

DOI: 10.3901/JME.2022.11.170

桥式起重机双边驱动起升机构机电耦合 动力学模型及验证^{*}

李艳¹ 向东² 王君英³

- (1. 中国联合工程有限公司 杭州 310000;
2. 北京科技大学机械工程学院 北京 100083;
3. 清华大学机械工程系 北京 100085)

摘要: 为研究桥式起重机双边驱动起升机构的机电耦合动力学特性,考虑双边驱动起升机构的结构特性和载荷特点,建立了双边驱动起升机构机电耦合的垂直平面-扭转动力学模型,分析了电机及其调速控制系统与机械系统的相互影响机制,搭建了服役条件下某双边驱动起升机构的动力学参数测试平台,仿真得到了双边驱动起升机构的载荷分布,并进行了动态试验测试。研究表明,在启动、调速、制动和负载变化等运行过程,以及电机拖带、电机上电不同步、制动器闭合不同步等特殊工况,双边驱动起升机构电机输出的电磁转矩均存在明显超调和振动,给减速器、卷筒等传动结构和负载带来极大的动载。测试结果显示,测试用双边驱动起升机构的两台电机存在拖带现象,测点扭矩值及其振动规律与仿真结果存在一致性,双边驱动起升机构动力学仿真模型及结果有效性得到验证。

关键词: 双边驱动; 起升机构; 机电耦合; 动力学; 测试

中图分类号: TH21

Electromechanical Coupling Dynamics Model and Its Verification of Dual Path Propelled Lifting Mechanism of Bridge Crane

LI Yan¹ XIANG Dong² WANG Junying³

- (1. China United Engineering Co. Ltd., Hangzhou 310000;
2. School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083;
3. Department of Mechanical Engineering, Tsinghua University, Beijing 100085)

Abstract: For study the electromechanical coupling dynamic characteristics of dual path propelled lifting mechanism of bridge crane, the structural characteristics and loading characteristics are considered, a vertical plane-torsion dynamic model with the electromechanical coupling is established, and the interaction mechanism between the motor and its speed control system and the mechanical system is analyzed. A test platform for dynamic parameters of a dual path propelled lifting mechanism under service conditions is built, and the dynamic test is carried out. The research shows that in the normal operation process of start-up, speed regulation, braking and load change, as well as the special conditions of motor pulling, motor power on out-sync and brake closing out-sync, there are obvious overshooting and vibration in the electromagnetic torque output of the motor, which causes dynamic loads to the transmission cylinder, such as the reducer and drum, and load. The test results show that there is dragging phenomenon in the dual path propelled lifting mechanism, which is used in test, and the torque value and vibration law of the test points consistent with the simulation results, which means that the validity of the dual path propelled lifting mechanism model and results is verified.

Key words: dual path propel; lifting mechanism; electromechanical coupling; dynamics; testing

^{*} 十二五国家科技支撑计划资助项目(2015BAF06807)。20210607 收到初稿,
20220308 收到修改稿

0 前言

桥式起重机起升机构为重物起升和下降提供动力, 是桥式起重机的核心部件。起升机构在使用过程中, 由于频繁启制动、重物坠落、紧急停车等工作状态, 会产生周期性循环动载和冲击, 容易导致结构损伤和疲劳, 并产生零部件失效。因此, 进行起升机构动力学研究, 对保证桥式起重机安全、可靠的运行具有重要意义。

经验可知, 双边驱动起升机构与单边驱动起升机构起升机构的布置形式有很大不同。但是, 目前双边驱动起升机构的设计均按单边驱动的载荷形式进行选型设计, 缺乏对双边驱动起升机构的载荷分布进行理论分析和试验验证。

与真实物理模型相对应, 进行精准的动力学建模是结构动力学分析、获取载荷分布的关键。然而, 在桥式起重机起升机构动力学建模方面, 目前主要将其简化成一个“负载摆”模型^[1-12]或者质量刚度耦合模型^[13-14], “负载摆”模型忽略了起升机构内部各零部件及其连接间的作用机制, 质量刚度耦合模型未考虑电机、液压等驱动系统对起升机构动力学的影响, 均无法同时分析起升机构内部零部件的动态荷载和驱动系统的影响。文献[1]、文献[15-19]中虽然考虑了电机对传动机构的影响, 但缺乏对驱动控制与传动零部件之间相互耦合关系的研究, 其机电动力学模型也缺乏试验验证。

为进行更准确的桥式起重机双边起升机构传动结构件之间、传动系统和驱动控制系统间的动力学研究, 考虑了机电耦合效应, 建立了桥式起重机双边驱动起升机构的垂直平面-扭转动力学模型, 开展了桥式起重机起升机构的动力学行为分析, 并通过起升机构的动力学响应测试, 验证了动力学模型及其仿真结果的有效性, 为桥式起重机起升机构整体分析及其结构件的动载分析提供了参考和依据。

1 双边驱动起升机构结构及特性

桥式起重机起升机构的一般为单边驱动, 如图 1, 单个电动机通过减速器带动卷筒转动, 卷筒的正反转运动通过缠绕的钢丝绳传递给吊钩和吊重, 从而实现重物的升降。

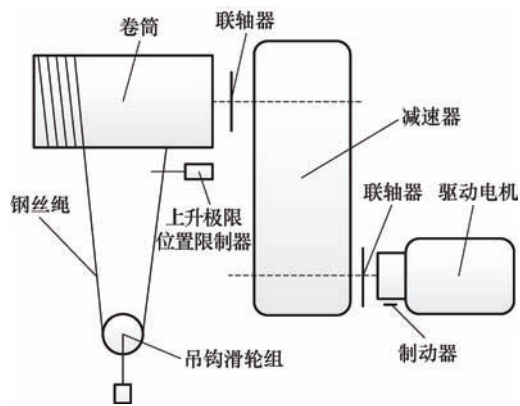


图 1 单边驱动起升机构结构组成

对冶金、铸造等诸多特殊场合用的桥式起重机, 为保证吊重运行更加平稳, 且在某一电机故障时, 另一台电机仍能承受重物的重量, 常将起升机构设计成双电机驱动的对称布置形式, 即双边驱动, 如图 2 所示。双边驱动起升机构中, 两台电机(1、2)分别通过联轴器与两台减速器(6、7)连接, 两台减速器(6、7)的输出轴分别与卷筒(3、4)直接相连, 两卷筒(3、4)的输出轴通过中间联轴器(5)连接。与单边驱动起升机构对比可知, 双边驱动起升机构属于完全约束设计, 传动部件排布更紧凑, 任何一个零部件上的载荷变化都会影响整个传动链的载荷分布, 且结构、负载和外界影响的不对称都会影响传动链的动载分布。

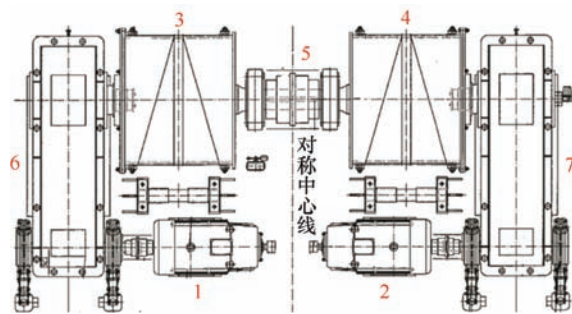


图 2 双边驱动起升机构结构布置图

另外, 分析双边起升机构组成可得, 双边起升机构是机械结构和电气系统相互作用的机电耦合系统, 承受的载荷主要包括: 电机在调速系统控制和负载作用下输出的动态电磁转矩; 传动链各结构件的相互作用力; 吊重起升、下降和制动带来动态载荷; 起重小车和桥架传递的结构振动和冲击等, 这些载荷均受电气设备、金属结构、控制系统的影响, 呈现动态变化。同时, 由于工作环境复杂, 传动链上的载荷分布复杂, 难以进行试验测试, 为起升机构动力学分析带来了极大的困难。

