

高速磁浮车-轨耦合系统动态机理与振动响应

付善强, 梁 鑫, 丁叁叁

(中车青岛四方机车车辆股份有限公司 国家工程技术研究中心, 山东 青岛 266111)

摘要: 对高速磁浮车-轨耦合系统进行动态机理和振动响应研究。首先, 对高速磁浮中的各类耦合关系进行建模; 其次, 分别分析了动态和静态条件下的车-轨耦合作用机理; 然后, 建立了高速磁浮车-轨耦合动力学有限元模型; 最后, 对磁浮列车高速通过桥梁时轨道梁、功能件的动力响应和车-轨共振速度进行分析。结果表明: 高速运行时车-轨作用频率不同, 长时间共振速度下运行时车-轨振动明显增大; 若桥梁动力放大系数小于 1.2, 则基频比最小值为 1.16; 若桥梁动力放大系数小于 1.3, 则基频比最小值为 1.04。

关键词: 高速磁浮; 车-轨相互作用; 动态机理; 耦合振动; 放大系数

中图分类号: U237

文献标志码: A

Dynamic Mechanism and Vibration Response of High-speed Maglev Vehicle-guideway Coupling System

FU Shanqiang, LIANG Xin, DING Sansan

(National Engineering Research Center, CRRC Qingdao Sifang Co., Ltd., Qingdao 266111, China)

Abstract: The dynamic mechanism and vibration response of a high-speed maglev vehicle-guideway coupling system were studied. Firstly, various coupling relationships in high-speed maglev systems were modeled. Next, the vehicle-guideway coupling mechanisms under dynamic and static conditions were analyzed respectively. Then, the finite element model of high-speed maglev vehicle-guideway coupling dynamics was established. Finally, the dynamic response of the guideway beam and the functional components along with the vehicle-guideway resonance speed was analyzed when the maglev train passed the bridge at high speed. The results show that the vehicle-guideway interaction frequency changes with running speed, and the vehicle-guideway vibration increases significantly at resonance speeds for a long time.

If the dynamic amplification factor is less than 1.2, the minimum base frequency ratio is 1.16. If the dynamic amplification factor is less than 1.3, the minimum base frequency ratio is 1.04.

Key words: high-speed maglev; vehicle-guideway interaction; dynamic mechanism; coupling vibration; amplification factor

高速磁浮是一种新型轨道交通方式, 具有高速便捷、运输能力强、安全可靠、舒适准点等优势, 从 2002 年至今, 上海磁浮列车示范运营线已安全运行 20 年, 常导高速磁浮技术安全性已得到一定程度验证。2016 年起, 由中车青岛四方机车车辆股份有限公司牵头, 面向工程化开展了时速 600 km 的高速磁浮交通系统研究, 截至 2022 年 7 月, 项目团队已完成了时速 600 km 高速磁浮车辆、牵引供电、车-轨通信、线路轨道的成套工程化装备研制以及系统联调, 低速运行状况良好, 关键核心部件正在进行高速考核。

高速磁浮技术发展至今, 磁浮车-轨振动一直是不可避免的核心技术难题, 时速 600 km 运行条件下引起的车-轨相互作用尤为需要引起关注。国内外学者对磁浮车-轨耦合的研究主要体现在如何准确描述非线性电磁作用力, 以及由此引起的车辆、轨道等系统的振动抑制。20 世纪七八十年代, 学者们将电磁力简化成线性弹簧阻尼力。Chiu 等^[1]使用模态分析法对车辆荷载激励下的轨道动力响应特性进行分析; Smith 等^[2-3]将车辆简化为两级集中质量模型, 研究车辆通过简支梁与多跨连续梁时的时间响应特征。20 世纪九十年代后, 学者们建立了带有控制特性的电磁悬浮力。Cai 等^[4]通过多体动力学方法研究了电磁悬浮力与柔性轨道的相互作用, 仿真了车

收稿日期: 2022-12-26

基金项目: 国家自然科学基金(52232013); 山东省重点研发计划(重大科技创新工程)(2020CXGC010202)

