

doi:10.16018/j.cnki.cn32-1650/n.201804006

飞越曳引式客梯水平方向的振动分析

梁 华¹,周临震¹,赵雪雅¹,陈中俏²

(1. 盐城工学院 机械工程学院,江苏 盐城 224002; 2. 江苏力王起重机械有限公司,江苏 盐城 224002)

摘要:通过牛顿第二运动定律创建了水平 8 自由度振动动力学模型,着重考查导轨刚度变化及导靴接触变形的影响,并采用 MATLAB 软件对所创建的模型进行模态分析。通过对导轨弯曲的分析,得出导轨异向、同向弯曲都会加剧轿厢的水平振动,且同向弯曲的影响要大于异向弯曲的结论。

关键词:电梯;导靴;导轨弯曲

中图分类号:TH11 **文献标识码:**A **文章编号:**1671-5322(2018)04-0030-05

随着城市现代化的进行,城市中的高楼增长得越来越快,电梯作为连接不同楼层的运输工具也运用得越来越多^[1]。现代电梯制造商在重视电梯安全可靠性的同时,也着重考虑电梯乘坐舒适性这一重要指标,而影响乘坐舒适性的主因就是电梯的振动^[2]。电梯振动既有电梯垂直方向的上下颠簸,也有水平方向的轻微振动,且由于水平振动频率更低,更加接近人体频率,乘客不适感较强。因此,近年来对电梯水平振动的研究较多,李立京等^[3]求解了 2 自由度模型在横向激励下的响应;傅武军等^[4]将轿厢与轿架作为一个整体,求解了 5 自由度模型在 3 种外界激励下的响应;尹纪财^[5]考察了导轨作为外界激励的响应,并与实验结果对比,证明模型的有效性。

上述论文都将导靴与轿架作为一个整体,实际导轨与导靴之间存在减振橡胶,不能简单定性为刚性接触;其次在电梯运行过程中,导轨的刚度随着轿厢运行不断发生变化,并不恒定。本文在考虑以上 2 个因素的情况下,建立轿厢水平振动 8 自由度模型,并以导轨弯曲作为外界激励,分析轿厢水平振动的响应规律。

1 电梯水平振动模型

图 1 为电梯轿厢系统的物理模型,主要包括轿厢与轿架。二者之间为非刚性连接,其轿底减振橡胶、轿厢壁防晃橡胶等弹性元件,都能影响水

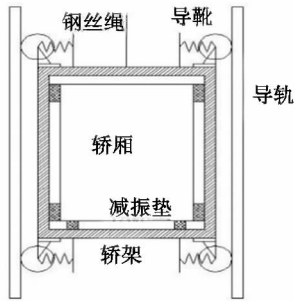


图 1 电梯轿厢
Fig. 1 Elevator car

平振动。
为考察影响电梯水平振动的因素,对图 1 中部分结构进行简化。根据轿厢系统物理模型建立动力学模型,如图 2 所示。
根据牛顿第二运动定律,创建 8 自由度振动方程,分别为轿厢位移 y_1 及其角位移 θ_1 ,轿架位移 y_2 及其角位移 θ_2 ,4 个滚动导靴的位移 y_{d1} 、 y_{d2} 、 y_{d3} 、 y_{d4} 方程。其中位移方向以向右为正,角位移方向以逆时针为正。
$$m_1\ddot{y}_1 - 2k_4[2y_2 - 2y_1 + \theta_1(l_1 - l_2) + \theta_2(l_4 - l_3)] - 2c_4(2\dot{y}_2 - 2\dot{y}_1) - 2c_4[\dot{\theta}_1(l_1 - l_2) + \dot{\theta}_2(l_4 - l_3)] = 0 \quad (1)$$
$$J_1\ddot{\theta}_1 - 2k_4l_1(y_1 - y_2 + \theta_2l_3 - \theta_1l_1) - 2k_4l_2(y_2 - y_1 + \theta_2l_4 - \theta_1l_2) - 2k_5(\theta_2 - \theta_1)l_7^2 -$$