2 起升机构机电耦合动力学建模

双边驱动起升机构的实物模型极其复杂, 对其进行整体的动力学分析和数值仿真, 在考虑关键因素的前提下, 必须对系统进行简化。为此, 做如下假设: ① 忽略钢丝绳与卷筒的摩擦和钢丝绳的僵性阻力; ② 将减速器等效为放大器, 仅对减速器输入轴的扭矩、转速分别起放大、减小作用; ③ 忽略系统相对于运动平面的水平振动和重物的摆动, 仅考虑垂直方向的运动和传动链的扭转; ④ 减速器与卷筒采用刚性连接, 忽略连接轴与联轴器的接触刚度、联轴器与减速器和卷筒的接触刚度, 即仅考虑连接轴的扭矩刚度和扭转阻尼; ⑤ 将减速器、卷筒、中间联轴器等等效为刚体, 即不发生扭转变形。

由此, 考虑机电耦合效应, 并将传动零部件等结构简化为由质量、刚度、阻尼构成的简单力学等效模型, 建立双边驱动起升机构垂直平动-扭转动力学等效模型如图 3 所示。

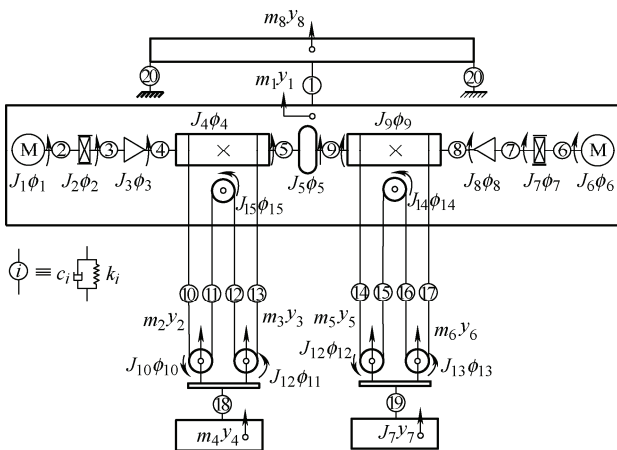


图 3 双边驱动起升机构垂直平动-扭转动力学模型

2.1 起升机构中电机及其控制模型

考虑起升机构的机电耦合效应, 先对其动力学模型中的驱动电机及其控制进行分析。桥式起重机起升机构常用电机为三相异步电动机, 可等效成图 4 所示的简单物理模型。数学模型中, 定子绕组轴线 A 、 B 、 C 固定, 转子绕组轴线 a 、 b 、 c 随转子旋转, θ_m 为定子 A 轴和转子 a 轴间的空间角位移变量^[20]。

三相异步电机的数学模型由电压方程、磁链方程、转矩方程和运动方程组成^[21]。三相异步电机的数学模型是一组非线性微分方程, 易于分析但是难以求解, 必须对其进行简化。一般的, 将

三相静止 A 、 B 、 C 坐标系用两相静止 d 、 q 坐标系表示。

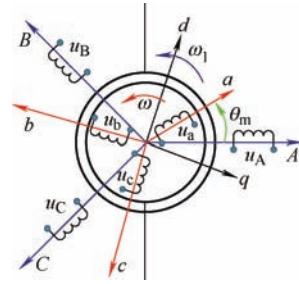


图 4 三相异步电动机等效物理模型

(1) d 、 q 坐标下电压方程

$$\begin{cases} u_{d1} = R_s i_{d1} + p\psi_{d1} - \psi_{q1}\omega_1 \\ u_{q1} = R_s i_{q1} + p\psi_{q1} + \psi_{d1}\omega_1 \\ u_{d2} = R_r i_{d2} + p\psi_{d2} - \psi_{q2}(\omega_1 - \omega_r) \\ u_{q2} = R_r i_{q2} + p\psi_{q2} + \psi_{d2}(\omega_1 - \omega_r) \end{cases} \quad (1)$$

式中, u_{d1} 、 u_{q1} 、 u_{d2} 、 u_{q2} 分别是定、转子电压在 d 、 q 轴的分量; i_{d1} 、 i_{q1} 、 i_{d2} 、 i_{q2} 分别是定、转子电流的 d 、 q 轴的分量; $(\omega_1 - \omega_r)$ 为 d 、 q 坐标系下转子的相对角速度, 即滑差频率; ω_1 为 d 、 q 轴坐标系的旋转角速度, 即为定子磁场转速 $\omega_1 = 2\pi f$; R 表示电阻, ψ 表示磁链; d 、 q 下标分别表示 d 、 q 两相坐标系; s 、 r 下标分别表示定子、转子。

(2) d 、 q 坐标下磁链方程

$$\begin{cases} \psi_{d1} = L_s i_{d1} + L_m i_{d2} \\ \psi_{q1} = L_s i_{q1} + L_m i_{q2} \\ \psi_{d2} = L_r i_{d2} + L_m i_{d1} \\ \psi_{q2} = L_r i_{q2} + L_m i_{q1} \end{cases} \quad (2)$$

(3) d 、 q 坐标下转矩方程

$$\begin{aligned} T_e &= n_p L_m (i_{q1} i_{d2} - i_{q2} i_{d1}) \\ T_e &= T_m + \frac{J_e}{n_p} \cdot \frac{d\omega_r}{dt} \end{aligned} \quad (3)$$

为实现起升机构的稳定运行, 必须采用交流调速控制系统, 对三相异步电机的输出力矩和输出转速、控制制动器的打开和闭合进行控制, 从而实现吊重以不同起升速度的起升、下降和制动, 达到平稳、可靠、安全及高效生产的目的。

对三相交流异步电机, 其转速 ω 为

$$\omega = \frac{60f(1-s)}{p} \quad (4)$$

由式(4)可知, 改变极对数 p 、电源频率 f 以及改变转差率 s 都可以达到电机调节的目的。

三相异步电机的机械特性方程为^[22]

$$T = \frac{P_M}{\Omega_1} = \frac{3P}{\omega_1} I_2^2 \frac{R_2'}{s} = \frac{3pU_1^2 R_2' / s}{\omega_1 \left[(R_1 + R_2' / s)^2 + \omega_1^2 (L_{11} + L_{12}')^2 \right]} \quad (5)$$

2.2 起升机构中传动结构的质量-刚度-阻尼模型

桥式起重机双边驱动起升机构动力学属于复杂机械系统的运动问题, 对传动链中的传动零部件采用二阶拉格朗日求解方程为

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i \quad (6)$$

式中, T 为系统的动能; Π 为系统的势能; Φ 为系统的粘性耗散函数; Q_i 为系统受广义力; q_i 、 \dot{q}_i 为广义坐标对应的位移和速度。