第一作者: 付善强(1981—), 男, 高级工程师, 主要研究方向为高速磁浮车辆总体与系统集成。

E-mail: sf-fushanqiang@cqsf.com



论文
拓展
介绍

辆系统参数对车辆与轨道动力响应特性的影响规律;赵春发等^[5]、孙友刚等^[6]将车辆简化为多刚体多自由度模型,建立了磁浮车辆-轨道梁耦合模型,并通过数值仿真研究了车辆的垂向动力学性能;Li等^[7]、孙友刚等^[8]从磁浮列车悬浮系统对轨道梁能量输入的角度,解释了悬浮系统不稳定导致自激振动的发生机理。Schneider等^[9-10]、Kurz等^[11]分别开展了600 km·h⁻¹下的漏磁、磁饱和、涡流等非线性电磁力研究,提出了应用环境下的非线性电磁力模型,并基于此分析了600 km·h⁻¹运行条件下车-轨相互作用。

为更准确地描述磁浮车-轨耦合作用机理,在前期研究的基础上,结合时速600 km高速磁浮车-轨耦合振动抑制方案,针对磁浮静态悬浮和高速运行2种工况,

探讨基于场景工况的车-轨相互作用,分析高速磁浮耦合系统的动态机理,并明确基于场景工况的轨道梁建模方法。最后,在上海磁浮列车示范运营线轨道梁上开展高速运行工况下的仿真分析,结合我国高速铁路探索高速磁浮桥梁的动力放大系数。

1 车-轨耦合关系

高速磁浮车-轨相互作用属于强耦合系统,包含电磁、机电、车-轨等多种耦合形式,涉及车辆、悬浮导向控制、电磁铁、轨道梁等系统动态性能,在外界干扰因素影响下,车辆间隙变化与控制响应交互作用。高速磁浮车-轨耦合系统如图1所示。

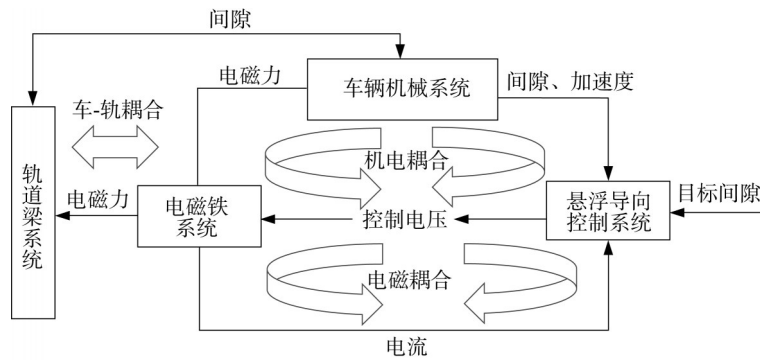


图1 高速磁浮车-轨耦合系统

Fig.1 High-speed maglev vehicle-guideway coupling system

1.1 电磁耦合

电磁耦合是悬浮导向控制系统根据车辆状态获得车-轨间隙和电磁铁加速度,随后控制系统主动调节控制器的输出电压,实现电磁铁电磁力的调节,最终使车辆悬浮处于动态平衡状态。动态电磁力与控

制电压、磁极面积、材料、磁导率、车-轨间隙有密切关系。电磁耦合产生的非线性电磁力与轮轨力类似,是磁浮车辆与轨道的界面作用力。悬浮控制系统以六磁极半个悬浮电磁铁为控制单元,半个悬浮电磁铁示意图如图2所示。

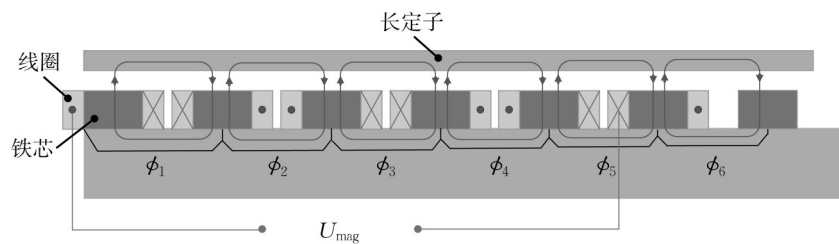


图2 半个悬浮电磁铁示意图(六磁极)

Fig.2 Schematic diagram of half levitation electromagnet (six poles)

利用Maxwell准静态电场和磁场方程建立磁通计算的微分方程^[12-13],如下所示:

$$R_{\text{mag}} \Phi = \theta \quad (1)$$

式中: R_{mag} 为磁阻,包含由间隙产生的磁阻 $R_{\text{gap}}(s)$ 和由铁芯产生的磁阻 R_{iron} ,即 $R_{\text{mag}} = R_{\text{gap}}(s) + R_{\text{iron}}$,