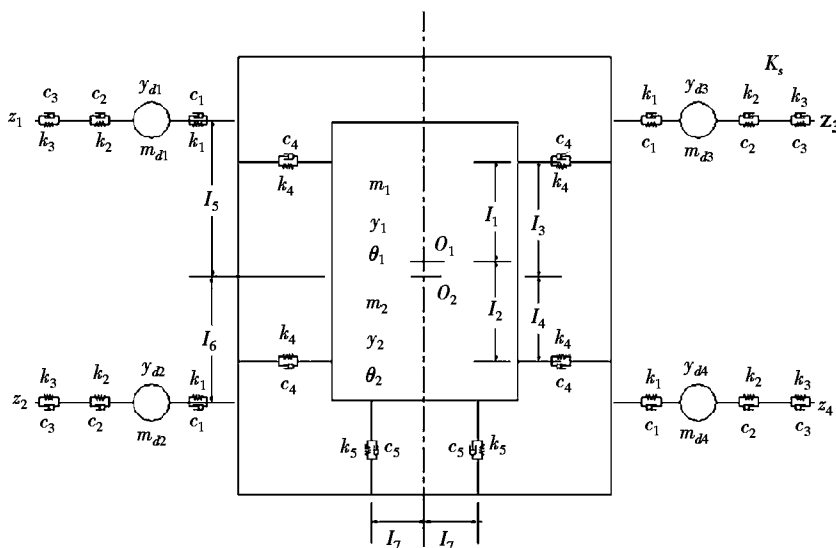


图2 轿厢系统动力学模型

Fig.2 System dynamics model of elevator car

$$\begin{aligned}
 & 2c_4l_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_2 + \dot{\theta}_2l_3 - \dot{\theta}_1l_1) - 2c_4l_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_1 + \dot{\theta}_2l_4 - \dot{\theta}_1l_2) - 2c_5(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1)l_7^2 = 0 \quad (2) \\
 & m_2\ddot{y}_2 - k_1(y_{d1} + y_{d2} + y_{d3} + y_{d4} - 4y_2 + 2\theta_2l_5 - 2\theta_2l_6) - k_4(4y_1 - 4y_2) - k_4[2\theta_1(l_2 - l_1) + 2\theta_2(l_3 - l_4)] - c_1(\dot{y}_{d1} + \dot{y}_{d2} + \dot{y}_{d3} + \dot{y}_{d4} - 4\dot{y}_2 + 2\dot{\theta}_2l_5 - 2\dot{\theta}_2l_6) - c_4(4\dot{y}_1 - 4\dot{y}_2) - c_4[2\dot{\theta}_1(l_2 - l_1) + 2\dot{\theta}_2(l_3 - l_4)] = 0 \quad (3) \\
 & J_2\ddot{\theta}_2 - k_1l_5(2y_2 - 2\theta_2l_5 - y_{d1} - y_{d3}) - k_1l_6(-2y_2 - 2\theta_2l_6 + y_{d2} + y_{d4}) - k_4l_3(-2y_1 + 2y_2 + 2\theta_1l_1 - 2\theta_2l_3) - k_4l_4(2y_1 - 2y_2 + 2\theta_1l_2 - 2\theta_2l_4) - 2k_5(\theta_1 - \theta_2)l_7^2 - c_1l_5(2\dot{y}_2 - 2\dot{\theta}_2l_5 - \dot{y}_{d1} - \dot{y}_{d3}) - c_1l_6(-2\dot{y}_2 - 2\dot{\theta}_2l_6 + \dot{y}_{d2} + \dot{y}_{d4}) - c_4l_3(-2\dot{y}_1 + 2\dot{y}_2 + 2\dot{\theta}_1l_1 - 2\dot{\theta}_2l_3) - c_4l_4(2\dot{y}_1 - 2\dot{y}_2 + 2\dot{\theta}_1l_2 - 2\dot{\theta}_2l_4) - 2c_5(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2)l_7^2 = 0 \quad (4)
 \end{aligned}$$

