

# 大宽高比弧形钢闸门流激振动数值分析

彭思贤, 赵兰浩, 毛佳

(河海大学水利水电学院, 江苏南京 210098)

**摘要:**针对大宽高比弧形钢闸门在水流脉动作用下的动力特性问题,以某节制闸弧形钢闸门为例,建立闸门有限元模型,分析流固耦合、支臂厚度对闸门振动特性的影响。基于随机振动法得到闸门在脉动水流作用下的流激振动位移与应力响应,并利用动力系数法对闸门动力响应做出评价。结果表明:闸门基阶振动受水体影响较小,低阶振动受支臂影响较大;闸门典型工况下的流激振动位移响应最大值为4.029 mm,动应力最大值为61.247 MPa,动力系数均低于1.20,总体动应力水平较低,在动水作用下可安全运行。

**关键词:**大宽高比弧形闸门;流激振动;流固耦合;支臂稳定;随机振动;动力系数

中图分类号:TV663

文献标志码:A

文章编号:1006-7647(2022)03-0090-07

**Numerical analysis of flow-induced vibration of a steel radial gate with large width to height ratio**//PENG Sixian, ZHAO Lanhao, MAO Jia( College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, China)

**Abstract:** A check gate was taken as an example to study the dynamic characteristics of a large width-height ratio steel radial gate under the action of water pulsation, by means of establishing the finite element model to analyze the effects of fluid-solid coupling and arm thickness on the gate vibration characteristics. Based on the random vibration method, the fluid-induced vibration displacement and stress response of the gate under the action of pulsating flow were obtained. The dynamic response of the gate was evaluated by the dynamic coefficient method. The results show that the basic order vibration of the gate is less affected by water, and the lower order vibration is more affected by the arm. The maximum displacement response of the flow-induced vibration under typical working conditions of the gate is 4.029 mm, and the maximum dynamic stress is 61.247 MPa. The dynamic coefficients are all lower than 1.20. The overall dynamic stress level is low, and the gate can operate safely under the action of dynamic water.

**Key words:** radial gate with large width to height ratio; flow-induced vibration; fluid-structure coupling; arm stability; random vibration; dynamic coefficient

21世纪以来,我国对水环境和生态的要求日益提高,跨度较大、水头较低的大宽高比弧形闸门不断涌现<sup>[1]</sup>。但此类闸门结构刚度弱,动水启闭时易产生强烈振动,同时水动力荷载作用形式复杂各异,诱发的结构强烈振动也表现出不同的振型和性质<sup>[2]</sup>。闸门的流激振动按激励机制一般分为3种:外部诱发振动(EIE)、水流稳定性差异导致的振动(IIE)与结构自身相关的自激振动(MIE)<sup>[3-4]</sup>。总体而言,振动的主要原因是动水作用的不均衡<sup>[5-7]</sup>。目前,闸门振动特性的主要研究方法有原型观测、模型试验、数值模拟或模型试验与数值模拟相结合。胡木生等<sup>[8]</sup>利用原型观测的方法较为准确地测量出闸门的振动响应,蒋寅军等<sup>[9]</sup>用完全水弹性模型试验得到闸门不同开度下的动力响应,赵兰浩等<sup>[10]</sup>提出基

于模型试验的物理模型-数学模型相结合的闸门流激振动计算方法,但研究的弧形闸门宽高比较小均在0.4~1.0之间,同时原型观测无法对待建闸门研究,完全水弹性模型较难实现,数值模拟在现有技术下缺乏一定精度<sup>[11-12]</sup>,其他有关大跨度、宽高比大于3:1的弧形闸门动力特性研究也较少<sup>[13]</sup>。

本文以闸门跨度为25.96 m,宽高比约为3.05的某节制闸为研究对象,该闸属于低水头大宽高比闸门,支臂支承桁架部位易发生失稳破坏<sup>[14-16]</sup>。针对闸门主体与易失稳的支臂部位,分别计算闸门有、无水体状态下的自振特性,研究不同支臂设计厚度对结构振频的影响,采用试验结合数值模拟的方法,将模型试验测得的脉动压力转化为节点荷载施加在数值模型上,通过随机振动方法得到该闸门的流激

振动响应,可对类似大宽高比闸门结构的设计与安全运行提供参考。

## 1 计算方法

### 1.1 闸门自振特性

闸门结构的运动方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{\delta}} + \mathbf{C}\dot{\boldsymbol{\delta}} + \mathbf{K}\boldsymbol{\delta} = \mathbf{F}_0 \quad (1)$$

式中: $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$ 分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\boldsymbol{\delta}$ 、 $\dot{\boldsymbol{\delta}}$ 、 $\ddot{\boldsymbol{\delta}}$ 分别为结构节点的位移、速度和相对于地面的加速度; $\mathbf{F}_0$ 为除动水压力的其他荷载。

实际工程中,可忽略阻尼影响,假定结构做 $\boldsymbol{\delta} = \boldsymbol{\varphi}\cos\boldsymbol{\omega}t$ 的简谐运动,得到闸门结构不考虑水体作用且忽略阻尼的自由振动方程:

$$\mathbf{K}\boldsymbol{\delta} = \boldsymbol{\omega}^2\mathbf{M}\boldsymbol{\varphi} \quad (2)$$