$R_{\text{mag}} \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$; Φ 为磁通, $\Phi = [\phi_1 \ \cdots \ \phi_6]^T$; θ 为电磁电压, $\theta = [\theta_1 \ \cdots \ \theta_6]^T$ 。对于每个磁极, $\theta_k = n_k I, k = 1, \dots, 6$,其中 n_k 为线圈匝数, I 为通过线圈的电流。

基于Kirchhoff定律得到电压方程,如下所示:

$$U_{\text{mag}} = \sum_{i=1}^6 (U_{\text{ind},i} + R_i I) \quad (2)$$

式中: R_i 为单个磁极线圈电阻; $U_{\text{ind},i}$ 为感应电压。通过 $U_{\text{ind},i} = n\dot{\phi}_i$ 将式(1)和(2)关联, 得到磁通一阶导数与磁通的关系式^[12-13], 如下所示:

$$\phi_i = \frac{nI}{R_{\text{gap}}(s) + R_{\text{iron}}} = \frac{n}{R_{\text{gap}}(s) + R_{\text{iron}}} \left(\frac{U_{\text{mag}}}{R} - \frac{1}{R} \sum_{i=1}^6 n\dot{\phi}_i \right) \quad (3)$$

$$R = \sum_{i=1}^6 R_i$$

式中: n 为线圈匝数。

通过求解式(3), 可得到各磁极磁通, 进而得到电磁力与磁通的关系式, 如下所示:

$$F_{\text{mag}} = \sum_{i=1}^6 K_{\text{mag}} \phi_i^2 \quad (4)$$

$$K_{\text{mag}} = \frac{1}{2A} \left(\frac{1}{\mu_0} - \frac{1}{\mu_0 \mu_r} \right)$$

式中: μ_0 为真空磁导率; μ_r 为相对磁导率; A 为铁芯横截面积。

1.2 机电耦合

对于磁浮车辆, 电磁铁通过悬浮架托臂安装在车辆上; 对于控制单元, 每2个相邻的半个电磁铁与其安装托臂共同组成一个搭接结构。为实现托臂与电磁铁的垂向解耦, 托臂可允许一定的弹性变形, 由此造成的刚柔作用非常明显, 因此单个搭接结构与相应磁铁的电磁耦合系统组成一个机电耦合系统, 机电耦合系统可视为最基本的自激振动系统。

与电磁耦合系统相比, 机电耦合系统模型应重点描述以下特征: ①托臂弹性振动(刚性、频率、变形); ②电磁铁弹性振动(变形、频率); ③悬挂系统振动特性; ④在动力学分析中, 托臂采用弹性体模型, 电磁铁采用刚性体模型。以上均属于动力学范畴, 磁浮机械模型详见文献[12]。

1.3 车-轨耦合

车辆与轨道相互作用形成磁浮车-轨耦合系统。磁浮车-轨耦合根据作用方式可分为静态悬浮和高速运行2种形式。

1.3.1 静态悬浮车-轨耦合

静态悬浮车-轨耦合是指车辆在刚性(或‘软’)梁上低速通过或静止悬浮时, 均匀分布的电磁力长时间静止或低速施加于轨道梁上, 导致车辆振动长时间作用于轨道梁, 此时应重点关注车-轨复合频率。

静态悬浮时, 轨道梁的固有模态频率可能会与车辆刚体频率或控制系统振动频率相近, 由此将引发共振形式。静态悬浮时车辆持续外部能量输入, 如果平衡系统无法将外部输入能量快速耗散, 持续输入的能量积聚, 达到一定限度后就会引发车-轨振动加剧, 表现为轨道振幅增大, 或车辆局部振动异常, 甚至出现触轨现象, 如图3所示。

