



升船机钢丝绳-缓冲油缸防撞装置设计方法

王 蒂, 金 辽, 廖乐康

(长江勘测规划设计研究有限责任公司, 湖北 武汉 430010)

摘要: 钢丝绳-缓冲油缸防撞装置主要应用于过船规模较大的升船机工程中, 目前关于该形式防撞装置设计方法的研究甚少, 且存在一定局限性, 直接影响防撞装置的布置和设计。基于船舶与防撞装置撞击过程中能量转换以及空间几何关系的分析, 提出钢丝绳-缓冲油缸防撞装置设计计算方法, 包括钢丝绳张力、船舶水平行进距离和油缸缓冲行程等重要参数的设计计算和控制条件的确定。通过设计计算结果与向家坝升船机钢丝绳-缓冲油缸防撞装置实船试验结果的比较, 验证了本设计方法的安全性和合理性。提出的设计方法可为升船机钢丝绳-缓冲油缸防撞装置的设计和改造提供参考。

关键词: 升船机; 钢丝绳-缓冲油缸防撞装置; 钢丝绳张力; 船舶水平行进距离; 油缸缓冲行程

中图分类号: U642.2; X52

文献标志码: A

文章编号: 1002-4972(2024)01-0156-05

Design method of anti-collision device of wire rope and buffer cylinder in ship lifts

WANG Di, JIN Liao, LIAO Lekang

(Changjiang Survey Planning Design and Research Co., Ltd., Wuhan 430010, China)

Abstract: The wire rope and buffer cylinder anti-collision device is mainly used in large-scale ship lifts. At present, there is little research on the design method of this type of anti-collision device, and there are certain limitations, which directly affect the layout and design of the anti-collision device. Based on the analysis of energy conversion and spatial geometric relationship during the collision process between ships and collision avoidance devices, this paper proposes a design and calculation method for wire rope and buffer cylinder anti-collision device, including the design and calculation of important parameters such as wire rope tension, ship horizontal travel distance and oil cylinder buffer stroke, as well as the determination of control conditions. The safety and rationality of this design method are verified by comparing the design calculation results with the actual ship test results of the wire rope and buffer cylinder anti-collision device of Xiangjiaba ship lift. The proposed design method can provide reference for the design and modification of the collision prevention device for the wire rope and buffer cylinder anti-collision device of ship lift.

Keywords: ship lifts; wire rope and buffer cylinder anti-collision device; wire rope tension; ship horizontal travel distance; oil cylinder buffer stroke

防撞装置是设置在升船机船厢门内侧、用于防止进入船厢船舶失控后撞击船厢门进而造成船厢大量漏水发生灾难事故的安全设备。目前已建升船机中防撞装置的形式^[1-6]包括: 1) 钢丝绳-缓冲油缸式防撞装置: 以张紧的钢丝绳阻挡船舶,

钢丝绳和缓冲油缸吸收船舶动能, 应用工程有三峡、向家坝、隔河岩、吕内堡升船机; 2) 钢梁式防撞装置: 以钢梁阻挡船舶, 将船舶动能转化为钢梁变形能, 应用工程有彭水、亭子口、构皮滩升船机; 3) 钢梁-缓冲油缸式防撞装置: 以钢梁

收稿日期: 2023-04-11

作者简介: 王蒂 (1986—), 女, 硕士, 高级工程师, 研究方向为升船机金属结构与机电设备。

阻挡船舶, 通过钢梁变形能和缓冲油缸吸收船舶动能, 应用工程有百色升船机。在过船规模较大的升船机工程中, 防撞装置以钢丝绳-缓冲油缸式为主, 但该防撞装置目前的设计方法存在一定的局限性, 主要体现在: 1) 未考虑附连水质量的影响, 船舶动能计算值较实际值偏低, 计算结果偏于不安全; 2) 船舶行进距离的计算未考虑船首角, 致使计算值较实际值小, 计算结果偏于不安全; 3) 油缸缓冲距离的计算未考虑钢丝绳的弹性应变能, 与实际物理过程存在差异。

本文在充分考虑附连水质量、船首角、钢丝绳弹性应变能等因素下, 基于船舶与防撞装置撞击过程中能量转换以及空间几何关系的分析, 提出钢丝绳-缓冲油缸防撞装置设计计算方法, 包括钢丝绳张力、船舶水平行进距离以及油缸缓冲行程等重要参数的设计计算和控制条件的确定。并结合向家坝升船机钢丝绳-缓冲油缸防撞装置实船试验^[7-8], 通过比较设计计算与试验数据记录值, 对设计方法的安全性和合理性进行验证。

