

# 摩擦提升机恒减速制动工况下的防滑特性\*

黄家海<sup>1,2</sup>, 于培<sup>2</sup>, 郝惠敏<sup>1,2</sup>, 落财秀<sup>2</sup>

(1. 太原理工大学新型传感器与智能控制教育部重点实验室 太原, 030024)

(2. 太原理工大学机械与运载工程学院 太原, 030024)

**摘要** 摩擦提升机是一种利用钢丝绳与卷筒之间的摩擦力来传动运动的矿井提升设备,其在紧急制动过程中容易出现钢丝绳打滑现象,严重威胁设备的安全运行。针对此问题,以恒减速紧急制动工况下的钢丝绳滑动为研究对象,提出利用加速度偏差对紧急制动过程中罐笼加速度进行归一化处理,以加速度偏差系数发生突变增大为钢丝绳发生临界打滑的判断依据,从而获得极限减速度。利用经过实验验证的摩擦提升机仿真模型和本研究所提出的方法获得了一系列恒减速制动工况下的极限减速度,经线性拟合后得到极限减速度预测模型,  $a_x = -k_1 M + b_1$  (下放工况)和  $a_x = k_2 M + b_2$  (提升工况),该预测模型将有助于恒减速制动工作点范围的确定,从而可为摩擦提升机防滑策略的制定提供依据。

**关键词** 提升机; 紧急制动; 钢丝绳; 滑动; 恒减速

**中图分类号** TD534; TH113

## 引言

摩擦提升机是一种利用钢丝绳与卷筒之间的摩擦力来传动运动的矿井提升设备,具有体积小、运行速度快和提升能力强等优点,广泛应用于煤炭和有色金属矿井的开采活动中,承担着人员、矿产资源和生产设备的提运任务。紧急制动是矿井提升设备安全运行的重要保障,当提升设备发生故障或其他紧急情况时,紧急制动能够使其快速停车,避免事故进一步恶化。该工况与正常工作循环过程中的减速制动存在着本质区别,后者是在正常运行工况下有预见性地降低提升设备驱动电机输出转速,从而使其实现平稳减速停车。恒减速制动是当前最先进的紧急制动技术,其通过实时检测、反馈卷筒转速,利用转速误差自动调节制动力,从而使提升设备能够按照期望恒减速度进行减速制动,与现有的二级紧急制动方式(或恒力矩紧急制动)相比,具有制动较为平稳的优势。

对摩擦提升机而言,由于采用柔性钢丝绳摩擦力传递运动,当提升设备某些参数设计不合理或运行管理不善时<sup>[1]</sup>,在紧急制动过程中会诱发钢丝绳

打滑、松绳甚至断绳事故,造成重大经济损失甚至人员的伤亡<sup>[2]</sup>。近年来,矿井提升机正朝着大型化、高速化和重载运行方向发展(最大速度约为 20 m/s,提升高度可达 2 km,最大载荷已达 65 t<sup>[3-4]</sup>),必然导致紧急制动过程中出现钢丝绳打滑、松绳的概率随之增大,从而使钢丝绳防滑问题成为当前重要的研究内容。

Bao 等<sup>[5]</sup>基于连续介质理论建模方法建立了柔性提升系统动力学模型。吴娟等<sup>[6-7]</sup>利用拉格朗日方程建立了落地式多绳摩擦提升系统 5 自由度数学模型,计算出提升钢丝绳的最大张力值,并提出提升系统防滑校核方法。李玉瑾<sup>[8]</sup>针对立井提升装置的过卷制动特性,提出过卷制动力、制动减速度和钢丝绳冲击力的计算方法。Yao 等<sup>[9]</sup>对垂直提升绳进行动态分析,研究提升载荷及速度等参数对钢丝绳动力学特性的影响。王前<sup>[10]</sup>建立了滑动制动的时变动力学模型,并研制出一套防滑装置。邓英华<sup>[11]</sup>提出通过增加围包角、摩擦因数以及轻载侧提升钢丝绳拉力和限制钢丝绳张力比等方法减小摩擦提升系统的相对滑动。Wang 等<sup>[12-13]</sup>分析了提升参数(有效载荷、加速度和减速度)对深部煤矿井下绳索与摩擦衬垫之间动态接触特性的影响。韩建秋等<sup>[14]</sup>通

\* 国家自然科学基金资助项目(51775362);山西省自然科学基金资助项目(201701D121077)

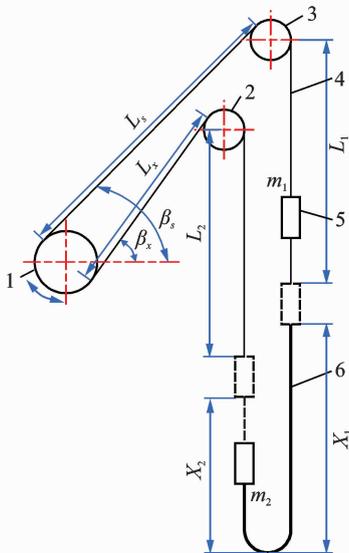
收稿日期:2018-12-24;修回日期:2019-03-21

过对多绳摩擦提升机进行防滑验算及分析,提出防滑验算的具体公式和完整步骤。

针对摩擦提升机钢丝绳打滑现象,现有研究基于提升系统动力学模型和刚体动力学计算方法,揭示了钢丝绳的防滑特性,但并未考虑钢丝绳柔性特征的影响,所以极易导致提升系统的“过安全”和“不安全”<sup>[6]</sup>。针对这一问题,笔者提出一种极限减速度计算方法,以此为基础探讨恒减速制动工况下的钢丝绳打滑特性及极限减速度预测模型。首先,利用 RecurDyn 软件建立考虑钢丝绳柔性特征的摩擦提升机仿真模型,并构建罐笼振动信号测试系统对其进行验证;其次,利用加速度偏差系数对罐笼振动特性曲线进行归一化处理,并以其发生突变为依据,确定出紧急制动过程中钢丝绳发生临界打滑时的极限减速度值;最后,通过线性拟合分别获得提升和下降阶段的恒减速极限减速度预测模型。