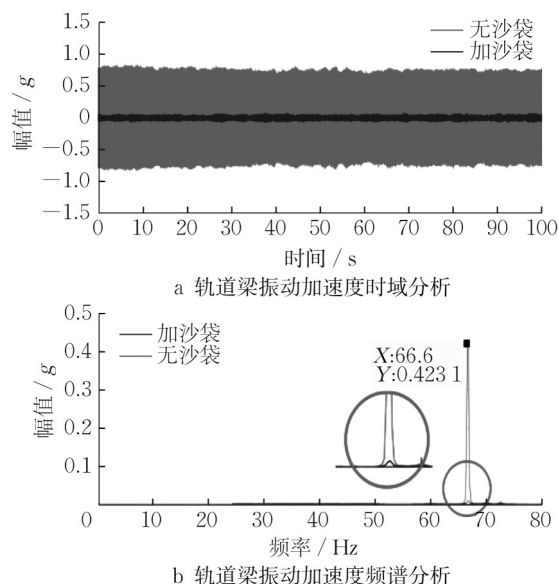


图3 增加阻尼前后的振动响应

Fig.3 Vibration response before and after increasing the damping

对静态悬浮或低速运行时车-轨耦合振动进行分析时, 应建立精细化轨道梁模型, 考虑预应力钢筋及钢绞线在混凝土结构桥体中的振动作用^[14]。钢筋在三维实体中的建模如图4所示。图4中, $g_i (i=1, 2, 3)$ 为钢筋有限元参数坐标, $r_a (a=1, 2)$ 为钢筋表面参数坐标, t 为沿钢筋方向坐标。钢筋使用 1×1 或 2×2 的高斯点进行积分, 取决于基础单元的顺序, 高斯点积分量 $\Delta V = \frac{A_r}{S_r} \left| \frac{\partial X}{\partial r_1} \frac{\partial X}{\partial r_2} \right| W$, 其中, A_r 是每根钢筋的横截面积, S_r 是钢筋间距, W 是与积分点相关的高斯权重, X 是高斯点的位置, 并且 $\frac{\partial X}{\partial r_a} = \frac{\partial X}{\partial g_i} \frac{\partial g_i}{\partial r_a}$ 。钢筋的应变 $\epsilon = \frac{1}{2} \ln \frac{g}{G}$, 其中 $g = \frac{dx}{dt}$, $\frac{dx}{dt} = \frac{\partial x}{\partial r_i} \frac{\partial r_i}{\partial t}$, G 是原始配置中 g 的值。

1.3.2 高速运行车-轨相互作用

高速运行车-轨相互作用是指在高速运行条件下, 车辆与特定长度线路作用产生周期性激励, 不同速度下车-轨相互作用产生的作用频率不同(见图

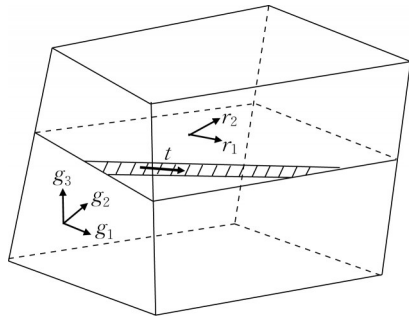
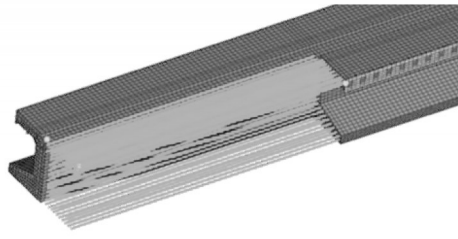


图4 钢筋在三维实体中建模

Fig.4 Modeling of the rebar in 3D entities



5),形成车-线-桥相互作用频率。如果该作用频率与车辆、控制系统自身的振动频率相近,长时间作用就会引发车辆振动加剧。通过增加车辆系统阻尼、调整控制参数提升车辆系统抗干扰能力,进而抑制车辆振动异常。

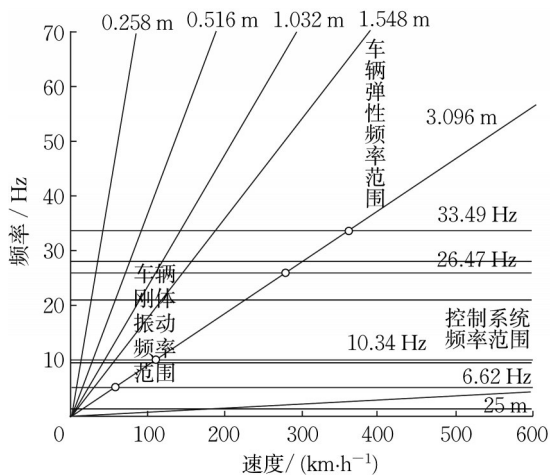


图5 高速运行工况下车-轨相互作用频率分布

Fig.5 Frequency distribution of vehicle-guideway interaction under high-speed operation conditions

对于高速运行条件下的轨道梁,等截面简支梁在外荷载 $f(x,t)$ 作用下的运动方程^[15]可表示为

$$EI \frac{\partial^4 u(x,t)}{\partial^4 x} + m \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + c \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} = f(x,t) \quad (5)$$