根据二阶拉格朗日方程, 对图 3 等效模型列出系统势能方程如式(7), 其中各参数含义如下表 1。

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2} k_{20} y_8^2 + \frac{1}{2} k_1 (y_8 - y_1)^2 + \frac{1}{2} k_2 (\phi_1 - \phi_2)^2 + \\ & \frac{1}{2} k_4 \left(\frac{\phi_3}{n} - \phi_4 \right)^2 + \frac{1}{2} k_3 (\phi_2 - \phi_3)^2 + \frac{1}{2} k_5 (\phi_4 - \phi_5)^2 + \\ & \frac{1}{2} k_6 (\phi_6 - \phi_7)^2 + \frac{1}{2} k_7 (\phi_7 - \phi_8)^2 + \frac{1}{2} k_8 \left(\frac{\phi_8}{n} - \phi_9 \right)^2 + \\ & \frac{1}{2} k_9 (\phi_9 - \phi_5)^2 + \frac{1}{2} k_{10} [(y_1 - y_2) + (\phi_4 r_4 + \phi_{10} r_{10})]^2 + \\ & \frac{1}{2} k_{11} [(y_1 - y_2) - (\phi_{15} r_{15} + \phi_{10} r_{10})]^2 + \\ & \frac{1}{2} k_{12} [(y_1 - y_3) + (\phi_{15} r_{15} + \phi_{11} r_{11})]^2 + \\ & \frac{1}{2} k_{13} [(y_1 - y_3) + (\phi_4 r_4 - \phi_{11} r_{11})]^2 + \\ & \frac{1}{2} k_{14} [(y_1 - y_5) + (\phi_9 r_9 + \phi_{12} r_{12})]^2 + \\ & \frac{1}{2} k_{15} [(y_1 - y_5) - (\phi_{12} r_{12} + \phi_{14} r_{14})]^2 + \\ & \frac{1}{2} k_{16} [(y_1 - y_6) + (\phi_{14} r_{14} + \phi_{13} r_{13})]^2 + \\ & \frac{1}{2} k_{17} [(y_1 - y_6) + (\phi_9 r_9 - \phi_{13} r_{13})]^2 + \\ & \frac{1}{2} k_{18} (y_2 - y_4)^2 + \frac{1}{2} k_{19} (y_5 - y_7)^2 + m_4 g y_4 + m_7 g y_7 \end{aligned} \quad (7)$$

式中, $k_i (i=1, 10, 11, 12, \dots, 20)$ 表示平动刚度系数, $k_i (i=2, 3, 4, \dots, 9)$ 表示转动刚度系数, r_4 、 r_9 表示卷筒的半径, $r_i (i=10, 11, \dots, 15)$ 表示滑轮组中导轮的半径, n 表示减速器的传动比。

系统动能为

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} m_1 \dot{y}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{y}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{y}_3^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{y}_4^2 + \frac{1}{2} m_5 \dot{y}_5^2 + \\ & \frac{1}{2} m_6 \dot{y}_6^2 + \frac{1}{2} m_7 \dot{y}_7^2 + \frac{1}{2} m_8 \dot{y}_8^2 + \frac{1}{2} J_1 \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\phi}_2^2 + \\ & \frac{1}{2} J_3 \dot{\phi}_3^2 + \frac{1}{2} J_4 \dot{\phi}_4^2 + \frac{1}{2} J_5 \dot{\phi}_5^2 + \frac{1}{2} J_6 \dot{\phi}_6^2 + \frac{1}{2} J_7 \dot{\phi}_7^2 + \\ & \frac{1}{2} J_8 \dot{\phi}_8^2 + \frac{1}{2} J_9 \dot{\phi}_9^2 + \frac{1}{2} J_{10} \dot{\phi}_{10}^2 + \frac{1}{2} J_{11} \dot{\phi}_{11}^2 + \frac{1}{2} J_{12} \dot{\phi}_{12}^2 + \\ & \frac{1}{2} J_{13} \dot{\phi}_{13}^2 + \frac{1}{2} J_{14} \dot{\phi}_{14}^2 + \frac{1}{2} J_{15} \dot{\phi}_{15}^2 \end{aligned} \quad (8)$$

系统粘性耗散函数为

$$\begin{aligned} \Phi = & \frac{1}{2} c_{20} \dot{y}_8^2 + \frac{1}{2} c_1 (\dot{y}_8 - \dot{y}_1)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2)^2 + \\ & \frac{1}{2} c_3 (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3)^2 + \frac{1}{2} c_4 \left(\frac{\dot{\phi}_3}{n} - \dot{\phi}_4 \right)^2 + \frac{1}{2} c_5 (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5)^2 + \\ & \frac{1}{2} c_6 (\dot{\phi}_6 - \dot{\phi}_7)^2 + \frac{1}{2} c_7 (\dot{\phi}_7 - \dot{\phi}_8)^2 + \frac{1}{2} c_8 \left(\frac{\dot{\phi}_8}{n} - \dot{\phi}_9 \right)^2 + \\ & \frac{1}{2} c_9 (\dot{\phi}_9 - \dot{\phi}_5)^2 + \frac{1}{2} c_{10} [(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + (\dot{\phi}_4 r_4 + \dot{\phi}_{10} r_{10})]^2 + \\ & \frac{1}{2} c_{11} [(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - (\dot{\phi}_{15} r_{15} + \dot{\phi}_{10} r_{10})]^2 + \\ & \frac{1}{2} c_{12} [(\dot{y}_1 - \dot{y}_3) + (\dot{\phi}_{15} r_{15} + \dot{\phi}_{11} r_{11})]^2 + \\ & \frac{1}{2} c_{13} [(\dot{y}_1 - \dot{y}_3) + (\dot{\phi}_4 r_4 - \dot{\phi}_{11} r_{11})]^2 + \\ & \frac{1}{2} c_{14} [(\dot{y}_1 - \dot{y}_5) + (\dot{\phi}_9 r_9 + \dot{\phi}_{12} r_{12})]^2 + \\ & \frac{1}{2} c_{15} [(\dot{y}_1 - \dot{y}_5) - (\dot{\phi}_{12} r_{12} + \dot{\phi}_{14} r_{14})]^2 + \\ & \frac{1}{2} c_{16} [(\dot{y}_1 - \dot{y}_6) + (\dot{\phi}_{14} r_{14} + \dot{\phi}_{13} r_{13})]^2 + \\ & \frac{1}{2} c_{17} [(\dot{y}_1 - \dot{y}_6) + (\dot{\phi}_9 r_9 - \dot{\phi}_{13} r_{13})]^2 + \\ & \frac{1}{2} c_{18} (\dot{y}_2 - \dot{y}_4)^2 + \frac{1}{2} c_{19} (\dot{y}_5 - \dot{y}_7)^2 \end{aligned} \quad (9)$$

式中, $c_i (i=1, 10, 11, 12, \dots, 20)$ 表示平动阻尼系数; $c_i (i=2, 3, 4, \dots, 9)$ 表示转动阻尼系数。

表 1 双边驱动起升机构动能方程参数含义

参数代号	含义	参数代号	含义
m_1	起升机构等效质量	$m_2 + m_3$ 、 $m_5 + m_6$	吊钩组等效质量
m_4 、 m_7	起吊重物 and 夹具总质量	m_8	起重机桥架等效质量
J_1 、 J_6	电机转子转动惯量	J_2 、 J_7	制动器转动惯量
J_3 、 J_8	减速器等效到高速轴的转动惯量	J_4 、 J_9	卷筒转动惯量
J_5	中间联轴器转动惯量	$J_{10} \sim J_{15}$	滑轮组导轮转动惯量
$y_i (i=1,2,\dots,8)$	起重机各质量单元位移	$\phi_i (i=1,2,\dots,15)$	制动器、电机转子、导轮、卷筒、减速器转动角度

起升机构驱动控制系统中最重要、复杂的部分是使用交流异步电机作为驱动器,为系统提供动力。系统异步电机数学模型可由第 1.1 节得到,在此处电机负载力矩为

$$\begin{cases} T_{m1} = c_2(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + k_2(\phi_1 - \phi_2) \\ T_{m2} = c_6(\dot{\phi}_6 - \dot{\phi}_7) + k_6(\phi_6 - \phi_7) \end{cases} \quad (10)$$