### 1 传统摩擦提升机钢丝绳防滑模型

矿井提升机属于复杂的刚柔耦合动力学系统,图 1 为落地式多绳摩擦提升机示意图,其中: $m_1$  和  $m_2$  分别为上天轮侧罐笼和下天轮侧罐笼质量; $L_1$ ,  $L_s$ ,  $L_x$  及  $L_2$  分别为上天轮侧、上弦、下弦和上天轮提升侧钢丝绳长度; $X_1$  和  $X_2$  分别为上、下天轮侧尾绳长度。



1-卷筒;2-下天轮;3-上天轮;4-提升钢丝绳;5-罐笼;6-尾绳  
图 1 摩擦提升机示意图

Fig. 1 Schematic diagram of friction hoist

#### 1.1 基于刚体动力学理论的钢丝绳张力计算

目前,国内对提升系统进行防滑校核时,通常依

据刚体动力学理论对钢丝绳张力进行计算。以图 1 中罐笼  $m_2$  下放阶段恒减速制动工况为例,采用隔离体法对卷筒进行受力分析,如图 2 所示。假设制动时上弦钢丝绳与卷筒接触点处的张力为  $T_1$ ,上弦钢丝绳与卷筒接触点处钢丝绳张力为  $T_2$ ,则有

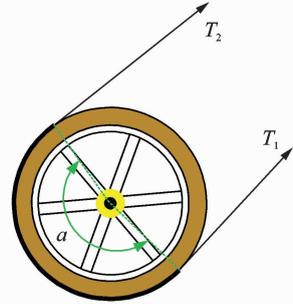


图 2 作用在卷筒上的钢丝绳张力

Fig. 2 Wire rope tension acting on the drum

$$T_1 = (m_2 + N_1 \rho_1 L_2 + N_2 \rho_2 X_2)(g + a) - N_1 \rho_1 L_x a - N_1 \rho_1 L_x g \sin \beta_x \quad (1)$$

$$T_2 = (m_1 + N_1 \rho_1 L_1 + N_2 \rho_2 X_1)(g - a) + N_1 \rho_1 L_x a - N_1 \rho_1 L_x g \sin \beta_s \quad (2)$$

其中: $N_1$  为提升钢丝绳根数; $N_2$  为尾绳根数; $\rho_1$  为提升钢丝绳线密度; $\rho_2$  为尾绳线密度; $\beta_x$  为下弦仰角; $\beta_s$  为上弦仰角; $g$  为重力加速度; $a$  为减速度。

图 2 中卷筒两侧钢丝绳动张力差  $F$  为

$$F = T_1 - T_2 \quad (3)$$

#### 1.2 摩擦提升系统防滑特性

在 1.1 节基础上,假设包围在卷筒上的钢丝绳为完全挠性体,没有厚度和质量,且为不能伸长的绝对柔性体,则卷筒两侧钢丝绳所受张力可视为满足欧拉公式,有

$$T_1 = T_2 e^{\mu \alpha} \quad (4)$$

其中: $\mu$  为钢丝绳与卷筒间的摩擦因数; $\alpha$  为钢丝绳与卷筒接触段弧线所对应包围角。

式(4)为基于刚体动力学理论推导获得的钢丝绳临界打滑条件,即当  $T_1$  等于  $T_2$  的  $e^{\mu \alpha}$  倍时,钢丝绳与卷筒之间处于临界滑动状态。此时,若假设下放制动工况中系统打滑临界条件下的极限减速度为  $a_{1x}$ ,提升制动工况中系统打滑临界条件下的极限减速度为  $a_{2x}$ ,则由文献[8]可知

$$a_{1x} = \frac{e^{\mu \alpha} - K_j}{e^{\mu \alpha} + K_j} g \quad (5)$$

$$a_{2x} = \frac{K_j e^{\mu \alpha} - 1}{K_j e^{\mu \alpha} + 1} g \quad (6)$$

其中: $K_j$  为重载侧和轻载侧钢丝绳最大静张力比。

## 2 基于 RecurDyn 软件的摩擦提升机仿真模型

以 JKMD 3.25×4 II 型落地式多绳摩擦提升机为建模对象,具体参数如下:高度  $H = 256$  m(即罐笼上、下极限停车位置之间的距离);卷筒直径  $D = 3.25$  m;最大提升速度  $v = 6$  m/s;钢丝绳直径  $d = 32.5$  mm;钢丝绳弹性模量  $E = 9.2 \times 10^{10}$  Pa;摩擦因数  $\mu = 0.26$ ;围包角  $\alpha = 180^\circ$ ;提升钢丝绳线密度  $\rho_1 = 4.046$  kg/m;尾绳线密度  $\rho_2 = 8.092$  kg/m;提升钢丝绳根数  $N_1 = 4$ ;尾绳根数  $N_2 = 2$ 。

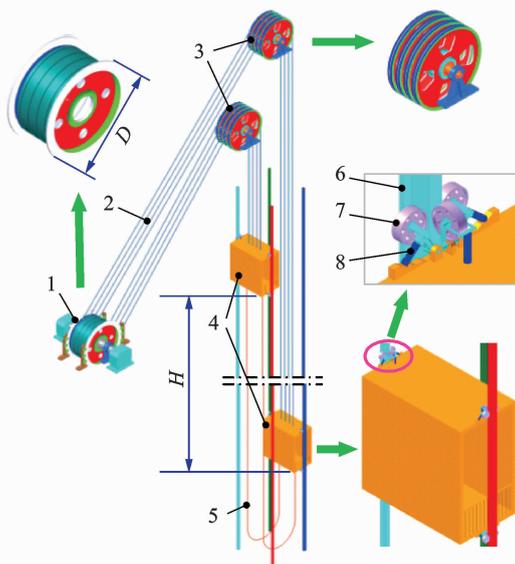
矿井提升机动力学特性研究通常将提升机抽象简化为柔性钢丝绳传动系统<sup>[6, 7, 15-16]</sup>,然后采用集中参数离散模型或分布参数连续模型对钢丝绳进行建模和求解。由于在建模过程中采用了简化和假设,使得计算结果误差较大,且数学建模过程和计算过程均比较繁琐复杂和耗时。为了简便,笔者在研究过程中采用 ANSYS 和 RecurDyn 软件对摩擦提升机进行建模,如图 3 所示。RecurDyn 软件是一款多体系统动力学分析软件,其采用相对坐标系运动方程理论和完全递归算法,非常适合于摩擦提升机的建模和求解工作。

