子和轮轴之间发生横河向 (x 向) 的相对滑动,

表 1 模型材料属性

闸 门	材料类型	Q345
	弹性模量 E/GPa	210
	泊松比 μ	0.3
	材料密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	7 850
液 体	材料类型	水体
	材料密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	1 000
启闭杆	材料类型	40Cr
	弹性模量 E/GPa	211
	泊松比 μ	0.3
	材料密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	7 900

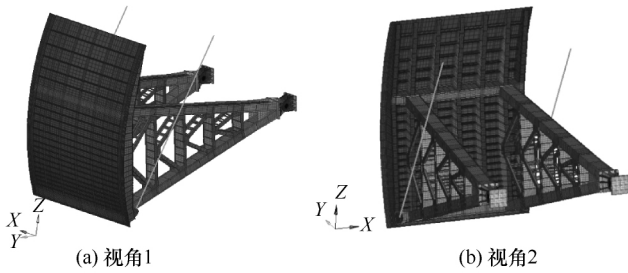


图 1 弧形钢闸门有限元模型

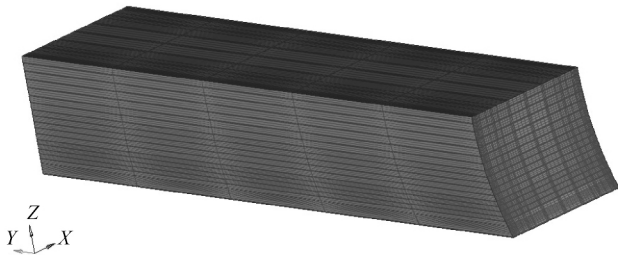


图 2 水体网格模型

在转轴和轴承处施加 x 向固定约束。

3 水力学模型试验

3.1 测点布置

模型试验比尺为 1 : 45，闸门模型采用 PVC 材料制成，试验满足 Froude 相似条件^[13]。模型面板上共布置 8 个测点，图 3 是闸门测点布置图，试验主要测

定不同水位不同开度下闸门模型上测点脉动压力。从闸门从上到下共 8 个测点。测点编号从上到下依次为测点 1、测点 2、测点 3、测点 4、测点 5、测点 6、测点 7、测点 8；测点 1—8 距离闸门底部的距离依次为 20.03 m、18.91 m、16.43 m、13.73 m、8.91 m、6.17 m、3.69 m、1.04 m。

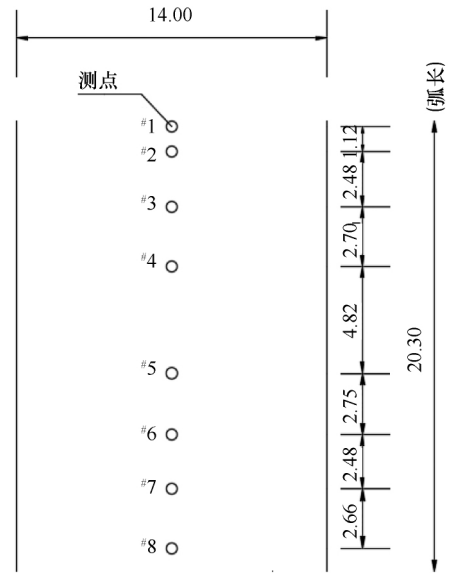


图 3 测点布置(单位: m)

图 4 是利用水力学模型试验测得上游水位为 538.00 m、541.50 m、543.00 m 时闸门测点在不同开度下的脉动压力均方差值。图 5 为闸门在上游水位 543.00 m 时 8 号测点(最低测点)脉动压力均方差随开度变化图。由图 4、图 5 可以看出: 随着闸门开度的增大, 测点的脉动压力均方差值逐渐增大, 不同测点间脉动压力均方差值的差距也逐渐增大。从而说明, 水流的脉动程度随着闸门开度的增大而增加。这里的开度指闸门底部高程减去底槛高程的值比上正常蓄水位减去底槛高程的值。

