

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2024.02.024

# 偶然性载荷作用下的桥式起重机摆角模型研究

余震<sup>1,2</sup>,任豪豪<sup>1,2</sup>,余进<sup>1,2</sup>,王莉玲<sup>3</sup>

(1. 武汉科技大学 冶金装备及其控制教育部重点实验室,湖北 武汉 430081;

2. 武汉科技大学 机械传动与制造工程湖北省重点实验室,湖北 武汉 430081;

3. 武汉市特种设备监督检验所,湖北 武汉 430014)

**摘要:**对起重机建立准确的数学模型是研究其防摇摆控制策略的基础。构建在偶然载荷作用下桥式起重机摇摆数学模型,分析桥式起重机一个作业循环以及大小车运行时的受力情况,在充分考虑偶然载荷作用下构建桥式起重机工作过程中的三维动力学数学模型。通过在驱动力及风载作用下对模型的仿真分析,研究桥式起重机的摆角变化规律。桥式起重机在偶然载荷作用下的摆角模型及其变化规律可为后续桥式起重机的防摇摆控制提供理论基础,保证桥式起重机在偶然性载荷作用下工作安全可靠。

**关键词:**桥式起重机;防摇摆;摆角模型;偶然载荷

**中图分类号:**TH215 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2024)02-0116-04

## Research on Bridge Crane Rocking Model under Accidental Loads

YU Zhen<sup>1,2</sup>, REN Haohao<sup>1,2</sup>, YU Jin<sup>1,2</sup>, WANG Liling<sup>3</sup>

(1. Key Laboratory of Metallurgical Equipment and Control Technology of Ministry of Education, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China; 2. Hubei Key Laboratory of Mechanical Transmission and Manufacturing Engineering, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China; 3. Wuhan Special Equipment Supervision and Inspection Institute, Wuhan 430014, China)

**Abstract:** Establishment of an accurate mathematical crane model is the basis for study of its anti-sway control strategy. This paper constructs a mathematical model for the sway of an overhead crane under accidental loads, analyzes the stress situation of the bridge crane during a working cycle and the operation of large and small vehicles, and builds a three-dimensional dynamic mathematical model during the operation of the bridge crane under the full consideration of accidental loads. The simulation analysis of the model under the action of driving force and wind load is conducted, and the change law of the swing angle of the bridge crane is studied. The swing angle model of bridge crane under accidental load and its variation law provide a theoretical basis for the anti-sway control of subsequent bridge cranes and guarantee the safety and reliability of the bridge cranes under the action of accidental loads.

**Keywords:** bridge cranes; anti-sway; rocking model; accidental load

## 0 引言

作为装备制造业领域的特种设备,桥式起重机在重要工矿企业中担负着重要作用。桥式起重机在工作过程中的摇摆影响其工作安全性,工作过程中的各种偶然加剧了其摇摆的不确定性,因此需要充分研究桥式起重机在偶然载荷作用下的摇摆模型并制定防摇摆控制策略,保证桥式起重机的安全运行。本文根据起重机实际作业工况进行载荷分析并建立大小车在负载作用下的运动过程动力学微分方程,充分考虑风扰对摆

角的影响,构建精确的摇摆数学模型并进行仿真分析。

## 1 典型工况下桥式起重机载荷分析

桥式起重机由桥架结构、运行机构、起升机构、电气装置4部分组成。一般情况下,典型工况下工作流程为:1)负载起升过程;2)通过大车和小车的驱动将吊重搬运至目标位置前方或者上方;3)将吊重自目标位置上方垂直落下,结束本次工作行程。

引起起重机工作过程中摇摆的原因主要有两

**基金项目:**湖北省科技厅重大研发计划项目(Zn2021d012)

**第一作者简介:**余震(1973—),男,安徽岳西人,教授,博士,研究方向为复杂机电系统优化设计、材料应用及智能结构设计等,yuzhen@wust.edu.cn。

方面:一是起重机的大、小车运行机构和主、副起升机构在工作过程中的加减速运动而引起的吊重摆动;二是在作业过程中的一些不确定因素引起的摆动,包括起重机在作业过程中受到的风载荷、操作人员的操作失误、轨道高低差等。