在图 3 所示仿真模型中,主要考虑了卷筒、主轴、轴承、提升钢丝绳、尾绳、罐笼子系统以及罐道等部件。由于本研究主要考察紧急制动工况下提升系统的特性,其受钢丝绳柔性影响最大,因此在建模过程中将钢丝绳处理为柔性体,其他部件处理为刚性体。

采用有限元离散柔性体法对钢丝绳进行建模,首先,利用 ANSYS 软件中 Beam4 梁单元(基于 Timoshenko 梁理论模型)对钢丝绳进行网格划分,形成一定数量的梁单元,每个梁单元包括 2 个节点,每个节点具有 6 个运动自由度;其次,导入 RecurDyn 软件中添加约束条件。在上述基础上,分别考虑提升钢丝绳与卷筒之间的接触作用、导轮与罐笼本体之间的弹性连接作用以及导轮与罐道之间的接触作用,在图 4 所示仿真模型中分别将其设置为柔性线-面接触、弹簧力和几何面-面接触。

## 3 摩擦提升机实验测试与仿真模型验证

测试对象为某矿生产现场运行的 JKMD3.25×4 II 型落地式多绳摩擦提升机,具体参数与仿真模型



1-卷筒;2-提升钢丝绳;3-天轮;4-罐笼子系统;5-尾绳;6-罐道;7-罐耳;8-弹簧

图 3 基于 RecurDyn 软件的落地摩擦提升机仿真模型  
Fig. 3 Schematic diagram of simulation model of floor type friction hoist in RecurDyn

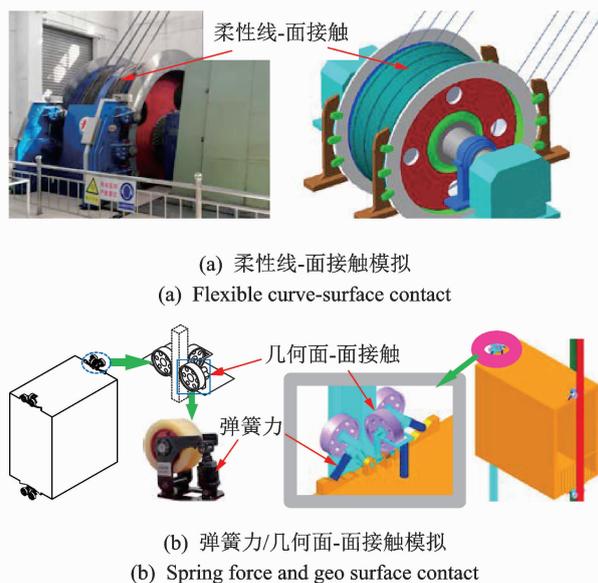


图 4 仿真模型中接触类型的设置

Fig. 4 Contact type settings in the simulation model

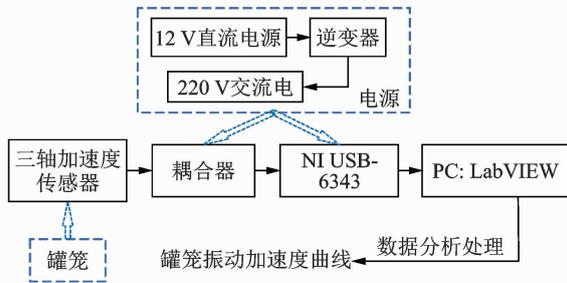
参数一致。测试目的是为了获得罐笼在正常运行工况下的振动加速度数据,以便对仿真模型进行优化和验证。

### 3.1 测试方案设计

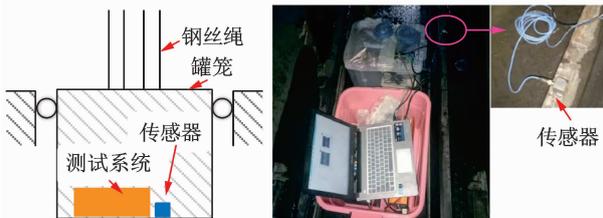
测试方案需要解决两个技术难题:①交流电源供电问题,由于被测矿井深达 200 多米,部分测试仪

器需要 220 V 交流电供电,且提升罐笼处于运动状态;②井下数据采集和保存问题,鉴于安全考虑,测试人员不得和测试仪器一同进入罐笼。针对上述问题:①提出逆变电源方案,采用逆变电路将 12 V 铅蓄电池直流电转变为 220 V 交流电,并对电路进行抗干扰、防水和防爆设计;②在测试系统数据采集程序中加入定时器,实现数据定时采集和存储功能。

搭建图 5 所示测试系统。罐笼在竖直和水平方向上的振动信号由 KISTLER 8795A50 型可变电容式三轴加速度传感器进行采集,主要参数如下:测量范围为  $\pm 50\text{ g}$ ;分辨率为  $0.001\text{ g}$ ;灵敏度为  $100\text{ mV/g}$ ;谐振频率为  $20\text{ kHz}$ ;频率响应  $\pm 5\%$  时为  $1\sim 4\text{ kHz}$ ;时间常数为  $0.5\text{ s}$ ;横向灵敏度小于等于  $1.5\%$ ;线性度范围为  $\pm 1\%$ 。振动信号经耦合器放大后由 NI USB-6343 数据采集卡(采样频率为  $200\text{ Hz}$ )传送到 PC 中,利用 LabVIEW2013 软件对数据进行存储和分析,最后利用低通滤波器(截止频率为  $40\text{ Hz}$ )对数据进行离线滤波处理。



(a) 系统组成  
(a) System composition



(b) 测试仪器布局  
(b) Test instrument layout  
(c) 测试现场  
(c) Testing on the spot

图 5 测试系统组成及传感器布置

Fig. 5 Composition of test system and position layout of the sensor

### 3.2 摩擦提升机仿真模型验证

采集一个正常工作循环过程中的罐笼振动信号,即罐笼由井口被下放至井底处,缓慢减速停车,然后由井底提升至井口,再次缓慢减速停车。以下放过程为例,罐笼在竖直、水平方向上的振动加速度

