

# 液压防后倾装置特性建模及起重机防后倾研究

刘 洋

(湖南师范大学工程与设计学院, 湖南 长沙 410081)

**摘要:** 为求解起重机突然卸载冲击液压防后倾装置的动态响应问题, 提出一种液压防后倾装置特性建模方法。将液压防后倾装置简化为变阻尼缓冲模型, 对模型的管路特性和插装阀特性分别进行理论分析, 建立描述液压防后倾装置缓冲特性的一般方法。通过系列特性试验, 分离缓冲力中的阻尼力分量, 辨识出描述液压防后倾装置阻尼特性的参数。将液压防后倾装置模型作为随速度变化的虚拟力集成入起重机刚柔耦合模型中, 构成起重机虚拟样机模型。通过起重机卸载冲击仿真, 获得描述卸载载荷和阻尼力关系的仿真曲线, 通过起重机防后倾试验, 验证了仿真模型的准确性。这一试验建模方法为准确求解一类弹性结构与液压缓冲系统之间的复杂动力学响应提供参考。

**关键词:** 防后倾装置; 阻尼特性; 非参数模型; 刚柔耦合; 卸载冲击

**中图分类号:** O328; TH212 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2022)04-0912-08

**DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2022.04.015

## 引 言

大型起重机是重要的工程装备, 在发生钢丝绳断裂或吊钩突然脱落等情况时, 储存在起重机中的弹性势能突然释放, 起重臂剧烈反弹撞击防后倾装置, 极易发生起重臂断裂或整机倾翻的严重后果<sup>[1]</sup>。

防后倾装置是保护起重机结构安全性和稳定性的重要安全装置。液压缓冲是大型起重机防后倾的常用方式, 阻尼是液压防后倾装置非线性特性的主要因素。一般认为, 阻尼力与缓冲速度相关<sup>[2]</sup>。通过特性试验获得运动和阻尼力相关的试验数据<sup>[3-4]</sup>, 是建立描述阻尼特性非参数模型的重要手段。Chandrashekhar 等<sup>[5]</sup>采用周期性的斜坡激励分离出车载缓冲器中与速度相关的阻尼力; 孙伟等<sup>[6]</sup>通过输入正弦激励的特性试验辨识了阻尼器理论模型参数; Barethiye 等<sup>[7]</sup>进行车载缓冲器特性试验, 根据试验数据建立了速度与阻尼力之间分段线性模型; Cheng 等<sup>[8]</sup>根据特性试验数据辨识了车载阻尼器特性参数, 建立了描述阻尼力与频率和振幅关系的正切函数模型。非参数模型的参数与试验数据之间具备强相关性, 在仿真中具有效率和精度优势。目前, 采用特性试验数据建立液压防后倾装置的非参数模型还未见报道。

液压阻尼特性建模与多体动力学分属液固两个研究领域, 如何准确模拟液压缓冲系统与多体系统的耦合响应一直是研究的热点。这类问题常采用基于机液联合仿真的虚拟样机技术求解。如童水光等<sup>[9]</sup>、吴小峰等<sup>[10]</sup>利用多体理论和流体方程分别建立了柱塞泵的机械模型和液压模型, 分析了柱塞泵的结构参数对液压响应的影响; 徐齐等<sup>[11]</sup>建立了起重机刚柔耦合模型与液压防后倾装置模型, 通过联合仿真研究了桁架结构与液压防后倾装置之间的冲击响应。联合仿真方法需在多体和流体两个不同环境之间通过大数据迭代求解动态响应。为获得准确的瞬态响应, 其求解的时间步需设置为极小。Andersson 等<sup>[12]</sup>通过联合仿真优化了冲击锤的液压工作压力和结构参数, 以时间步长为  $2.7 \times 10^{-7}$  s, 使用八核工作站仿真 0.3~0.4 s 的冲击过程需 7.5 h。目前, 对于瞬态冲击下流固耦合问题, 采用机液联合仿真方法难以兼顾效率和精度<sup>[13-14]</sup>, 无法满足工程实际需要。

本研究以典型的液压防后倾装置为对象, 进行缓冲理论分析, 通过系列作动试验, 探讨描述液压防后倾装置阻尼特性的数学模型; 阻尼特性模型样条拟合后, 以外载荷形式集成入起重机刚柔耦合模型中, 建立起重机虚拟样机模型; 进行起重机防后倾仿真和试验, 验证仿真模型的准确性。

**收稿日期:** 2020-10-31; **修订日期:** 2021-05-06

**基金项目:** 国家留学基金资助项目(201908430262)。

## 1 理论分析

### 1.1 模型简化

液压防后倾装置属于液压弹簧缓冲器,由缓冲油缸、油管、阀组以及油箱串联组成缓冲油路,其中液压缓冲元件为插装阀,缓冲油缸的无杆腔中安装一个小刚度弹簧。典型的液压弹簧缓冲器原理图如图1所示。