式中: EI 、 m 、 c 分别为抗弯刚度、单位长度质量和阻尼系数; $u(x,t)$ 为桥梁竖向位移,其中 x 为距离桥梁端部的纵向距离, t 为作用时间。

当桥梁受长度为 L_t 、均布荷载为 p 的移动外荷载作用时(见图6), $f(x,t)$ 可表示为

$$f(x,t) = -p [H(x-vt+L_t) - H(x-vt)] \cdot \left[H(t) - H\left(t - \frac{L_b + L_t}{v}\right) \right] \quad (6)$$

式中: v 为移动速度; L_b 为桥梁跨度; H 为Heaviside函数。 $H(x)$ 的表达式如下所示:

$$H(x) = \begin{cases} 0, & x \leq 0 \\ 1, & x > 0 \end{cases} \quad (7)$$

式(6)等号右边第1个方括号内的项反映梁上荷载的空间属性;第2个方括号内的项反映梁上荷载的时间属性,荷载进入桥梁时 $H(t)$ 激活,离开桥梁后将关闭 $H\left(t - \frac{L_b + L_t}{v}\right)$ 的表达,即 $H\left(t - \frac{L_b + L_t}{v}\right) = 0$ 。

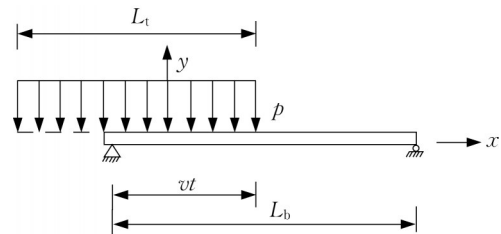


图6 移动均布荷载通过简支梁桥示意图

Fig.6 Schematic diagram of uniform load moving through simple-supported beam bridge

对于式(5),采用模态叠加法得到前 k 阶模态,则轨道梁竖向位移可表示为

$$u(x,t) = \sum_{n=1}^k q_n(t) \sin \frac{n\pi x}{L_b} \quad (8)$$

式中; $q_n(t)$ 为第 n 阶模态对应的广义坐标。

将式(8)代入式(5),并且等式两边同乘以 $\sin \frac{n\pi x}{L_b}$,然后沿桥梁全跨积分,整理后可得桥梁的振动模态方程为

$$\ddot{q}_j(t) + 2\xi_j\omega_j\dot{q}_j(t) + \omega_j^2q_j(t) = \frac{P_j(t)}{M_j} = F_j(t) \quad (9)$$

$$\omega_j = \left(\frac{j\pi}{L_b} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}}$$

$$\xi_j = \frac{c}{2m\omega_j}$$

式中: ω_j 和 ξ_j 分别为桥梁的第 j 阶竖向振动模态的圆频率和模态阻尼比; c 为桥梁结构阻尼; $P_j(t)$ 、 M_j 分别为对应第 j 阶模态的广义力与广义质量; $F_j(t)$ 为外界作用力。

2 耦合振动响应分析

2.1 仿真模型

以上海磁浮列车示范运营线磁浮轨道梁为例建立简支梁有限元模型, 选用 Shell 63 单元来模拟轨道梁功能件钢板拼焊结构, 如图 7 所示。

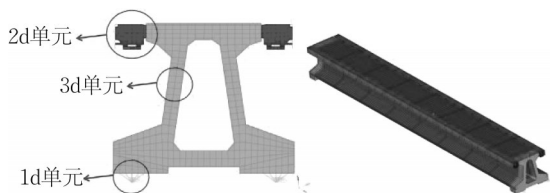


图7 包含功能件的简支梁有限元模型

Fig.7 Finite element model of simple-supported beam containing functional parts

利用 Ansys 对 2.2 节中建立的包含功能件的简支梁模型进行自由模态计算, 并且通过模态组合法将计算结果导入动力学软件中, 最终形成磁浮车-轨耦合动力学模型, 如图 8 所示。

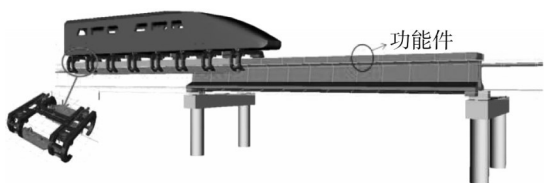


图8 磁浮车-轨耦合动力学模型

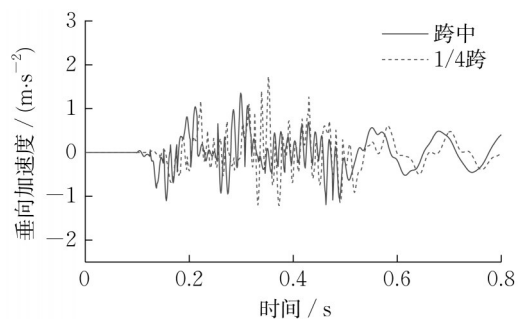
Fig.8 Dynamic model of maglev vehicle-guideway coupling system

