

动臂塔机防后倾缓冲力计算方法

刘 洋

(湖南师范大学 工程与设计学院, 长沙 410081)

摘 要: 为准确计算动臂塔机的防后倾缓冲力, 考虑塔身弹性振动和起重臂刚体转动对防后倾装置动力学的影响, 建立了描述防后倾缓冲器相对运动的数学模型, 结合防后倾装置的缓冲特性模型, 建立了描述防后倾缓冲力与起重机动态特性的数学关系。以一台装备液压防后倾装置的动臂塔机为研究对象, 辨识了组成缓冲力计算模型的参数, 通过系列工况的防后倾实验验证了防后倾缓冲力计算模型。根据防后倾缓冲力的实验值, 计算了突然卸载工况的等效动载系数, 验证了《起重机设计规范》中突然卸载工况的动载系数要求, 可为动臂塔机设计的相关国家标准修订提供参考。

关键词: 机械设计及理论; 动臂塔机; 缓冲力; 非参数模型; 动载系数

中图分类号: TH212 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2023)10-2785-10

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20211337

Calculation method of anti-backward-tilting buffer force of luffing jib tower crane

LIU Yang

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

Abstract: To address accurately calculate the buffer force of anti-backward-tilting device (ABTD) of luffing jib tower crane, considering the influence of tower body elastic vibration and boom rigid body rotation on the dynamics of ABTD, a mathematical model describing the relative movement of buffer is established. Combined with the buffer characteristic model of ABTD, the mathematical relationship between the buffer force of ABTD and dynamic characteristics of luffing jib tower crane is established. Taking a luffing jib tower crane equipped with hydraulic ABTD as the research object, multiple parameters of the buffer force calculation model are identified, and the buffer force calculation model is verified by a series of anti-backward-tilting test. According to the experimental value of buffer force of ABTD, the dynamic load factor of unloading load is calculated, and the relevant requirements of dynamic load factor under sudden unloading condition in Design Rules for Cranes are corrected, which provides a reference for the revision of relevant national standards for the design of luffing jib tower crane.

Key words: mechanical design and theory; luffing jib tower crane; buffer force; non-parametric model; dynamic load factor

收稿日期: 2021-12-06.

基金项目: 国家留学基金项目(201908430262).

作者简介: 刘洋(1981-), 男, 副教授, 博士. 研究方向: 起重机动力学分析. E-mail: liuyang@hunnu.edu.cn

0 引言

动臂塔机依靠起重臂俯仰变幅,具有回转半径小、高空避障能力强等特点,是超高层建筑施工的重要装备。在动臂塔机起重作业过程中,特别是起重臂在最大仰角、起吊最大载荷时,突然卸载是一种极端危险的工况。此时,起重机内存储的弹性势能快速释放,起重臂剧烈反弹并撞击防后倾装置^[1]。在这一过程中,作用在起重臂上的防后倾缓冲力是威胁起重臂结构安全的重要因素^[2],如果防后倾缓冲力过大,则动臂塔机存在断臂倒塔的风险。

工程中,常用动载系数法计算起重机防后倾缓冲力,但对于动载系数选择缺乏统一标准。例如,现行《塔式起重机设计规范》将突然卸除全部起升质量的卸载冲击系数取为 0.5^[3],而《起重机设计规范》和《起重机设计国际标准》将这一工况的卸载冲击系数取为 1^[4,5]。规范中,不同工况和不同卸载装置对应的动载荷不同。Ross^[6]和 Cveticanin^[7]将吊重脱落对起重机的冲击描述为与质量变化率和分离速度有关的系统反作用力,这表明,系统反作用力与质量分离的时间有关,即工程中两种动载系数对应着不同卸载动作时间。从系统动态响应看,卸载时间决定激励起重机振动的频率,测定卸载时间是确定动载系数的基础。

基于刚柔耦合建模的起重机虚拟仿真也是求解防后倾缓冲力的一种常用方法。付玲等^[8]通过动臂塔机的刚柔耦合模型,分析了卸载冲击下起重臂与防后倾装置之间的动态响应,但未给出结构动态特性与防后倾缓冲力之间的定量关系。Kang 等^[9]将防后倾装置对起重臂的接触碰撞作用简化为一个缓冲力,通过动力学仿真获取缓冲力峰值,但未对构成缓冲力的主要成分进行分析。对于包含非线性缓冲元件的防后倾装置,起重臂与防后倾装置之间随冲击速度呈非线性变化的缓冲力是起重臂局部屈曲或整体失稳的重要原因^[10]。对于液压防后倾这类非线性缓冲设备,刘洋等^[11]通过台架实验获取了防后倾装置的动态响应,并根据实验数据建立了描述缓冲特性的非参数模型^[12],但防后倾缓冲力计算精度依赖于仿真模型的建模精度。由于虚拟样机技术应用较为复杂,对于起重机防后倾问题,急需建立防后倾缓冲力简化计算方法。

本文以典型动臂塔机为研究对象,分析起重

机结构动态特性和防后倾缓冲特性对缓冲力的影响,探讨基于起重机动态特性的防后倾缓冲力计算方法;采用仿真和单元实验结合的方法,确定防后倾缓冲力计算模型的关键参数;通过系列工况的动臂塔机防后倾实验,验证防后倾缓冲力的计算模型。

1 基于起重机特性的缓冲力模型

1.1 缓冲器运动分析

动臂塔机模型如图 1 所示。定义起重臂 DA 长为 l ,仰角为 θ ,质量为 M ,转动惯量为 J ,起重臂质心距铰点 D 为 $l/2$,吊重 m 悬吊在臂尖; BCD 为门架, AB 为起重臂与门架之间的变幅拉板,变幅拉板单向受拉,等效弹性系数为 k_1 ,受拉变形伸长量为 λ ;塔身高度为 a ,塔身与门架固定,防后倾装置安装在门架上的安装高度为 h 。

