曲线段轨道梁参数对磁浮车-桥耦合动力学的影响

焦贤运[1] 万迎新[2] 徐同庆[1] 于梦阁[1] 张 骞[1*]
1.青岛大学机电工程学院,青岛,266071
2.兰州飞行控制有限责任公司,兰州,730000

摘要:针对曲线段高速磁浮车-桥耦合问题,基于多体动力学理论与UM软件建立了列车模型,分析了曲线轨道梁参数对系统响应的影响,并提出车速与曲线半径的匹配方案。研究结果表明:400 km/h车速通过半径3000 m、横坡角12°曲线的车体横向加速度超限,需降速或增大半径;增大横坡角可抑制横向加速度但会增大垂向加速度;450 km/h通过6000 m半径曲线的各项响应均满足限值;横坡角不超过12°时,车速300 km/h、400 km/h对应的最小曲线半径分别为3000 m和6000 m;横坡角不超过9°时,车速450 km/h对应的最小曲线半径为9000 m。

关键词:磁浮列车;车-桥耦合;曲线半径;横坡角
中图分类号:U266
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.09.028 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Influence of Curved Segment Guideway Parameters on Maglev Vehicle-Bridge Coupled Dynamics

JIAO Xianyun[1] WAN Yingxin[2] XU Tongqing[1] YU Mengge[1] ZHANG Qian[1*]
1.College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao University, Qingdao, Shandong, 266071
2.Lanzhou Flight Control Co., Ltd., Lanzhou, 730000

Abstract: For the high-speed maglev vehicle-bridge coupling problem on curved sections, a maglev train model was established based on the multi-body dynamics theory and UM software. The influence of curved guideway parameters on the system response was analyzed. A matching scheme of train speed and curve radius was proposed. The research results show that the lateral acceleration of the body exceeds the limit as it passes through a curve with a radius of 3000 m and a cross slope angle of 12° at the speed of 400 km/h, so the speed needs to be reduced or the radius needs to be increased; increasing the cross slope angle may suppress the lateral acceleration while increasing the vertical acceleration; all responses meet the limit requirements as it passes through the curve with the radius of 6000 m and the speed of 450 km/h; when the cross slope angle does not exceed 12°, the minimum curve radii of 3000 m and 6000 m correspond to train speeds of 300 km/h and 400 km/h, respectively; when the cross slope angle does not exceed 9°, the minimum curve radius is 9000 m corresponding to the speed of 450 km/h.

Key words: maglev train; vehicle-bridge coupling; radius of curve; cross slope angle

0 引言

磁悬浮轨道交通系统通过电磁的悬浮与导向实现车辆与轨道的无接触运行,形成了独特的车轨桥耦合动力学体系。相较于传统轮轨交通系统,磁悬浮轨道交通系统的耦合机理更复杂,常需借助数值模拟与试验手段评估系统运行平顺性与结构可靠性[1-2]。LI等[2]的研究表明,列车速度会显著放大车-桥系统的横向加速度。近年来,车-桥耦合动力学研究不断深入,围绕桥梁振动传递机制、车体运行稳定性阈值的研究取得一系列成果[3-6]。FENG等[7]构建了融合车辆结构、悬浮控制与轨道梁的分布式仿真平台。LIU等[8]通过开发集成控制系统的多跨轨道梁动力学模型,研究了磁悬浮车辆稳定性及车-桥耦合动力学响应。ZHANG等[9]通过随机振动分析与概率密度演化方法,显著提升了车-桥相互作用机制的解析能力。围绕不同轨道梁刚度特性、行车速度、悬浮模块长度等关键影响因素,学者们研究了多参数作用下磁浮车-桥耦合系统的动力响应与运行稳定性[10-12]。WANG等[13]聚焦中低速磁浮系统,探讨了轨道结构对垂向动力行为的影响。李辉柏等[14]通过建立车辆模型来对最小曲线半径进行模拟仿真、对静态分析结果进行调试,以满足乘客的舒适

收稿日期:2025-05-26
基金项目:山东省自然科学基金(ZR2022ME180)

度要求。周丹峰等[15]选取磁浮外伸型高架桥梁结构与磁浮列车悬浮控制系统，构建了车-桥耦合系统的精细化模型，通过分析开环频率特性研究了产生自激振动的原因。已有研究多集中于直线线路或中低速工况，对高速磁浮通过大半径曲线段的系统性参数研究较少。

本文基于动力学软件UM建立磁悬浮车-桥耦合系统的参数化模型，重点研究曲线线路中的曲线半径与横坡角，通过系统分析车体与桥梁的振动加速度与位移等主要动力响应指标，揭示曲线半径与横坡角对车-桥耦合的影响规律，以期为高速磁悬浮交通工程建设提供理论支持。

1　磁悬浮车-桥耦合动力学建模

1.1　车体结构仿真模型

基于UM Input建立磁悬浮车辆的动力学模型。模型采用三节编组形式，每节车体包含4个悬浮架与2个辅助支撑结构；建模参照“主-从冗余悬浮”模型[16-17]，每节车包含8个导向电磁铁与8个悬浮电磁铁。悬浮架与车体通过4组空气弹簧连接，采用弹簧-阻尼力元等效模拟相邻车体车钩缓冲装置的动力学特性。磁浮列车各部件的动力学参数如表1所示。