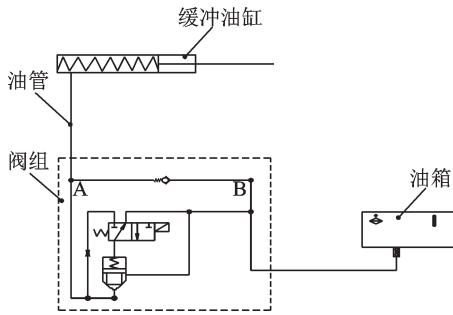


图1 缓冲器液压原理图

Fig. 1 Hydraulic schematic diagram of buffer

图1中,在外界冲击作用下,活塞杆推动液压油高速通过缓冲油路,液压油在通过缓冲油路过程中产生阻尼力。随着插装阀开口大小变化,缓冲油路的通油能力变化,阻尼力也随之变化。将图1所示液压缓冲油路简化成油缸、液压油管和控制阀串联的变阻尼缓冲模型,如图2所示。

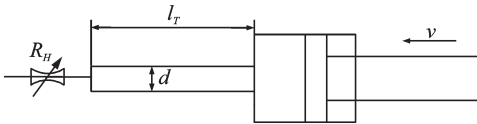


图2 变阻尼液压缓冲系统简化模型

Fig. 2 Simplified model of variable damping hydraulic buffer system

图2中, $v$ 为活塞杆速度, $l_T$ 为管长, $d$ 为管径,管径和管长决定液压管路的通流能力。插装阀开启后,阀芯开口大小决定阀的通流能力,插装阀的阻尼特性 $R_H$ 随阀芯开口大小变化而变化。现对这一简化模型进行动态特性研究。

### 1.2 管路特性

活塞杆以速度 $v$ 驱动油液从油缸无杆腔经管路流向插装阀,油液流量可表示为:

$$Q = A_c v \quad (1)$$

式中  $Q$  为流量, $A_c$  为油缸无杆腔活塞面积。

管路的稳态特性可表示为:

$$\Delta p = R_T Q^n \quad (2)$$

式中  $\Delta p$  为管路压降, $R_T$  为管路液阻, $n$  为流动状态指数。

由式(1)和(2),管路稳态特性可表示为:

$$\Delta p = R_T A_c^n v^n \quad (3)$$

活塞杆加速运动时,对于无杆腔出油口与阀块之间的管路,假定无杆腔出油口处压力为 $p_{T1}$ ,阀块端压力为 $p_{T2}$ ,忽略油液压缩性,可列出管路内油柱的力平衡方程:

$$\rho A_T l_T \frac{d(Q/A_T)}{dt} = (p_{T1} - p_{T2}) A_T - R_T Q^n A_T \quad (4)$$

式中  $\rho$  为液压油密度, $A_T$  为管道截面积。

由式(3)和(4),无杆腔出油口压力可写为:

$$p_{T1} = p_{T2} + R_T A_c^n v^n + \rho l_T \frac{d(Q/A_T)}{dt} \quad (5)$$

### 1.3 插装阀特性

根据插装阀口压力流量公式,插装阀开启后阀口压降可描述为:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q}{C_d A_f} \right)^2 = \frac{\rho}{2} \left( \frac{A_c}{C_d A_f} \right)^2 v^2 \quad (6)$$

式中  $C_d$  为阀口流量系数, $A_f$  为插装阀口的通流面积。

因此,插装阀口处的压力可写为:

$$p_{T2} = p_c + \Delta p = p_c + \frac{\rho}{2} \left( \frac{A_c}{C_d A_f} \right)^2 v^2 \quad (7)$$

式中  $p_c$  为插装阀的开启压力。

### 1.4 液压缓冲系统特性

联立管路特性方程(5)和插装阀特性方程(7)可得油缸无杆腔出油口的压力为:

$$p_{T1} = p_c + \frac{\rho}{2} \left( \frac{A_c}{C_d A_f} \right)^2 v^2 + R_T A_c^n v^n + \rho l_T \frac{d(Q/A_T)}{dt} \quad (8)$$

式(8)右边依次为插装阀开启压力、插装阀压降、管路稳态压降以及油液惯性力。插装阀开启压力为常量,与时间和速度无关;插装阀响应时间短,阀口压降随时间的变化可忽略,压降由通过插装阀阀口的油液流量决定;管路稳态压降由管路尺寸和通过管路的油液流量决定;油液在管路中启停运动产生的惯性力与外部活塞杆的作动加速度相关。当活塞杆恒速运动时,缓冲油缸的无杆腔出油口的压力稳态值由插装阀开启压力、插装阀压降、管路稳态压降组成,后两者均为作动速度的函数,可简写为 $p(v)$ ;当活塞杆加速运动时,出油口的压力在稳态值的基础上,叠加了管路中油液惯性力,油液惯性力与活塞杆的加速度有关,可简写为 $p(a)$ 。因此,缓冲

油缸的无杆腔出口压力可表示为:

$$p_{T1} = p_c + p(v) + p(a) \quad (9)$$

式(9)表明,对于包含油管和控制阀的缓冲器,缓冲油缸压力可表示为活塞杆的速度、加速度相关的函数,且缓冲油缸压力的最小值由控制阀的开启压力决定。

## 2 特性建模

### 2.1 建模原理

由于作动力  $F_a$  与缓冲力  $F$  是一对作用力和反作用力,在作动器作动下,液压弹簧缓冲器产生动态响应。将缓冲器作为一个动力学系统进行分析,如图3所示。