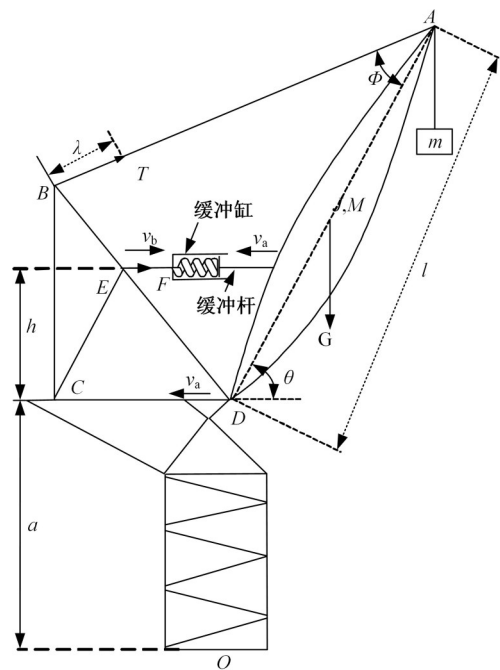


图 1 动臂塔机模型

Fig. 1 Model of luffing jib tower crane

图 1 中,防后倾缓冲器包括缓冲缸和缓冲杆,卸载时,缓冲缸与缓冲杆之间相对运动导致防后倾缓冲力急剧变化。缓冲缸安装在门架上,门架随塔身弹性振动在横向的速度分量决定缓冲缸的速度 v_b 。起重机大仰角作业时,起重臂挤压防后倾装置,在弹簧力作用下起重臂与缓冲杆结合在一起运动,缓冲杆的速度与起重臂接触点的瞬时速度相同。起重臂在平面内的运动包含起重臂绕臂根铰点的刚体转动和起重臂随塔身弹性振动。缓冲杆

的速度 v_a 可分为刚体运动分量 v_r 和弹性振动分量 v_e , 其中, 刚体运动分量 v_r 为起重臂转动冲击缓冲杆接触点的线速度, 弹性振动分量 v_e 为起重臂臂根铰点随塔身弹性振动在横向的速度分量, 即:

$$v_a = v_r + v_e \quad (1)$$

缓冲杆与缓冲缸之间的相对运动速度 Δv 可以表示为:

$$\Delta v = v_r + v_e - v_b \quad (2)$$

起吊吊重 m 时, 变幅拉板伸长 λ , 变幅拉力增加至 T 。卸载后, 忽略起重臂势能增量、变幅拉板动能增量, 定变幅系统弹性势能全部转变为起重臂的转动动能, 根据能量守恒定律有:

$$\frac{1}{2} J \dot{\theta}^2 = \frac{1}{2} k_1 \lambda^2 \quad (3)$$

式(3)变换后, 得到起重臂刚体转动初始角速度为:

$$\dot{\theta} = \lambda \sqrt{\frac{k_1}{J}} \quad (4)$$

起重臂因刚体转动对缓冲杆的冲击速度分量 v_r 可写为:

$$v_r = h \dot{\theta} = h \lambda \sqrt{\frac{k_1}{J}} \quad (5)$$

起吊吊重后, 塔身在起重臂铰点压力和变幅系统拉力作用下在变幅平面内产生弯曲变形; 卸载时, 塔身弯曲变形恢复激发弹性振动。通常起重机能工作在线弹性范围内, 独立塔身可等效为一底部固支、中心受压、顶部有力矩作用的柱和悬臂梁的组合结构, 其振动方程可表示为:

$$M \ddot{\theta} + C \dot{\theta} + K \theta = P(t) \quad (6)$$

式中: M 为起重机的广义质量阵; C 为起重机的阻尼阵; K 为起重机刚度阵; $P(t)$ 为起升载荷变化函数。

假定安装防后倾装置的门架弹性变形为 δ , 塔身弯曲振动模态频率为 ω , 则塔身因弹性恢复引起的局部振动速度可描述为:

$$v_b = \delta \omega \sin(\omega t) \quad (7)$$

起吊吊重 m 后, 假定塔身与起重臂的铰点相对于平衡点的变形为 χ , 则起重臂与防后倾装置接触点的振动速度可描述为:

$$v_e = \chi \omega \sin(\omega t) \quad (8)$$

从式(7)(8)可知, 缓冲杆和缓冲缸随塔身一同振动, 其振动频率与塔身弯曲模态频率相同, 缓冲杆与缓冲缸之间因弹性振动产生的相对速度峰

值之差为:

$$v_b - v_e = (\delta - \chi) \omega \quad (9)$$

结合式(2)和(5), 则缓冲杆与缓冲缸之间的相对运动速度 Δv 可表示为:

$$\Delta v = h \lambda \sqrt{\frac{k_1}{J}} + (\delta - \chi) \omega \quad (10)$$

从上式可知, 防后倾装置的相对速度包含刚体转动速度和弹性振动速度, 其中, 弹性振动速度由卸载前塔身结构静变形和动臂塔机的弯曲振动模态频率决定。

1.2 缓冲器特性建模

液压弹簧缓冲器是一类典型的防后倾装置。将液压弹簧缓冲器作为一个黑盒^[13], 根据不同激励下的动态响应建立描述缓冲器特性的非参数模型是分析缓冲机理的有效方法。液压弹簧缓冲器动力学模型如图2所示。

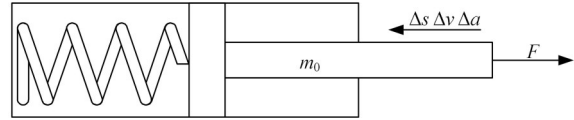


图2 缓冲器动力学模型

Fig. 2 Dynamic model of buffer

图2中, 缓冲力 F 与缓冲杆和缓冲缸之间的相对位移 Δs 、相对速度 Δv 和相对加速度 Δa 相关。缓冲器的缓冲力可描述为:

$$F = f_1(\Delta s) + f_2(\Delta v) + f_3(\Delta a) \quad (11)$$

式中: $f_1(\Delta s) = k_0 \Delta s$ 为液压弹簧缓冲器的弹簧力, 其中 k_0 为缓冲弹簧的刚度; $f_2(\Delta v)$ 为液压弹簧缓冲器的阻尼力, 该阻尼力与缓冲器的相对速度有关; $f_3(\Delta a) = m_0 \Delta a$ 为液压弹簧缓冲器的惯性力, 其中 m_0 为活塞杆的质量。