由此可得系统广义力可写成

$$\mathbf{Q} = [0 \cdots 0, M_{e1}, M_{T1}, M_{e2}, M_{T2}, 0 \cdots 0]^T \quad (11)$$

式中, M_e 为电机驱动力矩, M_T 为制动器制动力矩。

由分析可知,双边驱动起升机构采用相同滑轮构成两组滑轮组,且单边滑轮组结构中下导轮与吊钩通过轴销等零件相联接,构成吊钩组,即对上式有

$$\begin{cases} y_2 = y_3 = y_l \\ y_5 = y_6 = y_r \\ m_2 = m_3 = m_5 = m_6 = m_h \\ r_{10} = r_{11} = r_{12} = r_{13} = r_{14} = r_{15} = r_h \\ J_{10} = J_{11} = J_{12} = J_{13} = J_{14} = J_{15} = J_h \end{cases} \quad (12)$$

另外,忽略制造和装配误差,两边结构对称,系统参数关系有

$$\begin{cases} J_1 = J_6 & k_2 = k_6 & c_2 = c_6 \\ J_2 = J_7 & k_3 = k_7 & c_3 = c_7 \\ J_3 = J_8 & k_4 = k_8 & c_4 = c_8 \\ J_4 = J_9 & k_5 = k_9 & c_5 = c_9 \\ k_{18} = k_{19} & c_{18} = c_{19} \\ m_2 + m_3 = m_5 + m_6 = m_j \end{cases} \quad (13)$$

为简化计算,假设单边滑轮组中各段钢丝绳刚度、阻尼均相同,即

$$\begin{cases} k_{10} = k_{11} = k_{12} = k_{13} = k_l \\ k_{14} = k_{15} = k_{16} = k_{17} = k_r \\ c_{10} = c_{11} = c_{12} = c_{13} = c_l \\ c_{14} = c_{15} = c_{16} = c_{17} = c_r \end{cases} \quad (14)$$

至此,可将上述起升机构系统的动力学方程转化成用矩阵表示的运动微分方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{Q}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) \quad (15)$$

式中, \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} 分别表示系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; \mathbf{q} 、 $\dot{\mathbf{q}}$ 、 $\ddot{\mathbf{q}}$ 分别表示系统在广义坐标下的位移矢量、速度矢量和加速度矢量; $\mathbf{Q}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t)$ 表示系统的广义力矢量,由起重机各等效质量单元重力及外力矩组成。

广义坐标矩阵 \mathbf{q} 为

$$\mathbf{q}_{21 \times 1} = (y_1, y_l, y_r, y_4, y_7, y_8, \phi_1, \phi_2 \cdots \phi_{15})^T \quad (16)$$

质量矩阵为 21×21 的对角矩阵,可表示为

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} \mathbf{m}_{6 \times 6} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{J}_{15 \times 15} \end{pmatrix} \quad (17)$$

式中, $J_1 \sim J_9$ 为动力学模型中各扭转质量转动惯量, \mathbf{J}_h 为 6×6 的数量矩阵,如下式(18)。

$$\mathbf{J}_h = \text{diag}(J_h, J_h, J_h, J_h, J_h, J_h) \quad (18)$$

阻尼矩阵为 21×21 的矩阵,可表示为

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} \mathbf{C}_{11} & \mathbf{C}_{12} & \mathbf{C}_{13} & \mathbf{0} \\ \mathbf{C}_{21} & \mathbf{C}_{22} & \mathbf{C}_{23} & \mathbf{C}_{24} \\ \mathbf{C}_{31} & \mathbf{C}_{32} & \mathbf{C}_{33} & \mathbf{C}_{34} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_{42} & \mathbf{C}_{43} & \mathbf{C}_{44} \end{pmatrix} \quad (19)$$

由分析可知,阻尼矩阵 \mathbf{C} 为对称矩阵,即 $\mathbf{C} = \mathbf{C}^T$, 则 $\mathbf{C}_{12} = \mathbf{C}_{21}^T$ 、 $\mathbf{C}_{13} = \mathbf{C}_{31}^T$ 、 $\mathbf{C}_{23} = \mathbf{C}_{32}^T$ 、 $\mathbf{C}_{24} = \mathbf{C}_{42}^T$ 、 $\mathbf{C}_{34} = \mathbf{C}_{43}^T$ 。

刚度矩阵可表示为

$$\mathbf{K} = \begin{pmatrix} \mathbf{K}_{11} & \mathbf{K}_{12} & \mathbf{K}_{13} & \mathbf{0} \\ \mathbf{K}_{21} & \mathbf{K}_{22} & \mathbf{K}_{23} & \mathbf{K}_{24} \\ \mathbf{K}_{31} & \mathbf{K}_{32} & \mathbf{K}_{33} & \mathbf{K}_{34} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_{42} & \mathbf{K}_{43} & \mathbf{K}_{44} \end{pmatrix} \quad (20)$$

与阻尼矩阵类似,刚度矩阵 \mathbf{K} 为对称矩阵,即 $\mathbf{K} = \mathbf{K}^T$, 则 $\mathbf{K}_{12} = \mathbf{K}_{21}^T$ 、 $\mathbf{K}_{13} = \mathbf{K}_{31}^T$ 、 $\mathbf{K}_{23} = \mathbf{K}_{32}^T$ 、 $\mathbf{K}_{24} = \mathbf{K}_{42}^T$ 、 $\mathbf{K}_{34} = \mathbf{K}_{43}^T$ 。

广义力矩阵可表示为

$$\mathbf{Q} = (\mathbf{0}_{1 \times 3} \quad -m_4 g \quad -m_7 g \quad 0 \quad M_{e1} \quad -M_{T1} \quad \mathbf{0}_{1 \times 3} \quad M_{e2} \quad -M_{T2} \quad \mathbf{0}_{1 \times 8})^T \quad (21)$$

考虑机电耦合作用下,起升机构在不同工况下的实时动态响应,动力学分析以前述机电耦合

模型为基础, M_{e1} 、 M_{e2} 均采用电机的实时输出信号, $-M_{T1}$ 、 $-M_{T2}$ 为制动器开始动作后的实时阻力矩。

前述可知, 起升机构简化后的数学模型由质量、转动惯量、刚度及阻尼等参数表示, 在动力学分析计算时, 需要先对这些参数进行分析。

(1) 钢丝绳刚度。

钢丝绳的刚度与长度有关, 单根钢丝绳的刚度为

$$k_i = \frac{EA}{L_0 - \sum y_i} \quad (22)$$

式中, E 为钢丝绳弹性系数, $E = 110 \times 10^9 \text{ N/m}^2$; A 为钢丝绳截面积, $A = 6.154 \times 10^{-4} \text{ m}^2$; L_0 为钢丝绳的初始长度, $L_0 = 6 \text{ m}$; $\sum y_i$ 为使单边钢丝绳长度缩短的位移总和。