表1　高速磁悬浮车辆各部件动力学参数

Tab.1　Dynamic parameters of high-speed maglev vehicle components

属性	质量/kg	质心坐标/m	转动惯量/(kg·m^2)
车体	30 000	(−10.7,0,1.5)	(5×10^4,3×10^5,3×10^5)
悬浮架	1000	(0,0,0)	(1×10^3,1×10^3,1×10^3)
悬浮电磁铁	600	(0,0,−0.25)	(20,600,600)
导向电磁铁	600	(0,−0.08,0)	(20,600,600)

悬浮控制模型采用修正的PID控制器，常见PID上增加二阶微分修正项的控制器方程为

$$L_C\dot{I}_C=-R_CI_C+U_0+K_P\Delta S+(K_D+L_CI_C/S)\dot{S}+K_I\int_0^t\Delta S\mathrm{d}t-K_z\ddot{z} \tag{1}$$

式中：I_C为电磁线圈的瞬时电流；R_C为线圈的电阻；U_0为基准电压；K_P为位移比例增益，控制位移偏差的响应强度；ΔS为目标间隙与实际间隙的差值；K_D为速度微分增益，抑制悬浮间隙的振荡；L_C为线圈电感；$\dot{S}$为悬浮间隙变化率；L_CI_C/S为动态补偿项，修正磁场变化对速度的影响；K_I为积分增益，消除稳态误差；K_z为干扰补偿系数；$\ddot{z}$为车体的垂直加速度。

1.2　磁悬浮轨道梁模型

为准确模拟磁悬浮列车与轨道结构的耦合动力学响应，通过UM平台建立曲线轨道梁的多体动力学模型。轨道梁线路截面选取上海磁浮示范线标准预应力混凝土箱型截面，如图1所示，其

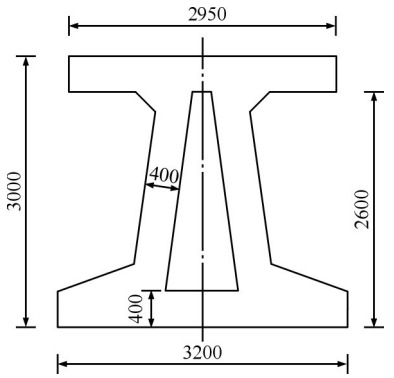


图1　磁悬浮轨道梁模型图

Fig.1　Cross section of maglev track girder

中，截面惯性矩I_x=2.35 m^4，扭转常数J=1.82 m^4。

基于Timoshenko梁理论建立轨道梁的动力学模型：

$$\left.\begin{aligned}\rho A\frac{\partial^2w}{\partial t^2}&=\frac{\partial Q}{\partial x}+p(x,t)\\ \rho I\frac{\partial^2\varphi}{\partial t^2}&=-\frac{\partial M}{\partial x}+Q\end{aligned}\right\} \tag{2}$$

式中：ρ为梁材料的密度；A为梁的横截面面积；t为时间变量；x为沿梁轴向的坐标(从梁的一端指向另一端)；w为横向位移；Q为剪力；M为弯矩；$p(x,t)$为分布荷载；φ为截面转角。

Timoshenko梁理论为通用梁模型框架，多应用于简支梁模型。连续梁与简支梁的差异为不同的边界条件。沿用简支梁的边界条件分析连续梁会导致中间支座竖向位移约束的失效，并无法体现连续梁的整体受力，导致轨道梁的振动响应结果失真，因此分析连续梁时需要更改轨道梁的边界条件。

轨道梁支座边界条件为端部支座的横向位移w_e=0，弯矩M_e=0。跨间连接的边界条件为第i跨右端与第i+1跨左端的连接点需满足$w_i(L_i)=w_{i+1}(0)$，$\varphi_i(L_i)=\varphi_{i+1}(0)$，其中，下标$i$、$i$+1为跨梁编号，$L$为跨梁的计算跨度。通过以上设置可使简支梁理论用于连续梁仿真。

根据磁悬浮列车的悬浮力分布特性与运行工况假设，基于上述Timoshenko梁理论框架建立轨道梁动力响应分析的力学模型：匀速运行时，轨道梁承受的悬浮力沿轨道线路延伸方向均匀分布，依据Timoshenko梁受迫振动理论建立均布载荷作用下的偏微分控制方程[18]：

$$EI\frac{\partial^4z(x,t)}{\partial x^4}+m\frac{\partial^2z(x,t)}{\partial x^2}-(\rho I+\frac{mEI}{K_s})\frac{\partial^4z(x,t)}{\partial t^2\partial x^2}-\frac{cEI}{K_s}\frac{\partial^3z(x,t)}{\partial x^2\partial t}+c\frac{\partial z(x,t)}{\partial x}=[u(x-vt)-u(x-vt-N)]p(x,t) \tag{3}$$