为建立阻尼力随速度变化的非参数模型, 激励源的作动器定义为速度阶跃函数。

$$v = \begin{cases} v_0, & t > 0 \\ 0, & t = 0 \end{cases} \quad (12)$$

在作动器激励下, 缓冲器产生缓冲力响应。根据系列速度和力响应, 采用二次多项式拟合模型参数, 得到阻尼力的数学模型:

$$f_2(\Delta v) = f_{20} + f_{21} \Delta v + f_{22} \Delta v^2 \quad (13)$$

式中: f_{20} 、 f_{21} 和 f_{22} 为常数。

这一方法适用于长油管和节流阀等液压元件的阻尼特性建模。因此, 式(13)可写为:

$$F = k_0 \Delta s + f_{20} + f_{21} \Delta v + f_{22} \Delta v^2 + m_0 \Delta a \quad (14)$$

对于液压弹簧缓冲器, 弹性力与位移相关, 在

位移达到最大时,弹性力达到最大;惯性力与加速度相关,在碰撞初始时,缓冲杆的运动状态急剧变化,加速度突变,惯性力大;阻尼力随缓冲速度变化呈非线性变化,在简谐振动中,速度最大值出现在位移的中部。综上,3个力分量产生机理不同,在冲击过程中,到达力峰值的时间也不同。

1.3 缓冲力计算模型

根据《起重机设计规范》GB/T3811—2008,在起重臂大仰角作业时,将吊重突然卸载对起重臂的冲击等效为动载荷 P ,则动载荷 P 可描述为:

$$P = \mu mg \quad (15)$$

式中: μ 为卸载冲击的动载系数。

卸载过程中,起重臂受自重 G 、缓冲力 F 及动载荷 P 三者作用,如图 3 所示。

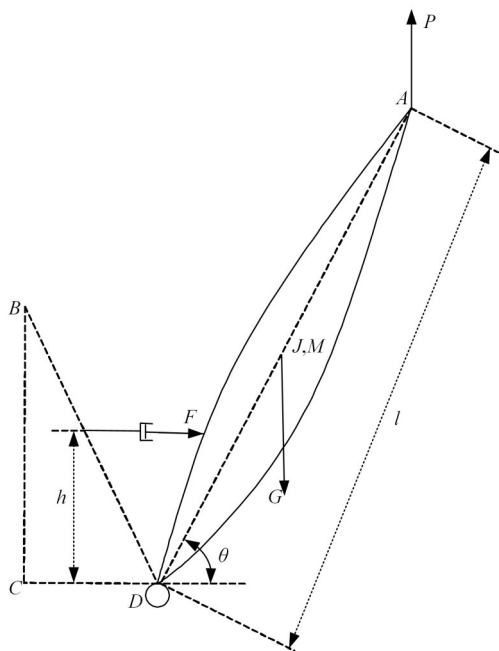


图 3 起重臂卸载后倾模型

Fig. 3 Boom tilt back model during unloading

现将起重臂简化为一个刚体,结合式(15),建立起重臂的力矩平衡方程如下:

$$Fh + \frac{Mgl}{2} \cos \theta = \mu mgl \cos \theta \quad (16)$$

式中:缓冲力 F 与卸载时缓冲器的运动和当前状态有关。在动臂塔机大仰角作业时,防后倾装置与起重臂之间存在一定的预压力,起重臂和缓冲器结合在一起随塔身运动。为描述卸载时缓冲力中的阻尼力分量,将式(10)代入式(13)中,有:

$$f_2(\Delta v) = f_2(\delta, \chi, \omega) = f_{20} + f_{21} \left[h\lambda \sqrt{\frac{k_1}{J}} + (\delta - \chi)\omega \right] +$$

$$f_{22} \left[h\lambda \sqrt{\frac{k_1}{J}} + (\delta - \chi)\omega \right]^2 \quad (17)$$

上式表明,缓冲器阻尼力的峰值与缓冲器的初始相对位移和振动频率有关。

当缓冲器速度达到瞬时最大值时,加速度小且可忽略,则缓冲力 F 可表示为:

$$F = k_0 \Delta s + f_{20} + f_{21} \left[h\lambda \sqrt{\frac{k_1}{J}} + (\delta - \chi)\omega \right] + f_{22} \left[h\lambda \sqrt{\frac{k_1}{J}} + (\delta - \chi)\omega \right]^2 \quad (18)$$

从式(16)和(18)可得,动载系数为:

$$\mu = \frac{M}{2m} + \frac{k_0 \Delta s h}{mgl \cos \theta} + \frac{f_{20} + f_{21} \left[h\lambda \sqrt{\frac{k_1}{J}} + (\delta - \chi)\omega \right]}{mgl \cos \theta} h + \frac{f_{22} \left[h\lambda \sqrt{\frac{k_1}{J}} + (\delta - \chi)\omega \right]^2}{mgl \cos \theta} h \quad (19)$$

对于液压防后倾装置,式(19)表明影响起重机防后倾动载系数的因素包括防后倾装置特性模型、动臂塔机弯曲模态频率、加载后防后倾装置相关结构变形量以及起重机变幅系统刚度和起重臂惯量等参数。

2 模型参数辨识

2.1 卸载激励频率

脱钩器^[14]由挂钩、操纵杆和吊环组成,是强夯施工常用的释放载荷设备。脱钩器工作时,操纵杆的一端通过钢丝绳与地面固定,起吊砝码后,操纵杆牵拉触发挂钩释放砝码。通过脱钩器卸载实验获得拉力响应是测定卸载时间的可靠方式,其实验装置如图 4 所示。

图 4 中,脱钩器实验装置由主吊钩、拉力传感器、脱钩器和砝码通过钢丝绳依次串接而成。起吊 15 t 砝码,记录实验过程中,拉力传感器从最高值降到最低值的动态响应,并对卸载段拉力响应进行频谱分析,如图 5 所示。

