DOI: 10.3901/JME.2019.12.205

落地式摩擦提升机建模和振动特性分析*

黄家海^{1,2} 贺亚彬² 于培² 赵斌^{1,2}

(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: 落地式摩擦提升机在制动过程中极易产生振动现象,影响设备的安全运行。有鉴于此,建立较为准确的提升系统动力学仿真模型,对其制动阶段的振动特性进行分析。结果表明无论是正常减速制动还是恒减速紧急制动,纵向振动均是主要振动方式,前者仅在制动末期产生较为明显的纵向振动,且以纵向加速度为0的平衡点作有阻尼衰减振荡,频率只有几赫兹。对于恒减速紧急制动,若钢丝绳未发生打滑,振动曲线在制动过程中将以给定减速度值为平衡点作有阻尼衰减振荡,制动末期系统会先产生一个峰值,然后呈现出与正常制动末期类似的振动特性;否则,纵向振动特征将明显区别于未打滑条件下的振动特征。研究过程中所采用的建模方法可拓展到电梯类提升系统的仿真建模中;摩擦提升机在制动过程中所展现的振动特征可为其运行状态监测提供判断依据。

关键词: 矿井提升机; 紧急制动; 提升系统建模; 纵向振动; 钢丝绳打滑

中图分类号: TD534; TH113

Modeling and Vibration Characteristics of Ground Mounted Friction Hoist

HUANG Jiahai^{1,2} HE Yabin² YU Pei² ZHAO Bin^{1,2}

(1. Key Laboratory of Advanced Transducers and Intelligent Control System of Ministry of Education,

Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024;

2. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024)

Abstract: Ground mounted friction mine hoist is prone to vibration during operation, which plays a negative impact on its safety. A more accurate simulation model is established to investigate the vibration characteristics during braking period. The results indicate that longitudinal vibration is the main vibration mode whether it is normal braking or constant-deceleration emergency braking. For the former, the system only shows significant longitudinal vibration at the end of the braking, the vibration curve has a damping attenuation oscillation with 0 m/s² as the equilibrium point, and the frequency is only a few hertz. For the constant-deceleration emergency braking condition, the vibration curve without rope slip exhibits a damping attenuation oscillation with a given deceleration value as the equilibrium point during the braking process; at the end of the emergency braking, the system will first produce a significant peak, and then exhibit similar vibration characteristics to that of the normal braking. Otherwise, the longitudinal vibration characteristics will be significantly different from that without rope slip. The proposed modeling methodology can be extended to the simulation modeling of other wire rope hoisting system, such as elevator. The vibration characteristics of the friction hoist during the braking process can provide judgment basis for monitoring its operating status.

Key words: mine hoist; emergency braking; hoisting system modeling; longitudinal vibration; wire rope slip

0 前言

落地式摩擦提升机采用钢丝绳和摩擦轮之间的摩擦力传递运动,是一种重要的矿井提升装备。制动系统是提升机可靠运行的重要保障,当发生故障

或其他紧急情况时,其紧急制动功能能够使提升机快速停车,避免事故进一步恶化。由于摩擦提升机采用钢丝绳传动,致使紧急制动过程中存在较为严重的冲击和振动现象。随着落地式摩擦提升机朝着大型、高速、重载和大行程方向发展,紧急制动过程中的冲击和振动现象将更加严重,甚至诱发钢丝绳打滑或断裂等严重事故。因此,建立较为准确的落地式摩擦提升机动力学模型,分析紧急制动阶段系统振动特征,以及运行参数对振动特征的影响规

* 国家自然科学基金(51775362)、山西省自然科学基金(201701D121077)、山西省重点研发计划(201803D121098)和山西省回国留学人员科研(2017-033)资助项目。20180905 收到初稿,20190513 收到修改稿

律,从而为系统的“减振”或“抑振”提供参考依据,进一步提高设备运行的安全性和可靠性,已成为当前该领域的重要研究内容。

吴娟等^[1-2]运用哈密顿原理建立了摩擦提升机动力学简化模型,对正常运行工况下钢丝绳横向和横-纵耦合振动特性进行分析;文献[3]利用类似方法对提升系统横向振动进行分析,指出横向振动与运行方向有关。KACZMARCZYK等^[4-5]采用一种基于比例阻尼系数的钢丝绳简化建模方法,对正常运行工况下系统纵向振动进行研究。曹国华等^[6]建立基于分布参数的提升机数学模型,对钢丝绳在箕斗装载和载荷进罐等工况下的振动现象进行研究。VLADIĆ等^[7]应用ADAMS软件建立提升机仿真模型,对正常运行工况下罐笼纵向振动进行分析,结果表明钢丝绳悬绳长度越大,停车后罐笼纵向振动波动频率越低,冲击衰减速度越慢。YAO等^[8]对正常运行工况下落地式摩擦提升机摩擦轮和天轮之间的钢丝绳横向振动特性进行分析,认为横向振动可能会导致相邻钢丝绳的相互碰撞。WANG等^[9-11]研究钢丝绳纵向张力与摩擦传动特性之间的关系。GUO等^[12-13]研究钢丝绳纵向振动与摩擦传动之间的关系,指出纵向振动增加将减小钢丝绳和摩擦轮之间的摩擦力,极易诱发钢丝绳打滑失效。