式中: $\boldsymbol{\omega}$ 为闸门自振频率; $\boldsymbol{\varphi}$ 为闸门结构中各节点的振幅,不全为零。

考虑水体与结构作用情况下,当不可压缩流体做小振幅运动时,附加水压力(动水压力) $p$ 的变化服从拉普拉斯方程:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 0 \quad (3)$$

在边界条件为 $\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho\ddot{u}$ 时( $u$ 为固体边界在法线方向的位移分量, $\rho$ 为流体密度),可得离散后的有限元方程:

$$\mathbf{H}p - \mathbf{F} = 0 \quad (4)$$

式中: $\mathbf{H}$ 为劲度矩阵 $\mathbf{H} = \sum \mathbf{H}_e$ ; $\mathbf{F}$ 为节点荷载 $\mathbf{F} = \sum \mathbf{F}_{se}$ 。边界决定于固体的移动,固体边界在法线方向的位移分量用适当的形函数以及节点位移表示,可推导出

$$p = -\mathbf{H}^{-1}\mathbf{G}\ddot{\boldsymbol{\delta}} = \sum p_{se} \quad (5)$$

设动水压力荷载为 $\mathbf{R}_p$ , $\mathbf{R}_p = \sum \mathbf{G}^T p_{se}$ ,式中 $p_{se}$ 为流体压力, $\mathbf{G}$ 为流体压力的形函数在流体与固体接触面上的积分,将式(5)代入可得

$$\mathbf{R}_p = -\mathbf{G}^T\mathbf{H}^{-1}\mathbf{G}\ddot{\boldsymbol{\delta}} = -\mathbf{M}_p\ddot{\boldsymbol{\delta}} \quad (6)$$

其中 $\mathbf{M}_p = \mathbf{G}^T\mathbf{H}^{-1}\mathbf{G}$

式(2)中增加附加水体质量矩阵 $\mathbf{M}_p$ ,即得到考虑水体与结构作用的振动方程:

$$\mathbf{K}\boldsymbol{\delta} = \boldsymbol{\omega}^2(\mathbf{M}_p + \mathbf{M})\boldsymbol{\varphi} \quad (7)$$

### 1.2 脉动压力频谱分析方法

假设各测点的脉动压力 $P(t)$ 是平稳各态历经随机变量,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,即:

$$F_i(t) = \sum_{k=1}^{K_1} \int_{A_{ik}} P_{ik}(t) \mathbf{I}_{ik} dA_{ik} \quad (8)$$

节点荷载的相关矩阵为: $\mathbf{R}_F(\tau) = E(\mathbf{F}(t)\mathbf{F}(t+\tau)^T)$ ,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:

$$S_{ij}(\boldsymbol{\omega}_0) = \sum_{k=1}^{K_1} \sum_{m=1}^{M_1} \left( \int_{A_{ik}A_{jm}} S_{P_{ik}P_{jm}}(\boldsymbol{\omega}_0) \mathbf{I}_{ik} \mathbf{I}_{jm}^T dA_{ik} dA_{jm} \right) \quad (9)$$

其中 $S_{P_{ik}P_{jm}}(\boldsymbol{\omega}_0) = \gamma_{P_{ik}P_{jm}}(\boldsymbol{\omega}_0)$ 式中: $S_{P_{ik}P_{jm}}(\boldsymbol{\omega}_0)$ 为小块面积 $A_{ik}$ 和 $A_{jm}$ 上任意两点之间的互谱密度; $A_{ik}$ 、 $A_{jm}$ 为测点 $k$ 对节点 $i$ 、 $j$ 的影响面积; $\mathbf{I}_{ik}$ 、 $\mathbf{I}_{jm}$ 为影响面积 $A_{ik}$ 、 $A_{jm}$ 的法线方向向量。

设 $\gamma_{ij} = \gamma_{x_{ij}}\gamma_{y_{ij}}\gamma_{z_{ij}}$ , $\gamma_{ij}$ 为相干函数,并记: $\gamma_{ij} = A(\boldsymbol{\omega}_0) - i_0 B(\boldsymbol{\omega}_0)$ 。以 $x$ 方向为例, $\gamma_{ij}(\boldsymbol{\omega}_0)$ 可表示为负指数衰减函数的形式:

$$\gamma_{ij} = \exp(-k_1|x_i - x_j|) \exp[-i_0\boldsymbol{\omega}_0 k_2(x_i - x_j)] \quad (10)$$

式中: $x_i$ 、 $x_j$ 为 $i$ 、 $j$ 两点的 $x$ 向坐标; $k_1$ 、 $k_2$ 为常数。设

$y = k_0 x$ ,最小二乘法拟合求 $k_0$ : $k_0 = \frac{\sum y_i x_i}{\sum x_i^2}$ ,可得:

$$\gamma_{ij} = \gamma_{x_{ij}}\gamma_{y_{ij}}\gamma_{z_{ij}} = \exp(A) \cos(B\boldsymbol{\omega}_0) + i_0 \exp(A) \sin(B\boldsymbol{\omega}_0) \quad (11)$$