2.2 振动响应分析

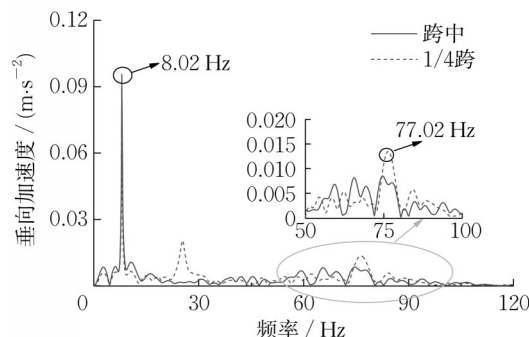
2.2.1 轨道梁动力响应

图 9 为磁浮车辆通过轨道梁时梁体垂向振动时域响应和频域响应。可以看出, 车辆以 $430 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的速度通过简支梁时, 梁跨中的最大振动加速度为 $1.35 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$; 1/4 跨处最大振动加速度为 $1.73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$,

略大于跨中振动加速度。在车辆高速通过梁体后, 梁体仍然在持续抖动。



a 加速度时域变化



b 加速度频域分布

图9 轨道梁垂向振动响应

Fig.9 Vertical vibration response of guideway beam

从频域上看, 在跨中处或 1/4 跨处轨道梁垂向振动主频为一阶垂向自振频率 (约 8.02 Hz)。以半个电磁铁长度为车辆悬浮控制单元, 建模时每个悬浮控制单元控制力等效为一个集中力, 此时电磁力间距约为 1.548 m , 车辆以速度 $430 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 通过简支梁时, 1.548 m 特征长度对应的频率为 77.08 Hz 。

轨道梁跨中最大垂向位移为 1.56 mm , 1/4 跨处最大垂向位移为 1.10 mm , 同一时刻两者的最大差值为 0.46 mm 。图 10 为轨道梁跨中和 1/4 跨处垂向位移响应。

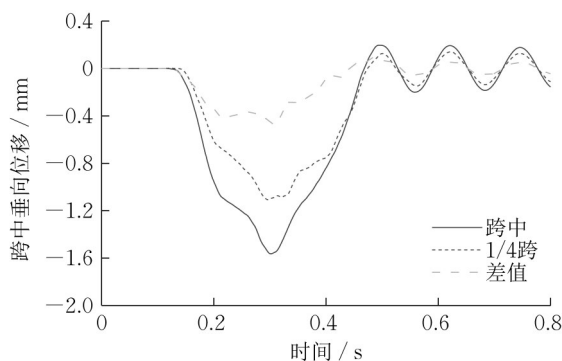


图10 轨道梁垂向位移响应

Fig.10 Vertical displacement response of guideway beam

2.2.2 功能件动力响应

图11为磁浮车辆通过轨道梁时功能件定子面处垂向振动时域和频域响应。定子面处最大垂向加速度为 $6.67 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$,远大于轨道梁跨中处的 $1.35 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$;定子面的振动主频同样约为 8.02 Hz ,但定子面处的振动在高频区域更加明显,在 1.548 m 特征长度对应的 77.08 Hz 附近出现了较为明显的振动峰值。

