

文章编号: 1000-4750(2010)04-0185-05

大型液压启闭机油缸活塞杆的计算分析研究

刘礼华¹, 陈五一², 魏晓斌¹, *王 蒂¹, 欧珠光¹

(1. 武汉大学土木建筑工程学院, 武汉 430072; 2. 中国水电顾问集团成都勘测设计研究院, 成都 610072)

摘 要: 对水利工程中的大型液压启闭机油缸活塞杆进行了计算分析, 在分析中考虑了油缸与活塞杆联接间隙所引起的几何变形和油缸活塞杆自重对杆轴横向变形的影响, 依据固体力学基础理论对油缸活塞杆的受力与变形进行了定量计算推导, 并结合工程实际给出了具体应用算例。该文中指出了目前水利工程运行管理人员对此类启闭机油缸活塞杆安全控制条件的误解。结果表明, 考虑几何变形和自重影响的油缸活塞杆的受压问题应属于第二类稳定问题, 由强度控制其安全性。研究结果有助于大型表孔弧门油缸活塞杆的设计布置, 并指导电站现有油缸活塞杆的安全运行。

关键词: 液压启闭机; 油缸活塞杆; 第二类稳定; 受力变形; 挠度

中图分类号: TU311 **文献标识码:** A

CALCULATION AND ANALYSIS ON THE LARGE-SCALE HYDRAULIC HOIST CYLINDER PISTON

LIU Li-hua¹, CHEN Wu-yi², WEI Xiao-bin¹, *WANG Di¹, OU Zhu-guang¹

(1. School of Civil and Architectural Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China;

2. Chengdu Hydropower Investigation Design & Research Institute, CHECC, Chengdu 610072, China)

Abstract: An analysis of the large-scale hydraulic hoist cylinder piston is carried out, in which geometric distortion caused by the joint gap of the hydraulic cylinder and the effect of rod axis lateral deformation for the gravity of the hydraulic cylinder piston have been considered. A quantitative calculation for load-deformation of the hydraulic cylinder piston is presented according to the basic principle of solid mechanics. Moreover a practical calculation example is given. In this paper, some misunderstanding is pointed out on the security control condition for the piston. The results show that it is the ultimate load coefficient problem to consider the effect of geometric distortion and gravity. Its security is controlled by the strength. The results would be helpful in the design layout for the hydraulic hoist cylinder piston in the large-scale gate of surface discharge outlet and guide the safe operation of the existing hydraulic hoist cylinder pistons in the hydropower project.

Key words: hydraulic hoist; cylinder piston; the ultimate load coefficient problem; load-deformation; deflection

液压启闭机是水利水电工程中的一种重要启闭设备, 常用于启闭各种水工闸门, 其油缸活塞杆工作方式有垂直作业的(如发电进水口快速事故门), 有水平作业的(如船闸闸首人字门), 也有倾斜

作业的(如溢洪道弧形闸门)。20 世纪 80 年代后, 我国在水利水电工程中陆续建设了许多油缸活塞杆工作长度在 20m 以上的大型液压启闭机^[1-5], 这些油缸活塞杆由于直径较粗, 自重较大, 在静止自

收稿日期: 2008-11-14; 修改日期: 2009-10-23

作者简介: 刘礼华(1963—), 男, 江西武宁人, 教授, 博士, 从事结构检测与工程力学研究(E-mail: wh-llh@163.com);

陈五一(1961—), 男, 重庆酉阳人, 四川设计大师, 工学博士, 要从事水利水电工程勘测设计研究(E-mail: wuyi.chen0501@163.com);

魏晓斌(1979—), 男, 湖北武汉人, 硕士生, 从事结构检测与工程力学试验研究(E-mail: wei-xb@tom.com);

*王 蒂(1986—), 女, 湖北天门人, 硕士生, 从事结构检测与工程力学试验研究(E-mail: wangdigougou@163.com);

欧珠光(1940—), 男, 广西合浦人, 教授, 从事结构检测与工程力学试验研究(E-mail: ouzhuguang@126.com).