信号分别如图 6、图 7 中红色曲线所示。利用仿真模型对实验中所对应工况进行仿真,结果如图 6、图 7 中蓝色曲线所示。图中: $S_1$  为初加速阶段; $S_2$  为主加速阶段; $S_3$  为正常运行工况下的减速阶段; $S_4$  为停车阶段。

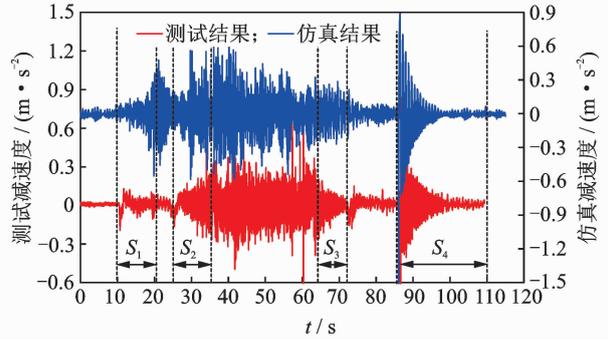


图 6 罐笼竖直方向上的振动加速度

Fig. 6 Vibration signal of cage in vertical direction

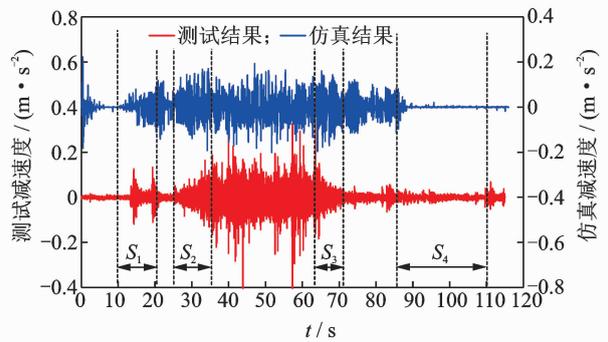


图 7 罐笼水平方向上的振动加速度

Fig. 7 Vibration signal of cage in horizontal direction

由图 6、图 7 可知,测试数据与仿真数据具有相同的变化趋势:在加速阶段( $S_1, S_2$ ),两者均呈现出趋势和幅度类似的增加;在正常运行工况下的减速阶段( $S_3$ ),两者均呈现趋势类似的减小,但由于仿真中阻尼的偏差使得两者变化幅度存在一定偏差;在停车阶段( $S_4$ ),由于系统动负荷的突然变化使得罐笼在停车时刻沿着竖直方向产生较大的振动冲击,随后迅速振荡衰减直至趋于零,而水平方向上没有突然变化的动负荷影响,其振动加速度在停车后趋于零且无明显波动。

综上所述,仿真结果呈现出与实际系统类似的振荡过程,这种振荡反映了钢丝绳柔性特性作用的结果,能够表现出实际柔性提升系统的真实动力学特性。

### 4 摩擦提升机恒减速极限减速度

图 6、图 7 中的振动加速度曲线反映出罐笼在

垂直方向上的振动加速度值明显大于水平方向上的振动加速度值,且表明罐笼在制动阶段沿着垂直方向产生的振动能量大约是水平方向振动能量的2~4倍。因此,以下仅研究提升系统在垂直方向的动力学特性。

#### 4.1 恒减速极限减速度定义

将矿井提升设备运行工况分为下放、提升工况,以图8所示的位移( $l$ )、速度( $v$ )、加速度( $a$ )及加加速度( $j$ )曲线作为理想状态下恒减速运行状态曲线,按照钢丝绳打滑和未打滑两种情况分别进行讨论,结果如图9所示。

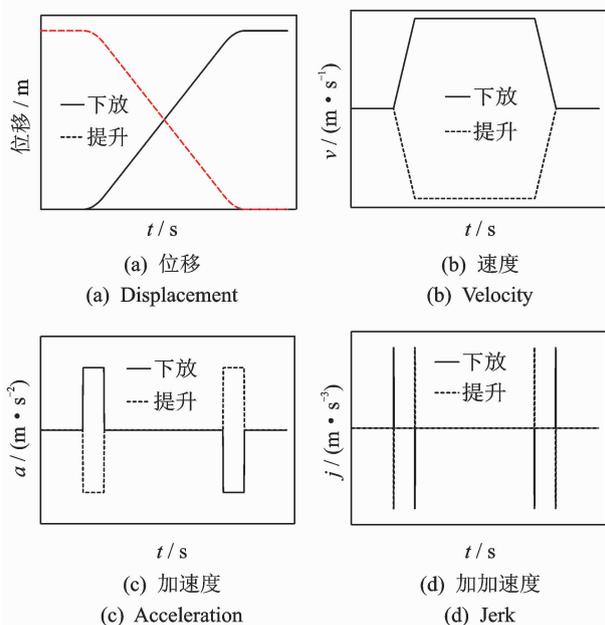


图8 理想状态下恒减速运行状态曲线图

Fig. 8 Constant deceleration operation state under ideal conditions

图9(a)所示下放工况共经历了12 s,在第3 s进行制动,其中:0~3 s为匀速运行阶段;3~7 s为恒减速制动阶段;7~12 s为停车阶段。在恒减速制动阶段,制动减速度给定信号为 $1.25 \text{ m/s}^2$ 。图9(b)所示提升工况共经历了10 s,在第3 s进行制动,其中:0~3 s为匀速运行阶段;3~5 s为恒减速制动阶段;5~10 s为停车阶段,恒减速制动给定信号为 $3 \text{ m/s}^2$ 。

由图9(a, b)可以看出:①当钢丝绳未发生打滑时,恒减速制动阶段和停车阶段的仿真曲线均围绕给定信号衰减振荡;②当钢丝绳发生打滑时,仿真曲线在恒减速制动阶段偏离给定信号,在制动开始时较小,随后逐渐增大并趋于给定值,且不

再呈现衰减振荡特征;③在停车阶段,出现图中所示的“制动结束过渡区”,在过渡区中罐笼加速度呈现由小变大的振荡过程,然后围绕给定信号进行衰减振荡。上述结果表明,当钢丝绳发生打滑时,恒减速制动阶段和停车初始阶段均会出现加速度偏离给定值的现象。