(2) 主梁刚度

主梁的刚度计算可采用有限元方法^[23]或等效计算的方法, 主梁不同位置的等效刚度不同。采用等效算法, 起重小车在距主梁两端点距离为 x 位置处的刚度为

$$k_8 = \frac{3EIL}{x^2(L-x)^2} \quad (23)$$

式中, E 为主梁的弹性模量; I 为主梁的截面惯性矩; L 为主梁的长度。

(3) 旋转轴的刚度。

对受转矩 T 作用的旋转轴, 扭转时梁端面截面相对转过的角度(扭转角) φ 为

$$\varphi = \frac{Tl}{GI_p} \quad (24)$$

式中, G 为扭转轴的剪切弹性模量, $G = 79 \text{ GPa}$; I_p 为扭转轴的极惯性矩; l 为扭转轴的长度。

根据 $T = k_t \varphi$ 可知, 旋转轴的扭转刚度 k_t 为

$$k_t = \frac{GI_p}{l} \quad (25)$$

(4) 阻尼系数。

阻尼在振动系统中消耗的能量大多转换成热能散失, 机理非常复杂, 很难用数学表达式准确的描述。因此, 通常假设振动系统中的阻尼为等效线性黏性阻尼, 即与物体运动速度成正比, 如下式

$$F_c = -cv \quad (26)$$

式中, F_c 为物体运动受到的阻尼力; c 为黏性阻尼系数, 与物体形状、大小和介质均有关系; v 为物体运动速度。

由此, 阻尼力与速度的比值的绝对值即为阻尼系数, 取阻尼比为 0.1, 阻尼系数函数为 $c_i = 0.1c_{ei} = 0.1 \times 2\sqrt{k_i m_i}$ ($i = 1, 2, \dots, 20$)。

(5) 等效转动惯量。

桥式起重机起升机构中, 制动器、电机、减速器、卷筒等结构件的旋转轴往往不在一条直线。因此, 进行系统计算分析时, 需将各零部件的转动惯量等效到动力输出轴上。传动系统运动部件动能为

$$E_1 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^m J_i \omega_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n m_j v_j^2 \quad (27)$$

设其等效负载转动惯量为 J_L , 等效到电机轴上动能为

$$E_2 = \frac{1}{2} J_L \omega_L^2 \quad (28)$$

根据能量守恒定律, $E_1 = E_2$, 由此得负载等效转动惯量 J_L 为

$$J_L = \sum_{i=1}^m J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_L} \right)^2 + \sum_{j=1}^n m_j \left(\frac{v_j}{\omega_L} \right)^2 \quad (29)$$

(6) 主梁等效质量

考虑形状的影响, 需要将主梁长度方向上分布的质量等效至小车所在位置。采用等效算法, 起重小车在距主梁两端点距离为 a 位置处时, 主梁等效质量为

$$m_8 = \frac{3L^4 m}{\pi^4 a^2 (L-a)^2} \quad (30)$$

式中, m 为主梁钢结构总质量。

由此可知, 当小车运行至主梁跨中时, 主梁等效质量有最小值 $m_8 = \frac{48m}{\pi^4}$ 。

2.3 起升机构中机电耦合建模

基于前述电机及其控制模型和传动结构的质量-刚度-阻尼模型, 桥式起重机起升机构中的机电耦合建模采用 IDEF0 的设计方法, 如图 5 所示。

起升机构的机电耦合建模将起升机构分成电气控制系统、电机、机械传动结构和吊重四个模块, 各模块均包含各自的结构参数, 以整机的工作参数为设计控制, 互相存在数据传递和反馈, 并可最终获取结构的动载荷运动参数等输出信息。其中, 四个模块直接的数据共享、数据传递, 以及机械传动结构与电机之间的负载反馈, 共同实现了起升机构实物模型中机电耦合效应的数学建模。

包括定子模型、转子模型、磁链模型和转矩模型。电机调速控制模型主要包括晶闸管定子调压调速、转子串电阻调速、能耗制动控制，各模块按照顺序正确连接。

为更清晰地分析机电耦合效应，本节将负载直接与电机相连，仿真参数如表 3 所示。

表 3 电机仿真模型参数及其数值

参数名	参数值	参数名	参数值
最大仿真步长/s	1×10^{-4}	电机定子电阻/ Ω	0.042
最小仿真步长/s	1×10^{-6}	电机定子漏感/H	0.0 000 296
求解器	Ode23t	电机转子电阻/ Ω	0.027
输入相电压/V	380	电机转子漏感/H	0.000 462
输入电压频率/Hz	50	电机定转子互感/H	3.6
直流电压/V	15	极对数	4
启动转子电阻/ Ω	0.873	转动惯量/($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	7.22
稳定转子电阻/ Ω	0.209	摩擦系数	0.0

仿真得到电机转速与负载转矩如图 7、图 8 所示。分析可知，电机的调压调速控制可实现电机快速跟踪给定转速变换，并在 1 s 稳定到新的转速值。当负载在 8 s 增加至 500 N·m 时，电机转速基本不变，且能快速稳定。10 s 时电机启动能耗制动实现转速迅速减小，但由于电制动力矩不稳定出现加速度绝对值变化。

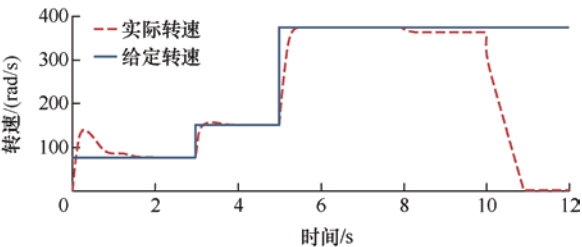


图 7 电机给定转速及实际转速

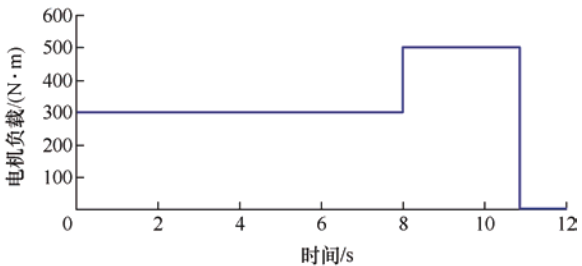


图 8 电机给定负载转矩

仿真得到电机输出电磁转矩变化如图 9 所示。分析可知，在启动、调速、制动和负载变化过程，电机的调速控制虽然使得电机输出转速比较稳定，但使得电机输出转矩出现明显超调和振动，这将对

传动结构和负载带来极大的动载。特别的，电机的能耗制动给电机输出力矩带来了约 -6 000 N·s 的反向冲击，且该冲击力矩幅值与制动前转速呈正相关。

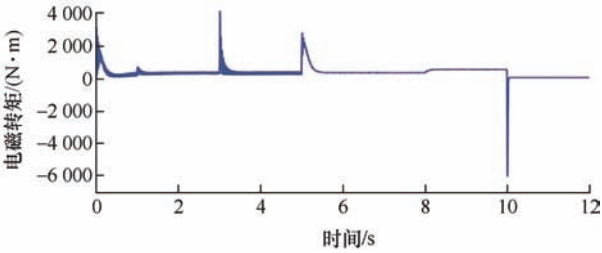
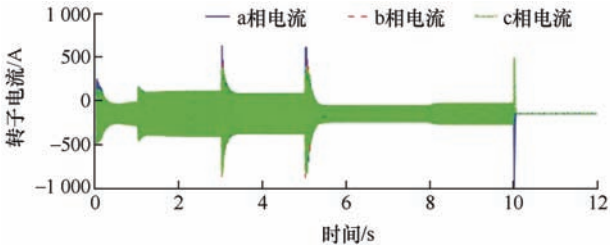


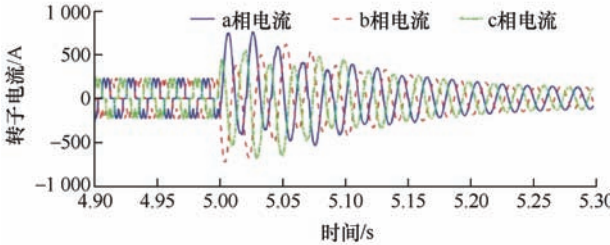
图 9 电机输出转矩变化曲线

因此，进行电机调速控制时，转子串电阻调压方式下电阻阻值及切换应合理选用和安排，以减小带来的冲击；为减小电机转速切换对电机输出转矩的影响，应尽量减少每次转速的变化量，采取多级调速；另外，可先通过重物惯性减速等方式降低电机速度，再进行电机电制动，以减小由此带来的冲击。