其中 $A = -(k_0 x_1|x_i - x_j| + k_0 y_1|y_i - y_j| +$

$$k_0 z_1|z_i - z_j|)$$

$$B = -(k_0 x_2|x_i - x_j| + k_0 y_2|y_i - y_j| +$$

$$k_0 z_2|z_i - z_j|)$$

$y$ 、 $z$ 方向同理可得。

### 1.3 随机振动方法

将考虑水体与闸门之间耦合作用下最低 $p_0$ 阶振型 $\boldsymbol{\varphi} = (\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_{p_0})$ 和相应频率 $\boldsymbol{\omega} = (\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_{p_0})^T$ 振型展开,位移向量 $\boldsymbol{\delta}$ 写成广义坐标 $Y$ 的函数 $\boldsymbol{\delta} = \boldsymbol{\varphi}Y$ ,代入式(1),并左乘 $\boldsymbol{\varphi}^T$ ,可得

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

式中: $\dot{Y}_j$ 、 $\ddot{Y}_j$ 分别为广义坐标的一次、二次偏导; $f_j$ 为

节点荷载偏导。其中记 $\boldsymbol{\varphi} = \left( \frac{\varphi_1}{M_1^*}, \frac{\varphi_2}{M_2^*}, \dots, \frac{\varphi_{p_0}}{M_{p_0}^*} \right)$ ,可得位移响应功率谱矩阵:

$$S_{\boldsymbol{\delta}}(\boldsymbol{\omega}) = \boldsymbol{\varphi} \mathbf{H}(-\boldsymbol{\omega}) \boldsymbol{\varphi}^T S_F(\boldsymbol{\omega}) \boldsymbol{\varphi} \mathbf{H}(\boldsymbol{\omega}) \boldsymbol{\varphi}^T \quad (13)$$

式中: $\mathbf{H}(\boldsymbol{\omega})$ 为传递函数矩阵; $S_F(\boldsymbol{\omega})$ 为节点荷载功率谱矩阵。

对式(13)积分可得到位移响应均方根值:

$$(\boldsymbol{\delta})^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} S_{\boldsymbol{\delta}}(\boldsymbol{\omega}) d\boldsymbol{\omega} \quad (14)$$

用弹性矩阵 $\mathbf{D}_G$ 与应变矩阵 $\mathbf{B}$ 求得应力响应均方根值 $\boldsymbol{\sigma}$ :

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}_G \mathbf{B} \boldsymbol{\delta} \quad (15)$$

## 2 水力学模型试验

某节制闸设双主横梁,为开敞式平底板整体结构,支臂为三角直支臂结构,支臂断面为工字形组合,底板顶面高程为1.00 m,底板总厚度为2.50 m,闸墩顶高程为10.30 m,闸门门叶尺寸25.96 m×8.50 m(宽×高),面板弧长9.05 m,面板弧面半径8.50 m,闸门上游汛期限水位8.50 m,灌溉设计水位9.0 m,校核水位9.50 m。

### 2.1 脉动压力测点布置与试验工况

试验主要测量闸门在不同典型水位(8.50 m、9.0 m、9.50 m),不同开度(10%、20%、40%、50%、60%)下各测点的脉动压力,闸门局部开启时为孔口出流。模型采用PVC材料制成,几何比尺为1:25,满足Froude相似条件。共布置11个测点,闸门结构与测点布置如图1所示。

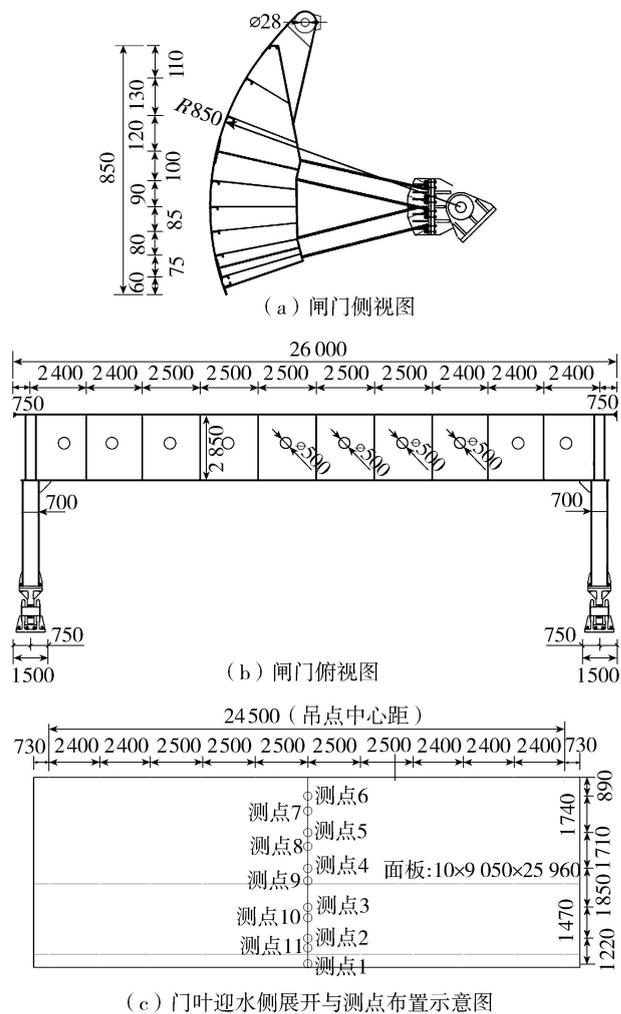


图1 闸门结构及测点布置示意图(单位:mm)