1 钢丝绳-缓冲油缸防撞装置设计方法

1.1 设计条件

钢丝绳-缓冲油缸式防撞装置防撞能力计算包括2个设计条件: 一是液压缓冲油缸的设计和系统压力的确定, 应使得液压缓冲油缸能够吸收失速船舶动能; 二是船舶在撞击过程结束时不能碰撞船厢门, 且保持一定的距离余度。此外, 钢丝绳安全系数在最大撞击载荷作用下的安全系数不小于4。

1.2 缓冲油缸参数初选

根据已建升船机工程经验, 确定不同排水量拦阻船舶对应的缓冲油缸选型的推荐参数见表1。

表1 缓冲油缸选型推荐参数

拦阻船舶额定排水量/t	预紧油压/MPa	溢流压力/MPa	缸体内径/mm	活塞杆直径/mm
500	2	12	200	100
1 000	3	14	250	125
2 000	4	16	300	125
3 000	5	19	330	140

1.3 船舶失速动能计算

船舶失速动能按下式计算:

$$E_s = \frac{1}{2}(1+\lambda)M_c v^2 \quad (1)$$

式中: E_s 为船舶失速撞击钢丝绳时的动能; M_c 为船舶总质量, 在数值上等于船舶的额定排水量; v 为船舶进厢最大允许速度; λ 为附连水质量系数, 根据国内外相关文献研究成果^[9-11], 对应于升船机船舶进厢的结构条件和船舶撞击时减速运行的物理特征, 船舶减速行进运动的附连水质量系数为0.1~0.5(与船舶尺度、撞击速度等因素有关)。

1.4 钢丝绳选型设计

钢丝绳强度应满足如下条件:

$$n_r = \frac{S_b}{S_{\max}} \geq 4 \quad (2)$$

式中: n_r 为钢丝绳安全系数; S_b 为钢丝绳的最小破断拉力, 根据钢丝绳产品样本查出; S_{\max} 为船舶失速撞击过程钢丝绳最大张力, 由控制缓冲油缸有杆腔最大油压的溢流阀设定开启压力 p_e 确定:

$$S_{\max} = p_e A_c \quad (3)$$

式中: A_c 为缓冲油缸有杆腔断面面积, 按下式计算:

$$A_c = \frac{\pi(D_{ci}^2 - d_p^2)}{4} \quad (4)$$

式中: D_{ci} 为缓冲油缸内径, d_p 为活塞杆直径。

1.5 缓冲油缸的缓冲距离计算

钢丝绳-缓冲油缸式防撞装置制动船舶的过程分为3个阶段。第1阶段是撞击力造成的钢丝绳张力小于钢丝绳的预紧张力, 钢丝绳和缓冲油缸均不产生变形或位移; 第2阶段是钢丝绳的张力超过预紧张力, 但还不足以使油缸有杆腔的压力达到溢流阀的开启压力时, 钢丝绳在船舶碰撞力的作用下产生弹性伸长, 船舶的动能转化成钢丝绳的弹性势能; 第3阶段, 若船舶仍未停止继续前行, 钢丝绳的张力将进一步加大, 弹性势能也进一步增加, 直到油缸有杆腔的压力升高到溢流阀的开启压力后, 溢流阀溢流, 油缸有杆腔油液减少, 活塞产生位移, 船舶动能转化为热能。

忽略船舶与水体之间的阻尼力、钢丝绳与船舶

之间接触的摩擦力等因素引起的能量耗散, 假设船舶失速的动能全部转化为钢丝绳弹性应变能和缓冲油缸作用力所做的功:

$$E_s = E_c + E_r \quad (5)$$

式中: E_c 为缓冲油缸作用载荷所做的功, E_r 为钢丝绳的弹性应变能。钢丝绳发生船舶撞击后的弹性伸长量 δ 为:

$$\delta = \frac{(S_{\max} - S_0)L}{EA} \quad (6)$$

式中: E 为钢丝绳弹性模量; A 为钢丝绳有效直径; L 为钢丝绳支点间间距; S_0 为钢丝绳张紧初始拉力, 按下式计算:

$$S_0 = p_0 A_c \quad (7)$$

将式(3)、(7)代入式(6), 得:

$$\delta = \frac{(p_e - p_0) A_c L}{EA} \quad (8)$$

根据式(3)、(8), 钢丝绳的弹性应变能为:

$$E_r = \frac{1}{2} S_{\max} \delta = \frac{p_e (p_e - p_0) A_c^2 L}{2EA} \quad (9)$$