然条件下许多都产生了严重的下垂弯曲,如铜街子电站表孔弧门、五强溪电站表孔弧门、紧水滩中孔弧门的油缸活塞杆,这些油缸活塞杆的静止挠度最大可达到一百多个毫米。油缸活塞杆是直接操作闸门的重要构件,其安全可靠直接关系到水库的防洪度汛和电站的发电生产。现行《水电水利工程启闭机设计规范》对油缸活塞杆进行稳定计算时^[6],没有考虑:1)油缸活塞杆之间的联接间隙;2)油缸活塞杆自重对杆件的横向影响^[7],工程管理人员误以为倾斜或水平作业的大型油缸活塞杆也属于第一类稳定(欧拉稳定)问题,其安全性也由稳定条件控制。其实此类问题应属于第二类稳定问题——压弯组合问题,应由强度条件控制其安全性。为此,本文依据固体力学基础理论从实用的角度对油缸活塞杆进行了计算研究。

1 油缸活塞杆的几何变形

在目前普遍使用的液压启闭机油缸中,油缸与活塞杆的联接都存在一定的间隙量 δ (大致为 2mm—6mm),并在油缸与活塞杆联接部位设置一定长度的导向长度 S (500mm—1000mm)。由于油缸与活塞杆联接存在间隙,那么油缸活塞杆受压时首先必然会产生一个几何变形,如图 1 所示, A 表示闸门吊耳部位; B 表示油缸端部转动支座; C 表示油缸与活塞杆联接端^[8]; 其它符号见图 1,下标 1 代表活塞杆的几何物理量,下标 2 代表油缸的几何物理量。 y_1 为杆件质点的几何位移,考虑到油缸活塞杆的转角较小,其计算方法如下。

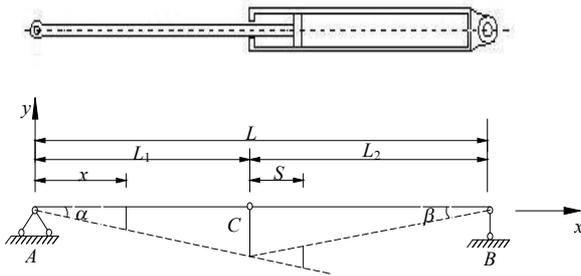


图 1 油缸活塞杆的几何变形
Fig.1 Geometric distortion of the hydraulic hoist cylinder piston

根据图 1 的几何关系,可得:

$$\tan\alpha = \frac{L_2\delta}{s(L_1 + L_2)}, \quad \tan\beta = \frac{L_1\delta}{s(L_1 + L_2)}$$

几何位移:

$$\begin{cases} y_{II} = x \cdot \tan\alpha, & 0 \leq x \leq L_1 \\ y_{II} = L_1 \cdot \tan\alpha - (x - L_1)\tan\beta, & L_1 \leq x \leq L \end{cases} \quad (1)$$

2 油缸活塞杆的计算分析

2.1 油缸活塞杆的力学模型

油缸活塞杆是两端铰接的台阶柱,轴向力由液压油承受,失稳的临界荷载由缸筒与活塞杆的刚度共同承担。 M_A 为闸门吊耳摩擦力产生的弯矩, f_A 为闸门吊耳摩擦系数, d_A 为闸门吊耳轴直径; M_B 为油缸转动支座摩擦力产生的弯矩, f_B 为油缸转动支座摩擦系数, d_B 为油缸转动支座支承轴直径; θ 为油缸活塞杆轴线的水平夹角, q_1 为活塞杆单位长度自重, q_2 为油缸单位长度自重; y_{II} 为杆件弹性变形所引起的质点位移。细长液压油缸活塞杆的屈曲状态与力学计算模型如图 2; 活塞杆与油缸的断面弯矩 M_1 、 M_2 可以通过杆端弯矩和支座反力来表示。