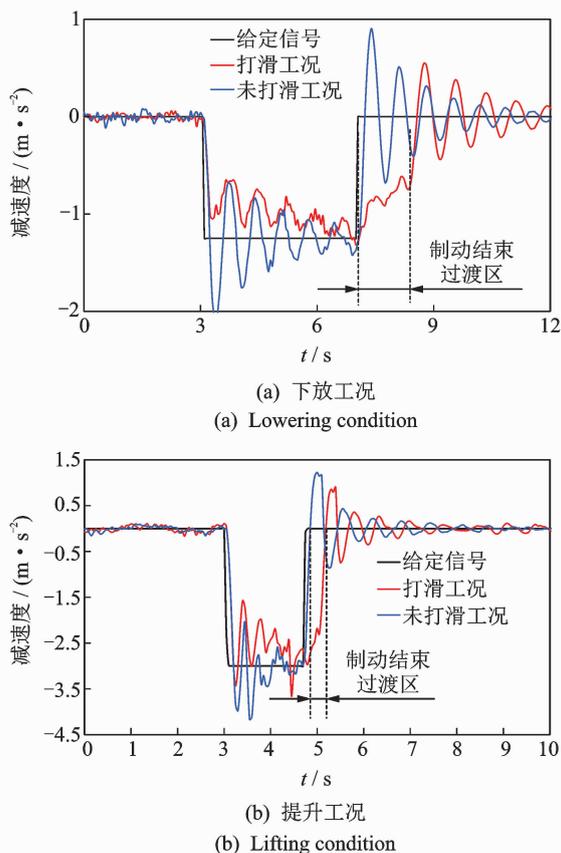


图9 钢丝绳打滑与未打滑状态下的仿真结果对比

Fig. 9 Comparison of simulation results between wire rope sliding state and no-sliding state

根据图9(a, b)所示现象,定义加速度偏差 $\epsilon$ 表征钢丝绳打滑程度。设罐笼沿着垂直方向的加速度曲线为 $a(t)$ ,在制动段 $[t_1, t_2]$ 内求 $a(t)$ 的平均值 $a'$ ,即

$$a' = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \quad (7)$$

加速度偏差 $\epsilon$ 为

$$\epsilon = \frac{|a' - a|}{a} = f(a(t), a) \quad (8)$$

以给定制动减速度 $1.25 \text{ m/s}^2$ 的下放工况为例,通过仿真获得不同载荷条件下罐笼沿着垂直方向的加速度曲线,如图10所示。当载荷达到52 kN时,出现与图9(a)中打滑工况类似的制动结束过渡区,然后利用式(7)、式(8)计算出 $a'$ 及 $\epsilon$ ,如表1所

示。当载荷从 0 增加到 51 kN 时,  $\epsilon$  值小于 0.01; 当载荷达到 52 kN 时,  $\epsilon$  值为 0.072, 是载荷为 51 kN 时的 7 倍多。

该结果表明下放工况中逐渐增加载荷, 制动时系统动负荷载随之增加, 致使钢丝绳两端张力差增加。当钢丝绳与卷筒之间的摩擦力不足以平衡钢丝绳动张力差时, 便会发生打滑。当系统未发生打滑时,  $\epsilon$  很小且基本恒定; 发生打滑后,  $\epsilon$  值成倍增加。通过分析  $\epsilon$  的变化可找出系统从未打滑到发生打滑的临界点, 并将该点所对应的  $\epsilon$  定义为  $\epsilon_{crit}$ 。

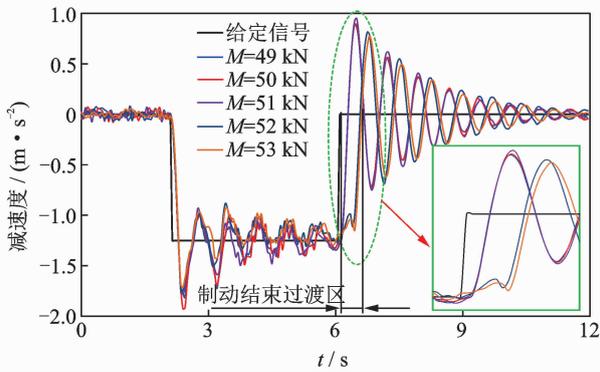


图 10 下放工况钢丝绳打滑演变过渡区

Fig. 10 Transition of wire rope sliding under lowering condition

表 1 加速度偏差系数

Tab. 1 Coefficient of acceleration deviation

$M$	$a'$	$\epsilon$	$M$	$a'$	$\epsilon$
0	1.239	0.009	50	1.241	0.007
10	1.241	0.007	51	1.237	0.010
20	1.241	0.007	52	1.160	0.072
30	1.241	0.007	58	1.105	0.116
38	1.238	0.010	83	0.961	0.231

假设罐笼沿着竖直方向的加速度  $a(t)$  与运行方向(提升或下放)  $Ort$ 、速度  $v$ 、载荷  $M$ 、提升高度  $H$  以及给定恒减速  $a$  相关, 则式(8)可写成

$$\epsilon = F(Ort, v, M, H, a) \quad (9)$$

对于某一摩擦提升机, 假设任意恒减速制动时刻的工况参数 ( $Ort_i, v_j, M_m, H_n$ ) 在安全允许恒减速制动工况范围以内, 且当  $\epsilon = \epsilon_{crit}$  时, 则一定存在一个与之对应的极限减速度  $a_x$ , 将其定义为

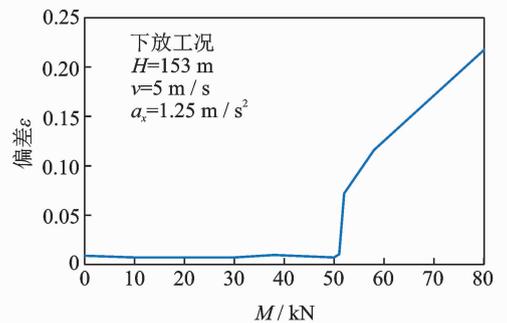
$$a_x = R(Ort_i, v_j, M_m, H_n) |_{\epsilon = \epsilon_{crit}} \quad (10)$$