研究人员对紧急制动过程中提升系统建模和钢丝绳动力学特性也开展了一定研究,如潘英等^[14]利用简化数学模型计算了该过程中钢丝绳动张力变化特性;于国安等^[15]将提升系统简化为3自由度动力学数学模型,对紧急制动过程中系统动力学特性进行分析;WÓJCIK^[16]在忽略钢丝绳横向和侧向振动等一系列假设条件基础上,利用集中参数离散法建立提升系统简化数学模型,并对钢丝绳动张力进行计算;KYUREGHYAN^[17]研究提升钢丝绳在线性制动力矩作用下的应力应变特性。

上述文献对提升系统动力学特性开展了深入研究,取得了重要成果;但由于在建模过程中采用了一些简化和假设,如忽略罐道、提升容器与导轮之间的接触特性,对钢丝绳和摩擦轮的接触关系进行了简化处理,假设钢丝绳与摩擦轮之间不存在打滑,从而使简化数学模型准确性受到一定影响。

恒减速制动是一种新型的紧急制动方式,其通过实时检测、反馈摩擦轮速度,利用转速误差自动调节制动力,从而使摩擦轮按照期望速度进行减速制动,具有制动冲击小等优点,是紧急制动技术未来发展的主流方向。为了能够设计出高效、简洁的恒减速制动控制器,获得被控对象动力学特性是前提条件之一,但目前关于该方面的研究文献较少。

基于上述分析,文章以多体动力学仿真软件RecurDyn为载体,在考虑提升容器本体—弹簧—导轮—罐道之间接触特性,钢丝绳与摩擦轮、上天轮和下天轮接触特性,以及钢丝绳柔性等影响因素的基础上,建立基于分布参数的落地式摩擦提升机动力学仿真模型;继而利用该模型研究制动工况下提升系统动力学特性以及系统运行参数对动力学特性的影响,并开展试验验证。

1 仿真模型与简化数学模型

以JKMD3.25-4(Ⅱ)型落地式摩擦提升机为建模对象,如图1a所示,钢丝绳4搭挂在摩擦轮1、下天轮2和上天轮3上,钢丝绳4两端分别悬挂一个罐笼6,罐道5对罐笼6起导向作用,两个罐笼6的下端用尾绳7连接,以减小钢丝绳4两端张力差。摩擦轮1由电机驱动,借助摩擦轮1与钢丝绳4之间的摩擦力实现罐笼6的提升与下放。此外,由图1b

图1 落地式摩擦提升机示意图

1. 摩擦轮 2. 下天轮 3. 上天轮 4. 钢丝绳 5. 罐道 6. 罐笼
7. 尾绳 8. 罐耳 9. 滚轮本体 10. 弹簧 11. 支架
12. 底座 13. 罐笼本体

可以看出罐笼 6 是由罐笼本体 13 和 4 个罐耳 8 共同组成的一个具有 18 自由度的空间系统; 每个罐耳 8 分别由 3 个弹性滚轮组成, 弹性滚轮则由滚轮本体 9、弹簧 10、支架 11 和底座 12 组成, 每个罐耳 8 分别通过与罐道 5 的接触作用实现罐笼导向和约束水平面内的横向和侧向运动。

图 1a 中 H 表示罐笼距井口距离, L 表示井口到井底距离, h 为井架高度; 定义图 1b 中所示的 X 、 Y 和 Z 轴正向为侧向(正)、横向(正)和纵向(正)。

1.1 落地式摩擦提升机动力学仿真建模

Recurdyn 动力学仿真软件基于相对坐标系运动方程和完全递归算法, 对多体系统动力学和柔性传动等问题的求解具有一定优势^[18]。以 Recurdyn 软件为载体, 建立如图 2 所示的 JKMD3.25-4(II)型落地式摩擦提升机动力学仿真模型, 基本参数如表 1 所示, 主要建模过程如下。

图 2 落地式摩擦提升机动力学仿真模型

1. 摩擦轮装置 2. 主轴 3. 机架 4. 摩擦轮 5. 钢丝绳
6. 上天轮 7. 下天轮 8. 罐笼 A 9. 罐笼 B 10. 尾绳
11. 罐道 12. 罐耳 13. 滚轮