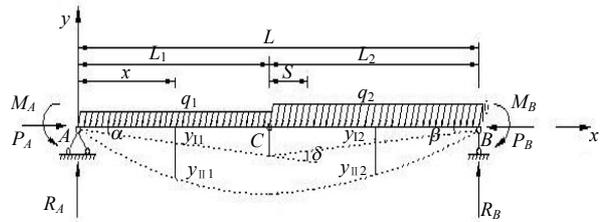


图 2 油缸活塞杆的力学模型
Fig.2 Mechanical model of the hydraulic hoist cylinder piston

$$\begin{cases} M_A = \sqrt{P_A^2 + R_A^2} \cdot f_A \cdot d_A \\ M_B = \sqrt{P_B^2 + R_B^2} \cdot f_B \cdot d_B \\ R_A = \frac{q_{y1}L_1^2 + 2q_{y1}L_1L_2 + q_{y2}L_2^2}{2L} \\ R_B = \frac{q_{y1}L_1^2 + 2q_{y2}L_1L_2 + q_{y2}L_2^2}{2L} \end{cases} \quad (2)$$

根据图 2 可得油缸、活塞杆各截面的弯矩方程为:

$$\begin{cases} M_1 = P_A y_1 + R_A \cdot x - \frac{1}{2} q_{y1} \cdot x^2 - M_A, & 0 \leq x \leq L_1 \\ M_2 = P_A y_2 + R_A \cdot x - q_{y1} \cdot L_1 \left(x - \frac{1}{2} L_1 \right) - \frac{1}{2} q_{y2} \cdot (x - L_1)^2 - M_A, & L_1 \leq x \leq L \end{cases} \quad (3)$$

式中: $y_{II} = y_{II1} + y_{II2}$ 为活塞杆截面的总挠度;

$y_2 = y_{12} + y_{112}$ 为油缸截面的总挠度。

2.2 油缸活塞杆的计算分析

为简化临界荷载的计算,并考虑到闸门吊耳轴和油缸转动支座在日常使用过程中的活动性,稳定分析过程中主要采用以下假设:1) 杆件轴向变形忽略不计;2) 只考虑油缸活塞杆自重对杆件的横向影响,而不考虑自重对杆件的纵向影响;3) 闸门吊耳和油缸支座处的摩擦弯矩为零。这样可以得到油缸活塞杆稳定分析的简化计算过程:

$$M_A = M_B = 0, \quad P_A = P_B = P$$

由梁的近似微分方程^[9-10]:

$$EIy'' = -M \tag{4}$$

即得油缸、活塞杆脱离体平衡微分方程为:

$$\begin{cases} E_1 I_1 \cdot \frac{d^2 y_1}{dx^2} + P y_1 + \left(R_A x - \frac{1}{2} q_{y1} x^2 \right) = 0 \\ E_2 I_2 \cdot \frac{d^2 y_2}{dx^2} + P y_2 + \left[R_A x - q_{y1} L_1 x + \right. \\ \left. \frac{1}{2} q_{y1} L_1^2 - \frac{1}{2} q_{y2} (x - L_1)^2 \right] = 0 \end{cases}$$

令: $u_1 = \sqrt{\frac{P}{E_1 I_1}}$, $u_2 = \sqrt{\frac{P}{E_2 I_2}}$, 由边界条件和

连续条件:

$$\begin{aligned} x=0, y_1=0; \quad x=L, y_2=0; \\ x=L_1, y_1=y_2; \quad x=L_1, y_1'=y_2' \end{aligned}$$