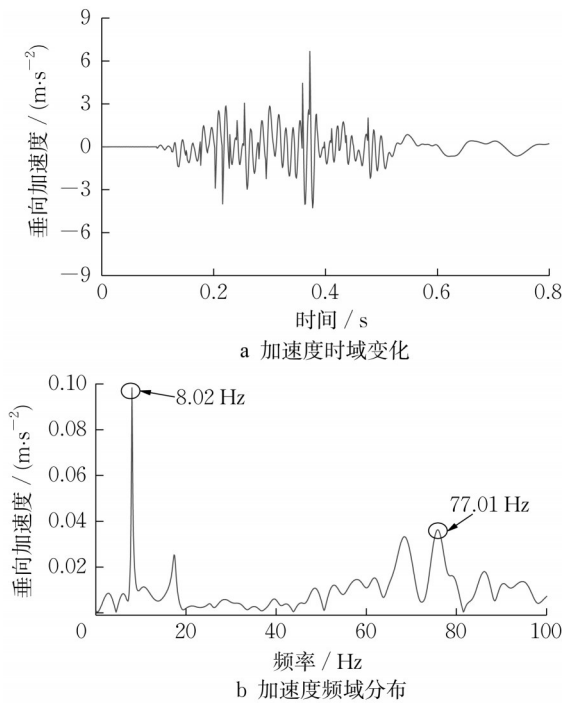


图11 定子面处垂向振动响应

Fig.11 Vertical vibration response of stator surface

2.3 共振速度分析

当运行速度改变时,激励频率随之发生变化。当车辆以一定速度通过桥梁时,由特征长度 l_c 决定加载频率 f_n 的大小, f_n 的计算式如下所示:

$$f_n = \frac{v_i}{l_c} \quad (10)$$

式中: v_i 为磁浮车辆的通过速度。

根据式(10),当车辆运行速度达到某一特定值时,加载频率将会等于桥梁或者车辆的自振频率,引起车-桥系统的共振。表1为车辆和简支梁的特征长度以及车辆垂向和轨道梁的自振频率。

根据式(10)可以得到磁浮车辆的前两阶垂向共振速度,分别为 $44.7 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 和 $106.5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 。下面重点对一阶垂向共振速度进行耦合系统动力学分析,计算结果如图12和图13所示。

在一阶垂向共振速度 $44.7 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 下,轨道梁振动较为剧烈,达到了 $5.32 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$,并且出现较为剧烈

表1 自振频率及特征长度

Tab.1 Self-vibration frequency and characteristic length

车辆垂向自振频率		轨道梁自振频率		车辆特征	简支梁特
模态阶数	频率/Hz	模态阶数	频率/Hz	长度/m	征长度/m
1	0.86	1	8.02	1.548	1.032
		2	19.1	3.096	3.096
				6.192	24.768

的垂向抖动变形,最大变形达到了 3.48 mm 。轨道梁振动的主频对应一阶垂向自振频率,在一阶垂弯频率的若干整数倍处($16.04, 24.06, 32.08 \text{ Hz}$ 等)同样存在振动峰。

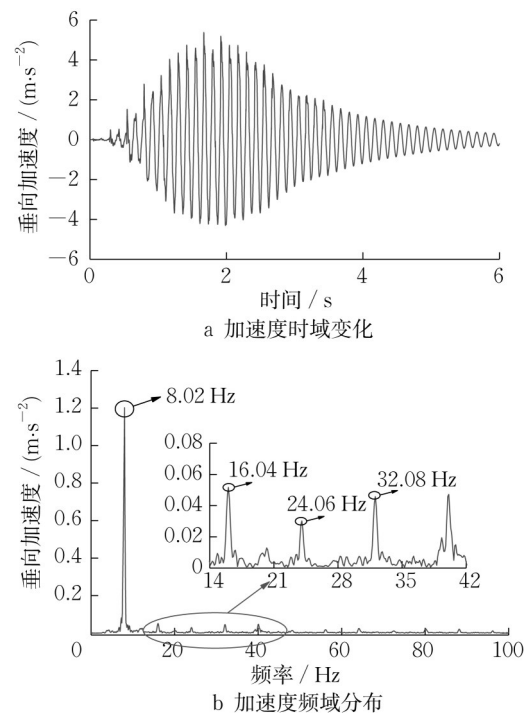


图12 轨道梁垂向振动响应(共振速度 $44.7 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$)

Fig.12 Vertical vibration response of guideway beam(Resonance speed is $44.7 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$)

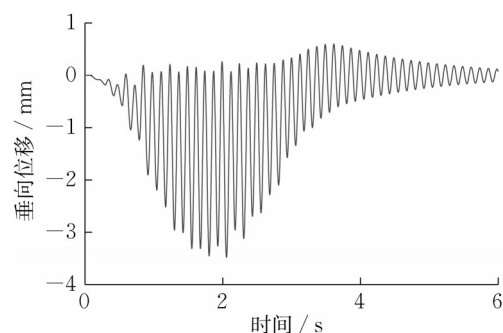


图13 轨道梁跨中垂向位移响应(共振速度 $44.7 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$)

Fig.13 Vertical displacement response at mid-span of guideway beam (Resonance speed is $44.7 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$)