(1) 落地式摩擦提升机几何建模: ① 将变形量小的主轴 2、机架 3、摩擦轮 4、上天轮 6、下天轮 7、罐笼 A(8)、罐笼 B(9)、罐道 11 和罐耳 12 等零部件均视为刚性体, 利用 SolidWorks 对其进行三维模型; ② 对于钢丝绳柔性体, Recurdyn 提供了模态柔性体和有限元柔性体两种模型, 前者缺点是无法对大变形柔性体运动特性进行描述, 且难以解决接触问题建模; 因此文章采用后者对钢丝绳 5 和尾绳 10 进行建模; ③ 将刚性体三维模型和钢丝绳有限元柔性体模型导入 Recurdyn 中, 完成装配。

(2) 约束条件: 在主轴 2 和机架 3 之间设置旋转副, 摩擦轮 4 与主轴 2 之间添加固定副, 将钢丝绳 5 与摩擦轮 4、上天轮 6 以及下天轮 7 的接触类

型设置为柔性线-面接触(FCurve-surface contact), 罐道 11 与大地之间添加固定副, 钢丝绳 5 与罐笼 A(8)、罐笼 B(9)之间设置为固定副, 尾绳 10 与罐笼 A(8)、罐笼 B(9)之间添加固定副。

在每个滚轮 13 和罐笼 A(8)、罐笼 B(9)之间设置“Spring Force”弹簧力, 以模拟弹簧元件; 将滚轮 13 与罐道 11 之间的接触类型设置为几何面-面接触(Geo surface contact), 并在每个滚轮 13 与罐道 10 之间添加“Geo Sur”类型的接触, 以约束罐笼在水平面内的横向和侧向运动, 使其只能沿着纵向运行。

(3) 运动条件控制: 为了提高运算速度, 忽略了驱动电机影响, 直接将驱动速度添加到主轴 2, 该驱动速度由 step 函数构造而成。

表 1 基本建模参数

参数名称	数值	参数名称	数值
摩擦轮直径 D / m	3.25	钢丝绳直径 d / mm	32.5
钢丝绳数量 n_1	4	弹性模量 E / GPa	9.2
井架高度 h / m	18	钢丝绳线密度 ρ_1 / ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$)	4.046
井深 L / m	258	尾绳线密度 ρ_2 / ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$)	8.092
摩擦因数 μ	0.28	尾绳数量 n_2	2
罐笼质量 m_1 / kg	6 200	阻尼系数 ζ	8.6×10^{-3}

1.2 简化数学模型

将摩擦提升机简化为如图 3 所示模型。建模时采用以下假设: ① 多根钢丝绳被假设为具有相同截面积的单根钢丝绳, 钢丝绳物理参数在运动过程中始终保持恒值; ② 钢丝绳纵向振动产生的微小弹性变形量远小于整个弦线长度; ③ 不考虑钢丝绳横向和扭转对形变量的影响; ④ 钢丝绳不存在打滑现象; ⑤ 将提升罐笼视为一个质量体, 将提升钢丝绳看作一根长度为 $l(t)$ 且随时间变化的轴向弦线^[1]; ⑥ 忽略尾绳振动影响, 只将其质量等效在罐笼底端^[2]。

图 3 摩擦提升机简化模型示意图

以钢丝绳与天轮的连接处为坐标原点, 假设原点处纵向振动为 0, $y(t)$ 处纵向振动为 $w(y(t), t)$, 取竖直向下方向为正方向, 则提升过程中钢丝绳在 $y(t)$ 处绝对位移

$$R = y(t) + w(y(t), t) \quad (1)$$

$y(t)$ 处速度

$$V = \frac{dR}{dt} = \frac{dy(t)}{dt} + \frac{dw(y(t), t)}{dt} + \frac{dw(y(t), t)}{dy(t)} \frac{dy(t)}{dt} = v + w_t + w_y v \quad (2)$$

系统的总动能

$$E_d = \frac{1}{2} m_e V_c^2 + \frac{1}{2} \rho_1 \int_0^l V^2 dy \quad (3)$$

$$m_e = m + [H - l(t)] \rho_2 \quad (4)$$

$$V_c = \left. \frac{dR}{dt} \right|_{y=l(t)} \quad (5)$$

式中 ρ_1 ——提升钢丝绳线密度;

ρ_2 ——尾绳密度;

m ——罐笼质量;