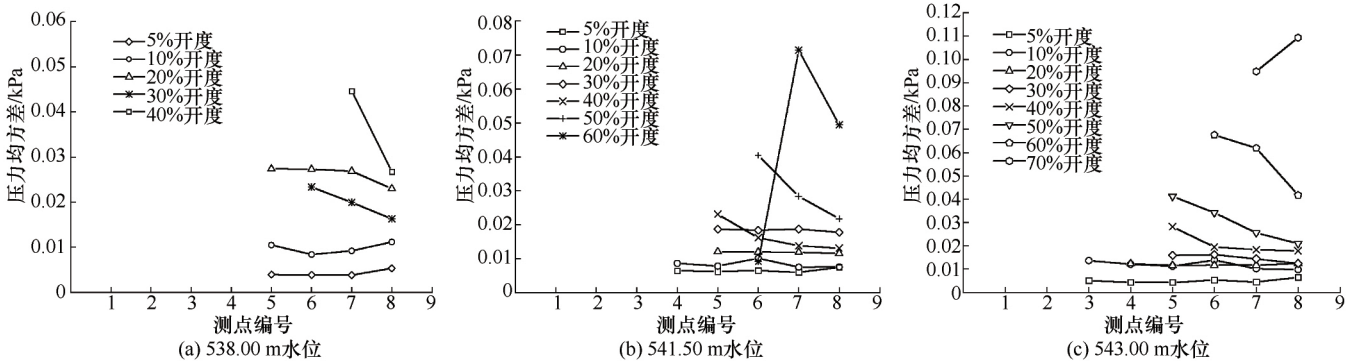


图 4 不同水位下测点脉动压力均方差值

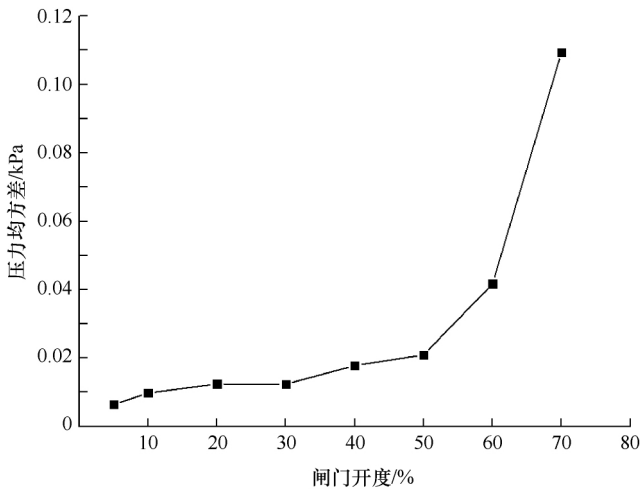


图5 543.00 m 水位下 8 号测点脉动压力均方差-开度曲线

3.2 脉动压力频谱分析

模型试验测得的脉动压力时程曲线经过频谱分析可以转化为脉动压力的频谱曲线, 表 2 为闸门的最低测点(8 号测点)在不同水位不同开度下脉动压力优势频率。在 538.00 m 水位闸门 50% 及 60% 开度时, 8 个测点已经全部露出水面。由表 2 可看出: 脉动压力优势频率最大值为 0.152 9 Hz, 当上游水位一定时, 闸门脉动压力的优势频率随着开度的增大在整体上呈增大的趋势。

表 2 闸门典型水位不同开度下 8 号测点脉动压力优势频率 Hz

上游水位 / m	闸门开度 / %				
	5	20	40	50	60
538.00	0.027 3	0.052 8	0.111 0		
541.50	0.052 8	0.098 3	0.103 7	0.125 6	0.131 0
543.00	0.014 6	0.054 6	0.127 4	0.136 5	0.152 9

4 数值模拟分析

4.1 闸门自振特性

闸门自振特性计算中加入了无水时闸门自振特性的工况, 与考虑水体闸门自振特性的工况进行了对比。闸门自振特性计算主要分析了起吊工况下, 水体对闸门自振频率和振型的影响。

表 3 是正常蓄水位 543.00 m 起吊工况闸门开度为 0 有水状态(考虑流固耦合)和无水的状态(不考虑流固耦合)下的前 3 阶自振频率和振型。可以看出, 水体对闸门 1 阶自振频率和振型影响很小, 闸门 1 阶频率约为 1.1 Hz, 这个频率与其他工程闸门 1 阶自振频率相比处于较低的水平。水体对闸门 2 阶及以后自振特性有较大影响, 水体与闸门的流固耦合作用不仅改变了闸门的振型, 也大大降低了闸门的自振频率。图 6 是闸门正常蓄水位起吊工况有水状态下的 1 阶振型。可以看出, 1 阶闸门振型主要是面板的垂直水流方向运动, 面板在沿水流方向没有运动, 所以水体对闸门的自振频率和振型影响不大。

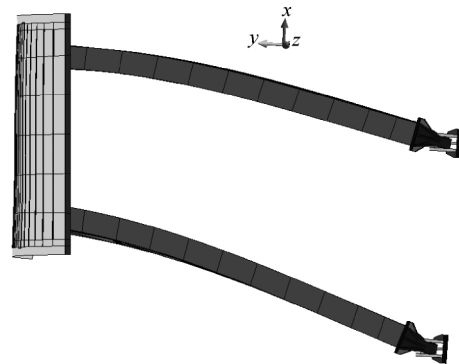


图 6 正常蓄水位下起吊工况有水状态下闸门 1 阶振型 (变形放大 5 倍)