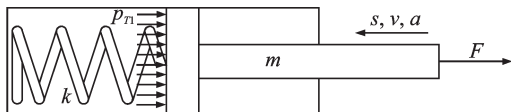


图3 缓冲器动力学模型

Fig. 3 Dynamic model of the buffer

图3中,缓冲力  $F$  满足关系式:

$$F = ks + p_{T1}A_c + ma \quad (10)$$

式中  $k$  为缓冲弹簧的刚度,  $m$  为活塞杆的质量。将式(9)代入式(10),则有:

$$F = ks + p_c A_c + p(v)A_c + p(a)A_c + ma \quad (11)$$

式(11)表明,缓冲力  $F$  与缓冲位移  $s$ , 速度  $v$ , 加速度  $a$  相关。因此,缓冲力  $F$  可以描述为:

$$F = f_1(s) + f_2(v) + f_3(a) \quad (12)$$

式中  $f_1(s) = ks$  为弹性力,该弹性力与缓冲行程呈线性相关。

$f_2(v) = f_0 + cv^n$  为阻尼力,该阻尼力由两部分组成,其中,  $f_0 = p_c A_c$  为缓冲油路的最小缓冲力,与控制阀的开启压力有关;  $cv^n$  描述了控制阀的开启特性和管路的通流特性对缓冲力的非线性影响,表明该阻尼力与缓冲速度呈非线性相关。

$f_3(a) = p(a)A_c + ma$  为惯性力,该惯性力与油柱、活塞杆的质量相关。由于油柱的质量相对于活塞杆质量为小量,通常可忽略油柱的惯性力,因此,缓冲力  $F$  可写为:

$$F = ks + f_0 + cv^n + ma \quad (13)$$

式(13)描述了起重机防后倾装置的缓冲力与缓冲弹簧刚度、液压阻尼、活塞杆质量之间的关系。与车轮对油气悬挂<sup>[5]</sup>产生持续的、能量较小的冲击不同,起重臂卸载反弹瞬间冲击防后倾装置,其冲击能极大。防后倾装置需要在一次缓冲过程中,通过阻

尼吸收起重臂绝大部分的动能,因此,防后倾装置的阻尼特性对于起重臂减振极为重要。

由于阻尼力受库伦摩擦、油液黏滞力、内泄露等因素的影响,其模型参数难以通过理论准确推导,现通过试验测定,建立描述阻尼力的数学模型:

$$f_2(v) = f_0 + cv^n \quad (14)$$

液压油通过油管和阀口产生的沿程压力损失和局部压力损失均为速度相关的函数,式(14)描述了两者的综合影响。为了获得式(14)中模型参数,采用斜坡激励作动,激励源定义为速度阶跃函数:

$$v = \begin{cases} v_0, & t > 0 \\ 0, & t = 0 \end{cases} \quad v_0 \in [100, 1000] \text{ mm/s} \quad (15)$$

在缓冲器输入斜坡激励条件下,作动力时域响应中的惯性力  $f_3(a)$  可忽略,根据输入激励和输出缓冲力  $F$ , 分离出与速度相关的阻尼力  $f_2(v)$ , 并根据系列阻尼力  $f_2(v)$  辨识出参数  $f_0, c$  和  $n$ 。对于包含长油管和阀门等典型液压元件的缓冲器,其阻尼力可用与速度相关的多项式描述,因此,该测试原理适用于这类缓冲器的阻尼特性建模。

### 2.2 测试设备

建立特性试验台,通过测定作动器的力和运动,可获得对应缓冲器的缓冲特性。缓冲特性测试方案如图4所示。

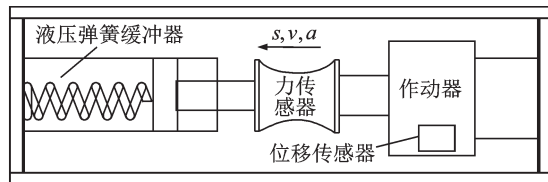


图4 缓冲特性测试方案

Fig. 4 Scheme of buffer characteristics test

图4特性试验台包括作动器、缓冲器和台架。台架为内部中空的框架结构,作动器和缓冲器相向布置于台架中部。作动器通过闭环伺服控制系统控制作动力,驱动作动杆推动活塞杆以指定的速度运动。

根据图1设计的缓冲器为:内径180 mm缓冲油缸,通过长1.5 m、直径38 mm的软管与阀块相连,阀块上安装了LC50A40E6XB型插装阀和油箱。该缓冲器置于缓冲特性试验台中,如图5所示。

图5中,作动器型号为ITS250,其行程为250 mm,额定作动力250 kN,作动器内置有位移传感器和力传感器,其中力传感器用于测量作动器与缓冲器之间的作用力,位移传感器用于测量作动器的伸缩行程。



图5 缓冲特性试验台

Fig. 5 Buffer characteristic test device

### 2.3 参数辨识

作动器对缓冲器恒速作动,在启动瞬间,作动器的伸缩杆速度阶跃到指定速度,按指定速度完成行程后停止运动,测定作动器的位移和作动力的时域响应如图6所示。

对比图6中作动器的动态响应,可将作动力变化分为三个阶段:初始,作动速度阶跃到指定速度时,作动力产生阶跃,作动力短暂震荡后稳定,形成稳态值;0~2 s内,随着作动器位移增加,作动力逐渐线性递增;2 s时,作动器到位停止作动,作动力阶跃下降且随作动器停止而缓慢减小。以上过程中,在作动器启动瞬间,作动力产生震荡,突变峰值与稳态值之间的差值为缓冲器的惯性力,这一惯性