H ——井深。

式(3)等号右端第一项为罐笼与尾绳的动能, 第二项为提升钢丝绳的动能。

系统弹性势能

$$E_e = \int_0^l \left(P_s \varepsilon_y + \frac{1}{2} EA \varepsilon_y^2 \right) dy \quad (6)$$

$$P_s = [m_e + \rho_1 (l(t) - y(t))] g \quad (7)$$

$$\varepsilon_y = \frac{dw(y(t), t)}{dy(t)} = w_y \quad (8)$$

式中 E ——提升钢丝绳弹性模量;

A ——提升钢丝绳横截面积。

重力势能

$$E_g = E_{gs} - \int_0^l \rho_1 g w(y(t), t) dy - m_e g w_c(l(t), t) \quad (9)$$

式中 E_{gs} ——初始重力势能;

$w_c(l(t), t)$ ——罐笼的纵向振动位移。

借鉴参考文献[1-2, 19]所采用的哈密顿原理, 即可获得提升钢丝绳纵向振动控制微分方程和边界条件; 在此基础上, 结合所研究提升机的具体参数, 然后利用 MATLAB 进行求解。

2 罐笼振动特性测试与模型验证

2.1 正常运行工况下罐笼振动特性

对某煤矿生产现场 JKMD3.25-4(II)落地式摩擦提升机振动特性进行测试(图 4); 将 KISTLER 8795A50 可变电容式三轴振动加速度传感器布置在罐笼底板上, 其 3 轴正方向与图 1b 所示参考方向一致; 其测量范围为 ± 50 g, 分辨率为 0.001 g, 灵敏度为 100 mV/g, 谐振频率 20 kHz, 频率响应 $\pm 5\%$ 时为 1~4 kHz, 时间常数为 0.5 s, 抗冲击极限为 5 kg, 横向灵敏度小于等于 1.5%, 线性度范围为 $\pm 1\%$, 工作温度范围为 $-65 \sim 250$ °F, 灵敏度温度系数为 -0.015% /°F, 输出端阻抗小于 100 Ω 。数据采集卡选用 NI USB-6343, 采样频率为 200 Hz; 利用截止频率为 40 Hz 的低通滤波器对数据进行离线滤波处理。

图 4 测试系统实物图片

测试过程采用如图 5 所示的速度运行图。 $t_0 \sim t_1$, 停机状态; t_1 时刻, 制动系统松闸, 驱动电机启动;

图 5 正常运行工况下的速度运行图

速度在 $t_1 \sim t_2$ 由 0 逐渐增加到 v_2 ; $t_2 \sim t_3$ 阶段, 以 v_2 进行匀速运行; $t_3 \sim t_4$ 为主加速阶段, 速度由 v_2 增加到 v_3 ; 在 $t_4 \sim t_5$ 阶段以 v_3 保持匀速运行; $t_5 \sim t_6$ 为主减速阶段, 此时驱动电机减速, 速度由 v_3 减小到 v_1 ; $t_6 \sim t_7$ 为低速爬行阶段; t_7 时刻, 制动系统抱闸, 此时驱动电机输出速度为 0, 提升机停车。

图 6a 为空载下放工况下罐笼纵向、横向和侧向振动测试曲线。0~10 s 阶段(图 5 中 $t_0 \sim t_1$), 系统处于停机状态, 测试信号完全由噪声引起, 且幅值很小; 10~20 s 是初加速阶段(图 5 中 $t_1 \sim t_2$), 速度逐

图 6 正常运行工况下罐笼振动特性

步增加到 1 m/s, 然后以 1 m/s 匀速运行 5 s(图 5 中 $t_2 \sim t_3$), 与停机状态相比, 纵向、横向和侧向振幅都略有增加。25~36 s 为主加速阶段(图 5 中 $t_3 \sim t_4$), 速度由 1 m/s 增加到 6 m/s, 振动信号随速度增加而有一定量增加, 但增幅较小; 36~61 s 为主匀速运行阶段(图 5 中 $t_4 \sim t_5$), 提升机以 6 m/s 匀速运行, 此时纵向振动信号较为平稳, 而横向和侧向振动信号则存在干扰分量, 这是由于运行速度较高时, 刚性罐道变形或自身缺陷对罐笼所产生外界激励而引起的振动分量^[20]。

61~86 s 为减速与爬行阶段(图 5 中 $t_5 \sim t_7$), 随着速度降低, 罐笼纵向、横向和侧向振幅都逐渐减小, 并趋于稳定; 86~86.4 s, 对摩擦轮进行停车制动, 使其由爬行阶段的 0.5 m/s 突然降为 0, 由于钢丝绳柔性以及大惯性载荷特点, 使罐笼在纵向产生较大冲击振动, 幅值最大达到 1 m/s²; 随后提升系统在内、外阻尼作用下以纵向加速度为 0 的平衡点作有阻尼衰减振荡直至完全停止, 横向和侧向振动在此阶段无明显变化。