#### 4.2 下放工况恒减速极限减速度

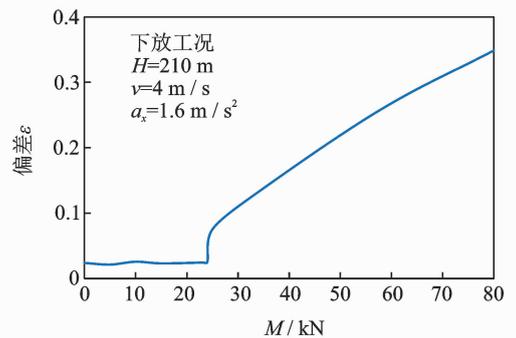
设置  $H=153 \text{ m}$ ,  $v=5 \text{ m/s}$ ,  $a=1.25 \text{ m/s}^2$ , 提

升侧负载恒定, 然后以 1 kN 为步长增加下放侧负载进行仿真, 依据式(7)、式(8)计算出  $\epsilon$ , 如图 11(a) 所示。当载荷由 0 增加到 51 kN 的过程中,  $\epsilon$  小于 0.01 且基本恒定; 当达到 52 kN 时,  $\epsilon$  为 0.072, 是原来的 7 倍多, 系统开始打滑。

当  $H=210 \text{ m}$ ,  $v=4 \text{ m/s}$ ,  $a=1.6 \text{ m/s}^2$  时, 可发现存在同样的规律, 如图 11(b) 所示。系统未打滑时,  $\epsilon$  小于 0.025 且基本恒定; 当载荷达到 25 kN 时,  $\epsilon$  增加到 0.075, 是原来的 3 倍多, 系统开始发生打滑。此外, 图 11 所示结果还表明下放工况极限减速度  $a_x$  与  $H, v, M$  和  $\epsilon_{crit}$  相关, 从而说明式(9)、式(10)满足下放工况。



(a)  $H=153 \text{ m}$ ,  $v=5 \text{ m/s}$ ,  $a_x=1.25 \text{ m/s}^2$



(b)  $H=210 \text{ m}$ ,  $v=4 \text{ m/s}$ ,  $a_x=1.60 \text{ m/s}^2$

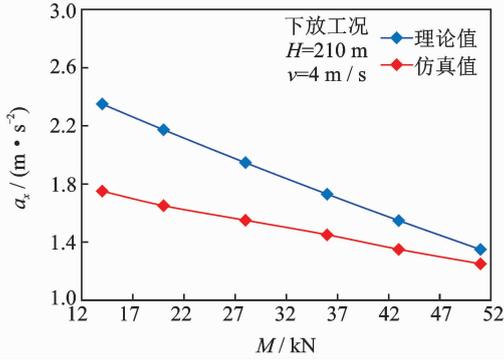
图 11 下放工况下的加速度偏差曲线

Fig. 11 Acceleration deviation curve under lowering condition

#### 4.2.1 下放工况恒减速极限减速度仿真值与理论值

根据式(5)对下放高度  $H=210 \text{ m}$ 、运行速度  $v=4 \text{ m/s}$ 、不同载荷下的极限减速度  $a_x$  进行理论计算, 其中摩擦因数  $\mu=0.26$ , 围包角  $\alpha=180^\circ$ , 并按设计规范规定的多绳提升系统动防滑安全系数  $\sigma_d \geq 1.25$ <sup>[12]</sup>, 取动防滑安全系数为 1.25, 计算结果如图 12 中的蓝色曲线所示。

采用与图 11 相同的方法对  $H=210 \text{ m}$ ,  $v=4 \text{ m/s}$ 、不同载荷  $M$  条件下的极限减速度  $a_x$  进行

图12 下放工况  $a_x$  计算值与仿真值对比Fig. 12 Comparison between calculated  $a_x$  and simulation  $a_x$  under lowering condition

仿真计算,结果见图12中的红色曲线。显然,当  $M < 52$  kN时,图12中的仿真值小于理论计算值,随着  $M$  的增加( $M$  的上限值是不能造成钢丝绳两端张力差大于系统静摩擦力), $a_x$  减小,且  $M$  越大,仿真值与理论计算值之间的误差越小。其主要原因是后者未考虑钢丝绳柔性的影响,即认为制动力矩从卷筒上由钢丝绳传递给罐笼的过程中不会有延迟,而仿真模型则考虑了力矩传递延迟现象;另一个原因则由欧拉公式引起,因为实际条件下包围在卷筒上的钢丝绳不可能完全满足欧拉公式的假设条件。

#### 4.2.2 下放工况恒减速极限减速度模型

采用与图11相同的方法对  $H=210$  m 和  $v=4$  m/s,  $H=153$  m 和  $v=5$  m/s 不同载荷下的极限减速度  $a_x$  进行计算,结果如图13所示。由图可发现,提升高度  $H$  和运行速度  $v$  对极限减速度  $a_x$  的影响很小,载荷  $M$  与  $a_x$  之间是近似线性关系, $a_x$  随着  $M$  的增加而减小,经线性拟合后,得到的线性方程为

$$a_x = -0.0129M + 1.9081 \quad (11)$$

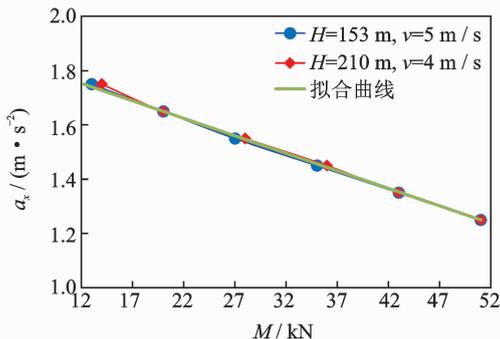


图13 下放工况下的极限减速度模型

Fig. 13 Limit deceleration model under lowering condition

#### 4.3 提升工况恒减速极限减速度

图11已验证当  $H, v$  和  $a$  保持不变时,增加  $M$  可引起钢丝绳打滑现象。本节将验证当  $M, H$  和  $v$  保持不变时,增大  $a$  也会引起钢丝绳打滑现象。