图 5 中,拉力从最高值降为最低值的时间为 0.12 s,且近似斜坡下降。臂端拉力短时间内剧烈变化对起重机的冲击属于阶跃松弛激励。从功率谱上看,卸载冲击对低于 10 Hz 的低阶振动模态的激励能量较大。

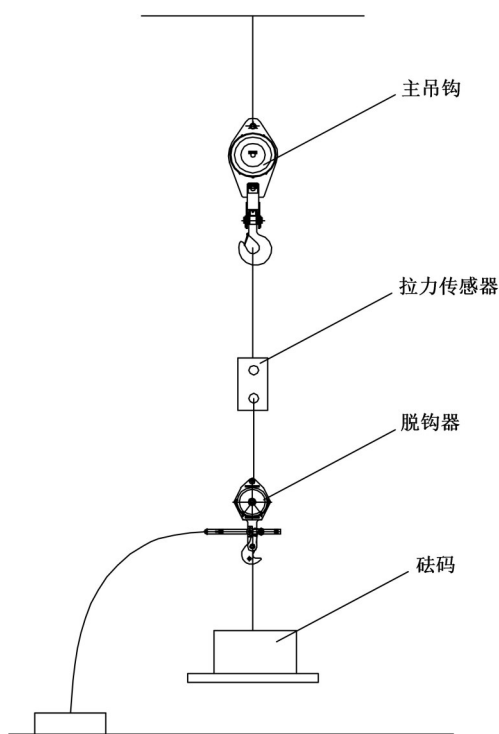


图 4 脱钩器实验装置

Fig. 4 Test device for unloader

2.2 防后倾装置特性模型

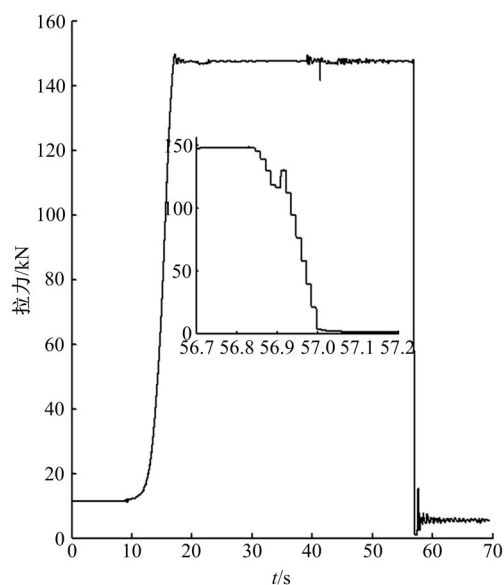
典型的液压防后倾装置样机如图 6 所示。防后倾装置由液压弹簧缓冲器、油管、控制阀组以及油箱串联组成缓冲油路,其中液压缓冲元件为大流量插装阀,液压弹簧缓冲器内部安装了一个小刚度弹簧。

图 6 中,液压弹簧缓冲器内径 180 mm,活塞杆直径 100 mm,缓冲器总长 4.8 m,行程 1.1 m,缓冲弹簧的刚度系数为 19 N/mm,控制阀组的主要元件为大流量插装阀。

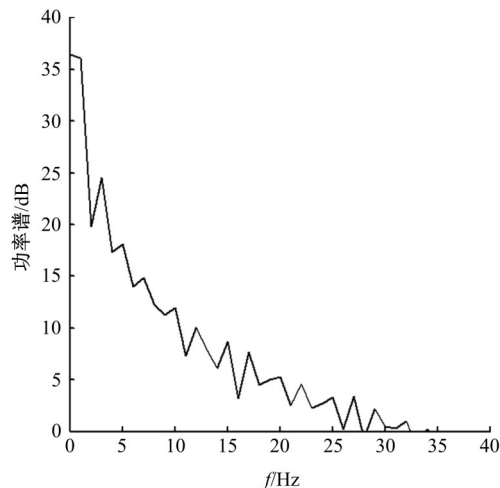
为测定防后倾装置的缓冲特性,特别是阻尼特性,建立液压缓冲特性实验装置,如图 7 所示。

图 7 中,液压缓冲特性实验装置包括作动器、缓冲器和台架,其中台架为中空框架结构,作动器和缓冲器相向布置于台架中部,作动器的作动杆与缓冲器的缓冲杆之间为力传感器,作动器的底部和缓冲器的底部分别与台架的两端固定。作动器推动缓冲器作恒速运动,缓冲器对作动器提供反作用力。现在 0~600 mm/s 范围内以 10 种不同速度对图 7 所示缓冲特性实验装置进行作动实验,测定在不同作动速度下作动器的作动力时域响应如图 8 所示。

图 8 中,在 0~600 mm/s 范围内,以不同的作动速度对缓冲器作动,作动力响应相似,在作动杆



(a) 拉力响应



(b) 功率谱

图 5 卸载器拉力响应和冲击功率谱

Fig. 5 Tension response and shock spectrum of unloader

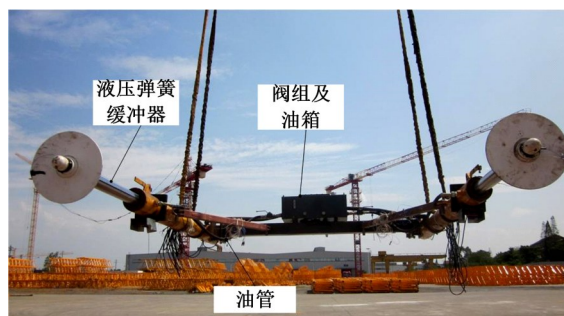


图 6 液压防后倾装置样机

Fig. 6 Prototype of ABTD

速度阶跃至指定速度和作动杆突然停止运动的瞬间,作动力产生阶跃响应,说明作动力与速度相关。提取系列恒速作动过程中作动速度和作动力的稳态值,得到如图 9 所示作动速度与作动力的关系。