图 6b 为空载提升工况下系统振动特性, 与图 6a 类似, 在运行过程中, 罐笼在横向、侧向和纵向均存在一定振动; 停车制动后, 罐笼在纵向也产生冲击振动, 最大振幅约为 0.8 m/s², 然后作有阻尼衰减振荡直至完全停止。

将图 6a、图 6b 中制动停车后纵向振动曲线进行处理, 结果如图 6c 所示。由图 6 可看出, 对于下放工况, 当罐笼位于井底时, 曲线振幅明显大于提升工况(罐笼位于井口), 且前者振动衰减速率明显小于后者; 此外, 前者频率约为 1.1 Hz, 后者则约为 1.8 Hz, 即钢丝绳悬绳长度越大, 停车后罐笼纵向振动波动频率越低, 冲击衰减越慢。

由上述分析可知, 由于钢丝绳弹性影响, 罐笼在正常运行阶段会产生侧向、横向和纵向振动,

但振幅较小;由于惯性作用,罐笼在停车制动阶段会产生较大的纵向冲击,此时横向和侧向振动均很小。需要指出的是,在停车制动阶段,摩擦轮突然停止运动,罐笼在惯性作用下产生冲击现象,依据作用力与反作用力原理可知,钢丝绳也将受到一个冲击力作用(或称之为动张力),从而使钢丝绳两端张力差发生改变,若钢丝绳张力差大于钢丝绳与摩擦轮之间的静摩擦力,则可能会造成钢丝绳打滑。

2.2 仿真模型验证

利用正常提升工况下罐笼纵向振动测试结果对仿真模型和简化数学模型进行验证。如图7所示,由仿真模型获得的振动曲线关键特征与测试曲线关键特征完全一致,停车制动后仿真曲线振动频率约为1.3 Hz,略小于试验值1.8 Hz;仿真曲线振幅除了在 $15\text{ s} < t < 20\text{ s}$ 和 $25\text{ s} < t < 36\text{ s}$ 范围内略大于试验值以外,其他区域两者幅值均基本相等。

对于简化数学模型,曲线除了在 $36\text{ s} < t < 61\text{ s}$ 范围内与试验值较为吻合以外,在其他区域均存在较大误差,如 $60\text{ s} < t < 69\text{ s}$ 区域;对系统实施停车制动以后($t \geq 69\text{ s}$),简化数学模型无法准确预测出罐笼纵向振动特性,如最大振动幅值小于试验值、计算曲线振荡衰减非常缓慢、频率仅为0.3 Hz。

由上可知,仿真结果呈现出与实际系统类似的振荡过程,表明仿真模型能够较真实地反映了钢丝绳柔性特性所产生的效应,能够预测出实际柔性提升系统的真实动力学特性。因此,本文用已建立的落地式摩擦提升机动力学仿真模型进行柔性提升系统动态性能的进一步研究。

图7 仿真模型、简化模型与测试结果对比

3 恒减速制动工况下的振动特性仿真

图8为矿井提升机恒减速制动系统。当系统发

出紧急制动指令后,控制器会立刻使电机停止工作,同时触发液压执行机构,对摩擦轮进行减速制动。恒减速制动通过实时反馈摩擦轮转速,根据转速误差自动调节液压系统输出压力,从而使摩擦轮按照期望速度减速制动(图9)。

图8 摩擦式矿井提升机恒减速制动系统

图9 恒减速工况下摩擦轮线速度(试验)

由图9可看出,虽然恒减速制动($t \geq 12.8\text{ s}$)可以使摩擦轮按照期望速度进行减速制动,但由于采用钢丝绳传动,从而使罐笼动力学特性和摩擦轮动力学特性之间存在明显差别。此外,由于矿井生产现场试验条件限制以及频繁紧急制动对提升机使用寿命的巨大影响,从而使得仿真模型成为分析恒减速制动工况下提升系统动力学特性的重要工具。

图10为下放工况恒减速制动阶段罐笼振动特性。在 $3.2\text{ s} \leq t < 6.3\text{ s}$ 时间段内实施恒减速制动,此时纵向振动加速度方向与运动方向相反,且以给定减速值为平衡点作有阻尼衰减振荡; $t = 6.3\text{ s}$ 时,摩擦轮停止运动,纵向振动曲线首先出现一个峰值,然后呈现出与正常减速停车制动类似的纵向振动特征(图6)。此外,恒减速制动阶段,横向、侧向振幅都很小,该现象与正常运行工况下的罐笼振动特性相似。图11为提升工况下罐笼振动特性。在 $3.1\text{ s} \leq t \leq 5.6\text{ s}$ 时间段内实施恒减速制动,罐笼振动特征与图10完全一致。