可求得活塞杆挠曲线方程 $y_1 (0 \leq x \leq L_1)$ 和油缸挠曲线方程 $y_2 (L_1 \leq x \leq L)$ 如下:

$$y_1 = \left[\frac{E_1 I_1 q_{y1}}{P^2 \left(\cot u_1 L_1 + \frac{u_2}{u_1} \cdot \cot u_2 L_2 \right)} - \frac{E_1 I_1 q_{y1}}{P^2 \left(\frac{u_1}{u_2} \cdot \tan u_2 L_2 + \tan u_1 L_1 \right)} + \frac{\tan \alpha + \tan \beta}{u_1 \cdot \cos u_1 L_1 + u_2 \sin u_1 L_1 \cdot \cot u_2 L_2} + \frac{E_1 I_1 q_{y1} - E_2 I_2 q_{y2}}{P^2 \left(\frac{u_1}{u_2} \cos u_1 L_1 \cdot \tan u_2 L_2 + \sin u_1 L_1 \right)} + \frac{E_2 I_2 q_{y2}}{P^2 \left(\frac{u_1}{u_2} \cos u_1 L_1 \cdot \sin u_2 L_2 + \sin u_1 L_1 \cdot \cos u_2 L_2 \right)} \right] \times$$

$$\sin u_1 x + \frac{E_1 I_1 q_{y1}}{P^2} \cos u_1 x + \left(\frac{q_{y1}}{2P} x^2 - \frac{R_A}{P} x - \frac{E_1 I_1 q_{y1}}{P^2} \right) \tag{5}$$

$$y_2 = \left[\frac{q_{y1}}{P u_1} \cdot \cos u_2 L - \frac{E_2 I_2 q_{y2}}{P^2} \cdot (u_1 \cos u_1 L_1 \cdot \cos u_2 L_1 + u_2 \sin u_2 L_1 \cdot \sin u_1 L_1) + (\tan \alpha + \tan \beta) \cos u_2 L \times \sin u_1 L_1 - \frac{E_1 I_1 q_{y1} - E_2 I_2 q_{y2}}{P^2} \cdot u_1 \cos u_1 L_1 \cdot \cos u_2 L \right] \times \frac{1}{u_1 \cos u_1 L_1 \cdot \sin u_2 L_2 + u_2 \sin u_1 L_1 \cdot \cos u_2 L_2} \sin u_2 x - \left[-\frac{q_{y1}}{P u_1} \cdot \sin u_2 L - \frac{E_2 I_2 q_{y2}}{P^2} \cdot (u_2 \cos u_2 L_1 \cdot \sin u_1 L_1 - u_1 \cos u_1 L_1 \cdot \sin u_2 L_1) - (\tan \alpha + \tan \beta) \cdot \sin u_2 L \times \sin u_1 L_1 + \frac{E_1 I_1 q_{y1} - E_2 I_2 q_{y2}}{P^2} \cdot u_1 \cos u_1 L_1 \cdot \sin u_2 L \right] \times \frac{1}{u_1 \cos u_1 L_1 \cdot \sin u_2 L_2 + u_2 \sin u_1 L_1 \cdot \cos u_2 L_2} \cos u_2 x + \left(\frac{q_{y2}}{2P} x^2 - \frac{R_A - q_{y1} L_1 + q_{y2} L_1}{P} x + \frac{\frac{1}{2} q_{y2} L_1^2 - \frac{1}{2} q_{y1} L_1^2 - q_{y2} E_2 I_2}{P} \right) \tag{6}$$

在实际工程中,由于油缸缸筒的刚度远大于活塞杆的刚度,油缸活塞杆屈曲状态的最大位移及失稳破坏都产生在活塞杆上,下面重点研究活塞杆的受力变形状态。将式(5)代入式(3)可得活塞杆的弯矩方程为:

$$M_1 = \left[\frac{E_1 I_1 q_{y1}}{P \left(\cot u_1 L_1 + \frac{u_2}{u_1} \cdot \cot u_2 L_2 \right)} - \frac{E_1 I_1 q_{y1}}{P \left(\frac{u_1}{u_2} \cdot \tan u_2 L_2 + \tan u_1 L_1 \right)} + \frac{P(\tan \alpha + \tan \beta)}{u_1 \cdot \cos u_1 L_1 + u_2 \sin u_1 L_1 \cdot \cot u_2 L_2} + \frac{E_1 I_1 q_{y1} - E_2 I_2 q_{y2}}{P \left(\frac{u_1}{u_2} \cos u_1 L_1 \cdot \tan u_2 L_2 + \sin u_1 L_1 \right)} + \frac{E_2 I_2 q_{y2}}{P \left(\frac{u_1}{u_2} \cos u_1 L_1 \cdot \sin u_2 L_2 + \sin u_1 L_1 \cdot \cos u_2 L_2 \right)} \right] \sin u_1 x +$$