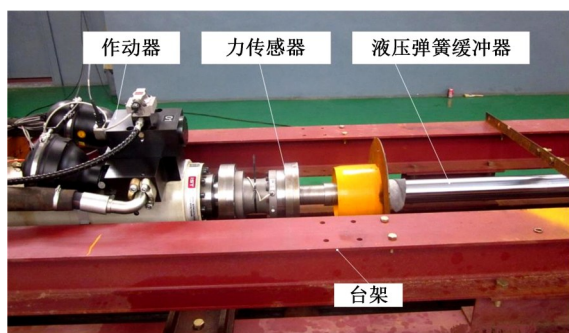


图 7 液压缓冲特性实验装置

Fig. 7 Test device for hydraulic buffer characteristics

图 9 中,匀速作动过程中作动力即为液压防后倾装置的阻尼力,采用最小二乘法对其进行二次多项式拟合,得到作动速度与液压阻尼力之间的关系为:

$$f_2(v) = \begin{cases} 0, v < 0 \\ 6.2 + 0.058v + 7.4e - 5v^2, 0 \leq v \leq 600 \text{ mm/s} \end{cases} \quad (20)$$

对比式 (13) 和 (20) 可知: $f_{20} = 6.2$, $f_{21} = 0.058$, $f_{22} = 7.4 \times 10^{-5}$ 。式 (20) 为描述缓冲器阻尼特性的非参数模型,其均方根误差为 0.73 kN。

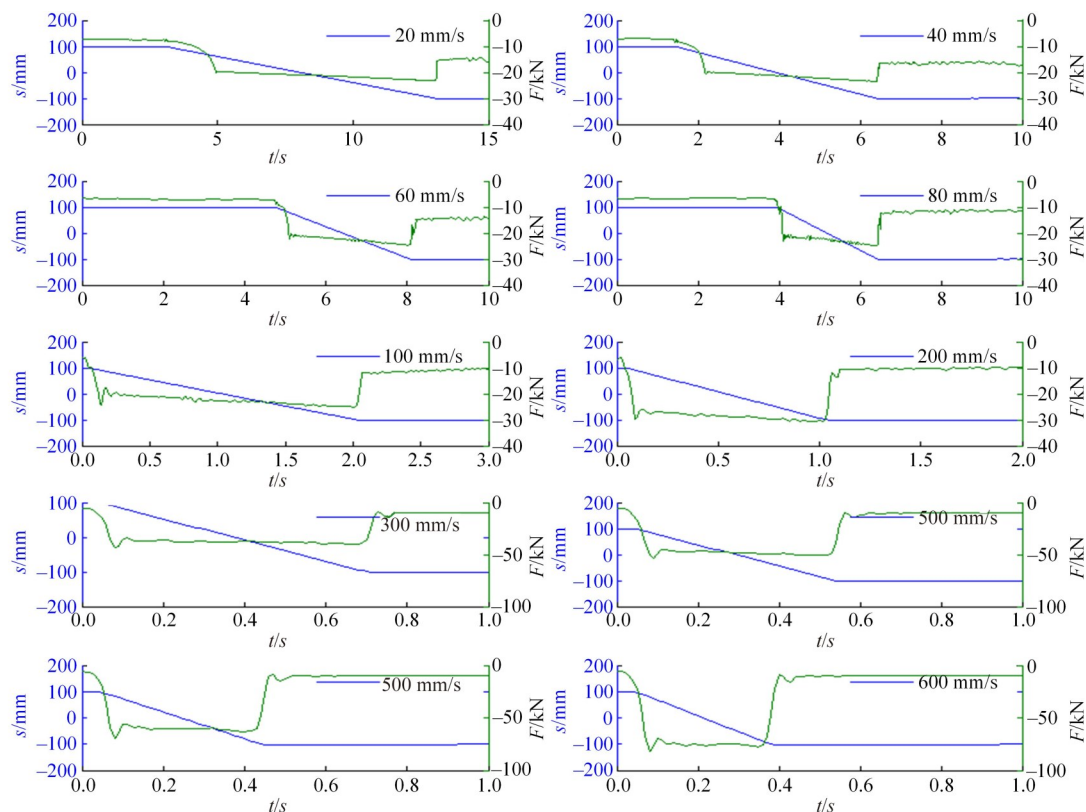


图 8 作动器斜坡激励与作动力响应

Fig. 8 Series actuation motion and force response

2.3 防后倾装置振动频率

选取装备液压防后倾装置的动臂塔机 LH800-63 作为研究对象。该型动臂塔机的起重臂长 35 m, 重 7.7 t, 塔身高 24 m, 最大吊重 63 t, 变幅系统的等效刚度为 $3.125 \times 10^4 \text{ N/mm}$ 。防后倾装置通过铰链与塔身门架铰接, 防后倾装置在起重臂的作用点与起重臂下铰点的距离为 6.5 m。当起重臂仰角为 76° 时, 起重臂与防后倾装置接触。动臂塔机样机如图 10 所示。

采用有限元法对动臂塔机进行模态分析是起重机动力学分析的常用方法^[15]。现采用 ANSYS 对动臂塔机进行有限元建模, 其中臂架、塔身、平衡梁、门架是空间桁架结构, 采用梁单元 beam 188 模拟; 上支座是由空间方向不同的板焊接成的箱型结构, 采用板单元 shell 63 模拟; 平衡梁上的柴油机、卷扬机、配重块、起升机构和变幅机构等质量块采用质量点单元 mass21 模拟。在不考虑吊重质量条件下, 得到动臂塔机整体弯曲模态振型如图 11 所示。