### 2.2 脉动压力频谱分析

试验表明,闸门局部开启时,脉动压力与水流紊动程度有关,面板底部测点1处流速较大、水流紊动程度高,此处脉动压力试验值最大,各测点脉动压力

优势频率主要集中在4~12 Hz。由于测点工况较多,图2、表1只给出闸门在上游水位8.50 m,开度10%时典型测点1、4的脉动压力时程曲线、功率谱线与上游水位9.50 m,不同开度下典型测点1、4、6脉动压力均方根值和优势频率。

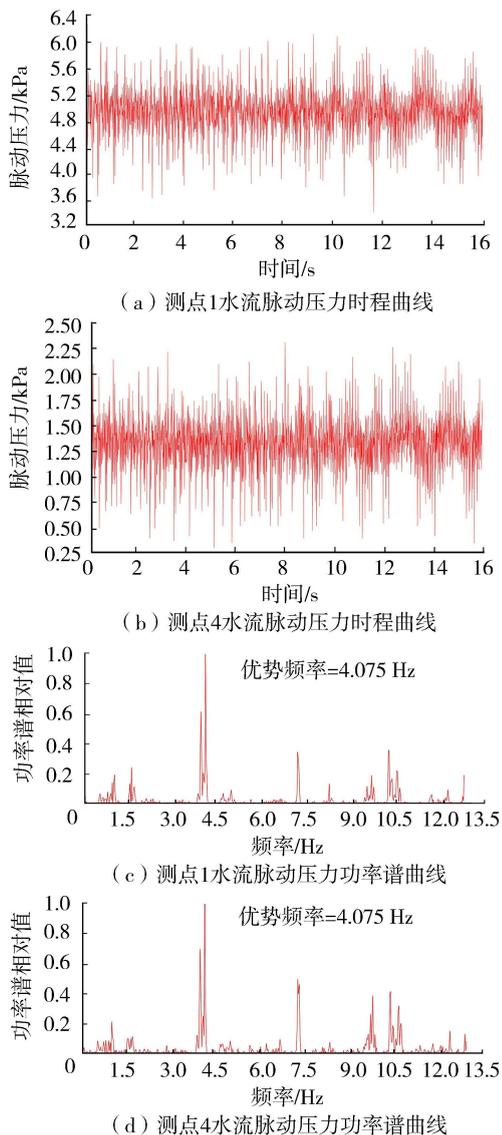


图2 典型测点1、4水流脉动压力时程曲线与功率谱曲线

表1 9.50 m水位不同开度下测点1、4、6脉动压力

闸门开度/%	脉动压力均方根/kPa			优势频率/Hz		
	测点1	测点4	测点6	测点1	测点4	测点6
10	4.835	4.764	4.805	4.064	4.064	4.064
20	5.152	5.131	5.012	6.586	6.586	6.585
40	5.674	5.52	5.589	7.857	7.857	7.584
50	6.175	6.861		9.365	9.856	
60	6.736			11.458		

a. 由图2可看出测点1和4的脉动压力时程曲线呈现正弦波形,测点1的脉动压力试验值明显大于测点4处。功率谱曲线可知两测点频率范围均在0~13.5 Hz,优势频率均为4.075 Hz。

b. 分析表1可知,上游水位一定,闸门开度增

大,脉动压力的均方根值与优势频率均呈增大趋势,均方根值增幅逐渐增加,水流脉动程度显著增强。

### 3 数值模拟分析

#### 3.1 闸门有限元模型参数

取  $x$  轴正向与水流方向相反,  $y$  轴垂直水流方向指向河流的左岸,  $z$  轴垂直指向上方。水体区域计算时取为自闸门底缘向上游延伸至闸门高度的 10 倍左右<sup>[17]</sup>。闸门面板、主横梁、纵隔板以及支臂部位采用四边形板壳单元模拟;启闭杆采用杆单元模拟;支座部位采用八节点六面体单元模拟。计算模型的节点总数 124 441,单元总数 120 176,其中八节点实体单元总数 20 064,四节点面单元总数 99 472,三节点面单元总数 432,杆单元总数 208。

材料参数:闸门门体主要采用 Q345 钢,密度为  $7850 \text{ kg/m}^3$ ,弹性模量为  $210 \text{ GPa}$ ,泊松比为  $0.2963$ 。水体的密度  $1000 \text{ kg/m}^3$ ,重力加速度为  $9.81 \text{ m/s}^2$ 。闸门与水体的有限元模型如图 3、4 所示。

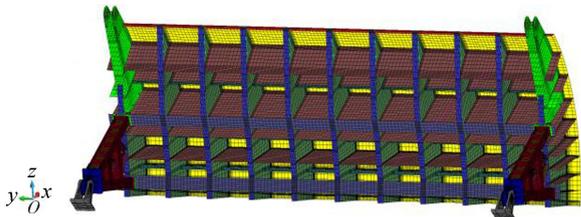


图3 弧形钢闸门有限元模型

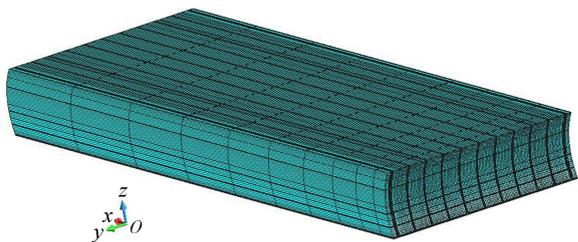


图4 水体有限元模型

约束条件:挡水工况,闸门面板底部设置  $z$  向约束,支座底端设置固定约束,转轴设置  $x$  向约束;起吊工况,启闭杆一端设置固定约束,支座底端设置固定约束,转轴设置  $y$  向约束。