$$\frac{E_1 I_1 q_{y1}}{P} \cos u_1 x - \frac{E_1 I_1 q_{y1}}{P} \quad (7)$$

工程中, 通常情况下, 油缸活塞杆两端最大的压力 P 为已知, 即在计算过程中可以将 P 视为常数, 则最大挠度发生的位置可由: $\frac{dy_1}{dx} = 0$ 求出; 同理, 最大弯矩发生的位置可由: $\frac{dM_1}{dx} = 0$ 求出, 即:

$$\left[\frac{E_1 I_1 q_{y1}}{P^2 \left(\cot u_1 L_1 + \frac{u_2}{u_1} \cdot \cot u_2 L_2 \right)} - \frac{E_1 I_1 q_{y1}}{P^2 \left(\frac{u_1}{u_2} \cdot \tan u_2 L_2 + \tan u_1 L_1 \right)} + \frac{\tan \alpha + \tan \beta}{u_1 \cdot \cos u_1 L_1 + u_2 \sin u_1 L_1 \cdot \cot u_2 L_2} + \frac{E_1 I_1 q_{y1} - E_2 I_2 q_{y2}}{P^2 \left(\frac{u_1}{u_2} \cos u_1 L_1 \cdot \tan u_2 L_2 + \sin u_1 L_1 \right)} + \frac{E_2 I_2 q_{y2}}{P^2 \left(\frac{u_1}{u_2} \cos u_1 L_1 \cdot \sin u_2 L_2 + \sin u_1 L_1 \cdot \cos u_2 L_2 \right)} \right] u_1 \cos u_1 x - \frac{E_1 I_1 q_{y1}}{P^2} u_1 \sin u_1 x + \frac{q_{y1}}{P} x - \frac{R_A}{P} = 0 \quad (8)$$

$$\left[\frac{E_1 I_1 q_{y1}}{P \left(\cot u_1 L_1 + \frac{u_2}{u_1} \cdot \cot u_2 L_2 \right)} - \frac{E_1 I_1 q_{y1}}{P \left(\frac{u_1}{u_2} \cdot \tan u_2 L_2 + \tan u_1 L_1 \right)} + \frac{P(\tan \alpha + \tan \beta)}{u_1 \cdot \cos u_1 L_1 + u_2 \sin u_1 L_1 \cdot \cot u_2 L_2} + \frac{E_1 I_1 q_{y1} - E_2 I_2 q_{y2}}{P \left(\frac{u_1}{u_2} \cos u_1 L_1 \cdot \tan u_2 L_2 + \sin u_1 L_1 \right)} + \frac{E_2 I_2 q_{y2}}{P \left(\frac{u_1}{u_2} \cos u_1 L_1 \cdot \sin u_2 L_2 + \sin u_1 L_1 \cdot \cos u_2 L_2 \right)} \right] u_1 \cos u_1 x - \frac{E_1 I_1 q_{y1}}{P} u_1 \sin u_1 x = 0 \quad (9)$$

解式(8)、式(9)可得最大挠度和最大弯矩所在的位置, 并代入式(5)、式(7)即得最大挠度 $y_{1\max}$ 和最大弯矩 $M_{1\max}$ 。

从以上推导可以看出, 对于有横向力(自重及杆折曲引起的弯矩)作用的活塞杆(如本文的工程实例), 在已知纵向压力作用下, 可求出杆的最大挠度和最大弯矩的值及其发生的位置, 且活塞杆的弹性位移和弯矩不仅与纵向力有关, 而且还与油缸活