图 11 中, 动臂塔机整体弯曲模态频率为 1.028 Hz, 这一频率处于激励能量较大的低频区间, 即, 卸载后防后倾装置的缓冲缸和缓冲杆的轴

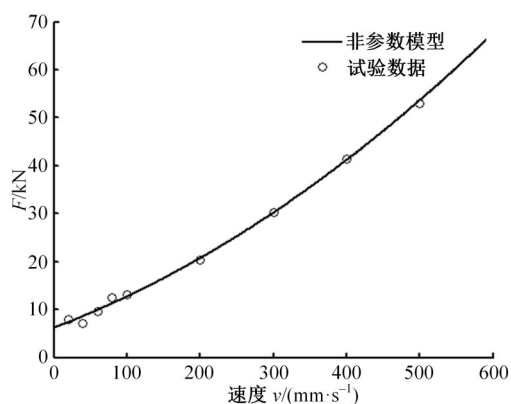


图 9 系列作动速度与作动力之间的关系

Fig. 9 Relationship between series operating speed and operating force

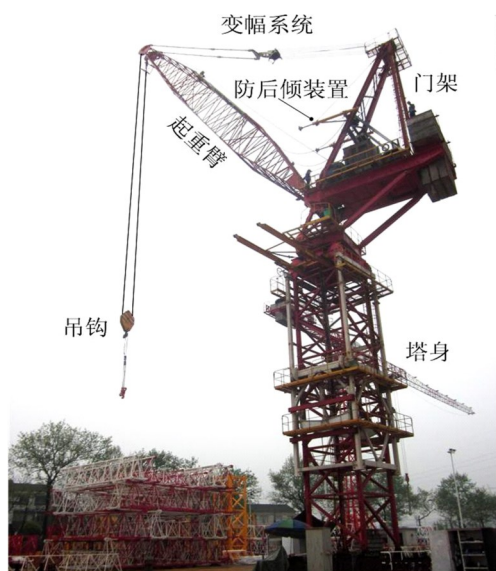


图 10 动臂塔机样机

Fig. 10 Prototype of luffing jib tower crane

向振动频率为 1.028 Hz。

2.4 防后倾装置初始位移

防后倾装置的初始位移受起吊载荷、起重机结构刚度和起吊姿态等因素影响。采用多体建模方法建立起重机刚柔耦合模型^[16]进行动臂塔机起吊工况分析是一种成熟技术。由 ANSYS 软件生成描述桁架结构动态特性的模态中性文件,结合变幅系统等效刚度,在 ADAMS 环境中集成为动臂塔机刚柔耦合模型。起重臂根部与塔身为铰链约束,起重臂臂头和变幅拉板之间为球铰约束,变幅拉板与滑轮组之间为球铰约束,滑轮组与门架之间为变刚度弹簧,塔身与地面之间为固定约束。在起重臂变幅至 82°仰角时,分别起吊 54%、60%、67%、73% 额定载荷的吊重,起吊前后结构变形仿真如图 12 所示。

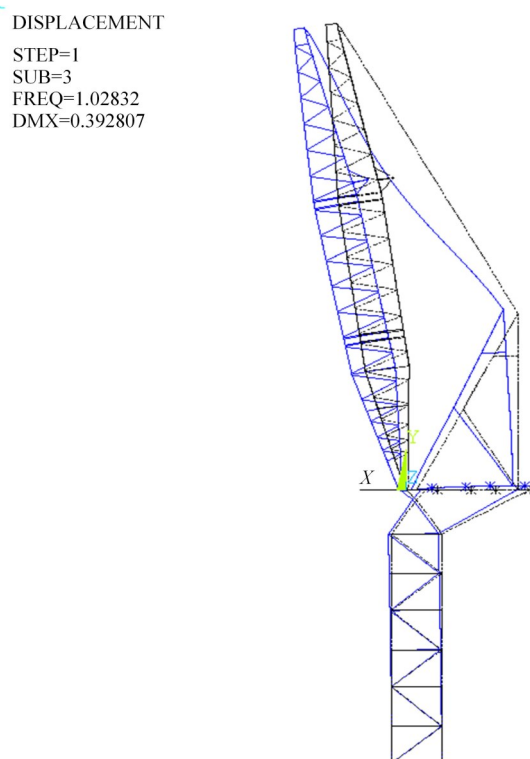


图 11 动臂塔机弯曲模态振型

Fig. 11 Bending vibration mode of luffing jib tower crane

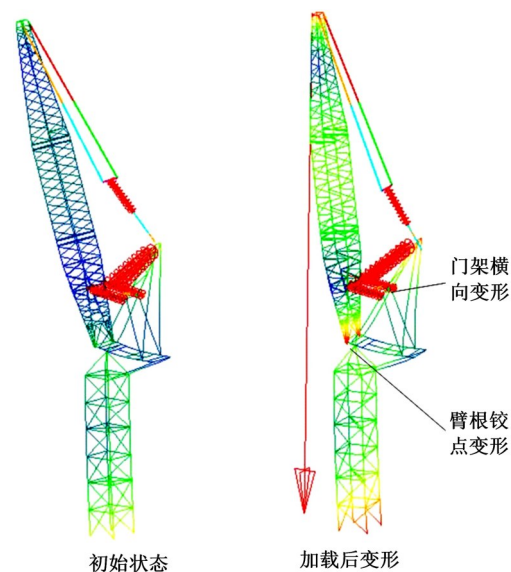


图 12 动臂塔机加载后结构变形

Fig. 12 Structure deformation of luffing jib tower crane under loading

起吊吊重后,塔身在上装压力下产生变形。提取起重臂的下铰点和安装缓冲器的门架的变形,如表 1 所示。

表 1 中,塔身在臂根铰点和门架处的变形决定了卸载时防后倾装置的缓冲杆和缓冲缸之间的相对位移。

表 1 系列吊重工况塔身变形
Table 1 Deformation of tower body in series test mm

吊重	臂根横向变形	门架横向变形	缓冲杆与缓冲缸的相对位移
54% 额定载荷	17	38	21
60% 额定载荷	18	39	21
67% 额定载荷	20	42	22
73% 额定载荷	18	47	29
100% 额定载荷	29	65	36

3 模型验证

3.1 动臂塔机防后倾实验

动臂塔机卸载冲击工况为:在起重臂 60°仰角时,起吊砝码;起重臂带载变幅至 76°仰角,起重臂与防后倾装置接触;起重臂继续变幅至 82°仰角时,突然卸载释放砝码,起重臂反弹撞击防后倾装置。取实验砝码质量为 54% 额定起重量,进行动臂塔机防后倾实验,提取液压防后倾装置的动态响应如图 13 所示。