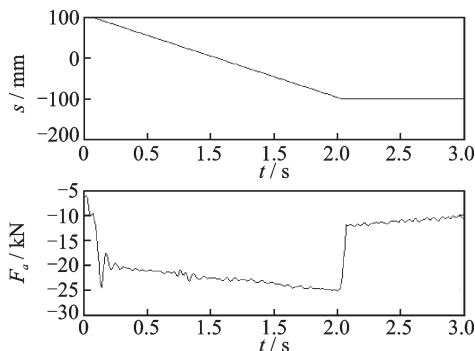


图6 作动器的运动和作动力响应

Fig. 6 Actuation motion and force response of actuator

力与作动器的初始加速度相关;在匀速运动过程中,作动力随位移递增部分为弹性力,这一弹性力与弹簧刚度有关;在作动器启动和停止时刻,作动力随速度突变的差值对应缓冲器的液压阻尼力,显然,这一阻尼力与速度相关,且它在缓冲力中占比最大。因此,根据作用力与反作用力原理,从作动力的时域响应中,可分离出缓冲力的三个分量,即缓冲器活塞杆的惯性力,缓冲弹簧的弹性力以及液压阻尼力。

将作动速度范围[100,1000] mm/s分为10个恒速测试点,在200 mm作动行程范围内,对缓冲器进行系列作动测试,测试结果如图7所示。

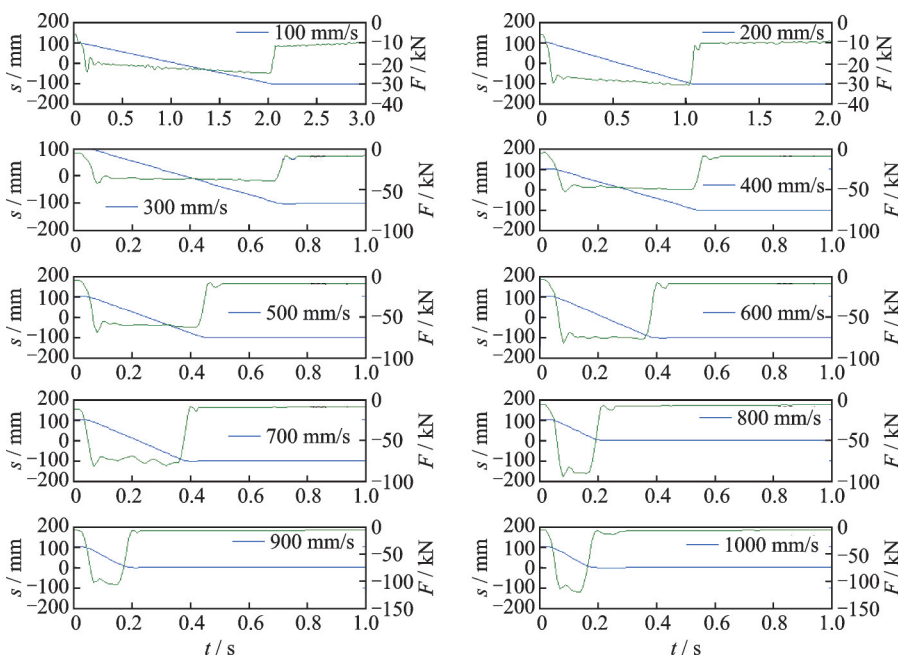


图7 系列作动运动与力响应

Fig. 7 Series actuation motion and force response

图7中,系列作动速度对应的作动力均为阶跃力信号,随着作动速度增加,作动力的稳态值依次增加,说明液压阻尼力与速度呈规律性变化;而作动力的峰值与稳态值之间的差值则逐渐减小,说明高速条件下惯性力在作动力中的占比减小。提取系列作

动力的稳态值,绘出作动力与速度之间的关系,如图8所示。

由图8可知,作动速度与阻尼力呈非线性关系。根据式(14),采用最小二乘法对试验数据进行拟合,可得作动速度与阻尼力之间的关系近似满足:

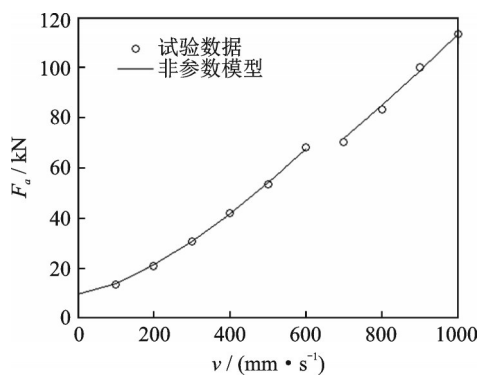


图 8 作动速度与作动力关系

Fig. 8 The relationship between actuation speed and actuation force

$$f_2(v) = \begin{cases} 9290 + 5v^{1.463}, & v \in [0, 600] \text{ mm/s} \\ 10290 + 4.5v^{1.453}, & v \in [700, 1000] \text{ mm/s} \\ 0, & v < 0 \end{cases} \quad (16)$$

对比式(14)和(16)可知:

在  $[0, 600]$  mm/s 速度范围内,  $f_0 = 9290$  N,  $c = 5$ ,  $n = 1.463$ ;