3 桥梁动力放大系数

桥梁结构在移动荷载作用下发生振动,动力响应大于列车荷载静止于桥梁时的静力响应,桥梁设计采用静力方法并通过动力系数来考虑列车荷载的动力影响。我国高速铁路桥梁动力放大系数建议值^[16-17]为

$$1 + \mu = 1 + \left(\frac{1.44}{\sqrt{L} - 0.2} + 0.18 \right) \quad (11)$$

式中: μ 为活载动态系数; L 为跨长。

我国铁路不同桥梁动力放大系数如图14所示。高速铁路桥梁动力放大系数最大值要小于1.2。图14中, h 为桥上填土层厚度。

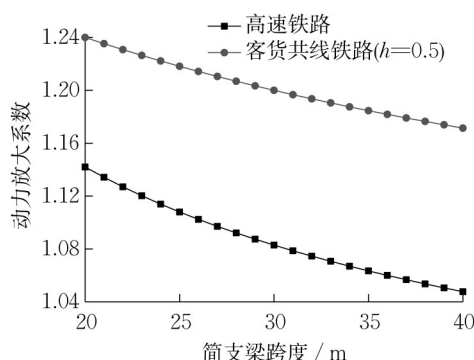


图14 我国铁路不同跨度桥梁动力放大系数

Fig.14 Dynamic amplification factor at different spans of simple-supported beam

借鉴我国铁路动力放大系数,若高速磁浮中小跨度简支梁动力放大系数控制在1.2以内,则基频比最小值为1.16;若动力放大系数在1.3以内,则基频比最小值为1.04。不同基频比和车桥比下跨中动力放大系数如图15所示。

这与目前发布的《磁浮铁路技术标准(试行)》中

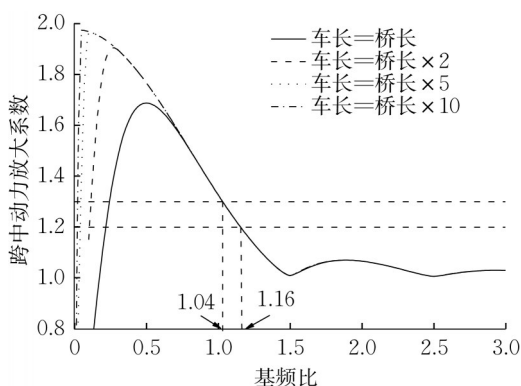


图15 不同基频比和车桥比下跨中动力放大系数

Fig.15 Dynamic amplification factor at mid-span under different base frequency ratios and vehicle-bridge ratios

规定的磁浮桥梁动力特性频率 $f_b \geq 1.1v/L$ 基本一致,其中 v 为车辆运行速度, L 为跨长。

4 结语

高速磁浮系统属于强耦合系统,应结合动力学、复杂电磁场、控制系统耦合作用模型,明确耦合系统边界关系。针对车-轨耦合作用,应结合静态悬浮和高速运行工况下作用机理建立轨道模型,静态悬浮工况下应使用能准确体现轨道固有模态的精细模型,考虑预应力钢筋、钢绞线对动力特性的影响。

高速运行时车-轨相互作用是车-轨振动的主要因素,不同速度运行时车-轨作用频率不同,由此引起的车-轨振动也不完全一致。车辆长时间以共振速度运行时,车-轨振动明显增大。因此,在运营过程中,应尽量避免车辆以共振速度长时间运行。

借鉴我国铁路动力放大系数规定,高速磁浮中小跨度简支梁动力放大系数小于1.2时,基频比最小值为1.16;若动力放大系数小于1.3时,则基频比最小值为1.04。这与高速磁浮轨道梁动力特性设计基本一致。

作者贡献声明:

付善强:提出论文创新点、论文逻辑思路以及撰写初稿。

梁鑫:计算分析,提供数据,修改论文。

丁叁叁:修改论文,基金支持。

参考文献:

- [1] CHIU W S, SMITH R G, WORMLEY D N. Influence of vehicle and distributed guideway parameters on high speed vehicle-guideway dynamic interactions [J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1971, 93 (1): 25.
- [2] SMITH C C. Multiple and continuous span elevated guideway-vehicle dynamic performance [J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1975, 97(1): 30.
- [3] SMITH C C, WORMLEY D N. Response of continuous periodically supported guideway beams to traveling vehicle loads [J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1975, 97(1): 21.
- [4] CAI Y, CHEN S S, ROTE D M, et al. Vehicle/guideway interaction for high speed vehicles on a flexible guideway [J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 175(5): 625.
- [5] 赵春发, 翟婉明. 常导电磁悬浮动态特性研究[J]. 西南交通大学学报, 2004, 39(4): 464.

(下转第384页)