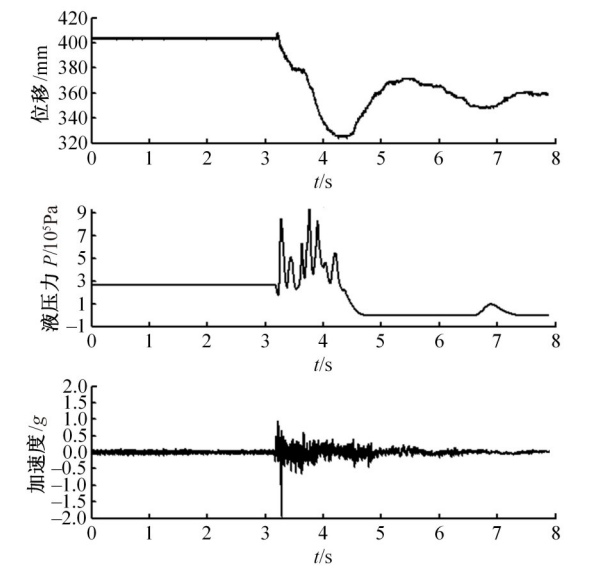


图 13 卸载实验中防后倾装置动态响应
Fig. 13 Dynamic response of ABTD in unloading test

图 13 中,加速度到达峰值的时间为 3.28 s,峰值为 1.95g($g=9.8\text{ m/s}^2$);位移达到峰值的时间为 4.3 s,峰值为 325 mm;液压力包含两个明显的峰值,其中一个达到峰值的时间为 3.28 s,峰值为 $8.55\times 10^5\text{ Pa}$,另一个到达峰值的时间为 3.76 s,峰值为 $9.41\times 10^5\text{ Pa}$ 。取加速度响应进行傅里叶变换,发现加速度中包含 0.88 Hz 的频率成分,这与整机弯曲模态频率的仿真结果接近。液压力第一个峰值的时间与加速度峰值的时间相同,说明液压力的第一个峰值来源于卸载初始时起重臂碰

撞缓冲杆,缓冲杆产生了速度突变。由于冲击加速度持续时间极短,惯性力对结构的破坏小,此处忽略液压力的第一个峰值对结构安全的影响。液压力第二个峰值与第一个峰值之间的时间差为 0.48 s,缓冲位移从碰撞初始到达最低点的时间为 1 s,说明液压力的第二个峰值处于缓冲行程达到中点的时刻,此时,起重机结构弹性变形恢复到平衡点,缓冲杆与缓冲缸之间相对速度最大。由于第二个液压力峰值高于第一个液压力峰值,对于起重机极限工况的结构校核,第二个液压力峰值更重要。当起重臂为 82°仰角,以 54%、60%、67%、73% 额定载荷卸载时,提取液压防后倾装置的液压力实验值如图 14 所示。

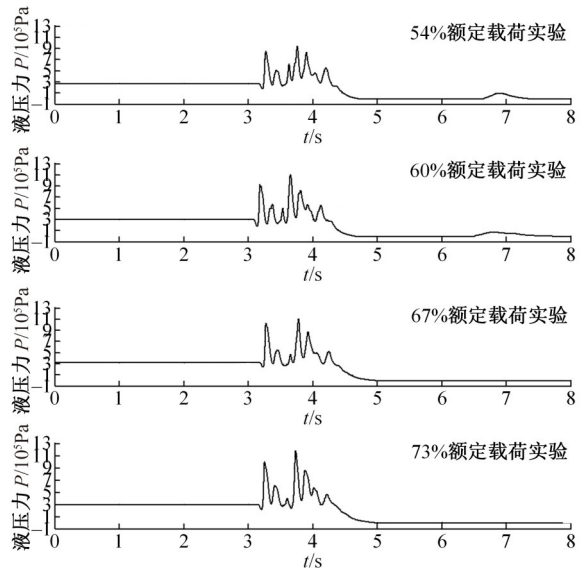


图 14 系列载荷卸载冲击实验液压力
Fig. 14 Hydraulic pressure of series unloading test

现提取系列卸载实验工况的第二个液压力峰值,换算为缓冲器的阻尼力实验值。将缓冲器振动频率、表 1 的结构变形量和式(10)代入式(20),得到缓冲器的阻尼力计算值。阻尼力计算值和实验值如表 2 所示。

根据缓冲弹簧刚度系数和实验工况的预压量
表 2 系列卸载实验工况的阻尼力峰值
Table 2 Peak value of damping force under series unloading test conditions

卸载载荷	阻尼力	阻尼力	误差/%
	实验值/kN	计算值/kN	
54% 额定载荷	24.0	22.1	7.9
60% 额定载荷	28.0	24.7	11.8
67% 额定载荷	28.5	26.4	7.4
73% 额定载荷	30.5	32.0	4.9

可知,缓冲力的弹性力分量为 13.3 kN,对比表 2 可知,阻尼力是缓冲力的主要分量,是评价液压防后倾装置缓冲性能的主要指标。表 2 中阻尼力计算值与阻尼力实验值的误差均小于 15%,说明模型参数符合实际工况,缓冲器的阻尼力模型可准确计算阻尼力峰值。

3.2 动载系数验证

根据《起重机设计规范》GB/T3811—2008,采用动载系数法,对图 10 所示动臂塔机在大仰角作业时进行突然卸载防后倾计算。

由式(18)可知,在缓冲器与起重臂之间具备弹性预压力的条件下,缓冲力 F 的主要分量为阻尼力和弹性力。根据表 2 的阻尼力实验值、阻尼力仿真值和弹性力实验值,通过式(19)计算系列工况的动载系数实验值 1 和动载系数计算值。将起重臂冲击点附近腹杆应力换算为防后倾缓冲力,通过式(16)计算系列工况的动载系数实验值 2,如表 3 所示。

