



升船机船厢防撞装置工作特性原型观测*

王新¹, 胡亚安¹, 黄群², 马仁超³

(1. 南京水利科学研究院, 水文水资源与水利工程科学国家重点实验室, 通航建筑物建设技术交通行业重点实验室, 江苏南京 210029; 2. 华能景洪水电工程建设管理局, 云南景洪 666100; 3. 中国电建集团昆明勘测设计研究院有限公司, 云南昆明 650000)

摘要: 为考察某升船机船厢防撞装置的可靠性和有效性, 进行了设计船舶现场实船撞击试验。观测结果表明, 以设计速度船首、船尾撞击防撞装置, 船舶均被防撞梁有效地阻拦; 随着撞击速度的增大, 缓冲油缸的油压、活塞杆受力和行程增大, 工作特性与设计基本一致; 船舶线型、撞击位置对防撞梁运动、受力、缓冲时间等影响较大, 设计时应予以考虑。

关键词: 升船机; 防撞装置; 实船试验; 工作特性

中图分类号: U 642

文献标志码: A

文章编号: 1002-4972(2016)12-0204-05

Prototype observation on performance characteristic of anti-impact gear of ship lift chamber

WANG Xin¹, HU Ya-an¹, HUANG Qun², MA Ren-chao³

(1. Nanjing Hydraulic Research Institute, State Key Laboratory of Hydrology-Water Resources and Hydraulic Engineering, Key Laboratory of Navigation Structure Construction Technology, Ministry of Transport, PRC, Nanjing 210029, China; 2. Huaneng Jinghong Hydropower Engineering Construction Management Bureau, Jinghong 666100, China; 3. Power China Kunming Engineering Corporation Limited, Kunming 650000, China)

Abstract: Anti-impact gear field test by the real ship of designed type is conducted to evaluate the reliability and effectiveness of the anti-impact gear of one ship lift chamber. It is found that the ship's impacting on the anti-impact gear by the ship bow and stern with the designed speed is stopped effectively by the anti-impact beam. With the increase of the impact speed, the oil pressure of the buffer cylinder, the piston rod tension and run-length all increase, and the working characteristics of the anti-impact gear is identical with the design. At the same time, the ship lines and the impact position are the important factors for the movement of the anti-impact beam, force, buffer time, etc., therefore, these should be considered in design of the anti-impact gear.

Keywords: ship lift; anti-impact gear; real ship test; performance characteristic

升船机是一种技术较成熟且具有一定优势的通航建筑物, 具有适应水头高、过坝速度快和耗水量小等突出特点。升船机包括钢丝绳卷扬式、齿轮齿条爬升式和水力式等多种类型。无论何种形式的升船机, 其安全性始终是第一位的。在船

厢对接和船舶进出船厢的过程中, 存在船舶撞击船厢风险, 一旦发生意外, 如船厢门被撞坏, 将造成严重后果。因此, 为了防止船舶意外撞击船厢, 在船厢两端均设有防撞装置, 在船舶撞击到船厢门前时被防撞装置阻拦, 并吸收耗散船舶的

收稿日期: 2016-09-19

*基金项目: 国家重点研发计划 (2016YFC0402002); 国家自然科学基金 (51479124)

作者简介: 王新 (1983—), 男, 博士, 高级工程师, 从事水工水力学试验与研究。

动能。防撞装置设计一般要求为:具备足够的缓冲能力,以吸收失速船舶的全部动能;传递到船厢的力应尽可能小。

防撞装置一般有两种形式:1)防撞索,如三峡升船机、隔河岩升船机等;2)防撞梁,如景洪升船机、高坝洲升船机等。防撞索是一种柔性防撞形式,通常采用钢丝绳,其两端连接缓冲油缸,在船舶失速撞击钢丝绳时,船舶的动能主要通过缓冲油缸做功和钢丝绳的弹性变形来吸收,是一个较为复杂的能量转换过程。防撞梁有两种形式:一种与防撞索类似,梁两端通过钢丝绳与缓冲油缸相连,冲击能量通过防撞梁传递至缓冲油缸;另一种两侧无缓冲油缸,仅仅依靠防撞梁的弹塑性变形来吸收能量。

关于升船机防撞装置的研究较少。石端伟等^[1]分析了缓冲油缸和塑性筒支梁两种防撞梁设计方案和相应的动力学问题,指出撞击过程受力能量转换过程是涉及刚、弹、塑、液等耦合的复杂系统;袁鹰等^[2]采用幂函数弹塑性本构关系,将失速船舶撞击过程假设为一准静态过程,推导了防撞梁截面设计公式,并对高坝洲升船机防撞梁进行了设计,高坝洲防撞梁设计呈工字梁截面;方晓敏等^[3]将防撞绳与缓冲油缸应用于隔河岩升船机船厢防撞装置设计,为三峡升船机防撞设计积累经验;郝平^[4]曾在设置多个假定的条件下对防撞梁进行了船舶撞击的有限元动力响应分析。总体上看,船舶撞击防撞装置过程涉及船舶水动力学、缓冲油缸液压系统、防撞梁弹塑性变形等诸多方面,问题十分复杂,理论计算准确预测难度很大。