### 1.1 桥式起重机取物起升阶段载荷分析

一般来说,起重机取物起升过程分为三个阶段:第一阶段,起升机构启动瞬间,钢丝绳由松弛到拉直,此时忽略钢丝绳自身质量的话,钢丝绳不受力,等效起升重物质量  $m_2$  静止不动;第二阶段,钢丝绳由拉直到拉紧,此时钢丝绳受力从  $0 \sim m_2g$ ,起升钢丝绳从不受力状态到拉力逐渐增大,通过卷筒及其支撑构件将力  $F_2(t)$  作用在桥架上,间接造成桥架受到的作用力由  $0$  开始逐渐增大;第三阶段,吊重离开地面并与结构发生共振,钢丝绳受力达到最大,起升机构产生的动载荷最大。由于滑轮组中各个滑轮所受阻力不均,使得吊重产生的拉力不能均衡分配到每段绳索上,导致绳索张力不统一,系统为弱阻尼系统,造成负载轻微摆动。由于初始摆动的存在,大小车的加速运动会使摆动加剧。因此模型的最终结果应包括这部分振动摆角<sup>[1]</sup>。

### 1.2 桥式起重机大(小)车加速阶段载荷

起升机构起升负载后,在水平运动过程中,起重机及其车轮等结构受到水平惯性载荷、摩擦载荷和水平偏斜载荷作用。

#### 1) 移动质量水平惯性 $F_h$

大车移动的水平惯性是起重机自身质量和负载在大车运行机构启动或者制动时产生的沿轨道方向的水平惯性力,包括整机惯性力  $F_{h2}$ 、带载小车惯性力  $F_{h1}$ 。

$$F_h = F_{h2} + F_{h1} \quad (1)$$

2) 轨道给车轮的滚动摩擦以及起重机转动机构的结构阻力,构成了其总运行阻力<sup>[2]</sup>  $F_w$ :

$$F_w = \sum F_{mi} \cdot \frac{cd + 2f}{D} \quad (2)$$

式中: $c$ 为转动机构轴承摩擦因数; $d$ 为大车车轮轴枢直径; $D$ 为大车车轮踏面直径; $f$ 为滚动摩擦因数; $\sum F_{mi}$ 为车轮轮压。

#### 3) 起重机偏斜移动时水平侧向力

起重机在运行过程中由于轨道、车轮等在制造与安装时误差的存在、大小车轨道上表面不平两侧驱动电机的转速或走轮直径差异等因素的影响,车轮轮缘与轨道侧面摩擦会产生

水平侧向推力  $F_s$ ,此时还会产生附加阻力  $F_z$ ,从而导致负载产生断断续续的摆动<sup>[3]</sup>,其求解经验公式为

$$F_s = \frac{1}{2} \lambda \sum F_{mi\max} \quad (3)$$

$$F_z = \zeta \cdot F_s \quad (4)$$

式中: $\zeta$ 为附加摩擦阻力系数; $F_{mi\max}$ 为起重机受偏斜侧向力一侧车轮的最大总轮压; $\lambda$ 为偏斜侧向力系数。

#### 4) 风载 $F_{dy}$

起重机在室外作业时会受到风载,风载与风压和起重机的迎风面积有关,因此在构建起重机运动过程中的摇摆模型时,根据起重机的作业环境,需考虑因风载作用而产生的负载偏摆影响<sup>[4]</sup>。

$$F_{dy} = S \times C_f \times P \quad (5)$$

式中: $P$ 为计算风压; $S$ 为迎风面积; $C_f$ 为吊重在受风方向上的体形系数。

## 2 桥式起重机工作过程中的摆角模型构建

### 2.1 桥式起重机

图1为起重机大车运行时在水平载荷作用下的负载载荷图。当起重机工作时,重物会通过绳索绕小车悬挂点进行摆动,摆角为  $\theta$ ,对摆角  $\theta$  沿起重机前进方向与重物在桥梁上面横向的移动方向进行分解,得到  $\theta_x$  与  $\theta_y$ 。 $F_x$  和  $F_y$  分别是驱动大小车运动的驱动力; $f_x$ 、 $f_y$  分别为大小车受到的摩擦阻力; $a_1$ 、 $a_2$  分别是大小车沿运行方向的加速度; $y(t)$  和  $x(t)$  表示对应的  $x$  与  $y$  方向上的移动位移; $m_1$  为负载质量, $m_1$  和  $m_2$  分别为小车和大车桥架结构(包括走台、主梁、端梁、小车等结构)等效质量。因轨道存在高低差,两条轨道上表面不在同一平面,大车车身与水平面呈一夹角  $\alpha$ 。