塞杆的间隙和自重有关, 因此, 油缸活塞杆的问题并不是单纯的压杆稳定问题, 而应该按照压弯组合问题(第二类稳定问题)考虑, 不是由稳定条件而是由强度条件控制其安全性。

2.3 油缸活塞杆的强度校核

油缸活塞杆在横向与纵向荷载共同作用下的强度条件为:

$$\sigma = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{32M_{1\max}}{\pi d^3} \leq [\sigma] \quad (10)$$

式中: d 为活塞杆的直径; P 为工程中油缸活塞杆两端最大的压力。

3 工程实例

3.1 基本情况

某水电站表孔弧门共装有9台 $2 \times 3850/300\text{kN}$ 双吊点垂直摆动双向作用液压启闭机, 启闭机油缸及活塞杆在活塞杆完全伸出的情况下全长 24400mm , 其中油缸部分长 12500mm , 活塞杆长 11900mm , 导向长度 870mm , 油缸活塞杆的轴线与水平面成 60° 夹角。油缸内径 500mm , 油缸外径 610mm , 活塞杆直径 240mm , 油缸与活塞杆的间隙 4mm , 油缸活塞杆单根自重 16.5t 。油缸材料为 ST52-3N, 容许应力 $[\sigma] = 242.9\text{MPa}$, 活塞杆材料为 42CrMo4V, 容许应力 $[\sigma] = 308\text{MPa}$, 弹性模量为 $E = 2.06 \times 10^5\text{MPa}$, 泊松比 $\mu = 0.3$, 密度 $\rho = 7850\text{kg/m}^3$ 。

3.2 油缸活塞杆的最大挠度和最大弯矩

油缸活塞杆计算基本参数见表 1。

表 1 油缸活塞杆基本参数表

Table 1 Basic parameters for the hydraulic hoist cylinder piston

参数	L_1/mm	L_2/mm	S/mm	δ/mm	$\theta/(^\circ)$	$q_1/(\text{N}/\text{mm})$
大小	11900	12500	870	4	60	1.78
参数	$q_2/(\text{N}/\text{mm})$	d/mm	I_1/mm^4	I_2/mm^4	P/kN	
大小	4.55	240	0.1628×10^9	3.727×10^9	300	

代入具体的工程数据, 由式(8)即可确定最大挠度发生的位置为 $x = 0.86 L_1$ 处, 代入式(5)得:

$y_{1\max} = 195\text{mm}$; 同理, 由式(9)可确定最大弯矩发生的位置为 $x = L_1$ 处, 代入式(7)得: $M_{1\max} = 175\text{kN}\cdot\text{m}$ 。

3.3 油缸活塞杆的强度校核

由式(10), 可得:

$$\sigma = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{32M_{1\max}}{\pi d^3} = \frac{4 \times 3 \times 10^5}{3.14 \times 240^2} + \frac{32 \times 1.75 \times 10^8}{3.14 \times 240^3} = 135.6\text{MPa} < [\sigma] = 308\text{MPa}$$

即该油缸活塞杆强度满足要求。

3.4 确定油缸活塞杆的最大容许压力及变形

当此型油缸活塞杆最危险截面达到容许应力 $[\sigma]=308\text{MPa}$ 时,由式(5)、式(7)、式(10)可求得:

- 1) 在 $x=0.9L_1$ 处, $M_{1\max}=398\text{kN}\cdot\text{m}$;
- 2) 在 $x=0.84L_1$ 处, $y_{1\max}=438\text{mm}$;
- 3) 最大容许压力为: $P=659\text{kN}$ 。

结果表明:该工程实例中的油缸活塞杆在压力为 $P=300\text{kN}$ 时的挠度(195mm)虽然很大,但远小于其最大容许挠度(438mm),即该油缸活塞杆是安全的。

3.5 油缸与活塞杆间隙影响

若不考虑油缸与活塞杆的联接间隙,即认为 $\delta=0\text{mm}$,此时求得活塞杆的最大挠度为: $y_{1\max}=161\text{mm}$,最大弯矩为: $M_{1\max}=163.8\text{kN}\cdot\text{m}$ 。即油缸与活塞杆之间的间隙为 $\delta=4\text{mm}$ 时,对最大挠度的影响比例为17.4%。