图10 罐笼振动特性(下放)

图11 罐笼振动特性(提升)

图12a为下放条件下载荷 m_L 对纵向振动特征的影响。2 s $\leq t \leq 6.5$ s阶段,摩擦轮以 $a = 1.5 \text{ m/s}^2$ 进行减速制动,当载荷 m_L 为0和3 000 kg时,罐笼在纵向均以 1.5 m/s^2 为平衡点作有阻尼衰减振荡,制动末期振动特征也与图10一致。当载荷 m_L 为6 000 kg时,纵向振幅小于 1.5 m/s^2 ,且振动曲线也不符合有阻尼衰减振荡特征,此现象表明钢丝绳已发生打滑现象;在制动末期($t \geq 6.5$ s),虽然摩擦轮已停止运动,但由于钢丝绳已打滑,致使罐笼在惯性作用下继续向下滑动约1.2 s,最终在动摩擦力作用下,钢丝绳打滑现象逐渐减弱直至消失。

图12b为提升工况下载荷 m_L 对纵向振动特征的影响。当载荷 m_L 为6 000 kg时,纵向振动特征与图11一致,说明此时钢丝绳未发生打滑现象。

图13a为下放条件下制动减速度 a 对纵向振动特征的影响。当载荷 m_L 为6 000 kg时,以 $a = 0.75 \text{ m/s}^2$ 进行制动,由于未发生打滑,此时纵向振动特征与图10一致;当 $a = 1.5 \text{ m/s}^2$ 、 3 m/s^2 时,钢丝绳发生打滑现象,纵向振动特征则存在明确特征。

对提升工况而言,当以 $a = 3 \text{ m/s}^2$ 进行紧急制动时(图13b),纵向振动特征与图11一致,说明此时

没有发生钢丝绳打滑现象。

(a) 纵向振动-下放工况

(b) 纵向振动-提升工况

图12 载荷、运行方向对纵向振动的影响

(a) 纵向振动-下放工况

(b) 纵向振动-提升工况

图13 制动减速度、运行方向对纵向振动的影响

由上述分析可知,运行方向对恒减速制动过程中纵向振动特征有着重要影响;对于下放工况,载荷和制动减速度越大,在紧急制动过程中越容易发生打滑现象,纵向振动特征越偏离理想状态。

4 试验验证

测试对象、仪器和传感器安装位置均与第2节中的测试系统完全一致;恒减速制动系统如图8所示。测试过程如下:①空载下放,当罐笼运行至距离井口85 m处,启动恒减速制动;②若干分钟后解除紧急制动,重新启动提升机将罐笼下放至某一位置,正常停车制动;③空载提升,罐笼由井下某一位置被提升至距离井口85 m处时,启动恒减速制动;④若干分钟后解除紧急制动,重新启动提升机将罐笼提升至井口,正常停车制动。

图14a、14b分别为空载下放和提升工况恒减速制动过程中罐笼纵向、横向和侧向振动情况。如图14a所示,当 $t < 72.6$ s时,系统处于停车状态;72.6 s $\leq t < 102.5$ s为下放阶段,罐笼纵向、横向和侧向振动特征与图6a相似;102.5 s $\leq t \leq 106$ s为紧急制动阶段(图中B-C区间),在 $t = 102.5$ s实施制动,罐笼随即产生与运动方向相反的纵向振动,在 $t = 103$ s达到极值,与此同时罐笼横向、侧向振动加速度也有小幅变化;在103~106 s内,随着制动力矩持续增加,摩擦轮速度进一步降低,罐笼纵向振动加速度也逐步减小,同时横向、侧向振动加速度均随之减小; $t = 106$ s摩擦轮停止运动,罐笼产生一个瞬时纵向冲击,幅值达 1.2 m/s^2 ,然后在内、外阻尼

(a) 空载下放工况恒减速制动

(b) 空载提升工况恒减速制动

(c) 正常工况空载提升

图14 罐笼振动特性试验测试

作用下呈现有阻尼衰减振荡,频率约为1.4 Hz;此阶段内横向和侧向振动非常微弱,与图6a中停车制动阶段的罐笼振动特征类似。

图14b中,253.5 s $\leq t < 269.5$ s为空载提升阶段,纵向、横向和侧向振动信号特征与图6b相似; $t = 269.2$ s开始制动,罐笼产生与运动方向相反的纵向振动加速度,在 $t = 270.1$ s时达到极值;在随后的270.1~272.6 s,随着制动力矩增大,纵向振幅逐步减小;摩擦轮在 $t = 272.6$ s时停止运动,罐笼产生一个瞬时纵向冲击,幅值为 1 m/s^2 ,然后作有阻尼衰减振荡直至完全停止,频率约为1.5 Hz;横向和侧向振动特征与图14a类似。