到目前为止,升船机船厢防撞装置实际应用效果及工作特性尚未见过报道,基本仍处于设计阶段的理论计算层面,因此开展现场防撞验证工作具有重要意义。本文针对某升船机承船厢防撞系统进行了现场实船撞击试验,考察防撞系统的可靠性及有效性,探讨防撞梁实际防撞效果及影响因素。

1 防撞装置设计

某升船机按V级航道、300吨级船型的标准设计,兼顾远期500t船只通航过坝,船厢有效水域 $58\text{ m}\times 12\text{ m}\times 2.5\text{ m}$ (长 \times 宽 \times 水深),最大提升质量3140t,最大提升高度66.86m,300t船舶尺寸 $46.2\text{ m}\times 7.6\text{ m}\times 1.75\text{ m}$ (长 \times 宽 \times 吃水深),船厢下游对接采用入水式。

为防止船舶失速撞击船厢卧倒门,在船厢两端布置了防撞装置,采用“防撞梁+缓冲油缸”形式。防撞系统工作方式:船舶出厢或进厢前,防撞油缸活塞杆伸出,防撞梁依靠自重下落,使船厢处于通航状态;船舶进厢后,防撞油缸活塞杆收回,带动防撞钢丝绳和防撞梁露出水面处于工作状态,起到防撞作用。在船厢对接、船舶进出船厢的过程中,封闭端防撞梁一直浮于水面处于工作状态。防撞系统布置如图1所示,防撞梁两端通过钢丝绳与2个缓冲油缸的活塞杆相连,防撞梁由内至外依次为混凝土、钢管、缓冲橡胶,钢管内径防撞系统按300t船舶进厢速度 0.5 m/s 设计,最大设计撞击力100kN,最大持住力100kN,油缸工作行程3120mm。在船舶撞击过程中,防撞油缸活塞杆受力与行程的关系见图2,在油缸油压达到16MPa、活塞杆受100kN拉力的条件下,油缸有杆腔开始溢流,拉力持住不变,通过活塞杆伸长做功消耗船舶动能。

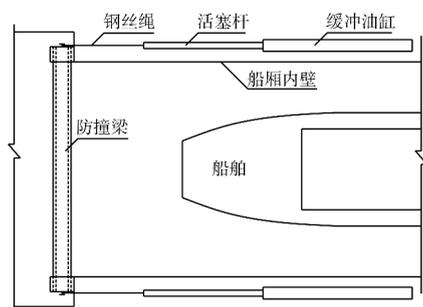


图1 防撞装置布置

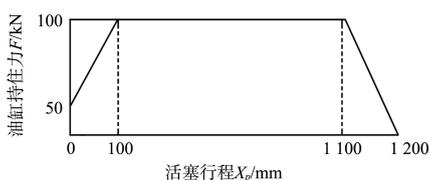


图2 设计活塞杆受力与行程关系

2 实船撞击试验

2.1 试验设计

现场防撞试验选择代表性的设计船型，为一般散货船，船舶尺度：50 m×8 m×1.7 m(长×宽×吃水)，排水量 460 t(载货 300 t)。考虑到船舶进厢可能船首撞击防撞梁、卧倒门开启船舶后退可能船尾撞击防撞梁，故分别进行了船尾和船首撞击试验。在试验过程中，控制船舶撞击速度由低到高，在安全的情况下逐步增大，船舶最大撞击速度 0.5 m/s 左右。试验主要考察防撞装置的效果及工作特性，船舶及防撞梁的运动、缓冲油缸油压及活塞杆受力等是主要观测内容。

为了保证防撞系统受力测试的可靠性，采用测试油缸有杆腔、无杆腔油压计算活塞杆受力及在活塞杆端头布置应变计直接测量受力两种方法，以相互验证。以一组撞击试验过程为例，两种方法获得的活塞杆受力变化过程对比见图 3。可见，两种方法结果基本一致，略有偏差是正常现象，说明受力测试数据是可靠的。