设置  $H=153$  m,  $v=5$  m/s, 提升侧负载为 13 kN, 下放侧负载恒定,从  $1.2$  m/s<sup>2</sup> 开始以  $0.1$  m/s<sup>2</sup> 为步长增加制动减速度,依据式(7)、式(8)计算出相应的  $\epsilon$ 。当减速度从  $2.1$  m/s<sup>2</sup> 增加到  $2.2$  m/s<sup>2</sup> 的过程中, $\epsilon$  小于  $0.025$  且基本恒定;当达到  $2.3$  m/s<sup>2</sup> 时, $\epsilon$  为  $0.067$ ,是原来的  $2.6$  倍多,如图14(a)所示。

当  $H=210$  m,  $v=4$  m/s 以及提升侧负载为 51 kN时,可发现存在同样的规律,如图14(b)所示。系统未发生打滑时, $\epsilon$  小于  $0.034$ ;当减速度达到  $3.3$  m/s<sup>2</sup> 时, $\epsilon$  值增加到  $0.102$ ,是原来的  $3$  倍多,此时系统开始打滑。此外,图14(a, b)的仿真结果还表明,提升工况下极限减速度  $a_x$  与  $H, v, M$  和  $\epsilon_{crit}$  相关,从而说明式(9)、式(10)也满足提升工况。

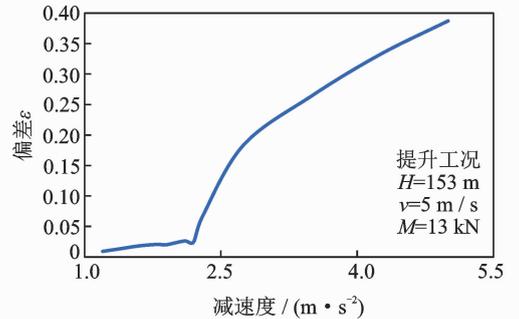
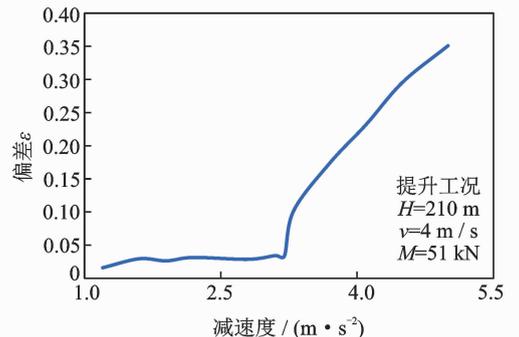
(a)  $H=153$  m,  $v=5$  m/s,  $M=13$  kN(b)  $H=210$  m,  $v=4$  m/s,  $M=51$  kN

图14 提升工况下的加速度偏差曲线

Fig. 14 Acceleration deviation under lifting condition

##### 4.3.1 提升工况恒减速极限减速度仿真值与理论值

根据式(6)对  $H=153$  m,  $v=5$  m/s 及不同载荷下的极限减速度  $a_x$  进行理论计算,其中摩擦因数  $\mu=0.26$ ,围包角  $\alpha=180^\circ$ ,并按设计规范规定的多绳提升

系统动防滑安全系数  $\sigma_d \geq 1.25^{[12]}$ , 取动防滑安全系数为 1.25, 计算结果如图 15 中蓝色曲线所示。

采用与图 14 相同方法对  $H=153\text{ m}$ ,  $v=5\text{ m/s}$  及不同载荷下的极限减速度  $a_x$  进行仿真计算, 计算结果见图 15 中的红色曲线。当  $M < 52\text{ kN}$  时, 图中仿真值小于理论值。随着载荷  $M$  的增加(载荷  $M$  的上限是不能造成钢丝绳两端的张力差大于提升系统静摩擦力),  $a_x$  随之增加, 且两者之间的误差基本恒定。

力矩传递延迟现象造成仿真所得极限减速度小于理论值。提升工况中, 提升侧钢丝绳长度不断减小, 增加载荷对钢丝绳刚度影响不大, 致使力矩传递延迟现象变化不明显, 所以仿真值与理论值之间的误差基本恒定, 图 15 中两条曲线呈平行状态。

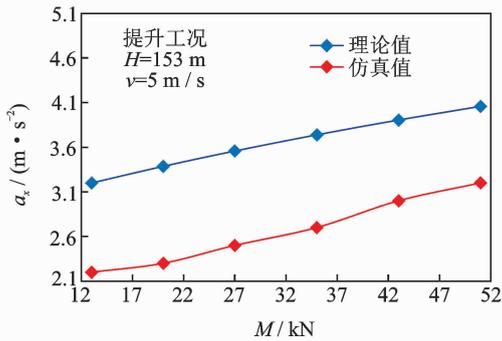


图 15 提升工况  $a_x$  计算值与仿真值对比

Fig. 15 Comparison between calculated  $a_x$  and simulation  $a_x$  under lifting condition

#### 4.3.2 提升工况恒减速极限减速度模型

采用与图 14 相同方法对  $H=210\text{ m}$ ,  $v=4\text{ m/s}$  和  $H=153\text{ m}$ ,  $v=5\text{ m/s}$  不同载荷下的极限减速度  $a_x$  进行仿真计算, 结果如图 16 所示。可以发现, 提升高度  $H$  和运行速度  $v$  对  $a_x$  的影响很小, 载荷  $M$  与  $a_x$  之间是近似线性关系,  $a_x$  随着  $M$  的增加而增加。经线性拟合后, 获得的线性方程为

$$a_x = 0.0265M + 1.7967 \quad (12)$$

## 5 结 论

1) 构建了煤矿生产现场矿井提升机罐笼振动信号测试系统, 解决了测试系统 220 V 交流供电、抗干扰、防水、防爆、数据自动采集和存储等技术问题, 结果表明该系统运行良好, 测试曲线能够真实地反映提升机运行过程中的典型振动特征, 从而为摩擦提升机仿真模型准确性的验证提供了依据。