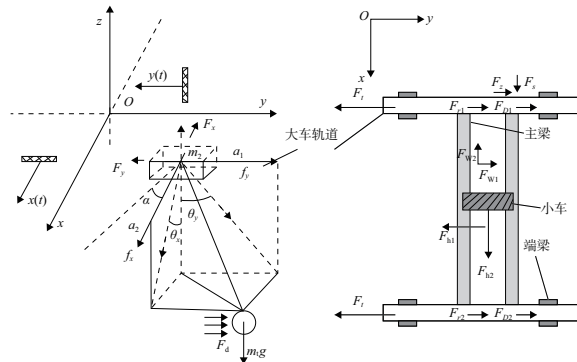


图1 在一个工作循环内的起重机运动图

## 2.2 桥式起重机工作过程中存在偶然载荷时 $y$ 向摆角数学模型构建

1) 吊重起升阶段产生的初始摆角如图 2 所示。

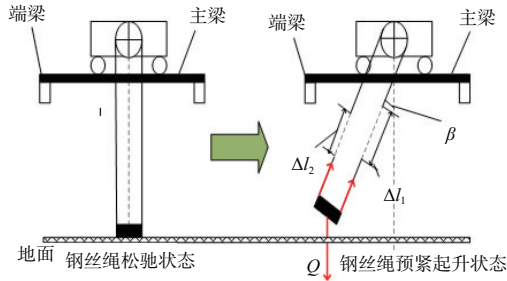


图 2 吊重起升阶段摆角示意图

桥式起重机在工作过程中,其钢丝绳是一个弹性体,当吊重与钢丝绳保持静止时,钢丝绳受到的合力为负载重力  $Q$ ,设  $\Delta l_1$  和  $\Delta l_2$  分别为左右两根钢丝绳在拉力载荷作用下产生的弹性伸长量(单位为 mm)。由虎克定律可知:每根钢丝绳承担的载荷值分别为  $\Delta l_1 \times k$ ,  $\Delta l_2 \times k$  ( $k$  为钢丝绳的刚度系数<sup>[5]</sup>)。设穿过该滑轮组有  $n$  组钢丝绳,对吊重进行受力分析,则

$$(i_h F_{j_{\max}} + \sum_{i=1}^n \Delta l_i k) \cos \beta = Q = m_t g \quad (6)$$

$$F_{j_{\max}} = \frac{Q}{i_h \eta_h}, k = \frac{EA}{l} \quad (7)$$

式中:  $F_{j_{\max}}$  为绕入卷筒的钢丝绳最大静拉力(为便于计算,假设每根钢丝绳承受的拉力相同,且都为最大张力);  $Q$  为起升载荷及吊具质量之和;  $i_h$  为滑轮组倍率;  $\eta_h$  为滑轮组效率(查手册可得);  $E$  为钢丝绳等效弹性模量;  $A$  为钢丝绳横截面积;  $l$  为钢丝绳的总长度,由此可得起升钢丝绳初始摆角为

$$\beta = \arccos \frac{Q}{(i_h F_{j_{\max}} + \sum_{i=1}^n \Delta l_i k)} \quad (8)$$

2) 当大车沿  $y$  方向运动且有风载时,其载荷分析如图 3 所示。

以大车移动方向(向左为正方向)为  $y$  向构建

$$\theta_{1y} = \arctan \left[ \frac{\left( m_t (F_y - m_t g \mu - m_2 g \mu - \zeta \times \frac{1}{2} \lambda \sum F_{i_{\max}}) \right)}{(m_2 + m_t)} + S \times C_f \times P \right] \frac{1}{m_t g} \quad (16)$$