完成图14b的测试后,解除制动,将罐笼提升

至井口,测试结果如图 14c 所示,该过程与图 6b 运行工况类似。由于行程短(小于 85 m),所以运行时间只有 36.2 s,小于图 6b 运行时间。此外,图 14c 所示罐笼纵向、横向和振动特征与图 6b 振动特征一致;制动停车后,罐笼作有阻尼衰减振荡直至完全停止,最大振幅约为 0.8 m/s^2 ,频率为 1.75 Hz,与图 6b 中的 1.8 Hz 几乎一致,此结果表明试验结果具有良好的重复性。

将图 14a、图 14b 和图 14c 进行对比可发现恒减速制动和正常减速制动存在以下差别:① 对于恒减速制动,无论是提升或下降工况,纵向振动曲线均会出现明显变化特征,即振动加速度方向与罐笼运动方向相反、幅值变化明显,且横向、侧向振动加速度幅值也略有增大,如图 14a 中 B-C 段、图 14b 中 B-C 段所示;② 对于正常减速制动而言,纵向振动曲线也会出现一个波动,但振动加速度幅值变化较小,且振动加速度方向与罐笼运动方向相同,此时横向、侧向振动加速度幅值无明显变化,如图 14c 中 B-C 段所示;③ 正常减速制动后期,会有一个十分明显的低速爬行阶段,此范围内罐笼横向、侧向和纵向振动加速度均较小,如图 14c 中 C-D 所示,而恒减速制动工况下的爬行阶段持续时间很短;④ 停车以后,图 14c 中 D-E 段纵向振动加速度曲线以 0 m/s^2 为平衡点作有阻尼衰减振动,且具有较好的对称度;恒减速制动末期,会首先出现一个较显著的冲击峰值,然后以 0 m/s^2 为平衡点作有阻尼衰减振动,如图 14a、图 14b 中的 C-D 段,其特征与仿真结果一致。

最后需要指出的是,就图 14a、图 14b 所示纵向振动曲线而言,在恒减速制动过程中,罐笼均出现与运行方向相反的纵向振动特征,该特征与仿真结果一致,但试验结果不如仿真结果明显,这是一方面由于试验过程中为了减小紧急制动对提升设备造成损伤或破坏,采用了空载、低速和缓慢制动的测试方案,另一方面实际提升机制动闸及其液压控制系统存在一定的动态响应时间。

5 结论

(1) 在考虑了提升容器本体—弹簧—导轮—罐道之间的接触特性,钢丝绳与摩擦轮、上天轮和后天轮的接触特性,以及钢丝绳柔性等影响因素的基础上,以 RecurDyn 软件为载体所建立的落地式摩擦提升机仿真模型具有较高的准确度,能够预测出提升系统振动特性的关键特征;该建模方法可拓展到其他类似系统的仿真建模,如电梯。

(2) 正常运行过程中,罐笼侧向、横向和纵向的振动特征相似、且振幅小;在制动末期段,横向、侧向无明显振动,而纵向则表现为以 0 m/s^2 为平衡点的有阻尼衰减振荡特征,频率只有几赫兹,且钢丝绳悬垂长度越长,纵向振幅越大,衰减越缓慢,振动频率越小。

(3) 对于恒减速制动工况,纵向振动特征也最为明显,其特征与钢丝绳是否发生打滑现象密切相关,即与提升系统运行方向、载荷和制动减速度值相关。若钢丝绳未发生打滑,制动过程将产生与运动方向相反、且以给定减速度值为平衡点的有阻尼纵向衰减振动;纵向振动在制动末期会首先产生一个振动峰值,然后再呈现出与正常减速停车制动末期类似的纵向振动特征。若钢丝绳发生打滑,则纵向振动曲线不再符合有阻尼衰减振荡特征,且振幅小于给定减速度;紧急制动末期,纵向振动曲线会存在一定的延迟现象。以上振动特征可为矿井提升机运行状态监测提供判断依据。