$$m_{d1}\ddot{y}_{d1} - k_1(y_2 - \theta_2l_5 - y_{d1}) + k_{s1}y_{d1} - c_1(\dot{y}_2 - \dot{\theta}_2l_5 - \dot{y}_{d1}) + c_{s1}\dot{y}_{d1} = k_{s1}z_1 + c_{s1}\dot{z}_1 \quad (5)$$

$$m_{d2}\ddot{y}_{d2} - k_1(y_2 + \theta_2l_6 - y_{d2}) + k_{s2}y_{d2} - c_1(\dot{y}_2 + \dot{\theta}_2l_6 - \dot{y}_{d2}) + c_{s2}\dot{y}_{d2} = k_{s2}z_2 + c_{s2}\dot{z}_2 \quad (6)$$

$$m_{d3}\ddot{y}_{d3} + k_1(y_{d3} - y_2 + \theta_2l_5) + k_{s1}y_{d3} + c_1(\dot{y}_{d3} - \dot{y}_2 + \dot{\theta}_2l_5) + c_{s1}\dot{y}_{d3} = k_{s1}z_3 + c_{s1}\dot{z}_3 \quad (7)$$

$$m_{d4}\ddot{y}_{d4} + k_1(y_{d4} - y_2 - \theta_2l_6) + k_{s2}y_{d4} + c_1(\dot{y}_{d4} - \dot{y}_2 - \dot{\theta}_2l_6) + c_{s2}\dot{y}_{d4} = k_{s2}z_4 + c_{s2}\dot{z}_4 \quad (8)$$

式中: m_1 为轿厢质量, 取值 500 kg; m_2 为轿架质量, 取值 700 kg; I_1 为轿厢等效转动惯量, 取值 1 000 kg · m²; I_2 为轿架等效转动惯量, 取值 800 kg · m²; l_1, l_2 分别为 1.3 m 和 1.2 m, l_3, l_4 分别为 1.8 m 和 0.7 m, l_5, l_6 分别为 2 m 和 1 m, l_7 为 0.8 m; 导轨弹簧的等效刚度 k_1 、轿厢侧等效减振弹簧的刚度 k_4 、轿底减振橡胶的刚度 k_5 分别为 1.2×10^5 N/m、 2×10^5 N/m、 4.55×10^5 N/m; c_i ($i = 1 \sim 5$) 为对应刚度的阻尼; 滑动导轨的质量 m_d 为 15 kg; z_1, z_2, z_3, z_4 分别为导轨对导轨的激励。

2 导轨刚度变化与导轨接触变形分析

轿厢在井道中运行是由导轨提供支撑导向的, 导轨依次连接并安装在井道中。滚动导轨在导轨上不停地滚动, 其位置也在不断地变化, 二者之间的接触刚度也发生相对变化。

根据导轨两端固定的安装特点, 将其简化为如图 3 所示两端固定的横梁。图 3 中 A、B 端等价于导轨两端点, C 等价于滚动导轨。电梯运行时, 导轨位置不断变化, 在 C 处产生法向接触力 F , 挠度 $\omega_c = Fp^3q^3/(E_l \cdot 3l^3)$ (E_l 为导轨的抗弯刚度), 则 C 处的刚度