综上可得  $y$  方向摆角为

坐标系,得到大车运动动力学微分方程:

$$(m_2 + m_t) \ddot{y} = F_y - f - F_{dy} - F_z \quad (9)$$

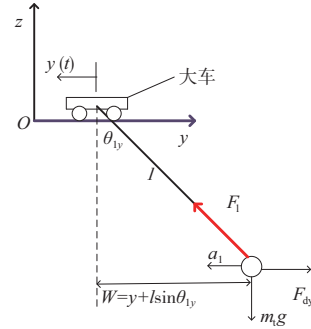


图 3 大车运行机构受力图

对于起吊重物为研究对象,进行分析:

$$F_1 \sin \theta_{1y} - F_{dy} = m_t \ddot{y} \quad (10)$$

式中  $\theta_{1y}$  为在大车运动过程中,起升重物与竖直方向的夹角。由式(9)、式(10)可解得:

$$\theta_{1y} = \arcsin \left[ \frac{m_t (F_y - f_{da} - F_z - F_{dy}) + F_{dy}}{(m_2 + m_t) F_1} + \frac{F_{dy}}{F_1} \right] \quad (11)$$

式中大车车轮组与轨道之间的摩擦力  $f_{da}$  可表示为

$$f_{da} = (F_1 \cos \theta_{1y} + m_2) \mu \quad (12)$$

式中  $\mu$  为大车车轮组与轨道之间的动摩擦因数。

则式(11)计算可得:

$$\begin{aligned} \theta_{1y} &= \arcsin \left[ \frac{m_t (F_y - (F_1 \cos \theta_{1y} + m_2) \mu - F_z - F_{dy}) + F_{dy}}{(m_2 + m_t) F_1} + \frac{F_{dy}}{F_1} \right] \Rightarrow \\ \theta_{1y} &= \arcsin \left[ \frac{m_t (F_y - F_1 \cos \theta_{1y} \mu - m_2 \mu - F_z - F_{dy}) + F_{dy}}{(m_2 + m_t) F_1} + \frac{F_{dy}}{F_1} \right] \end{aligned} \quad (13)$$

根据起升重物在竖直方向载荷分析可知:

$$F_1 \cos \theta_{1y} = m_t g \Rightarrow F_1 = \frac{m_t g}{\cos \theta_{1y}} \quad (14)$$

$$\theta_{1y} = \arcsin \left[ \left( \frac{m_t (F_y - m_t g \mu - m_2 \mu - F_z - F_{dy})}{(m_2 + m_t)} + F_{dy} \right) \frac{\cos \theta_{1y}}{m_t g} \right] \quad (15)$$

将式(3)一式(5)代入式(15)得

$$\theta_y = \beta + \theta_{ly} = \arccos \frac{Q}{(i_h F_{jmax} + \sum_{i=1}^n \Delta l_i k)} + \arctan \left[ \frac{m_1 (F_y - m_1 g \mu - m_2 g \mu - \zeta \times \frac{1}{2} \lambda \sum F_{mimax})}{(m_2 + m_1)} + S \times C_f \times P \right] \frac{1}{m_1 g} \quad (17)$$

### 2.3 起重机在偶然载荷作用下时 $x$ 方向摆角数学模型构建

当大车轨道存在高低差时,大车主梁与水平方向存在夹角  $\alpha$ ,考虑  $x$  向风载时,小车受力分析如图 4 所示。

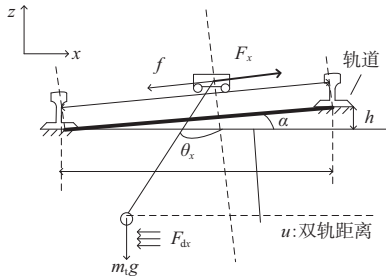


图 4 小车运行机构受力图

由此得到小车运动过程的动力学微分方程为

$$(m_1 + m_t) \ddot{x} = F_x - f_{xiao} - F_{dx} - F_1 \sin \theta_x - m_1 g \sin \alpha \quad (18)$$

式中:  $f_{xiao}$  为小车车轮组与导轨之间的摩擦力;  $F_{dx}$  为  $x$  向风载,则:

$$f_{xiao} = (F_1 \cos \theta_x + m_1 g \cos \alpha) \mu \quad (19)$$

$$(m_1 + m_t) \ddot{x} = F_x - (F_1 \cos \theta_x + m_1 g \cos \alpha) \mu - F_{dx} - F_1 \sin \theta_x - m_1 g \sin \alpha$$

$$\ddot{x} = \frac{F_x - (F_1 \cos \theta_x + m_1 g \cos \alpha) \mu - F_{dx} - m_1 g \sin \alpha}{m_1 + m_t} \quad (20)$$