3.6 自重对油缸与活塞杆的影响

不考虑油缸与活塞杆的联接间隙和活塞杆压力影响,由式(7)可以计算出油缸与活塞杆自重产生的最大弯曲挠度为110mm,即在考虑连接间隙和300kN的活塞杆压力的情况下,自重产生的弯曲挠度占总挠度的56.4%;由式(3)可以计算出油缸与活塞杆自重产生最大弯矩为123.6kN·m,占活塞杆所承受最大弯矩的70.6%。

4 结论与建议

(1) 由于自重对杆件的横向影响,大型液压启闭机油缸活塞杆倾斜或水平作业受压问题不属于第一类稳定问题(欧拉稳定问题),而是压弯问题,属于第二类稳定问题,其安全性应由强度条件控制。文中算例自重产生的最大弯曲挠度为110mm,最大弯矩为123.6kN·m,在考虑油缸活塞杆连接间隙为 $\delta=4\text{mm}$ 和300kN的活塞杆压力的情况下,自重对油缸活塞杆的挠度和截面弯矩影响高达70%左右。

(2) 经分析推算得知,大型液压启闭机油缸活塞杆倾斜或水平作业时,在已知油缸额定压强和活塞杆额定行程内,可通过式(5)和式(7)一式(10)计算出其最大挠度、最大弯矩、最大应力值及其发生的位置,从而得知该油缸活塞杆最大容许应力值及最大容许挠度。

(3) 油缸活塞杆之间的联接间隙对油缸活塞杆

的压弯稳定有一定的影响,考虑到机械加工的精度较高(间隙量:2mm—6mm),这种影响不是很大。文中算例间隙量为4mm,对活塞杆总挠度的影响只有17.4%。

(4) 水平或倾斜作业的大型液压启闭机油缸活塞杆受联接间隙和自重的影响,在自然非工作状态下会产生较大的弯曲挠度,这种挠度并非破坏性的,油缸活塞杆仍然可以承受较大的工作压力。

(5) 现行《水电水利工程启闭机设计规范》^[6]规定:有附加弯矩的作用下的活塞抗压稳定性复核按 $P_L=A\left(\frac{\sigma_s}{2.5}\phi\right)$ 进行计算。由于油缸刚度远大于活塞杆,也可以将活塞杆视为两端铰支等截面杆来考虑其临界荷载: $P_L=\frac{P_{cr}}{2.5}=\frac{\pi^2 E_1 I_1}{2.5 \times (\mu L)^2}$ 。这两种计算方法由于没有考虑缸活塞杆自重对杆件的横向影响,与实际情况不符、存在明显缺陷。

参考文献:

- [1] 汪云祥. 紧水滩水电站液压启闭机的液压系统和结构设计[J]. 水力发电, 1988(9): 67—69.
Wang Yunxiang. Design of the structure and hydraulic system in Jinshuitan hydropower station [J]. Hydroelectric Engineering, 1988(9): 67—69. (in Chinese)
- [2] 魏文炜, 史兵, 方扬. 三峡永久船闸人字门液压启闭机研究与设计[J]. 水利水电工程金属结构设计, 1998(10): 22—25.
Wei Wenwei, Shi Bing, Fang Yang. Research and design of the hydraulic hoist of Three Gorges project [J]. Metal Structural Design in Hydraulic and Hydroelectric Engineering, 1998(10): 22—25. (in Chinese)
- [3] 李季川, 周鹏. 水布垭水利枢纽溢洪道液压启闭机设计[J]. 人民长江, 2007, 38(7): 81—82.
Li Jichuan, Zhou Peng. Design for hydraulic hoist in the flood spillway of Shuibuya hydroproject [J]. Yangtze River, 2007, 38(7): 81—82. (in Chinese)
- [4] 陈朝禄. 铜街子电站溢流门液压启闭机改造[J]. 四川水力发电, 1999, 18(4): 16—17.
Chen Chaolu. Hydraulic hoist transformation for the spill gate of Tongjiezi hydroelectric power station [J]. Sichuan Water Power, 1999, 18(4): 16—17. (in Chinese)
- [5] Chander K Sehgal. Design guidelines for spillway gates [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1996, 122(3): 155—165.
- [6] DL/T5167-2002, 水电水利工程启闭机设计规范[S]. 中华人民共和国国家经济贸易委员会, 2002.
DL/T5167-2002, Design specifications for gate hoist in hydropower and water resources projects [S]. State Economic and Trade Commission of the People's Republic of China, 2002. (in Chinese)