油缸缓冲作用载荷即为钢丝绳最大张力 S_{\max} , 假定缓冲油缸移动距离为 d_{cp} , 则缓冲油缸所做的功为:

$$E_c = S_{\max} d_{cp} = p_e A_c d_{cp} \quad (10)$$

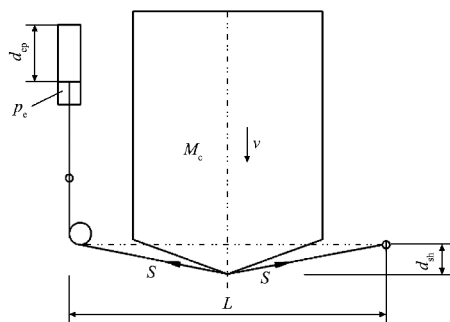
将式(1)、(9)、(10)代入式(5), 求得油缸缓冲距离为:

$$d_{cp} = \frac{(1+\lambda) M_c v^2}{2p_e A_c} - \frac{(p_e - p_0) A_c L}{2EA} \quad (11)$$

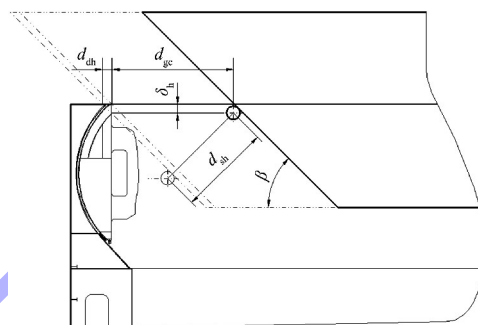
1.6 满足船舶制动距离的设计条件

为保证船厢门的安全, 钢丝绳与船舶接触点移动的距离即船舶制动距离 d_{sh} 必须小于钢丝绳至门叶内侧的尺寸, 该尺寸一般在进行船厢设备布置时已基本确定。设计时该尺寸需要结合设计船型的船首形状、船厢门形式等因素, 并参照已建同等规模的升船机选取。

船舶撞击过程中钢丝绳和液压油缸的受力与应变计算见图1。



a) 平面



b) 立面

注: d_{gc} 为船厢门至拦防钢丝绳的距离, d_{dh} 为由于船首倾斜以及钢丝绳与船厢门顶高度差引起的设计船舶缓冲距离的减小量, δ_h 为船厢门顶与拦防钢丝绳的垂直距离。

图1 钢丝绳、油缸受力与应变计算

船舶制动距离为:

$$d_{sh} = \frac{1}{2} \sqrt{(L + d_{cp} + \delta)^2 - L^2} = \frac{1}{2} \sqrt{(d_{cp} + \delta)^2 + 2L(d_{cp} + \delta)} \quad (12)$$

假设船首倾角为 β , 船舶水平行进的距离 l_{sh} 为:

$$l_{sh} = \frac{d_{sh}}{\sin \beta} \quad (13)$$

根据图1b)所示的几何关系, 船舶不撞击船厢门的条件为:

$$l_{sh} < d_{gc} - d_{dh} \quad (14)$$

$$d_{dh} = \delta_h \cot \beta \quad (15)$$

综合式(12)、(13)和(15), 得到船舶的水平行进距离为:

$$l_{sh} = \frac{\sqrt{(d_{cp} + \delta)^2 + 2L(d_{cp} + \delta)}}{2 \sin \beta} \quad (16)$$

将式(15)、(16)带入式(14), 可得不撞击船厢门的条件为:

$$\frac{\sqrt{(d_{cp}+\delta)^2+2L(d_{cp}+\delta)}}{2\sin\beta} < (d_{gc}-\delta_h\cot\beta) \quad (17)$$

若式(17)成立, 表示该防撞装置的设计满足要求; 若不成立, 则需增大缓冲油缸的内径 D_{ci} 或溢流阀的设定开启压力 p_e , 重新进行核算。

2 工程实例

2.1 向家坝升船机防撞装置设计

向家坝升船机防撞装置共设2套, 呈反对称布置在两端船厢门的内侧。防撞装置采用带液压缓冲的悬挂钢丝绳式, 主要由钢丝绳、缓冲油缸、导向滑轮、锁闩、带有人行过道的钢桁架及其起升油缸等组成。防撞装置的缓冲能力按照1 000 t排水量的船只以0.5 m/s的速度撞击的能量加以确定。防撞装置的设计步骤如下。