表 4 是在正常蓄水位 543.0 m 不同开度下闸门的自振频率。可以看出, 闸门的自振频率随着闸门开度的增大逐渐增大, 造成这种现象的主要原因是闸门与水体接触面积的变化。脉动压力的优势频率最大值为 0.152 9 Hz, 而闸门各开度下 1 阶自振频率在 1.1 Hz 左右, 两者相差较大。因此, 闸门理论上共振的可能性不大。

4.2 闸门流激振动应力结果及分析

表 5 为典型水位不同开度下闸门主要构件应力的最大值。由表 5 可看出: Mises 弯曲应力远小于 Mises 平面应力, 闸门流激振动应力响应以平面应力为主; 在 538.00 m 水位时 20% 开度下闸门应力较大, 在 543.00 m 水位时 50% 开度下闸门应力较大, 总的

表 3 起吊工况下闸门前 5 阶自振特性

振型阶数	自振频率 f /Hz		振型描述		相比无水时降低百分比 / %
	无 水	有 水	无 水	有 水	
1	1.127	1.110	面板横河向运动	面板横河向运动	1.51
2	6.026	3.377	面板扭转	绕轴转动和面板径向运动	43.96
3	7.782	3.704	面板径向运动	闸门整体扭动	52.40

表4 正常蓄水位下闸门不同开度自振频率

Hz

频率阶数	闸门不同开度/%							
	5	10	20	30	40	50	60	70
1	1.112	1.113	1.117	1.119	1.122	1.124	1.126	1.131
2	3.602	3.842	4.494	4.830	5.193	5.420	5.434	5.240
3	3.888	4.069	4.529	5.005	5.731	6.371	6.856	6.778
4	4.690	5.052	5.519	5.635	6.092	6.678	7.456	8.307
5	5.032	5.212	5.614	5.758	6.179	6.895	7.550	9.082

表5 典型水位不同开度下闸门主要部件应力最大值

上游水位/m	开度/%	Mises 平面应力/MPa				Mises 弯曲应力/MPa			
		面板	主梁	支臂	纵隔板	面板	主梁	支臂	纵隔板
538.00	5	5.004	6.116	1.505	10.562	0.186	0.134	0.006	0.106
	10	5.370	5.954	0.927	6.389	0.197	0.135	0.004	0.110
	20	15.169	36.806	0.765	4.726	1.148	0.884	0.003	0.690
	40	1.209	3.152	0.738	6.726	0.096	0.073	0.003	0.078
541.50	5	12.727	20.164	1.490	11.392	0.818	0.470	0.005	0.459
	10	11.151	15.251	2.373	21.055	0.470	0.350	0.009	0.267
	20	15.325	41.031	0.827	6.352	1.282	0.996	0.003	0.781
	50	19.734	30.586	0.735	9.252	1.585	1.249	0.005	0.990
543.00	5	0.104	0.127	0.034	0.284	0.004	0.003	0.001	0.003
	10	6.353	9.534	1.831	14.427	0.292	0.213	0.007	0.160
	20	13.610	14.831	1.037	6.912	0.461	0.352	0.004	0.272
	50	20.554	43.556	1.750	10.853	0.003	0.029	0.006	0.042

表6 典型水位不同开度下闸门主要构件顺河向位移最大值

上游水位/m	开度/%	顺河向位移最大值/mm						
		面板	主梁翼缘	主梁腹板	纵隔板翼缘	纵隔板腹板	支臂翼缘	支臂腹板
538.00	5	0.913	0.260	0.238	0.206	0.244	0.169	0.168
	10	0.856	0.163	0.145	0.125	0.148	0.103	0.103
	20	2.053	0.218	0.108	0.089	0.109	0.077	0.076
	40	0.490	0.101	0.089	0.110	0.118	0.062	0.061
541.50	5	1.419	0.251	0.188	0.244	0.244	0.128	0.127
	10	1.140	0.432	0.390	0.330	0.403	0.313	0.310
	20	2.685	0.226	0.125	0.108	0.129	0.097	0.096
	50	3.503	2.751	2.333	1.012	1.064	2.233	2.209
543.00	5	0.019	0.006	0.005	0.008	0.008	0.004	0.004
	10	1.375	0.321	0.289	0.254	0.297	0.217	0.215
	20	2.049	0.187	0.151	0.129	0.154	0.110	0.109
	50	3.608	3.096	3.096	1.103	1.096	2.120	2.120