仿真得到定子三相电流和转子三相电流分别如图 10 和图 11 所示，转子三相电流跟随定子三相电流的变化。但由于负载的作用，产生定子和转子间的转差率，转子三相电流频率较低。从原理上可知，电机电磁转矩归根于定子电压在定子绕组中产生的定子电流。同时，电机负载将作用于电机转子运动，影响转子侧感应电动势和感应电流，从而反作用于定子电流作用。



(a) 电机三相定子电流(0-12 s)



(b) 电机三相定子电流(4.9-5.3 s)

图 10 电机三相定子电流仿真曲线

由此可得，电机和机械负载组成的是一个机电耦合系统，电机的输出电磁力矩是电机系统与负载相互作用的结果，呈现复杂的动态变化过程，真实物理过程无法由简单方程进行描述。

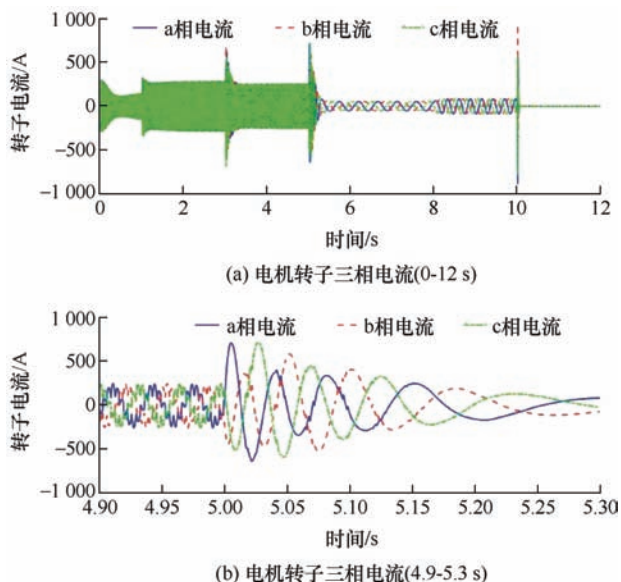


图11 电机转子三相电流仿真曲线

3.2 双边驱动的电机控制影响分析

理想的电机调速控制系统,可实现双边驱动起升机构中两台电机输出转速、电机启动、制动器制动的同步控制。但实际上,双边驱动中两边控制不同步的现象时有发生。为此,对双边驱动起升机构中存在的单台电机拖带、电机启动不同步、制动器制动不同步现象进行仿真分析。

(1) 单台电机拖带现象。

当双边驱动起升机构两边电机输出转矩不匹配,或某传动部件出现损坏,都将出现单台电机拖带另一边卷筒、电机等部件,以实现两台卷筒具有同等转速的目的。为分析该种工况下起升机构的动载,假设电机2失效,用电机1带动起升机构运转,满载全速运行,一段时间后制动停止,仿真得到起升机构动态响应如图10~16所示。

由图12电机输出轴转速可知,电机拖带时,双边驱动起升机构的电机调速控制系统只能实现单台电机的速度控制,而另一台电机轴转速呈现周期性波动,周期为13 s,平均值等于电机1的稳定转速。

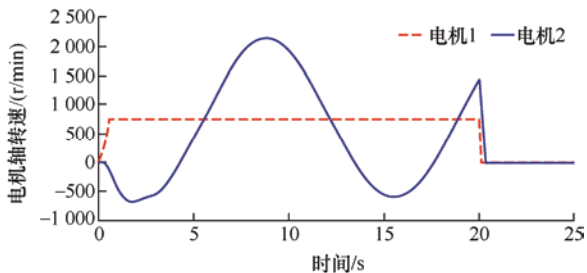


图12 拖带时电机输出轴转速

对比图13和图8、图12可知,电机拖带时,启动时输出电磁转矩超调与对称时输出电磁转矩基本一致,稳定状态下电磁转矩出现周期性振动,且振动平均值为对称时输出电磁转矩的2倍。电机1输出电磁转矩振动波形和电机2轴转速振动波形存在约 90° 的相位差。

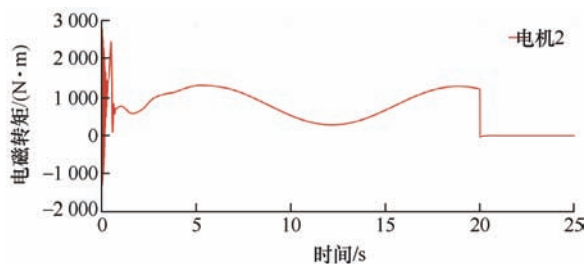


图13 拖带时驱动电机2电磁转矩

以卷筒为例分析双边驱动起升机构中传动部件的动力学行为。由图14、图15卷筒的转速和扭矩可知,电机1、2输出周期性振动的电磁转矩,使得卷筒3、4的卷筒轴扭矩及其转速在启动、制动环节出现调节过程,且在稳定运行时的存在周期性振动,振动周期均为13 s。另外,不难得出双边驱动的卷筒3和卷筒4的扭矩在稳定运行阶段的绝对值相等,方向相反。

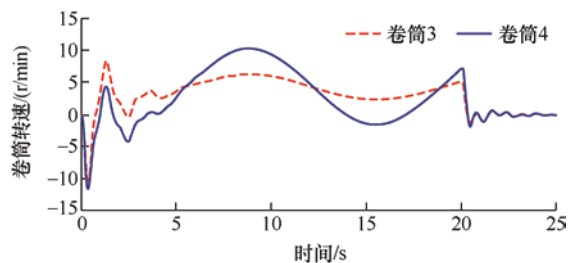


图14 单台电机拖带时卷筒转速

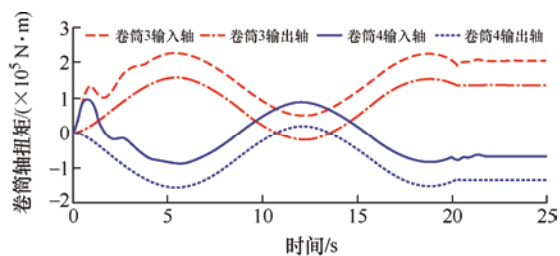


图15 单台电机拖带时卷筒轴扭矩

从图16、17可知,虽然电机输出电磁转矩和转速、卷筒受到的扭矩和转速都呈周期性变化,但两边的钢丝绳拉力和吊重上升速度仍然保持一致。由此可知,中间联轴器可实现结构互锁,保证两边结

构不同步时吊重的同步起升。

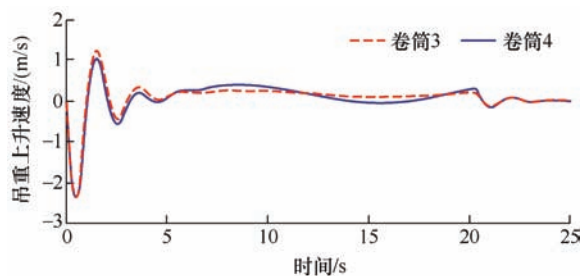


图 16 拖带时卷筒上吊重上升速度

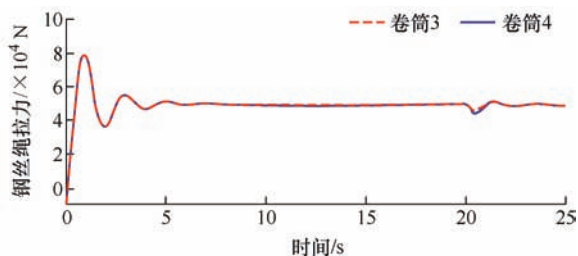


图 17 拖带时卷筒上钢丝绳拉力

(2) 电机启动不同步现象。

同样的,以卷筒为对象,分析双边驱动起升机构中电机启动不同步时传动部件的动力学行为。起升机构以全速起吊额定载荷的重物,20 s 时同时制动。电机 1 与电机 2 启动时间差 Δt 分别为 0.1 s、1 s、5 s、10 s、15 s 时,仿真得到卷筒 3 的轴扭矩如图 18 所示。