$$k_3 = \frac{F}{\omega_c} = E_l \frac{3l^3}{p^3q^3} \quad (9)$$

电梯运行时, 滚动导轨沿着导轨滚动, 二者之间存在法向接触力, 使电梯产生水平方向的振动。图 4 为依据 Hertz 弹性接触理论创建的导轨与导轨的接触模型。

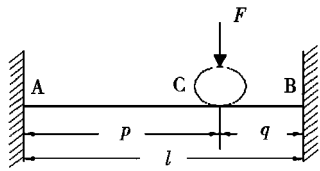


图 3 电梯导轨模型图

Fig. 3 Model diagram of elevator guide rail

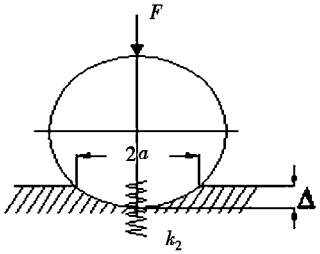


图 4 滚动导靴与导轨的接触模型

Fig. 4 Contact model of rolling guide shoe and guide rail

由于滚动导靴上包有一层减振橡胶,滚动导靴与导轨接触时会产生一定的变形。图 4 的接触

模型中,接触带宽度为 $2a$,接触力为 F ,则变形厚度

$$\Delta = \frac{2F}{\pi b E^*} \quad (10)$$

式中: $E^* = E_1 E_2 / [(1 - \mu_1^2) E_2 + (1 - \mu_2^2) E_1]$; F 为导轨与导靴之间的法向接触力, N; b 为导轨的厚度, m; E_1 、 E_2 分别为导轮与导轨的弹性模量, Pa; μ_1 、 μ_2 分别为导轮与导轨的泊松比。

从而得出法向接触刚度

$$k_2 = \frac{F}{\Delta} = \frac{\pi b E^*}{2} \quad (11)$$

3 电梯水平振动的固有频率分析

在轿厢运行过程中,其高度、载荷、导轨刚度不断变化。采用 MATLAB 软件对所创建的 8 自由度振动模型进行模态分析^[6],得到图 5 所示轿厢空载时水平方向的前 3 阶固有频率曲线图(实线时忽略了导轨变刚度影响)、表 1 前 3 阶固有频率表(水平方向,且忽略导轨变刚度)。

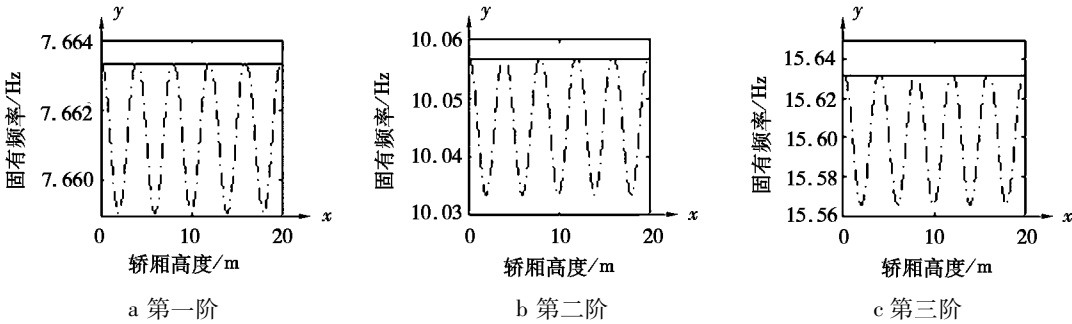


图 5 电梯空载时轿箱水平方向前三阶频率曲线

Fig. 5 Frequency curve when the elevator is empty

表 1 轿厢系统水平方向前三阶固有频率

Table 1 Natural frequency of horizontal

direction of car system			Hz
轿箱载荷	第一阶	第二阶	第三阶
空载	7.663 3	10.056 9	15.631 8
半载	6.315 7	9.917 1	15.626 0
满载	5.727 5	9.887 8	15.624 3

由表 1 可知:

(1) 水平方向振动的固有频率并不是一个恒值,范围在 5 ~ 16 Hz。引起固有频率变化的主要因素包括轿厢运行在不同楼层的高度不同以及电梯载荷的大小不同。

(2) 从空载到满载,随着载重的增大,电梯的固有频率降低;同时,随着阶数的增大,空载到满载时电梯固有频率的变化率变小,3 阶时固有频率近似于恒值。

(3) 导轨刚度的变化对整个系统的固有频率有一定的影响,且呈现周期性变化趋势。在导轨中间处刚度低,两端固定处刚度高,随着楼层变化,从而刚度周期性变化。

4 导轨激励作用下的动力响应分析

电梯运行时,滚动导靴与导轨相接触,二者之间产生相互作用力,导轨在力的作用下产生弯曲变形,这些变形就是引起轿厢振动的外部激励;另外,导轨是依次连接竖直安装在井道内的,安装时