1) 根据表1, 初选防撞装置缓冲油缸参数为: 预紧油压3 MPa、溢流压力14 MPa, 缸体内径250 mm, 活塞杆直径125 mm。

2) 根据式(2)~(4)得钢丝绳最小破断拉力为 $S_b=2\ 061\text{ kN}$ 。参考钢丝绳样本, 选用钢丝绳直径64 mm。

3) 计算船舶失速撞击钢丝绳时的动能, 引入附连水质量系数 $\lambda=0.5$, 带入式(1)可得 $E_s=187.5\text{ kJ}\cdot\text{m}$ 。

4) 根据式(11), 计算缓冲油缸的缓冲距离为 $d_{cp}=352\text{ mm}$ 。

5) 根据式(8)计算发生船舶撞击后钢丝绳弹性伸长量为 $\delta=23.2\text{ mm}$ 。

6) 根据式(16), 计算船舶的水平行进距离为 $l_{sh}=2\ 340\text{ mm}$ 。

7) 根据式(17)船舶最大行进距离限值为 $d_{gc}-\delta_h\cot\beta=2\ 550\text{ mm}$ 。

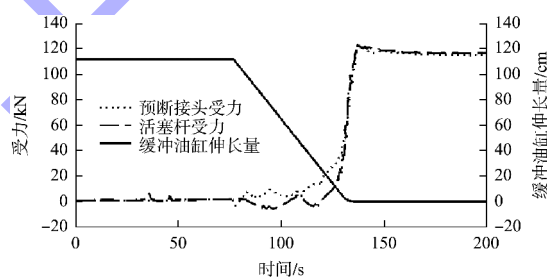
8) 根据式(17)可得 $(l_{sh}=2\ 340\text{ mm}) < (d_{gc}-$

$\delta_h\cot\beta=2\ 550\text{ mm})$, 说明该防撞装置设计满足要求。

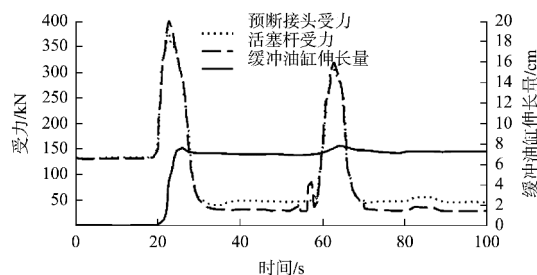
2.2 向家坝升船机实船试验

2018年1月向家坝升船机开展了承船厢防撞装置防撞试验, 测试了船舶下游出厢过程船首撞击下游防撞钢丝绳时的船舶速度及动量变化、船舶缓冲距离、防撞钢丝绳空间变化量、缓冲油缸行程、受力和做功情况以及船厢锁定机构受力等, 参试船舶为“川林6号”自卸货船, 船长57.6 m、船宽10.8 m、吃水2.3 m, 载货700 t, 总排水量约942 t。

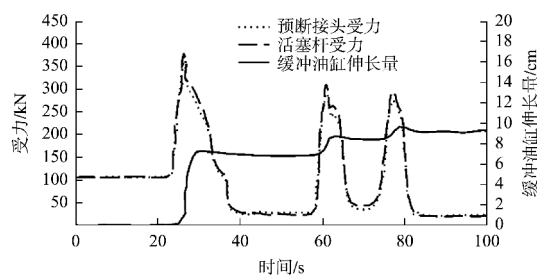
实船试验按循序渐进的原则, 船舶对船厢下游防撞钢丝绳共进行5次撞击, 实测船舶每次撞击到防撞绳时刻的速度分别为0.22、0.26、0.38、0.52、0.60 m/s, 船舶均被防撞装置有效阻拦。撞击过程中活塞杆行程与防撞绳受力变化见图2。