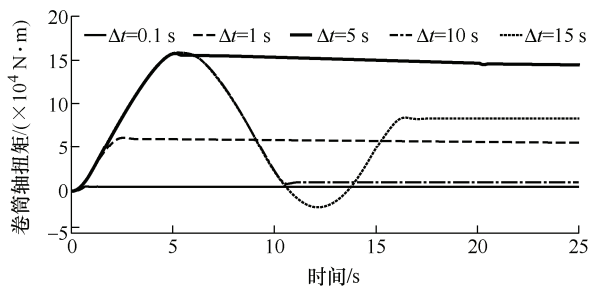


图 18 不同上电时间差下卷筒 3 输出轴扭矩变化

分析可知,当两边电机存在上电时间差,初始阶段出现电机前述电机拖带现象,而后将在卷筒轴维持一定的扭矩,该扭矩大小为图 14 曲线在该时间差上的值。虽然该额外的扭矩随着运行时间会不断减小,但减速较为缓慢,且制动后负载力矩保持不变。例如,当 $\Delta t = 5$ s 时,卷筒轴负载力矩绝对值最大可达 1.6×10^5 N·m,且减小的速度仅为 2×10^3 N·m/s。当全速将吊重起吊 20 m 时,125 s 后卷筒轴仍存留 1.5×10^5 N·m 的扭矩。

(3) 制动器闭合不同步现象。

依旧以卷筒为对象,分析双边驱动起升机构中电机启动不同步时传动部件的动力学行为。起升机构以全速同时起吊额定载荷的重物,电机 1 和电机 2 同时上电,短时后制动。两边制动器的制动时间差 $\Delta t'$ 分别为 0.05 s、0.1 s、0.3 s、0.5 s 时,仿真得到卷筒轴扭矩如图 19 所示。

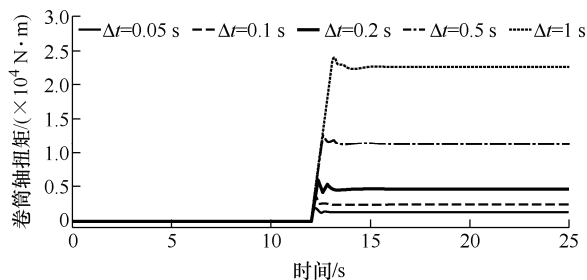


图 19 不同制动器闭合时间差下卷筒 3 输出轴扭矩变化

分析可知,当两边制动器存在闭合时间差时,制动后卷筒轴上扭矩发生突变,产生较大的负载转矩,且两边卷筒轴上该转矩绝对值相等,并与闭合时间差 $\Delta t'$ 呈正相关。例如,当 $\Delta t' = 0.5$ s 时,卷筒轴负载力矩绝对值最大可达 1.25×10^4 N·m。

4 起升机构动力学响应测试

为验证研究起升机构动力学分析模型及结果的准确性,必须进行起升机构系统动力学分析的试验验证。

4.1 动力学响应测试系统

测试系统由应变-扭矩遥测系统、应变采集传感器、数据采集系统设备等组成,如图 20 所示。试验扭矩测试使用扭矩传感器、应变片、数据采集系统等测试设备及其型号参数如表 4 所示。

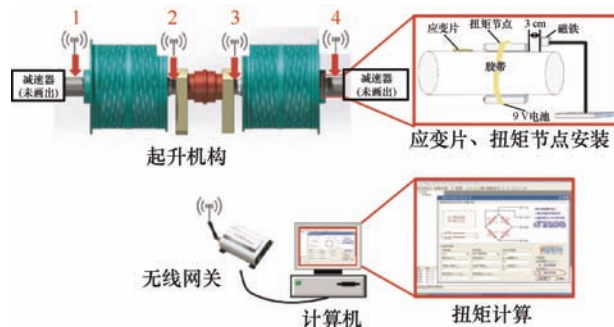


图 20 起升机构动力学测试系统组成

表 4 扭矩测试用设备

名称	型号	用途
应变片	KFW-2-120-D16-11 L1M2S	应变测试
扭矩节点 4 个	TQ201 No.2126	信号采集和发送
供电电池	9V 铝电池	应变片供电
无线接收网关	BS903	信号接收
磁铁	—	转速感应
单机版软件	BeeData	信号采集和处理
磁性表座	CZ-6A	固定磁铁
起重机一台	50/10t 铸造用 桥式起重机	起吊重物

测试用桥式起重机参数如表 2 所示, 试验选取主起升机构卷筒输入轴、输出轴作为测试对象, 共 4 个测试点, 如图 20 所示。应变片粘贴位置为轴端的空出部分, 如图 21 所示。

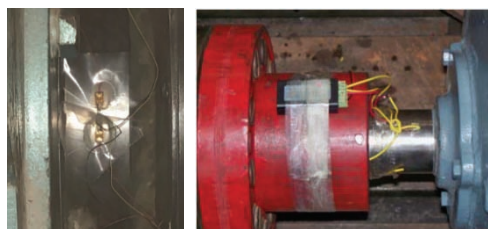


图 21 应变片及扭矩传感器安装实物

4.2 动力学响应测试

试验测试前, 吊钩空载以全速起升至最高位置, 待吊钩稳定后进行传感器调零, 调零后不同测试点输出力矩如图 22 所示。分析可知, 考虑温度等环境因素的影响, 此次扭矩测量精度为 $100 \text{ N} \cdot \text{m}$, 为计算得到扭矩变化 $7\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的 1.4%, 本动力学响应测试系统结果可靠。

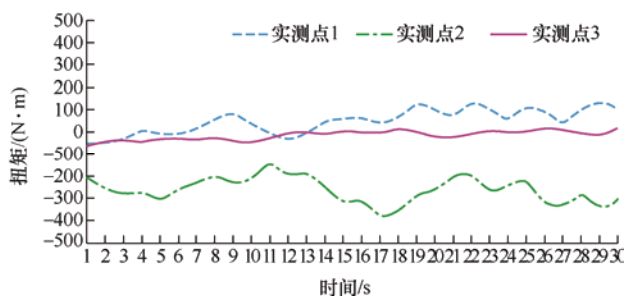


图 22 调零后扭矩测量值

选用吊重 40.44 t , 全速从地面起升, 短时后制动。考虑从地面起升过程载荷复杂, 选用测试点制动前后 30 s 内的测试结果分析, 如图 23 所示。分析可知, 由于动力学模型未考虑起升机构中结构间的摩擦和长时间使用后结构磨合磨损等因素, 仿真得到扭矩振动幅值比实测值大, 仿真值和实测值振

动平衡位置不同, 且振动均值和稳定后恒定扭矩比实测小。但是, 在稳定起升过程, 测点扭矩的实测值和仿真值均呈周期性振动, 周期均为 13 s; 制动时, 测点扭矩的实测值和仿真值均发生振动, 且制动后存在稳定的残余扭矩。对比测试用双边驱动起升机构的两台电机存在拖带现象的仿真结果可知, 测点扭矩值及其振动规律与仿真结果存在一致性, 动力学仿真模型及结果有效性得到验证。