参 考 文 献

- [1] 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.
- [2] 吴娟,寇子明,梁敏,等. 多绳摩擦提升系统钢丝绳横向振动分析与试验[J]. 华中科技大学学报, 2015(6): 12-16.
WU Juan, KOU Ziming, LIANG Min, et al. Analysis and experiment of rope transverse vibration for multi-rope friction hoisting system[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology, 2015(6): 12-16.
- [3] 寇保福,刘邱祖,刘春洋,等. 矿井柔性提升系统运行过程中钢丝绳横向振动的特性研究[J]. 煤炭学报, 2015, 40(5): 1194-1198.
KOU Baofu, LIU Qiuzu, LIU Chunyang, et al. Characteristic research on the transverse vibrations of wire rope during the operation of mine flexible hoisting[J]. Journal of China Coal Society, 2015, 40(5): 1194-1198.
- [4] KACZMARCZYK S, OSTACHOWICZ W M. Transient vibration phenomena in deep mine hoisting cable. Part 1: Mathematical model[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 262(2): 219-244.
- [5] KACZMARCZYK S, OSTACHOWICZ W M. Transient vibration phenomena in deep mine hoisting cables. Part 2: Numerical simulation of the dynamic response[J]. Journal

- of Sound and Vibration, 2003, 262(2): 245-289.
- [6] 曹国华, 朱真才, 彭维红, 等. 缠绕提升矿车进出罐笼过程钢丝绳耦合振动行为[J]. 煤炭学报, 2009, 34(5): 702-706.
- CAO Guohua, ZHU Zhencai, PENG Weihong, et al. Coupled vibration of hoisting rope during tramcar pushing into or out cage in winding hoist system[J]. Journal of China Coal Society, 2009, 34(5): 702-706.
- [7] VLADIĆ J, JOVANOVIĆ M, ĐOKIĆ R, et al. Theoretical and experimental analysis of mine elevator dynamic characteristics[J]. Tehnički vjesnik, 2015, 22(4): 1011-1020.
- [8] YAO Jiannan, DENG Yong, XIAO Xingming. 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.
- [9] WANG Dagang, WANG Daoai. Dynamic contact characteristics between hoisting rope and friction lining in the deep coal mine[J]. Engineering Failure Analysis, 2016(64): 44-57.
- [10] WANG Dagang, ZHANG Dekun, MAO Xianbiao, et al. Dynamic friction transmission and creep characteristics between hoisting rope and friction lining[J]. Engineering Failure Analysis, 2015(57): 499-510.
- [11] WANG Dagang, LI Xiaowu, WANG Xiangru, 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.
- [12] GUO Yongbo, ZHANG Dekun, CHEN Kai, et al. Longitudinal dynamic characteristics of steel wire rope in a friction hoisting system and its coupling effect with friction transmission[J]. Tribology International, 2018(119): 731-743.
- [13] GUO Yongbo, ZHANG Dekun, YANG Xuehui, et al. Experimental research on effect of wire rope transverse vibration on friction transmission stability in a friction hoisting system[J]. Tribology International, 2017(115): 233-245.
- [14] 潘英, 夏荣海. 竖井提升机在紧急制动过程中钢绳的动张力[J]. 中国矿业学院学报, 1982(3): 56-74.
- PAN Ying, XIA Ronghai. Dynamic tension in wire ropes during emergency braking on shaft hoists[J]. Journal of China University of Mine & Technology, 1982(3): 56-74.
- [15] 于国安, 彭兆行. 矿井提升系统动力学及其制动过程的响应[J]. 东北大学学报, 1996, 17(2): 155-158.
- YU Guoan, PENG Zhaohang. Dynamics of mine hoisting system and response during braking[J]. Journal of Northeastern University, 1996, 17(2): 155-158.
- [16] MARIAN W. Simulation testing of emergency braking of the mining shaft hoist[J]. Journal of Konbin, 2010, 23(14, 15): 401-408.
- [17] KYUREGHYAN K. Emergency braking of mining hoisting device with the use of linearly growing value of braking force[J]. Maintenance and Reliability, 2009, 41(1): 39-45.
- [18] 戴瑜, 张健, 张滔, 等. 基于多体动力学模型集成的深海采矿系统联动仿真[J]. 机械工程学报, 2017, 53(4): 155-160.
- DAI Yu, ZHANG Jian, ZHANG Tao, et al. Motion simulation of the deep ocean mining system based on its integrated multi-body dynamic model[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(4): 155-160.
- [19] 梁敏. 摩擦提升系统提升钢丝绳的振动分析与试验研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2015.
- LIANG Min. Analysis and test research on vibration of hoisting rope for friction hoisting system[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2015.
- [20] 蒋玉强. 立井刚性罐道系统的非线性耦合特性及状态评估研究[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2011.
- JIANG Yuqiang. Research on nonlinear coupling characteristics and condition assessment of vertical steel guide system[D]. Xuzhou: China University of Mining & Technology, 2011.
-
- 作者简介: 黄家海, 男, 1979 年出生, 博士。主要研究方向为流体传动与控制及机械冲击动力学。
E-mail: huangjiahai@tyut.edu.cn
- 赵斌(通信作者), 男, 1981 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为液压元件、电液控制系统和工程机械装备节能。
E-mail: zbtyut@126.com