#### 3.2 流固耦合对自振特性影响

表 2 为闸门在挡水工况与起吊工况下,考虑流固耦合(有水状态)与不考虑流固耦合(无水状态)时的前十阶自振频率,表 3 为起吊工况闸门有水与无水状态下的前六阶振型。

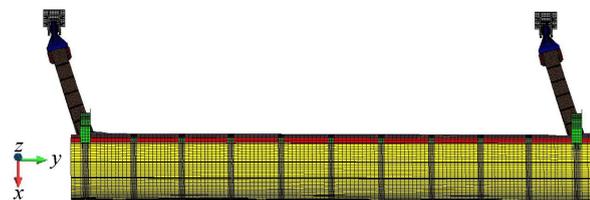
由图 5 与表 2 和表 3 数据可知:①闸门一阶振型各工况均表现为闸门面板的横河向运动,顺水流方向与水体无作用,因此流固耦合作用对闸门基阶振频的影响较小,基频较无水体作用只降低了  $0.06\%$  左右。②流固耦合对自振频率的影响是非线性的,高

表 2 自振频率计算结果

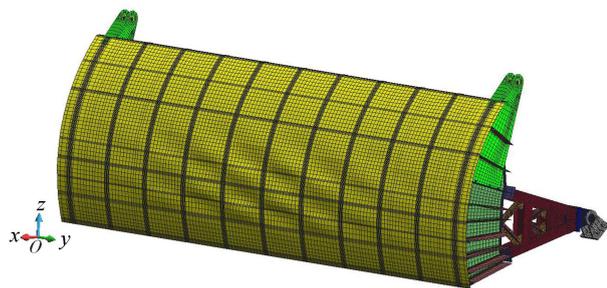
阶数	不考虑流固耦合 频率/Hz		考虑流固耦合 频率/Hz		变化百分比/%	
	挡水工况	起吊工况	挡水工况	起吊工况	挡水工况	起吊工况
	1	1.545	1.610	1.544	1.609	-0.06
2	7.120	3.408	2.809	2.574	-60.55	-24.47
3	10.342	5.181	4.003	3.289	-61.29	-36.52
4	12.447	9.041	5.581	4.071	-55.16	-54.97
5	14.750	10.583	7.454	4.182	-49.46	-60.48
6	14.785	14.689	7.545	7.654	-48.97	-47.89
7	15.050	14.868	7.664	7.665	-49.08	-48.45
8	15.227	14.879	7.767	7.702	-48.99	-48.24
9	15.377	15.215	7.861	7.722	-48.88	-49.25
10	15.542	15.396	7.962	7.745	-48.77	-49.69

表 3 起吊工况典型阶数振型情况

阶数	振型描述	
	无水状态	有水状态
1	面板横河向运动	面板横河向运动
2	面板径向运动	面板径向运动
3	支臂反对称运动	面板中上部径向运动
4	面板中上部径向运动	面板扭转
5	面板扭转	支臂反对称运动
6	闸门中下部主梁腹板扭曲变形	面板中上部扭动变形



(a) 一阶振型(变形放大500倍)



(b) 六阶振型(变形放大10倍)

图 5 设计水位挡水工况下闸门一阶、六阶振型

阶振频因水体作用而显著降低,挡水工况振频最高降幅出现在第三阶,降低  $61.29\%$ ,起吊工况则出现在第五阶,振频最多降低  $60.48\%$ 。流固耦合作用改变了闸门二阶之后的振动形式,其中对三至五阶的振型影响较为显著。③第六阶及更高阶的振型主要表现为面板中部门叶局部的扭曲变形和门叶后主梁腹板局部的弯曲变形,闸门主体钢结构与桁架结构无明显变形,高阶振型主要影响闸门面板的局部结构,对闸门整体结构无太大影响,而低阶振型易引起闸门整体结构的振动变形,是影响闸门安全运行的重要因素。

### 3.3 支臂截面厚度对闸门振频影响

为研究闸门在不同支臂截面厚度下的自振频率,选取闸门挡水(无水)工况与起吊有水工况,计算支臂厚度增加 30% 下的闸门振频与原振频对比。

由表 4 可知:①支臂截面厚度增加,闸门振频随之增大,无水状态基频最大增幅 5.50%,有水状态基频最大增幅 10.69%。②支臂截面厚度的改变对高阶振频影响较小,主要由于支臂截面变大,闸门结构刚度增大,而闸门高阶振动形式主要表现为闸面板与主梁腹板的局部扭曲变形,支臂无明显运动,因此支臂对闸门高阶振频影响较小。

表 4 闸门闭合无水、起吊有水工况支臂厚度的自振特性

阶数	原支臂厚度 频率/Hz		支臂厚度增加 30% 频率/Hz		变化百分比/%	
	闭合无水	起吊有水	闭合无水	起吊有水	闭合无水	起吊有水
1	1.545	1.609	1.630	1.781	5.50	10.69
2	7.120	2.574	7.728	2.783	8.54	8.12
3	10.342	3.289	10.828	3.393	4.70	3.16
4	12.447	4.071	13.896	4.147	11.64	1.87
5	14.750	4.182	14.700	4.572	-0.34	9.33
6	14.785	7.654	14.854	7.656	0.47	0.03
7	15.050	7.665	15.049	7.694	-0.01	0.38
8	15.227	7.702	15.226	7.753	-0.01	0.66
9	15.377	7.722	15.377	7.758	0	0.47
10	15.542	7.745	15.542	7.876	0	1.69