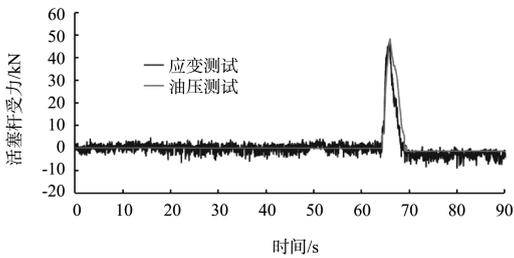
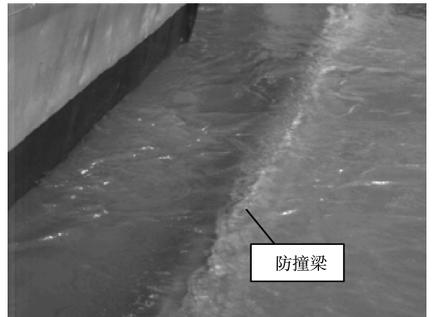


图3 两种测试方法对比

2.2 防撞梁运动特性

现场船尾、船首多次撞击试验表明，设计船舶在达到设计速度(0.5 m/s)条件下，首尾撞击防撞装置时，船舶均被防撞梁有效阻拦，防撞装置发挥了很好的防撞缓冲作用。防撞梁的运动特性与船舶首尾外形及被撞击位置的有关，船尾和船首撞击明显不同，撞击过程防撞梁运动见图 4。可以看出，船尾基本为竖直的平面，船舶

的冲击作用近乎水平，防撞梁在水平冲击力及斜向上的约束力作用下沿船尾面板向上运动，浮出水面，在船舶被阻拦退回后，防撞梁回位；由于船首存在明显的缓倾角，甲板悬出，在船舶与防撞梁碰撞时，船首已越过防撞梁一段距离，防撞梁在斜向下的荷载作用下向下运动，被船舶压在身下，在船舶被阻拦时船首已超出防撞梁近3 m，未到达卧倒门的位置，在船舶被阻拦退回后，防撞梁回位。由于船舶在船厢内靠右侧系缆，解缆后船总体偏向右侧，防撞梁被撞击的位置也偏于右侧，防撞梁右侧位移大于左侧，有总体偏斜的趋势。



a) 船尾撞击过程



b) 船首撞击过程

图 4 防撞梁运动

2.3 缓冲油缸工作特性

与防撞梁的运动类似, 船尾、船首撞击过程缓冲油缸的工作特性也有明显差异。船尾、船首多次撞击试验船速、油压、拉力、行程、能量等

各项参数统计结果见表 1。可以看出: 随着船舶撞击速度的增大, 防撞油缸油压、活塞杆受力及行程增大, 在船速 0.45 m/s 船尾撞击防撞梁时, 右侧有杆腔油压最大达到 17.25 MPa, 超过设计 16 MPa 的溢流压力, 已发生溢流, 活塞杆拉力达到设计的 100 kN; 在船速 0.62 m/s 船首撞击防撞梁时, 右侧有杆腔油压最大达到 16.37 MPa, 同样发生溢流, 活塞杆拉力达到设计的 100 kN, 与设计基本一致。由于船舶非对称撞击防撞梁, 引起防撞梁两侧受力出现差异, 两次最大速度撞击过程缓冲油缸受力见图 5。可见, 左右两侧缓冲油缸受力明显不同, 尤其在船尾撞击过程中, 右侧已经达到 100 kN 的最大拉力, 左侧仅 45 kN。船首撞击过程两侧受力偏差略小。在撞击过程中, 在活塞杆受力小于 50 kN 时, 活塞杆基本没有行程变化, 与设计一致; 当荷载逐渐增大超过 50 kN 后, 活塞杆受力增大、行程相应增大, 但行程相对于设计值增大更快, 如图 6 活塞杆受力与行程关系实测与理论对比, 活塞杆实测伸长量偏大, 防撞性能略逊于理论情况, 总体影响不大。船尾撞击时, 防撞梁受力方向近乎水平; 而船首撞击时, 防撞梁受力斜向下, 在水平方向动量守恒的条件下, 船首撞击过程缓冲时间明显长于船尾撞击是合理的, 船尾缓冲 5 s 左右, 而船首缓冲 20~30 s。

表 1 船的撞击试验参数

位置	船速/ (m/s)	左有杆腔油 压极值/MPa	右有杆腔油 压极值/MPa	左侧拉力 极值/kN	右侧拉力 极值/kN	左活塞杆 行程/mm	右活塞杆 行程/mm	缓冲 时间/s	船舶动能/ (kN·m)	油缸做功 占比/%
船尾	0.18	4.17	6.67	26.24	41.86	1	9	4.58	7.5	5.4
	0.21	4.10	8.85	25.87	55.59	3	60	4.96	10.1	33.6
	0.28	5.08	11.94	32.03	74.96	0	125	4.78	18.0	52.0
	0.45	7.22	17.25	45.42	108.24	1	230	5.50	46.6	53.5
船首	0.28	7.90	8.67	49.76	54.45	64	69	20.78	18.0	38.5
	0.34	8.35	10.17	52.94	63.92	74	110	18.88	26.6	41.2
	0.40	9.08	11.40	57.15	71.72	96	158	23.48	36.8	45.7
	0.62	13.19	16.37	83.3	102.83	215	258	30.46	88.4	50.3