表 3 系列工况的动载系数对比

Table 3 Dynamic load factor in series test

卸载载荷	动载系数 实验值 1	动载系数 实验值 2	动载系数 计算值	误差/%
54% 额定载荷	0.41	0.42	0.40	2.4
60% 额定载荷	0.40	0.41	0.38	5.0
67% 额定载荷	0.36	0.37	0.35	2.8
73% 额定载荷	0.34	0.34	0.35	2.9

表 3 中计及起重机特性的动载系数实验值 1、实验值 2 和计算值均随着卸载载荷增加而逐渐减小,且三者误差较小,说明采用式(19)计算动载系数结果可信。而根据表 1 和式(19)计算 100% 额定载荷卸载的动载系数为 0.3。这一系数小于现行《塔式起重机设计规范》中规定的动载系数 0.5,更远小于《起重机设计规范》和《起重机国际标准》规定的动载系数 1,说明起重机的弹性基座具备吸收卸载冲击、降低动载荷的作用,起重机结构动态特性是起重机卸载冲击研究必须考虑的因素。

4 结 论

(1)卸载冲击实验表明,阻尼力峰值是构成液压防后倾装置缓冲力的主要分量,影响阻尼力峰值的因素为防后倾装置的相对速度峰值和防后倾装置的缓冲特性,其中,防后倾装置的相对速度与塔身弯曲振动频率和塔身初始变形有关。

(2)系列卸载冲击工况下,计及动态特性的起重机防后倾缓冲力计算值与实验值吻合,表明根据加载后塔身结构变形,整机弯曲模态频率和防后倾装置缓冲特性 3 个条件可准确计算动臂塔机防后倾缓冲力。

(3)系列卸载工况的理论计算和实验对比发现,动载系数实验值与现有规范关于突然卸载的动载系数存在明显偏差,这说明对于具备弹性基座的起重机,必须考虑基座动态特性对上装结构冲击响应的影响,这也为修正塔式起重机突然卸载工况的动载系数提供了参考。

参考文献:

- [1] 屈福政, 刘海涛. 履带起重机臂架后倾动力学仿真[J]. 起重运输机械, 2005(12): 40-43.
Qu Fu-zheng, Liu Hai-tao. Backward tilting dynamics simulation of crawler crane[J]. Hoisting and Conveying Machinery, 2005(12): 40-43.
- [2] 王永新, 李鹏举. 动臂塔机防后倾装置的分析与应用[J]. 建筑机械化, 2011, 32(3): 33-36.
Wang Yong-xin, Li Peng-ju. Analysis and application of anti-backward-tipping device of luffing jib tower crane[J]. Construction Mechanization, 2011, 32(3): 33-36.
- [3] GB/T 13752—2017. 塔式起重机设计规范[S].
- [4] GB/T 3811—2008. 起重机设计规范[S].
- [5] ISO8686—1. Cranes-design principles for loads and load combinations-part 1: general(2nd ed)[S]. ISO: Geneva, Switzerland, 2012.
- [6] Ross Dieter K. The behaviour of a simple pendulum with uniformly shortening string length[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 1979, 14(3): 175-182.
- [7] Cveticanin L. Dynamic behavior of the lifting crane mechanism[J]. Mechanism and Machine Theory, 1995, 30(1): 141-151.
- [8] 付玲, 喻乐康, 刘洋, 等. 细长型桁架起重臂卸载冲击动力学研究[J]. 起重运输机械, 2013(1): 56-60.
Fu Ling, Yu Le-kang, Liu Yang, et al. Study of unloading impact dynamics on slender truss crane with luffing boom[J]. Lifting the Transport Machinery, 2013(1): 56-60.
- [9] Kang Zhong-yuan, Xu Ge-ning, Yang Heng, et al. Research on dynamic properties of crane boom under the condition of accidental unloading[J]. Advances in Engineering Research, 2016, 103: 576-584.
- [10] 李伟, 杨晨, 王桂录, 等. 基于瞬态动力学强夯机臂

- 架折弯事故分析[J]. 中国工程机械学报, 2020, 18(2): 184-188.
- Li Wei, Yang Chen, Wang Gui-lu, et al. Based on transient analysis of an accident of arm structure[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2020, 18(2):184-188.
- [11] 刘洋, 李宇力, 付英雄, 等. 基于缓冲力设计的变阻尼防后倾装置特性研究[J]. 中国工程机械学报, 2013, 11(1):83-87.
- Liu Yang, Li Yu-li, Fu Ying-xiong, et al. Study of variable damping hydraulic buffer for crane boom anti-backward-tipping based on buffer force design[J]. Chinese Journal of Construction Machine, 2013, 11(1):83-87.
- [12] 刘洋. 液压防后倾装置特性建模及起重机防后倾研究[J]. 振动工程学报, 2022, 35(4):912-919.
- Liu Yang. Characteristic modeling of hydraulic anti-backward tilting device and research on anti-backward tilting of crane[J]. Journal of Vibration Engineering, 2022, 35(4):912-919.
- [13] Dharankar Chandrashekhar S, Hada Mahesh Kumar, Chandel Sunil. Experimental identification of non-hysteresis algebraic force model of automotive hydraulic damper[J]. International Journal of Vehicle Performance, 2019, 5(2):213-231.
- [14] 王欣, 王逢全, 王锡良. 基于 ADAMS 的新型液压脱钩器系统仿真[J]. 建筑机械, 2006(3):59-61.
- Wang Xin, Wang Feng-quan, Wang Xi-liang. Dynamic simulation for hydraulic self-release mechanism based on ADASM[J]. Construction Machinery, 2006(3): 59-61.
- [15] Ju F, Choo Y S, Cui F S. Dynamic response of tower crane induced by the pendulum motion of the payload[J]. International Journal of Solids and Structures, 2006, 43(2):376-389.
- [16] Yang Qing-le, Qu Fu-zheng, Yu Zhi-yuan, et al. Stress and stability analysis of slewing motion for crawler crane[J]. Engineering Failure Analysis, 2019, 105: 817-827.