### 3.4 闸门流激振动应力响应

将典型水位不同开度的脉动压力作为节点荷载,通过数值计算得到结构的应力响应。由表 5、表 6 可以看出:①在脉动压力作用下,闸门在 9.50 m 水位下 10% 开度与 20% 开度时的整体应力水平较高。主要构件的应力以平面应力为主,弯曲应力与平面应力相比小很多,其影响几乎可忽略。②闸门应力主要集中在结构中下部,上部结构应力水平较低。纵、横梁处应力最大,吊耳处应力最低。平面应力的最大值为 60.805 MPa,出现在纵梁腹板底部。最大平面剪应力为 9.969 MPa,出现在支臂腹板处。③这是由于在闸门上游水位 9.50 m 开度 10%、20% 时,闸门与水体直接接触范围较大,下泄水流的脉动

表 5 所有工况闸门主要构件平面、弯曲应力最大值

部件	平面应力			弯曲应力		
	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$
面板	10.036	9.359	5.858	0.776	0.962	0.189
纵梁翼缘	40.036	13.586	8.658	0.346	0.458	0.098
纵梁腹板	60.805	30.556	9.969	0.195	0.132	0.085
横梁后翼缘	21.985	12.744	8.835	0.319	0.546	0.246
横梁腹板	39.595	25.845	9.671	0.153	0.470	0.038
吊耳	7.756	2.985	3.123	0.089	0.042	0.044
支臂翼缘	1.018	6.628	4.256	0.065	0.054	0.045
支臂腹板	31.457	10.588	9.986	0.277	0.269	0.078

表 6 闸门主要构件平面、弯曲应力最大值所在工况

部件	平面应力最大值工况 上游水位/m(开度/%)			弯曲应力最大值工况 上游水位/m(开度/%)		
	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$
面板	9.50(10)	9.50(10)	9.50(10)	9.50(20)	9.50(20)	9.50(20)
纵梁翼缘	9.50(10)	9.50(10)	9.50(10)	9.50(10)	9.50(10)	9.50(20)
纵梁腹板	9.50(10)	9.50(20)	9.50(20)	9.50(10)	9.50(20)	9.50(10)
横梁后翼缘	9.50(10)	9.50(20)	9.50(20)	9.50(10)	9.50(10)	9.50(10)
横梁腹板	9.50(20)	9.50(20)	9.50(20)	9.50(10)	9.50(10)	9.50(10)
吊耳	9.50(10)	9.50(10)	9.50(10)	9.50(10)	9.50(10)	9.50(10)
支臂翼缘	9.50(10)	9.50(10)	9.50(20)	9.00(40)	9.50(10)	9.00(40)
支臂腹板	9.50(20)	9.00(40)	9.00(40)	9.50(10)	9.50(10)	9.50(10)

荷载集中作用在闸门结构的中下部,梁格系与支臂应力水平较高,同时过闸流量与流速大,水流波动强烈,水动力作用显著,结构整体应力水平随之增大。

### 3.5 闸门流激振动位移响应

由表 7 可以看出:①闸门面板处位移最大,支臂处位移最小。在 9.50 m 水位闸门开度 20% 时,出现位移最大值,为  $x$  向位移 4.029 mm,出现在纵梁腹板、纵梁翼缘与面板顶部相接处; $y$  向最大位移为 0.368 mm,出现在吊耳的顶端; $z$  向最大位移为 1.608 mm,出现在闸门横梁后翼缘的中间部位。②由于闸门底部受到底部支臂的支撑作用, $x$  向位移较小,在上下支臂的支撑下,结构  $x$  向位移最大值一般都出现在闸门结构的顶部。支臂变形主要是由于脉动压力的作用下,发生横河向和垂直向的变形,一般  $y$  向和  $z$  向位移较大。

表 7 所有工况闸门主要构件位移最大值及所在工况

部件	位移/mm			位移最大值工况 上游水位/m(开度/%)		
	$x$ 向	$y$ 向	$z$ 向	$x$	$y$	$z$
面板	4.029	0.168	0.608	9.50(20)	9.00(40)	9.50(20)
纵梁翼缘	3.222	0.185	0.984	9.50(20)	9.00(40)	9.50(20)
纵梁腹板	3.161	0.242	0.863	9.50(20)	9.00(40)	9.50(20)
横梁后翼缘	1.256	0.157	1.608	9.00(40)	9.00(20)	9.50(10)
横梁腹板	1.246	0.158	1.183	9.00(40)	9.00(20)	9.50(20)
吊耳	2.379	0.368	0.534	9.00(40)	9.00(40)	9.50(10)
支臂翼缘	0.329	0.225	0.449	9.00(40)	9.50(10)	9.50(10)
支臂腹板	0.364	0.124	0.324	9.50(10)	9.50(10)	9.50(10)