在  $[700, 1000]$  mm/s 速度范围内,  $f_0 = 10290$  N,  $c = 4.5$ ,  $n = 1.453$ 。

式(16)表明,在  $[0, 1000]$  mm/s 速度范围内,描述缓冲器阻尼力的非参数模型由两个分段函数构成,其中,700 mm/s 作动速度为两个函数的分界点。插装阀开启压力变化使得缓冲器阻尼特性产生了变化,随着作动速度增加,插装阀开启压力增加,阀开口同步增大;而插装阀开口增大,通流能力增强,缓冲器阻尼变小,  $c$  和  $n$  值也同步减小。

对于包含油管和阀门等典型元件的液压缓冲器,其动态响应受液压元件的动态特性的影响,特别是作为缓冲力主要成分的阻尼力由液压元件的开启特性和通流特性决定。这一建模方法将缓冲器作为灰盒<sup>[5]</sup>,通过作动器的输入和输出信号辨识出缓冲器中与速度相关的阻尼特性参数,这对于不同缓冲器的阻尼特性建模具备通用性。

### 3 仿真及试验

#### 3.1 虚拟样机建模

液压防后倾装置由2个液压弹簧缓冲器并联组成,液压弹簧缓冲器通过油管与阀组相连,阀组与油箱固定在液压防后倾装置的横梁上,液压防后倾装置通过铰链与塔身门架铰接,液压弹簧缓冲器中部通过链条与门架顶端相连。液压防后倾装置如图9所示。

液压弹簧缓冲器建模分为惯性力建模、阻尼力建模和弹性力建模三个部分,其中根据缓冲器的质

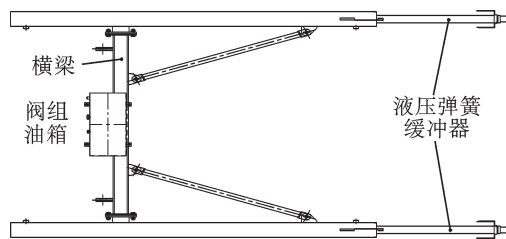


图 9 液压防后倾装置结构图

Fig. 9 Structure diagram of HATD

量分布和几何参数,建立缓冲器的惯量,模拟缓冲器受冲击时的惯性力;根据缓冲弹簧刚度,建立常刚度弹簧,模拟活塞杆与活塞缸之间随位移变化的弹性力;将表达式(16)进行数据密化,建立描述相对速度和作用力关系的数据表,将数据表拟合为一个样条函数,并将这一函数定义为活塞杆与活塞缸之间随相对速度变化的双向作用力。这一虚拟力即在多体环境中表示液压油通过缓冲油路的阻尼力。在 ADAMS 中,建立液压防后倾装置模型如图10所示。

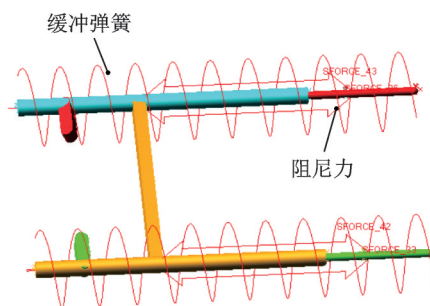


图 10 液压防后倾装置仿真模型

Fig. 10 Simulation model of HATD

为探讨防后倾装置的缓冲力对起重臂结构安全的影响,现将防后倾装置安装在某大型动臂塔机上,进行起重机防后倾仿真及试验。该动臂塔机的起重臂长35 m,塔身高24 m,起重臂自重7.7 t,最大吊重63 t,起升钢丝绳倍率为2,起重臂仰角范围为  $15^\circ \sim 86^\circ$ 。起重臂可在垂直面内绕臂根铰点旋转,当起重臂仰角为  $75^\circ$  时,起重臂与防后倾装置接触,如图11所示。

大型起重机的起重臂和塔身均为桁架结构。为分析桁架结构的动态特性对耦合响应的影响,采用刚柔耦合方法进行冲击响应分析,其建模主要分为两步:首先,采用有限元方法,对桁架结构进行离散,通过模态截断法建立包含有限阶模态的柔体模型;其次,根据多体动力学理论,将起重臂和塔身模型铰接,塔身与地面固接。

变幅系统由变幅钢丝绳和变幅拉杆组成,用于连接起重臂臂尖和塔身门架。现采用刚性杆和一个只受拉不受压的变刚度弹簧阻尼器分别模拟变幅系统的惯量和刚度,其中变刚度弹簧的刚度等价于变幅钢丝绳刚度和变幅拉杆刚度的串联刚度。

起升钢丝绳的布置方式为:从起重臂臂根沿起重



图 11 某型动臂塔机样机  
Fig. 11 Prototype of tower crane

臂到臂尖,穿过臂尖的滑轮与吊钩相连。起吊重物时,沿起重臂分布的起升钢丝绳随起重臂一起运动。吊重受重力作用对起重臂臂尖产生竖直向下的作用力,起升钢丝绳的拉力为沿起重臂臂体作用并随起重臂运动的分段集中力,这两个集中力的幅值之比为起升倍率。吊重和起升拉力同时加载,同时卸载,在起重机卸载冲击响应分析中简化为随时间变化的外力函数。建立的起重机刚柔耦合模型,如图 12 所示。