a) 正常工作状态



b) v=0.22 m/s



c) v=0.26 m/s

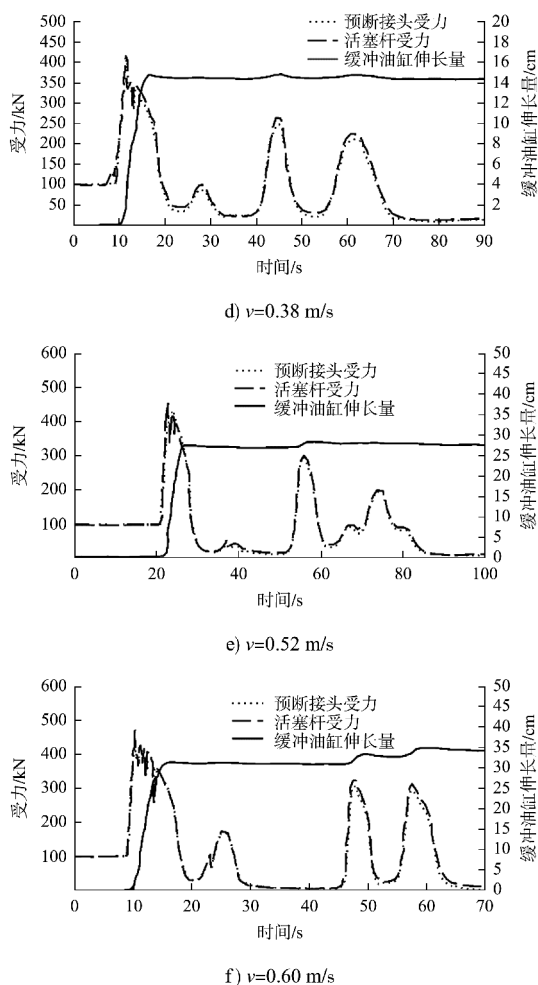


图 2 不同撞击速度下活塞杆行程与防撞绳受力变化

撞装置及实船试验船舶相关参数见表 2。

表 2 防撞装置设计计算基本参数

λ	M_c/l t	v	P_c/l MPa	A_c/l mm ²	P_0/l MPa	L/l m	E/l GPa	A/l mm ²
0.25	942	同实船试验	14	36 797	3	14.4 m	100	2 525

将以上数据代入式(11)可得油缸的缓冲距离。将防撞装置设计参数代入式(16)，并考虑附连水质量系数为 0.5，可得船舶水平行进距离的计算值。油缸缓冲距离和船舶水平行进距离的计算值与试验值见表 3。

由表 3 可知：1) 当船舶撞击速度小于 0.38 m/s 时，油缸缓冲距离的计算值小于试验值，可能与附连水质量系数的取值有关，设计中可适当加大该系数的取值；当船舶撞击速度大于 0.38 m/s 时，油缸缓冲距离的计算值与试验值比较接近，且大于试验值。2) 船舶水平行进距离的计算值与试验

值的变化趋势一致，数据比较接近，且计算值大于试验值。试验值偏小的原因可能与试验船舶撞击时所受的风载有关，且船舶撞击钢丝绳后，在水平行走过程中，钢丝绳会滑至船首下部曲线部位，对测试值也产生一定影响。

表 3 不同撞击速度下油缸缓冲距离和船舶水平行进距离

$v/$ (m·s ⁻¹)	d_{cp}/m		l_{sh}/m	
	计算值/mm	试验值/mm	计算值/mm	试验值/mm
0.22	44	67.3	1.09	1.07
0.26	66	97.9	1.26	1.20
0.38	153	149.1	1.80	1.64
0.52	297	285.0	2.43	2.15
0.60	400	349.3	2.80	2.43

设计值比试验值偏大，使设计具有一定的安全余度，亦是合理的。上述 2 组数据的对比验证了该设计计算方法的合理性。即采用此方法对防撞装置进行设计计算时，取附连水质量系数为 0.5，可使防撞装置偏安全，并留有适当余度。

3 结论

1) 在充分考虑附连水质量、船首角、钢丝绳弹性变形等因素的情况下，提出钢丝绳-缓冲油缸防撞装置设计计算方法，包括防撞装置设计条件、船舶动能计算、钢丝绳选型设计、缓冲油缸缓冲距离的确定以及船舶水平行进距离的校核等。

2) 将以上设计计算方法应用于向家坝升船机防撞系统实例计算，与实船试验结果进行比较，验证该计算方法的合理性。通过对比结果分析，建议设计计算中，附连水质量系数取 0.5，使防撞装置偏安全，并留有适当余度。该设计计算方法可为钢丝绳-缓冲油缸防撞装置的设计和改造提供技术支撑，供升船机设计人员参考。

参考文献：

- [1] 于庆奎,王可,方晓敏,等.可适应球鼻艏船型的防撞方案研究[R].武汉:长江勘测规划设计研究有限责任公司,2020.
- [2] 余友安,廖乐康.通航设施防撞梁的塑性吸能原理与应用[J].人民长江,1998(S1):46-48.