在船舶撞击防撞梁过程中发生较为复杂的能量转换,船舶的动能主要转换为防撞梁、钢丝绳的应变能及缓冲油缸做功。

船舶动能计算公式:

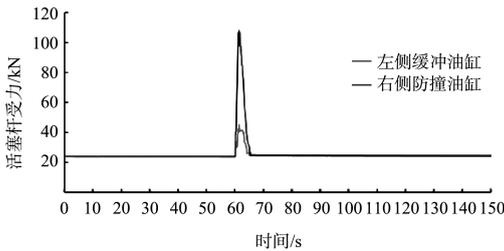
$$E = mv^2/2 \quad (1)$$

式中: m 为船舶质量; v 为船舶速度。

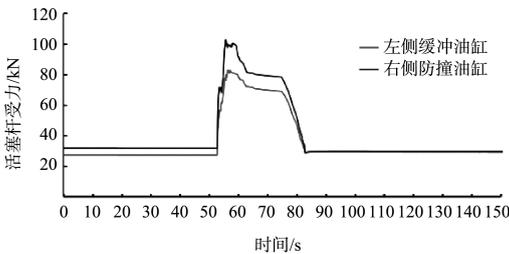
缓冲油缸做功计算:

$$W = \sum FS \quad (2)$$

式中: F 为活塞杆拉力; S 为活塞杆行程。

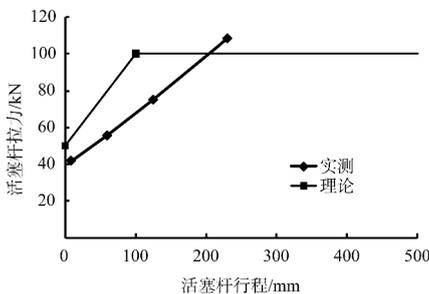


a) 船尾撞击0.45 m/s

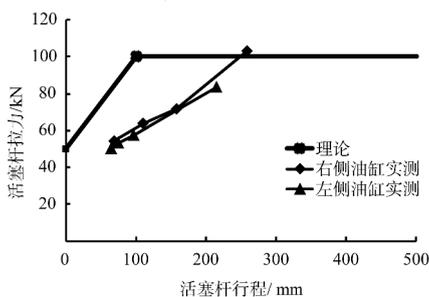


b) 船首撞击0.62 m/s

图5 撞击过程缓冲油缸活塞杆受力



a) 船尾撞击0.45 m/s



b) 船首撞击0.62 m/s

图6 活塞杆受力与行程的关系

从现场试验可以看出,船舶以 0.18 m/s 低速撞击时,缓冲油缸拉力较小,活塞杆几乎无行程,基本不做功,冲击能量主要转换为防撞梁和钢丝绳的应变能;随着撞击速度增大,缓冲油缸做功占总冲击能量的比重逐渐增大,当以 0.62 m/s 高速撞击时,船舶(460 t)的动能约 88.4 kN·m,其中缓冲油缸做功最大约 44.4 kN·m,约为总动能的一半,其他能量主要转换为钢丝绳、防撞梁的应变能。当然,撞击过程中还存在其他形式的能量,如水体阻力做功、防撞梁上下运动势能变化等。缓冲油缸设计最大做功可超过 200 kN·m,可见,防撞系统有较大的安全裕度。

3 结论

1) 设计船型船舶(装载 300 t、排水量 460 t)以设计速度(0.5 m/s)船首、船尾撞击防撞装置,船舶均被防撞梁有效地阻拦,防撞系统发挥了很好的防撞缓冲作用,满足设计要求。

2) 随着撞击速度的增大,防撞油缸的油压、活塞杆受力和行程增大,在油缸油压达到 16 MPa,发生溢流,活塞杆受力达到 100 kN,与设计理论值一致,仅活塞杆的行程略大于理论值,但对防撞效果影响很小。

3) 船舶线型、撞击位置对防撞装置运动、受力、缓冲时间等影响较大,在船厢防撞装置设计时应予以考虑,尤其船首是否存在被防撞梁阻拦前就撞击到卧倒门的风险。

参考文献:

- [1] 石端伟,廖乐康.钢丝绳卷扬垂直升船机设计的动力学问题探讨[J].武汉水利电力大学学报,2000,33(5):52-55.
- [2] 袁鹰,方晓敏,廖乐康.高坝洲升船机防撞梁设计[J].湖北水力发电,2001(3):18-20.
- [3] 方晓敏,傅妮.清江隔河岩升船机防撞装置设计与研究[J].水利水电快报,2001,22(22):23-24.
- [4] 郝平.船进出升船机船厢过程中防撞措施研究[D].大连:大连理工大学,2004.