图 12 中,吊重和变幅钢丝绳的拉力合成为沿起重臂轴线方向的压力,分段的起升钢丝绳拉力在穿过臂体滑轮过程中形成对起重臂横向作用力,再计及起重臂的自重对起重臂变形的影响,因此,在起吊重物时,起重臂整体为压弯变形。在吊重释放瞬间,起重臂弹性变形恢复,在竖直平面内产生绕臂根铰点旋转的刚体运动,并伴随自身的弹性振动,撞击防后倾装置。防后倾过程中,起重臂与防后倾装置之间的复杂运动使防后倾装置对起重臂的缓冲力变化剧烈。研究缓冲力随起重臂运动的变化并确定防后倾装置的缓冲

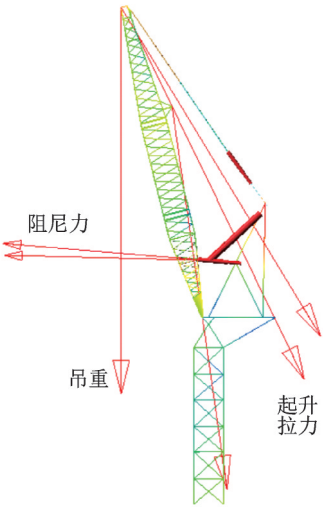


图 12 起重机虚拟样机模型  
Fig. 12 Virtual prototype model of the crane

力峰值是起重机极限工况设计的依据。

3.2 防后倾仿真及试验

大型动臂塔机防后倾仿真工况为:起重臂缓慢起吊砝码,带载变幅至最大仰角后,突然卸载,起重臂反弹撞击防后倾装置。卸载载荷为 10%~100% 的起重机额定载荷,每个仿真工况 90 s,以 4 核 CPU,1.6 GHz 主频计算机完成一个工况仿真需 32 min。提取系列卸载冲击工况中起重臂与缓冲器之间的冲击速度和阻尼力峰值,如表 1 所示。

表 1 系列卸载冲击仿真结果

| Tab. 1 Simulated results under series unloading impact |                                |          |
|--------------------------------------------------------|--------------------------------|----------|
| 卸载载荷与<br>额定载荷的比值/%                                     | 最大速度/<br>(mm·s <sup>-1</sup> ) | 阻尼力峰值/kN |
| 10                                                     | 58                             | 11.2     |
| 20                                                     | 96                             | 13.8     |
| 30                                                     | 127                            | 15.5     |
| 40                                                     | 162                            | 18.2     |
| 50                                                     | 213                            | 23.8     |
| 60                                                     | 270                            | 29.1     |
| 70                                                     | 301                            | 30.5     |
| 80                                                     | 364                            | 38.2     |
| 90                                                     | 413                            | 43.9     |
| 100                                                    | 479                            | 51.8     |

由表 1 可知,在最大载荷卸载条件下,起重臂冲击缓冲器的最大速度不超过 500 mm/s,处于[0, 600] mm/s 速度段的缓冲器阻尼特性模型作用范围内,即这一阻尼特性模型可覆盖起重机倾翻冲击液压防后倾装置的试验工况。由于起重机防后倾试验极端危险,现采用较小的卸载载荷,对该型动臂塔机进行突然卸载试验。试验条件为:起重臂在仰角 75° 缓慢起吊 48%,54%,60%,67%,73% 额定载荷的砝码,然后起重臂带载缓慢变幅至 82°,稳定后起升机构向上提升砝码,拉动脱钩器突然释放砝码。实时采集卸载冲击过程中液压防后倾装置的无杆腔液压力,并根据结构参数将仿真阻尼力转换为无杆腔液压力,两者对比如图 13 所示。

图 13 中,液压力存在两个明显的峰值,其中一个是卸载后 0.1 s 左右出现,另一个是卸载后 0.6 s 左右出现。第一个液压力峰值由卸载瞬间起重臂的弹性振动与液压防后倾装置阻尼特性耦合产生,第二个液压力峰值由起重臂的刚体回转运动与液压防后倾装置阻尼特性产生。第二个液压力峰值明显高于第一个液压力峰值,其对起重臂结构安全影响更大。将缓冲器的最大液压力的试验值与仿真值比较,如图 14 所示。

从图 14 中起重机防后倾试验的液压力分布看,试验值与仿真曲线吻合,试验值与仿真值之间的误差均在 10% 以内,证明液压防后倾装置阻尼特性模型准确。从图 14 的仿真计算曲线的趋势上看,