## 4 闸门动力响应评价

目前对于闸门动力响应的评价并无标准<sup>[18]</sup>,本文采用动力系数法即将动静应力之和与静应力的比值范围作为安全指标,动力系数低于 1.20 则闸门的动力响应不会对闸门正常运行产生危害。由表 8 可知,闸门各构件动力系数均低于 1.20,其中纵梁腹板处动应力最大达到 61.247 MPa,相应动力系数 1.172,闸门动力系数满足抗振设计要求<sup>[19]</sup>,因此脉动水压不会对正常运行的闸门造成失稳破坏。

表 8 所有工况闸门主要构件最大动、静应力与动力系数

部件	动应力/MPa	静应力/MPa	动力系数
面板	11.247	82.746	1.136
纵梁翼缘	41.247	250.346	1.165
纵梁腹板	61.247	355.195	1.172
横梁后翼缘	28.247	196.546	1.144
横梁腹板	41.960	268.470	1.156
吊耳	8.196	80.089	1.102
支臂翼缘	8.128	194.20	1.042
支臂腹板	31.960	222.269	1.144

注:动力系数=(动应力+静应力)/静应力。

## 5 结论

a. 闸门基频与脉动压力主频范围相差较大,与优势频率相差 60% 以上,理论上发生共振可能性很低,闸门各部位动力系数均低于 1.20,动力响应不会对闸门正常运行造成危害。但闸门在上游水位 9.00 m 开度 40% 与水位 9.50 m 开度 10%、20% 时动应力与动位移响应较大,实际运行时应注意此工况下闸门的动力安全。

b. 当弧形闸门宽高比大于 3 : 1,由于结构尺寸、跨度较大,约束刚度相对较弱,自振基频较小,中小开度运行时易在水流脉动作用下发生强烈振动。

c. 闸门水头低而跨度大,宽高相差悬殊,结构抗扭刚度弱,支臂在低阶振动时易发生扭曲变形。支臂截面厚度主要影响闸门低阶振频,对高阶振频无太大影响,因而在类似大宽高比弧形闸门的支臂结构设计阶段需合理增加支臂刚度,防止支臂部位发生动力失稳破坏。

## 参考文献:

[ 1 ] 严根华. 我国大跨度闸门应用趋势与抗振对策[J]. 水利水运工程学报, 2009 ( 4 ): 134-142. ( YAN Genhua. Application tendency and anti-vibration countermeasure of large and wide gates in China [ J ]. Hydro-Science and Engineering, 2009 ( 4 ): 134-142. ( in Chinese ) )

[ 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. ( YAN Genhua. Flow-induced vibration and control measures of the large-span special gate [ J ]. Journal of Water Resources and Architectural Engineering, 2018, 16 ( 5 ): 1-11. ( in Chinese ) )

[ 3 ] 严根华,董家,孙云茜. 上翻式拱形闸门的流激振动控制及原型观测验证[J]. 水利水电科技进展, 2020, 40 ( 5 ): 55-61. ( YAN Genhua, DONG Jia, SUN Yunxi. Flow-induced vibration control and prototype measurement verification of large upwelling arch gate [ J ]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2020, 40 ( 5 ): 55-61. ( in Chinese ) )

[ 4 ] 刘晓燕. 水工钢闸门振动现象及振动特性分析[J]. 现

代农业科技, 2010 ( 16 ): 250. ( LIU Xiaoyan. Vibration phenomenon and vibration characteristic analysis of hydraulic steel gate [ J ]. Modern Agricultural Science and Technology, 2010 ( 16 ): 250. ( in Chinese ) )

[ 5 ] 马斌,郭乙良. 水工闸门振动研究现状及发展趋势[J]. 水利水运工程学报, 2019 ( 2 ): 55-64. ( MA Bin, GUO Yiliang. Current research status and development trend of hydraulic gate vibration [ J ]. Hydro-Science and Engineering, 2019 ( 2 ): 55-64. ( in Chinese ) )

[ 6 ] 潘锦江. 闸门振动问题探讨[J]. 水利水电科技进展, 2001, 22 ( 6 ): 36-39. ( PAN Jinjiang. Discussion on gate vibration [ J ]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2001, 22 ( 6 ): 36-39. ( in Chinese ) )

[ 7 ] 严根华. 水工闸门流激振动研究进展[J]. 水利水运工程学报, 2006 ( 1 ): 66-73. ( YAN Genhua. Research development of flow-induced gate vibration [ J ]. Hydro-Science and Engineering, 2006 ( 1 ): 66-73. ( in Chinese ) )

[ 8 ] 胡木生,杨志泽,张兵,等. 蜀河水电站弧形闸门原型观测试验研究[J]. 水力发电学报, 2016, 35 ( 2 ): 90-100. ( HU Musheng, YANG Zhize, ZHANG Bing, et al. Study on prototype experiment of radial gates at Shuhe Hydropower Station [ J ]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2016, 35 ( 2 ): 90-100. ( in Chinese ) )

[ 9 ] 蒋寅军,宋一乐,王朝晖,等. 乌江思林水电站溢流坝弧形工作闸门流激振动试验[J]. 武汉大学学报(工学版), 2010, 43 ( 4 ): 467-471. ( JIANG Yinjun, SONG Yile, WANG Chaohui, et al. Experiment of fluid-induced vibration at spillway radial gate of Silin Hydropower Station at Wujiang River [ J ]. Engineering Journal of Wuhan University, 2010, 43 ( 4 ): 467-471. ( in Chinese ) )