来说, 闸门在 20% 开度和 50% 开度下 Mises 平面应力水平较高, Mises 平面应力最大值 43.556 MPa, 出现在上游水位 543.00 m 闸门开度 50% 工况下闸门和支臂相接的第二主梁腹板处, 这与前文闸门 1 阶振型为面板横河向运动相符, 该运动模式下在面板和支臂相接处容易出现应力集中; 从应力在闸门上分布情况看, 主梁的应力最大, 其次是面板的应力, 且应力主要集中在闸门的中下部分, 闸门上部应力水平较低。

4.3 闸门流激振动位移结果及分析

通过计算得到闸门的流激振动的位移响应。表 6

为闸门在典型水位不同开度下各构件顺河向(y 向) 位移。可以看出: 从闸门整体顺河向位移在开度上的表现看, 闸门在 20% 开度和 50% 开度下顺河向位移较大; 从闸门顺河向位移的分布情况看, 面板的位移 > 主梁的位移 > 支臂的位移, 闸门的位移从上游至下游呈降低的趋势; 位移最大值 3.608 mm 出现在上游水位 543.00m、闸门开度 50% 工况下闸门面板上端两边角点处。

从动力计算结果看, 在 543.00 mm 水位开度 20% 工况下闸门位移值最大, 在 20% 和 50% 开度时闸门应力水平较高, 且以平面应力为主。

5 结论与展望

(1) 本文通过模型试验及流激振动数值计算得到闸门动力响应,为平寨水利枢纽弧形钢闸门的运行调度提供参考。结果表明,闸门发生共振的可能性不大,应尽量避免闸门在20%和50%开度下长时间停留,应注意观察在20%和50%开度附近处闸门的振动情况。

(2) 目前对脉动水流的物理机制、作用机理还缺乏足够的认识,需要开展进一步的研究工作。当前流激振动的研究采用的是水力学模型试验结合数值模拟的方法,可以满足一般的工程应用,如果要提高计算精度,可以进行纯数值模拟方法,对于水流的流态和分布,通过数值模拟得到闸门各个时刻任意位置的水流分布情况,更能够反映水流的真实情况。也可以利用数值模拟得到的水流脉动压力数据与采用模型试验测得的水流脉动压力的数据分别进行闸门流激振动的计算,将计算结果进行对比分析。

(3) 本文虽然对不同开度下的闸门动力特性进行了研究,但开度是固定的,期待后续能实现对闸门启闭这一连续动态的过程进行模拟。

参考文献:

[1] 王正中,张雪才,刘计良.大型水工钢闸门的研究进展及发展趋势

势[J].水力发电学报,2017,36(10):1-18.

- [2] 严根华.大跨度特型闸门流激振动及控振措施研究[J].水利与建筑工程学报,2018,16(5):1-11.
- [3] 上官林建,许闯,孔垂雨.水工金属结构钢闸门振动响应测试试验研究[J].水利技术监督,2018(1):10-12.
- [4] 李火坤,练继建,杨敏.新政航电泄洪弧形闸门水动力特性模型试验研究[J].中国农村水利水电,2006(10):61-65.
- [5] 李桑军,秦战生.基于ANSYS的流固耦合弧形闸门振动特性研究[J].水力发电,2018,44(1):64-67.
- [6] 王湘,白新理,张振宇.考虑流激振动的弧形钢闸门的动力特性研究[J].山西建筑,2017,43(27):205-207.
- [7] 严根华,陈发展.溢流坝表孔弧形闸门流激振动原型观测研究[J].水力发电学报,2012,31(2):140-145.
- [8] 刘景,李俊杰.不同开度时溢流坝弧形闸门水流三维数值模拟[J].水电能源科学,2013,31(11):191-194.
- [9] 牛文宣,赵冉,苏林王,等.大跨度弧形闸门静动力学数值分析[J].水电能源科学,2013,31(7):173-176.
- [10] 赵兰浩,骆鹏.大型水工弧形钢闸门流激振动物理模型—数值模型计算分析[J].水电能源科学,2017,35(12):173-177.
- [11] 刘亚坤,倪汉根,叶子青,等.水工弧形闸门流激振动分析[J].大连理工大学学报,2005,45(5):730-734.
- [12] 韩彰,苏怀智,陈健,等.水工弧形空腔闸门动力特性数值分析[J].水利水运工程学报,2018,38(2):26-34.
- [13] 万继伟,燕军乐,张文远,等.三河口水利枢纽泄洪放空底孔事故闸门水力学及流激振动试验研究[J].水利水电技术,2019,50(1):118-125.

(责任编辑 郭利娜)