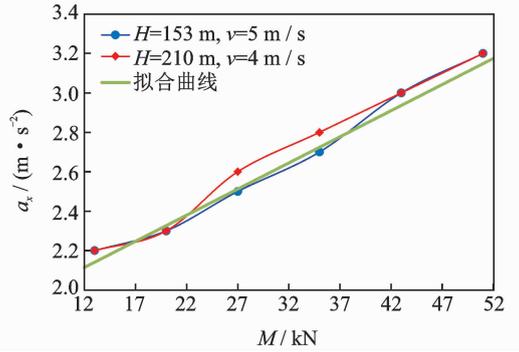


图 16 提升工况下的制动减速度模型

Fig. 16 Limit deceleration model under lifting condition

2) 所提出的极限减速度计算方法与传统理论计算方法相比, 两者计算结果在曲线变化趋势上一致, 但前者计算结果明显小于后者, 这是由于后者基于刚体动力学理论和欧拉公式所引起的误差, 因此从理论角度而言, 本研究所提方法的计算结果是可信的。

3) 获得所研究对象的极限减速度预测模型  $a_x = -0.0129M + 1.9081$  (下放阶段) 和  $a_x = 0.0265M + 1.7967$  (提升阶段)。由于摩擦提升机均采用相同的工作原理, 因此对于其他型号摩擦提升机, 其极限减速度预测模型为  $a_x = -k_1M + b_1$  (下放阶段) 和  $a_x = k_2M + b_2$  (提升阶段)。  $k_1, b_1, k_2$  和  $b_2$  与摩擦提升机型号相关, 该模型将有助于摩擦提升机准确确定恒减速制动工作点范围。

4) 由于紧急制动属于非正常运行工况, 会引起剧烈的冲击和振动现象, 从而对提升设备的电气和机械系统寿命会产生影响, 甚至造成安全隐患, 故无法在矿井生产现场实施紧急制动工况下的实验测试工作。因此, 下一步需要搭建模拟实验装置, 对本研究的理论分析结果进行验证。

## 参 考 文 献

[1] 李娟莉, 王健, 杨兆建. 基于三层信息融合的提升机制动系统故障诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(2): 407-412.  
LI Juanli, WANG Jian, YANG Zhaojian. Fault diagnosis of mine hoist braking system based on three layers information fusion [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(2): 407-412. (in Chinese)

[2] 李玉瑾. 多绳摩擦轮提升的防滑边界约束条件分析

- [J]. 煤炭学报, 1992(3):105-111.  
LI Yujin. Analysis of anti-slip boundary constraint conditions for multi-rope friction hoist[J]. Journal of China Coal Society, 1992(3):105-111. (in Chinese)
- [3] VLADIĆ J, JOVANOVIĆ M, DOKIĆ R, et al. Theoretical and experimental analysis of mine elevator dynamic characteristics[J]. Tehnicki Vjesnik-Technical Gazette, 2015, 22:1011-1020.
- [4] 李玉瑾. 矿井提升系统的装备技术与展望[J]. 煤炭工程, 2014, 46(10):61-64.  
LI Yujin. Equipment technology and prospects of mine hoisting system[J]. Coal Engineering, 2014, 46(10):61-64. (in Chinese)
- [5] BAO J H, ZHANG P, ZHU C M, et al. Nonlinear vibration analysis of flexible hoisting rope with time-varying length[J]. International Journal of Acoustics and Vibration, 2015, 20(3):160-170.
- [6] 吴娟, 寇子明, 王有斌. 落地式多绳摩擦提升系统动态特性研究[J]. 煤炭学报, 2015, 40(S1):252-258.  
WU Juan, KOU Ziming, WANG Youbin. Study on dynamic behavior of floor type multi-rope friction hoisting system[J]. Journal of China Coal Society, 2015, 40(S1):252-258. (in Chinese)
- [7] 吴娟, 寇子明, 梁敏. 摩擦提升系统钢丝绳横向动力学分析[J]. 振动与冲击, 2016, 35(2):184-188.  
WU Juan, KOU Ziming, LIANG Min. Transverse dynamics analysis of rope in multi-rope friction hoisting system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(2):184-188. (in Chinese)
- [8] 李玉瑾. 摩擦轮提升防滑边界约束条件的探讨[J]. 煤矿机电, 1990(2):12-17.  
LI Yujin. Investigation on the restrain limit in prevention against slide in friction winding[J]. Colliery Mechanical & Electrical Technology, 1990(2):12-17. (in Chinese)
- [9] YAO J N, DENG Y, XIAO X M. Optimization of hoisting parameters in a multi-rope friction mine hoist based on the multi-source coupled vibration characteristics of hoisting catenaries[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2017, 9(3):1-14.
- [10] 王前. 摩擦提升机防滑装置基础及应用研究[D]. 徐州:中国矿业大学, 2012.
- [11] 邓英华. 提高摩擦式提升机防滑能力的方法[J]. 煤炭与化工, 2014, 37(10):94-95.  
DENG Yinghua. Friction type hoister skid resistance improvement method[J]. Coal and Chemical Industry, 2014, 37(10):94-95. (in Chinese)
- [12] WANG D G, LI X W, WANG X R, et al. Effects of hoisting parameters on dynamic contact characteristics between the rope and friction lining in a deep coal mine[J]. Tribology International, 2016, 96(1):31-42.
- [13] WANG D G, Wang D A. Dynamic contact characteristics between hoisting rope and friction lining in the deep coal mine[J]. Engineering Failure Analysis, 2016, 64:44-57.
- [14] 韩建秋, 杨金艳. 多绳摩擦式提升机防滑验算及分析[J]. 黄金, 2008, 29(12):30-31.  
HAN Jianqiu, YANG Jinyan. Antiskid checking calculation and analysis on multi-rope friction hoist[J]. Gold, 2008, 29(12):30-31. (in Chinese)
- [15] MA W, LUBRECHT A. Detailed contact pressure between wire rope and friction lining[J]. Tribology International, 2017, 109:238-245.
- [16] KACZMARCZYK S, OSTACHOWICZ W. Transient vibration phenomena in deep mine hoisting cable, part 1: mathematical model[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 262:219-244.



**第一作者简介:**黄家海,男,1979年5月生,博士、副教授。曾发表《基于双线性插值控制策略的比例流量阀控制特性研究》(《机械工程学报》2018年第54卷第20期)等论文。

E-mail:huangjiahai@tyut.edu.cn

**通信作者简介:**郝惠敏,女,1971年4月出生,博士、副教授。主要研究方向为故障诊断、多传感信息融合。

E-mail:haohuimin@tyut.edu.cn