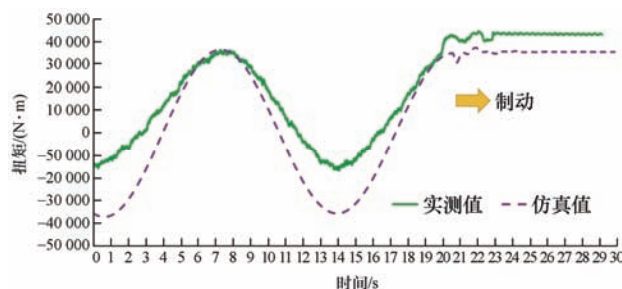


图 23 扭矩的仿真与试验数据对比

5 结论

在考虑机电耦合效应的基础上, 建立了桥式起重机双边驱动起升机构的垂直平面-扭转动力学模型, 开展了桥式起重机双边驱动起升机构的动力学行为分析研究, 并进行了相关试验测试, 主要结论如下。

(1) 双边驱动起升机构在启动、调速、制动和负载变化过程, 电机的调速控制使得电机输出转速比较稳定, 但电机输出转矩存在明显超调和振动, 这将对减速器、卷筒和负载带来极大的动载。

(2) 电机及其调速控制和机械负载组成的是一个机电耦合系统, 电机的输出电磁转矩是电机系统与负载相互作用的结果, 呈现复杂的动态变化, 真实物理过程无法由简单方程进行描述。

(3) 双边驱动起升机构的卷筒通过卷筒轴和联轴器的连接可实现不同工况下吊重的同步起升, 但由于电机输出力矩不等导致的电机拖带、电机上电时间不等、制动器闭合时间不等的不同步现象, 所述电机调压调速控制方式只能实现单台电机转速稳定控制, 电机输出电磁转矩超调和波动明显, 从而给减速器、卷筒等传动结构带来较大的载荷超调和波动。

(4) 搭建了起升机构动力学响应测试系统, 测量精度达 1.4%。测试结果分析可知, 测试用双边驱动起升机构的两台电机存在拖带现象, 测点扭矩值及其振动规律与仿真结果存在一致性, 双边驱动动

力学仿真模型及结果有效性得到验证。

参 考 文 献

- [1] 牛聪民. 桥式起重机机电系统动力学和控制的统一建模及其在负载升降过程分析中的应用[D]. 大连: 大连理工大学, 2012.
NIU Congmin. Unified modeling of dynamics and control of bridge crane electromechanical system and its application in load lifting process analysis[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2012
- [2] GHIGLIAZZA R M, HOLMES P. On the dynamics of cranes, or spherical pendula with moving supports[J]. International Journal of Non Linear Mechanics, 2002, 37(7): 1211-1221.
- [3] CVETICANIN L. Dynamic behavior of the lifting crane mechanism[J]. Mechanism & Machine Theory, 1995, 30(1): 141-151.
- [4] CHIN C M, NAYFEH A H, MOOK D T. Dynamics and control of ship-mounted cranes[J]. Journal of Vibration & Control Jvc, 2001, 7(6): 891-904.
- [5] WITZ J A. Parametric excitation of crane loads in moderate sea states[J]. Ocean Engineering, 1995, 22(4): 411-420.
- [6] CHA J H, ROH M I, LEE K Y. Dynamic response simulation of a heavy cargo suspended by a floating crane based on multibody system dynamics[J]. Ocean Engineering, 2010, 37(14-15): 1273-1291.
- [7] OGUAMANAM D C D, HANSEN J S, HEPPLER G R. Dynamic response of an overhead crane system[J]. Journal of Sound & Vibration, 1998, 213(5): 889-906.
- [8] WU J J, WHITTAKER A R, CARTMELL M P. Dynamic responses of structures to moving bodies using combined finite element and analytical methods[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2001, 43(11): 2555-2579.
- [9] WU J J. Dynamic responses of a three - dimensional framework due to a moving carriage hoisting a swinging object[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2004, 59(13): 1679-1702.
- [10] WU J J. Transverse and longitudinal vibrations of a frame structure due to a moving trolley and the hoisted object using moving finite element[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2008, 50(4): 613-625.
- [11] ZRNIC N D, BOSNJAK S M, HOFFMANN K. Modelling of dynamic interaction between structure and trolley for mega container cranes[J]. Mathematical Modelling of Systems, 2009, 15(3): 295-311.
- [12] ZRNIC N D, BOSNJAK S M, HOFFMANN K. Parameter sensitivity analysis of non-dimensional models of quayside container cranes[J]. Mathematical Modelling of Systems, 2010, 16(2): 145-160.
- [13] PU H, XIE X, LIANG G, et al. Analysis for dynamic characteristics in load-lifting system of the crane[J]. Procedia Engineering, 2011, 16(1): 586-593.
- [14] 刘世杰. 200t 桥式起重机动力学分析与仿真[D]. 太原: 太原科技大学, 2014.
LIU Shijie. Dynamics analysis and simulation of 200t bridge crane[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Science and Technology, 2014.
- [15] ZORAN M, SASA M, DRAGAN M. Linearization and solving of differential motion equations of crane driving mechanisms[J]. Facta universitatis-series: Mechanical Engineering, 2000, 1(7): 879-886.
- [16] BOGDEVICIUS M, VIK A. Investigation of the dynamics of an overhead crane lifting process in a vertical plane[J]. Transport, 2005, 20(5): 176-180.
- [17] EBEID A M, MOUSTAFA K F, EMARA-SHABA H. Electromechanical modelling of overhead cranes[J]. International Journal of Systems Science, 1992, 23(12): 2155-2169.
- [18] NIU Congming, OUYANG Huajiang, ZHANG Hongwu. Electro-mechanical dynamic simulation of overhead cranes during the operation of lifting mechanism[C]// XXIII ICTAM. 2012.
- [19] 牛聪民, 欧阳华江, 张洪武, 等. 电动桥式起重机负载升降过程的系统动力学模拟[J]. 计算力学学报, 2014(5): 558-564.
NIU Congmin, OUYANG Huajiang, ZHANG Hongwu, et al. System dynamics simulation of load lifting process of electric bridge crane[J]. Journal of Computational Mechanics, 2014 (5): 558-564.
- [20] 曹松波. 混合动力汽车总成控制器及驱动电机的矢量控制研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2006.
CAO Songbo. Research on vector control of hybrid electric vehicle assembly controller and drive motor[D]. Changsha: Hunan University, 2006.
- [21] 高东龙. 异步电机无速度传感器矢量控制系统的设计与实现[D]. 北京: 中国科学院大学, 2014.
GAO Donglong. Design and implementation of speed sensorless vector control system for induction motor[D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2014.
- [22] 郭文然, 李洋. MATLAB 在电力电子电路仿真中的应用

用[J]. 电子技术, 2013(11): 26-29.

GUO wenran, LI Yang. Application of MATLAB in power electronic circuit simulation[J]. Electronic Technology, 2013 (11): 26-29.

- [23] 赵少汴, 王忠保. 抗疲劳设计方法与数据[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.

ZHAO Shaobian, WANG Zhongbao. Anti fatigue design

method and data[M]. Beijing: China Machine Press, 1997.

作者简介: 李艳, 女, 1993 年出生。主要研究方向为起重机械相关技术, CAD/CAE。

E-mail: xingtianliu@sjtu.edu.cn

向东(通信作者), 男, 1972 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为绿色设计与制造, 大型构件可靠性。

E-mail: hhx@sjtu.edu.cn