以起吊重物为研究对象进行分析:

$$\theta = \sqrt{(\theta_y)^2 + (\theta_x)^2} \Rightarrow$$

$$\theta = \sqrt{\left\{ \arccos \frac{Q}{(i_h F_{jmax} + \sum_{i=1}^n \Delta l_i k)} + \arctan \left[ \frac{m_1 (F_y - m_1 g \mu - m_2 g \mu - \zeta \times \frac{1}{2} \lambda \sum F_{mimax})}{(m_2 + m_1)} + S \times C_f \times P \right] \frac{1}{m_1 g} \right\}^2 + \left\{ \arctan \left[ \left( \frac{F_x - (m_1 g + m_1 g) \mu - F_{dx}}{m_1 + m_t} + F_{dx} \right) \times \frac{(m_1 + m_t)}{(m_1 + m_t + 1) m_1 g} \right] \right\}^2} \quad (25)$$

## 3 负载摆角影响因素分析

### 3.1 驱动力大小对摆角的影响

图 5 为起重机在工作过程中的驱动力作用波

$$F_1 \cos \left[ \frac{\pi}{2} - (\theta_x - \alpha) \right] - F_{dx} = m_t \ddot{x} =$$

$$m_t \frac{F_x - (F_1 \cos \theta_x + m_1 g \cos \alpha) \mu - F_{dx} - F_1 \sin \theta_x - m_1 g \sin \alpha}{m_1 + m_t} \quad (21)$$

一般情况下,  $h$  在 0~10mm 范围内,因此  $\sin \alpha \approx 0$ ,  $\cos \alpha \approx 1$ ,式(21)可整理为

$$F_1 \sin \theta_x - F_{dx} =$$

$$m_t \frac{F_x - (F_1 \cos \theta_x + m_1 g) \mu - F_{dx} - F_1 \sin \theta_x}{m_1 + m_t} \quad (22)$$

根据起吊重物在竖直方向载荷分析可知:

$$F_1 \cos \theta_x = m_1 g \Rightarrow F_1 = \frac{m_1 g}{\cos \theta_x} \Rightarrow$$

$$m_t g \tan \theta_x - F_{dx} =$$

$$m_t \frac{F_x - (m_1 g + m_1 g) \mu - F_{dx} - m_t g \tan \theta_x}{m_1 + m_t} \Rightarrow$$

$$\tan \theta_x = \left[ \frac{F_x - (m_1 g + m_1 g) \mu - F_{dx}}{m_1 + m_t} + F_{dx} \right] \times \frac{(m_1 + m_t)}{(m_1 + m_t + 1) m_1 g} \quad (23)$$

起重机在  $x$  方向的摆角分量为

$$\theta_x = \arctan \left[ \left( \frac{F_x - (m_1 g + m_1 g) \mu - F_{dx}}{m_1 + m_t} + F_{dx} \right) \times \frac{(m_1 + m_t)}{(m_1 + m_t + 1) m_1 g} \right] \quad (24)$$

### 2.4 桥式起重机总摆角模型

由此可得,在偶然载荷作用下,桥式起重机综合摆角模型为

形:0~10s 时,  $F_y$  呈线性增加趋势;10~20s 驱动力保持不变;20~30s 驱动力大小呈线性减少趋势。通过该驱动力作用曲线,对式(25)进行分析,得到如图 6 所示的同一驱动力  $F_y$  在不同作用

(下转第 128 页)



4) 求得锥面锥度数学表达式:

$$t_{ap} = \frac{2(D-d'(x))(D-d_1)}{l[(2D-d_1)-d_1]}$$

且满足条件  $2R' > D > d'(x) > d_1$ ,  $R'$  为锥面截面最大允许半径。

5) 20CrMnTi 更适合作为摘锭基材。

参考文献:

[1] 康建明,陈学庚,温浩军,等. 基于响应面法的梳齿式采棉机采收台优化设计[J]. 农业机械学报,2013,44(增刊2):57-61.