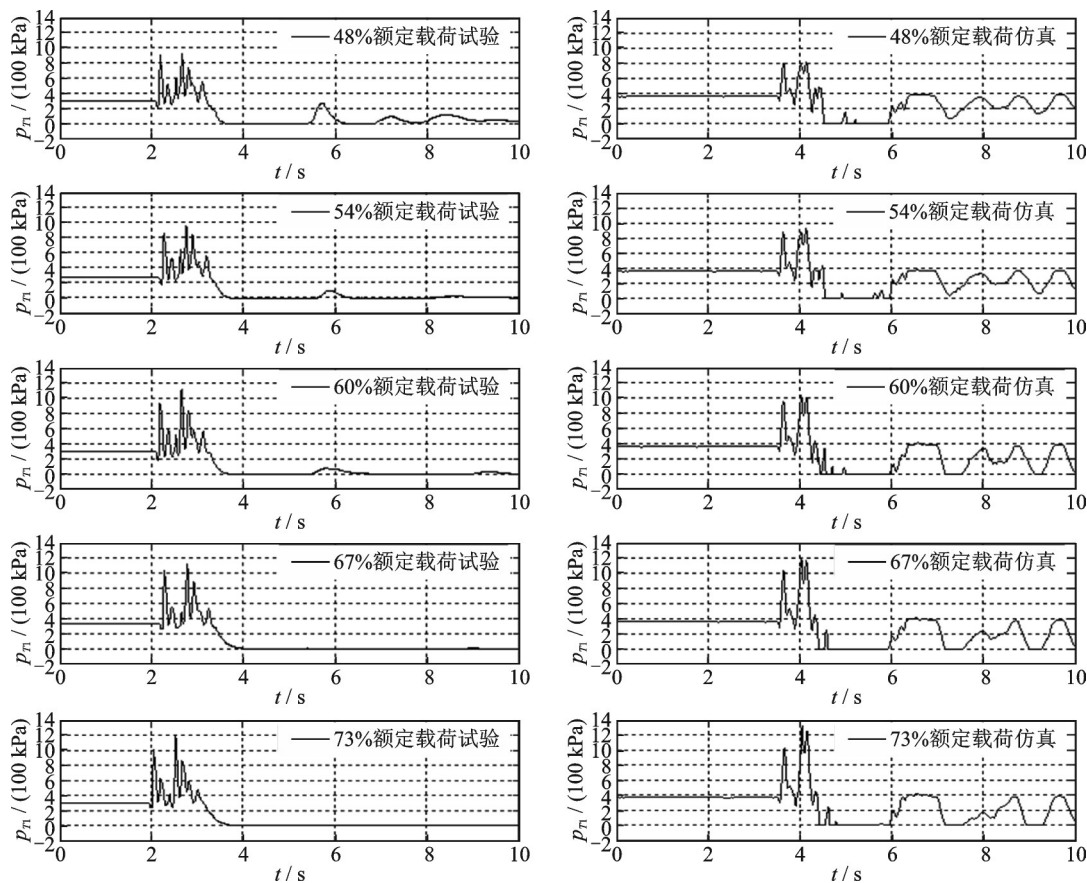


图 13 系列防后倾试验液压防后倾装置的液压力  
Fig. 13 Hydraulic pressure of HATD in series anti-backward tilting test

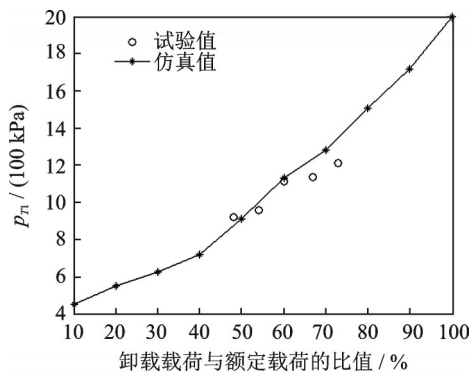


图 14 卸载载荷与液压力之间关系  
Fig. 14 Relationship between unloading load and hydraulic pressure of HATD

100% 额定载荷卸载冲击的仿真液压力峰值是 70% 额定载荷卸载冲击的仿真液压力峰值的 1.7 倍,说明液压防后倾装置的非线性特性对起重臂与液压防后倾装置之间的冲击力影响显著。

工程设计中,防后倾装置的缓冲行程较容易满足,而作为起重臂所受的横向冲击载荷,若防后倾装置的缓冲力过大,则可能威胁起重机的结构安全,特别是冲击点附近起重臂结构的局部稳定性。在进行起重机防后倾设计时,已知防后倾装置的速度-阻尼力特性,根据起重臂的最大回转冲击速度可确定防后倾装置的阻尼力峰值。由于阻尼力是防后倾装置缓冲

力的主要分量,根据防后倾装置的阻尼力峰值,结合起重臂的材料、结构和约束条件,可评估极限工况下起重机关键结构的安全性和防后倾装置的适用范围。

## 4 结 论

通过系列作动试验测定了液压弹簧缓冲器的动态响应,建立了描述液压弹簧缓冲器阻尼特性的数学模型,辨识了模型的关键特征参数,并将这一数学模型集成入多体环境中,建立了起重机虚拟样机模型,通过起重机防后倾试验验证了仿真模型,得出了如下结论:

(1) 防后倾仿真和试验结果中液压力仿真值和试验值误差小于 10%,表明了液压弹簧缓冲器阻尼特性的非参数模型准确,采用系列斜坡激励从液压缓冲特性中分离出非线性阻尼特性这一建模方法有效。

(2) 基于液压防后倾装置特性建模的起重机虚拟样机仿真实现了多体环境中液压力响应快速求解,为计算瞬态冲击下弹性结构与液压系统之间动响应提供了新方法。

(3) 通过虚拟样机模型仿真预测了系列卸载工况动态响应,发现液压防后倾装置的液压力随卸载载荷增加呈非线性变化,极限工况的液压力仿真结果为大型起重机关键结构设计提供了定量依据。