(参考文献[7]—[10]转第207页)

- 435—458.
- [4] Karbhari V M, Rivera J, Dutta P K. Effect of short-term freeze-thaw cycling on composite confined concrete [J]. *Journal of Composite for Construction*, 2000, 4(4): 191—197.
- [5] Rivera J, Karbhari V M. Cold-temperature and simultaneous aqueous environment related degradation of carbon/vinylester composite [J]. *Composite Part B*, 2002, 33(1): 17—24.
- [6] 任慧韬. 纤维增强复合材料加固混凝土结构基本力学性能和长期受力性能研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2003.
Ren Huitao. Study on basic theories and long time behavior of concrete structures strengthened by fibre reinforced polymers [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2003. (in Chinese)
- [7] 李趁趁. FRP 加固混凝土结构耐久性试验研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2006.
Li Chenchen. Experimental investigation on durability of FRP strengthened concrete structure [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2006. (in Chinese)
- [8] Karbhari V M, Pope G. Impact and flexure properties of glass/vinylester composites in cold regions [J]. *Journal of Cold Regions Engineering*, 1994, 8(1): 1—20.
- [9] Karbhari V M, ASCE M. Response of fiber reinforced polymer confined concrete exposed to freeze and freeze-thaw regimes [J]. *Journal of Composite for Construction*, 2002, 6(1): 35—40.
- [10] Dutta P K. Structural fiber composite materials for cold regions [J]. *Journal of Cold Regions Engineering*, 1988, 2(2): 124—134.
- [11] An Y. Durability of glass fiber/vinyl ester composites as bridge deck subject to weathering conditions [D]. Michigan, Detroit: Wayne State University, 2005: 79—87.
- [12] Yao W X, Himme L N. A new cumulative fatigue damage model for fiber-reinforced plastics [J]. *Composites Science and Technology*, 2000, 60(1): 59—64.

(上接第 189 页)

- [7] 许建平. 船闸、阀门液压启闭机活塞杆的压杆稳定计算[J]. *水运工程*, 1998(1): 36—39.
Xu Jianping. Calculation on stability of compression bars for shiplock hydraulic hoist [J]. *Port & Waterway Engineering*, 1998(1): 36—39. (in Chinese)
- [8] 兰朋, 陆念力, 刘曼兰. 长细液压油缸的稳定性计算模型探讨[J]. *建筑机械*, 2004(6): 87—88.
Lan Peng, Lu Nianli, Liu Manlan. Stability calculating model of slim hydraulic cylinder [J]. *Construction Machinery*, 2004(6): 87—88. (in Chinese)
- [9] 刘古岷, 张若晞, 张田申. 应用结构稳定计算[M]. 北京: 科学出版社, 2004.
Liu Gumin, Zhang Ruoxi, Zhang Tianshen. Stability calculation of application structure [M]. Beijing: Science Press, 2004. (in Chinese)
- [10] 刘古岷. 关于长细液压缸稳定性的近似计算公式[J]. *工程机械*, 1993, 24(12): 23—25.
Liu Gumin. Approximate formula on the stability of slim hydraulic cylinder [J]. *Construction Machinery and Equipment*, 1993, 24(12): 23—25. (in Chinese)