[2] 余松林,朱乾隆,王兴昌,等. 基于加工中心的采棉机摘锭钩齿群多工位成型方法研究[J]. 机械制造与自动化,2021,50(3):33-36,48.

[3] 张有强,王伟,廖结安. 采棉机摘锭磨损失效分析[J]. 农业工程学报,2017,33(18):45-50.

[4] 李世云,孙文磊,洪荣荣. 基于 ADAMS 的采棉机摘锭运动规律分析及轨迹仿真[J]. 农机化研究,2016,38(9):74-77, 87.

[5] 程相文,张宇. 基于 ZWT 模型的胶带输送机动力学方程的建立[J]. 机械设计与制造,2019(11):154-157.

[6] 陆辉山,黄永凯,王福杰,等. 摩擦对微凸体接触面积及接触载荷的影响[J]. 塑性工程学报,2019,26(6):301-305.

[7] 董云开,张向军,刘莹,等. 微纳米摩擦的弹性棘轮模型与形貌的尺度效应[J]. 摩擦学学报,2008,28(4):333-338.

[8] 郭翠云,王昊,朱炳麒. 横向力作用下悬臂梁固定端应力分布研究[J]. 计算力学学报,2017,34(3):397-402.

[9] 周博,王志勇,薛世峰. 热-机载荷下形状记忆合金梁的力学模型及其求解[J]. 机械工程学报,2020,56(12):56-64.

[10] 王慧,王友斌. 基于 ANSYS 的端盖件模锻数值模拟分析[J]. 煤矿机械,2020,41(6):107-109.

收稿日期:2022-10-10

(上接第 119 页)

时间下的摆角-时间曲线,图中各时间段分别表示起重机加速、匀速、减速过程。

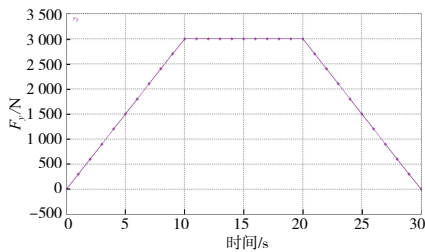


图 5 驱动力作用波形图

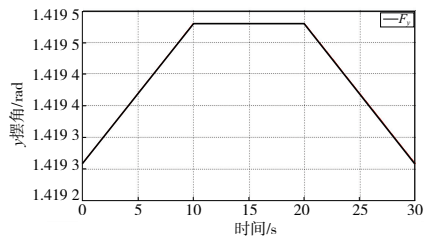


图 6 y 方向负载摆角图

3.2 风载对摆角的影响

为研究风载对摆角的影响,本实验在保持其他参数不变情况下,大小车驱动力设为 3 000 N,对仿真模型模拟输入分别为正、负 300 N 的不同方向风力,通过分析得出:正方向(顺)风载存在时摆角最大达

到了 1.419 6 rad,负方向(逆)时最大达到了 1.419 2 rad。由此得知当风向与负载摆动方向相同时摆角增大,相反时对负载摆动有轻微抑制作用。

4 结语

本文在桥式起重机的一个工况下,根据起重机摆角在空间的状态,将其分解为大、小车两个移动方向的分量并对分量进行建模分析,考虑绳长变化、大车双轨夹角以及风载等因素构建了其摆角模型并仿真分析驱动力、风载对负载摆角的影响。研究表明:初始摆角不可忽略,起重机的加减速度会加大负载摆动幅度,风载的大小及方向对吊重的摇摆产生影响,但是对幅度的绝对值变化影响不大。该研究结果可为以后起重机防摇实验提供理论基础。

参考文献:

[1] 马旭,王宗彦,刘岩松,等. 改进子模型分析法对起重机主梁静态特性影响研究[J]. 机械制造与自动化,2020,49(06):72-74.

[2] 杨庆,计三有,姜争. 龙门起重机偏斜运行分析及计算[J]. 起重运输机械,2020(22):47-52.

[3] GB/T 3811—2008 起重机设计规范[S].

[4] 钱夏夷,殷晨波,马峰. 船用门式起重机动载荷的确定方法[J]. 机械制造与自动化,2013,42(4):88-91.

收稿日期:2022-09-20