[ 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. ( ZHAO Lanhao, LUO Peng. Calculation and analysis of flow-induced vibration in large-scale hydraulic steel radial gate through numerical and physical models [ J ]. Water Resources and Power, 2017, 35 ( 12 ): 173- 177. ( in Chinese ) )

[ 11 ] 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. ( LI Sangjun, QIN Zhansheng. Research on vibration characteristics of radial gate based on ansys by considering fluid-structure interaction [ J ]. Water Power, 2018, 44 ( 1 ): 64-67. ( in Chinese ) )

[ 12 ] 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. ( WANG Xiang, BAI Xinli, ZHANG Zhenyu. Study on dynamic characteristic of arc-gate with flow induced vibration [ J ]. Shanxi Architecture, 2017, 43 ( 27 ): 205-207. ( in Chinese ) )

- [13] 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. (in Chinese))
- [14] 石天鑫. 弧形闸门支臂结构形式的研究[D]. 南京: 河海大学,2004.
- [15] 朱召泉,卓家寿,陶桂兰. 弧形钢闸门的动力稳定性研究进展[J]. 水利水电科技进展,1999,20(5):27-29. (ZHU Zhaoquan,ZHUO Jiashou,TAO Guilan. Research progress on dynamic stability of steel radial gate [J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 1999,20(5):27-29. (in Chinese))
- [16] 张玉国. 泄水底孔弧形闸门铰座更换技术[J]. 水利水电科技进展,2013,33(增刊2),52-53. (ZHANG Yuguo. Replacement technology of hinge seat for radial gate of drain bottom hole [J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2013,33(Sup2),52-53. (in Chinese))
- [17] 古华,严根华. 水工闸门流固耦合自振特性数值分析[J]. 振动、测试与诊断,2008,28(3):242-246. (GU Hua,YAN Genhua. Numerical analysis of natural vibration properties of hydraulic gate considering liquid-solid coupling [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2008,28(3):242-246. (in Chinese))
- [18] 焦修明. 弧形闸门动力特性及流激振动研究[D]. 武汉:武汉大学,2005.
- [19] 中华人民共和国水利部. 水利水电工程钢闸门设计规范:SL74-2019[S]. 北京:中国水利水电出版社,2019. (收稿日期:2021-08-17 编辑:刘晓艳)

(上接第69页)

- [9] 茅泽育,武蓉,马吉明. 明渠交汇口水流及污染物输移数值计算[J]. 水利学报,2003,34(8):43-48. (MAO Zeyu,WU Rong,MA Jiming. Numerical simulation of flow field and pollutant transport at the junction of open channel [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2003,34(8):43-48. (in Chinese))
- [10] BIRON P M, RAMAMURTHY A S, HAN S. Three-dimensional numerical modeling of mixing at river confluences[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2004, 130(3):243-253.
- [11] 魏娟,李然,康鹏,等. 水流交汇区污染物输移扩散特性[J]. 水科学进展,2012,23(6):822-828. (WEI Juan,LI Ran,KANG Peng. Study on transportation and diffusion characteristics of contaminants at flow confluence [J]. Advances in Water Science, 2012,23(6):822-828. (in Chinese))
- [12] RAMON C L, ARMENGOL J, DOLZ J, et al. Mixing dynamics at the confluence of two large rivers undergoing weak density variations [J]. Journal of Geophysical Research:Oceans,2014,119(4):2386-2402.
- [13] TANG H W, ZHANG H M, YUAN S Y. Hydrodynamics and contaminant transport on a degraded bed at a 90-degree channel confluence [J]. Environmental Fluid Mechanics,2018,18(2):443-463.
- [14] 顾莉,赵欣欣,戴波,等. 汇流比对U形弯曲交汇河道中污染物离散系数的影响[J]. 河海大学学报(自然科学版),2018,46(3):189-195. (GU Li,ZHAO Xinxin,DAI Bo,et al. The influence of discharge ratio on the pollutant dispersion coefficient in the U-shaped confluent curved river [J]. Journal of Hohai University (Natural Sciences), 2018,46(3):189-195. (in Chinese))
- [15] 周舟,曾诚,周婕,等. 等宽明渠交汇口流速分布特性数值模拟[J]. 水利水运工程学报,2020(1):32-39. (ZHOU Zhou,ZENG Cheng,ZHOU Jie, et al. Numerical investigation on distribution characteristics of velocities at equal-width open-channel confluences [J]. Hydro-Science and Engineering,2020(1):32-39. (in Chinese))
- [16] 王玲玲. 工程紊流数值模拟方法及应用[M]. 北京:科学出版社,2019.
- [17] WEBER L J, SCHUMATE E D, MAWER N, et al. Experiments on flow at a 90° open-channel junction [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2001, 127(5):340-350.
- [18] 陈凯霖. 明槽交汇区水动力特性与污染物质量浓度场试验研究[D]. 西安:西安理工大学,2019.
- [19] 华祖林. 环境水力学[M]. 北京:科学出版社,2020.
- [20] 胥宗强,魏炳乾,薛博升,等. 明渠交汇口分离区三维几何特性的大涡模拟研究[J]. 应用力学学报,2021,38(1):409-417. (XU Zongqiang, WEI Bingqian, XUE Bosheng, et al. Investigation of three-dimensional geometry of separation zone at open-channel junctions by large eddy simulation [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2021,38(1):409-417. (in Chinese)) (收稿日期:2021-05-26 编辑:骆超)