如果产生弯曲,将会造成相邻导轨的弯曲方向不一致。这两种情况对轿厢振动的影响不同,下面分别考察导轨异向弯曲与同向弯曲对电梯水平方

向振动的响应。
假设电梯导轨弯曲激励幅值为 0.0005 m ,导轨异向、同向弯曲激励如图6所示。

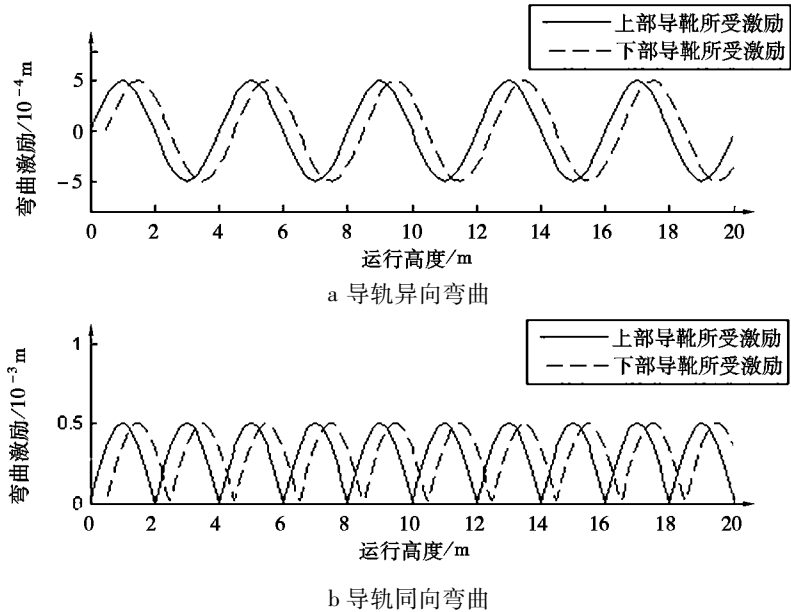


图6 导轨弯曲激励

Fig.6 Bending excitation of the guide rail

图7为导轨异向、同向弯曲时电梯水平方向的振动加速度图。峰峰值为振动加速度曲线相邻波峰与波谷的差值,此值可以直观反映振动幅度的大小。通过比较峰峰值的大小,可以得出最大

峰峰值。由图7可知,导轨异向弯曲时水平振动加速度最大值为 0.0082 m/s^2 ,最大峰峰值为 0.0164 m/s^2 ;同向弯曲时水平振动加速度最大值为 0.071 m/s^2 ,最大峰峰值为 0.142 m/s^2 。