## 参考文献:

- [1] 屈福政, 刘海涛. 履带起重机防后倾仿真分析[J]. 起重运输机械, 2005(12):40-43.  
Qu Fuzheng, Liu Haitao. Backward tilting dynamics simulation of crawler crane[J]. Hoisting and Conveying Machinery, 2005(12):40-43.
- [2] Asami Toshihiko, Mizukawa Yoshito, Yamada-Keisuke. Optimal design of a hysteretically damped dynamic vibration absorber[J]. Mechanical Engineering Journal, 2020, 7(2):482-502.
- [3] 王德鑫, 王婷婷, 姜年朝, 等. 某型无人直升机黏弹减摆器特性试验与非线性建模分析[J]. 噪声与振动控制, 2020, 40(5):234-237.  
Wang Dexin, Wang Tingting, Jiang Nianzhao, et al. Nonlinear modeling analysis and performance trial of the elastomeric lag damper of an unmanned helicopter[J]. Noise and Vibration Control, 2020, 40(5):234-237.
- [4] 胡灏, 涂迪, 杨啟梁, 等. 电磁场下颗粒阻尼动态特性试验研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(4): 41-46.  
Hu Li, Tu Di, Yang Qiliang, et al. Experimental investigation on dynamic properties of particle damping under electromagnetic field [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(4):41-46.
- [5] Dharankar Chandrashekhkar S, Mahesh Kumar Hada, Chandel Sunil. Experimental identification of non-hysteresis algebraic force model of automotive hydraulic damper [J]. International Journal of Vehicle Performance, 2019, 5(2):1-23.
- [6] 孙伟, 胡海岩. 基于多级磁流变阻尼器的操纵面振动半主动抑制——阻尼器设计与试验建模[J]. 振动工程学报, 2005, 19(1):8-13.  
Sun Wei, Hu Haiyan. Semi-active flutter suppression for wing aileron system using stepped MR damper——design and modeling of MR damper[J]. Journal of Vibration Engineering, 2005, 19(1):8-13.
- [7] Barethiye Vijay, Pohit G, Mitra A. A combined nonlinear and hysteresis model of shock absorber for quarter car simulation on the basis of experimental data[J]. Engineering Science and Technology, an International Journal, 2017, 20(6): 1610-1622.
- [8] Cheng Ming, Chen Zhaobo, Liu Wentao, et al. A novel parametric model for magnetorheological dampers considering excitation characteristics [J]. Smart Materials and Structures, 2020, 29(4):1-16.
- [9] 童水光, 王相兵, 钟巍, 等. 基于虚拟样机技术的轴向柱塞泵动态特性分析[J]. 机械工程学报, 2013, 49(2):174-182.  
Tong Shuiguang, Wang Xiangbing, Zhong Wei, et al. Dynamic characteristics analysis on axial piston pump based on virtual prototype technology [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(2):174-182.
- [10] 吴小锋, 何亚峰, 黄志荣, 等. 轴向柱塞泵多学科融合建模与集成优化[J]. 航空动力学报, 2018, 33(5): 1245-1255.  
Wu Xiaofeng, He Yafeng, Huang Zhirong, et al. Multi-disciplinary modeling and integrated optimization of axial piston pump[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(5):1245-1255.
- [11] 徐齐, 王欣, 王殿龙. 大型履带起重机防后倾系统机液耦合动力学分析[J]. 液压与气动, 2017(9):92-97.  
Xu Qi, Wang Xin, Wang Dianlong. Hydraulic-mechanical coupling dynamic analysis on anti-dumping system of large scale crane[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017(9):92-97.
- [12] Andersson H, Simonsson K, Hilding D, et al. Validation of a co-simulation approach for hydraulic percussion units applied to a hydraulic hammer[J]. Advances in Engineering Software, 2019, 131: 102-115.
- [13] Yoon Yonghan, Park Byung-Ho, Shim Jaesool, et al. Numerical simulation of three-dimensional external gear pump using immersed solid method[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 118:539-550.
- [14] Peiret Albert, Gonzalez Francisco, Kovacs Jozsef, et al. Multibody system dynamics interface modelling for stable multirate co-simulation of multiphysics systems [J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 127: 52-72.

## Characteristic modeling of hydraulic anti-backward tilting device and research on anti-backward tilting of crane

LIU Yang

(College of Engineering and Design, Hunan Normal University, Changsha 410081, China)

**Abstract:** To address the dynamic response problem of the hydraulic anti-backward tilting device (HATD) for sudden unloading of a crane, a characteristic modeling method of the HATD is proposed. The HATD is simplified into a model composed of a fixed damping pipeline and a variable damping valve. The characteristics of the pipeline and the cartridge valve are respectively analyzed theoretically, and a general method for describing the buffering characteristics of the HATD is established. Through a series of characteristic tests, the damping force components in the buffer force are separated, and the parameters describing the damping characteristics of the HATD are identified. The HATD model is integrated into the rigid-flexible coupling model of the crane as a virtual force varying with speed to form a virtual prototype of the crane. Through a series of unloading impact simulations, a simulation curve describing the relationship between unloading load and damping force is obtained, and the accuracy of the simulation model is verified through crane anti-backward tilting tests. This experimental modeling method can provide a reference for accurately solving the complex dynamic response between a type of elastic structure and a hydraulic buffer system.

**Key words:** anti-backward tilting device; damping characteristic; non-parametric model; rigid-flexible coupling; unloading impact

**作者简介:** 刘 洋(1981—),男,博士,副教授。电话:18975858298;E-mail:liuyang@hunnu.edu.cn。