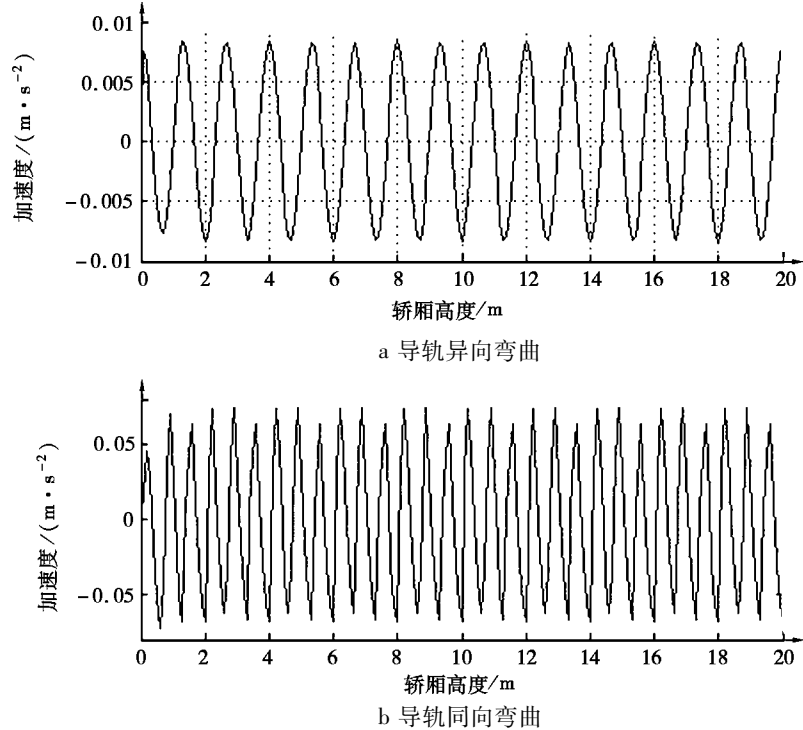


图7 电梯以 3 m/s 运动时的水平振动加速度

Fig.7 Horizontal vibration acceleration when the guide rail is bent in the opposite direction and in the same direction

由上可知,导轨同向弯曲时的最大峰峰值要大于异向弯曲时的峰峰值,因此导轨同向弯曲对水平振动的影响要大于异向弯曲的影响。这是由于导轨同向弯曲近似于给导轨接头处增加了一个台阶,对整个模型给予一个阶跃信号;而导轨异向弯曲时,相邻导轨在接头处过渡平滑,激励信号函数求导连续,从而最大峰峰值较小。因此在导轨安装过程中要特别注意导轨平滑过渡,尽量限制其弯曲的幅值,特别要避免相邻导轨出现同向弯曲的情况。

5 结论

通过牛顿第二运动定律创建了水平 8 自由度振动动力学模型,着重考查导轨刚度变化及导靴接触变形的影响,并采用 MATLAB 软件对所创建的模型进行模态分析。通过对导轨弯曲的分析,求解了轿厢在导轨异向、同向弯曲下的水平振动加速度响应,得出二者都会加剧轿厢的水平振动,且同向弯曲的影响要大于异向弯曲的结论。因此,在导轨制造及安装过程中要保证其精度,特别是要避免出现相邻导轨同向弯曲的情况。

参考文献:

[1] 梁华. 飞越曳引式客梯的振动分析[D]. 徐州:中国矿业大学,2016.
[2] 宋春涛,黄震宇. 基于音圈电机的电梯水平振动主动控制仿真[J]. 科学技术与工程,2014,14(26):228-231.
[3] 李立京,李醒飞,张国雄,等. 电梯轿厢水平振动模型[J]. 起重运输机械,2002(5):3-5.
[4] 傅武军,朱昌明,张长友,等. 高速电梯水平振动建模及动态响应分析[J]. 机械设计与研究,2003,19(6):65-67.
[5] 尹纪财,芮延年,蒋黎明,等. 高速电梯多自由度水平动态特性及其仿真的研究[J]. 机械设计,2011,28(10):70-73.
[6] 霍沅明. 新型液压电梯系统设计与振动分析研究[D]. 苏州:苏州大学,2015.

Vibration Analysis on Horizontal Direction of Flying
Traction Passenger Elevator

LIANG Hua¹, ZHOU Linzhen¹, ZHAO Xueya¹, CHEN Zhongqiao²

(1. College of Mechanical Engineering, Yancheng Institute of Technology, Yancheng Jiangsu 224002, China;)
(2. Jiangsu Liwang Hoisting Machinery Co., Ltd. Yancheng Jiangsu 224002, China)

Abstract:Through the Newton second law of motion, a horizontal 8 degree of freedom vibration dynamic model is established. Emphasis is laid on examining the influence of the rigidity change of the guide rail and the contact deformation of the guide shoe. The modal analysis of the model is carried out by using MATLAB software. Through the analysis of the bending of the guide rail, it is concluded that the opposite direction bending and the same direction bending of the guide rail will aggravate the horizontal vibration of the car, and the influence of the same direction bending is greater than that of the opposite direction bending.
Keywords:elevator; guide roller; bending of the guide rail

(责任编辑:李华云)