式中：EI为轨道梁截面刚度；m为轨道梁质量；K_s为轨道梁的剪切刚度；c为轨道梁阻尼；v为磁悬浮列车运行速

度；N为均布载荷的长度，即列车的总长度。

磁浮轨道梁载荷为均布载荷，对Timoshenko梁动力学微分方程（式(2)）进行振型分解，推导出式(3)对应轨道梁的各阶振型正交，因此对轨道梁整体跨度进行积分即可得到各阶振型的运动方程：

$$\ddot{q}_j(t)+2\omega_j\zeta_j\dot{q}_j(t)+\omega_j^2q_j(t)=\frac{2}{ml(1+\lambda_j)}\int_0^l p(x,t)\sin\frac{j\pi x}{l}\mathrm{d}x \tag{4}$$

$$\omega_j=\omega_j^{(0)}\sqrt{1+\lambda_j\left(\frac{j\pi}{l}\right)^2\left(1+\frac{EI}{K_s}\left(\frac{j\pi}{l}\right)^2\right)}$$

$$\lambda_j=\frac{EI}{kK_s}\left(\frac{j\pi}{l}\right)^2$$

式中：q_j为轨道梁第j阶模态的广义坐标（模态位移），描述梁的振动响应；ξ_j为轨道梁第j阶模态阻尼比；λ_j为轨道梁第j阶的剪切变形修正系数；l为梁的计算长度；k为剪切修正系数；ω_j^0为仅考虑弯曲变形，忽略剪切与转动惯量的角频率；ω_j为修正后的角频率。

式(4)的特解为

$$q_j(t)=\frac{2}{ml\omega_r^{(j)}}\int_0^t p(\tau)\sin\frac{j\pi\tau}{l}\cdot\exp(-\zeta_j\omega_j(t-\tau))\sin(\omega_r^{(j)}(t-\tau))\mathrm{d}\tau \tag{5}$$

$$\omega_r^{(j)}=\omega_j\sqrt{1-\frac{\zeta_j^2}{1+\lambda_j}\left[1+\frac{EI}{K_s}\left(\frac{j\pi}{l}\right)^2\right]^2} \tag{6}$$

式中：$\omega_r^{(j)}$为第j阶Timoshenko梁的有阻尼角频率。

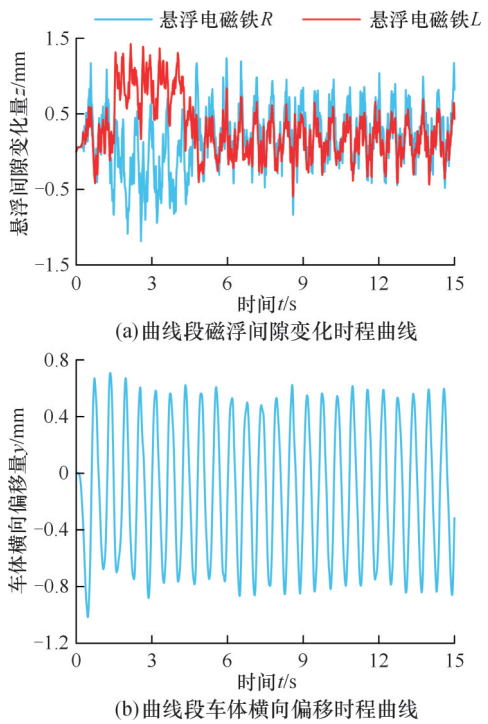
将式(5)代入式(3)，得到电磁力作用在轨道梁某一点时，Timoshenko梁的竖向位移

$$z(x,t)=\frac{2}{ml}\sum_{j=1}^{N}\frac{1}{\omega_r^{(j)}}\sin\frac{j\pi x}{l}\int_0^l p_k(\tau)\sin\frac{j\pi\tau}{l}\cdot\exp(-\zeta_j\omega_j(t-\tau))\sin(\omega_r^{(j)}(t-\tau))\mathrm{d}\tau \tag{7}$$

1.3 模型验证

为验证仿真结果的正确性及可靠性，对计算结果进行理论分析，并与相关文献的计算结果进行比较。磁悬浮列车以300 km/h的速度通过跨度50 m、曲线半径3000 m的连续梁。轨道梁线路材料选择C60的预应力混凝土，其弹性模量为39 GPa。

图2所示的仿真结果表明：①悬浮电磁铁磁浮间隙波动可控制在平衡位置±2 mm以内，满足系统运行要求；②磁浮列车可平稳通过曲线路段，列车最大横向偏移量为1.0 mm，与已有计算结果[19]相差0.3 mm。对于评估车体横向运动性能指标，该偏差可接受、不构成显著性差异。如图3所示，轨道梁变形趋势基本一致，且仿真、实测的轨道梁跨中垂向位移幅值分别为1.67 mm和1.60 mm，相对误差小于5%，处于工程可接受范围内，证明了模型的有效性。综上所述，磁悬浮列车-桥的动力学模型仿真结果合理可靠。



(a)曲线段磁浮间隙变化时程曲线

(b)曲线段车体横向偏移时程曲线

图2 磁浮列车仿真数据图

Fig.2 Maglev train simulation data diagram

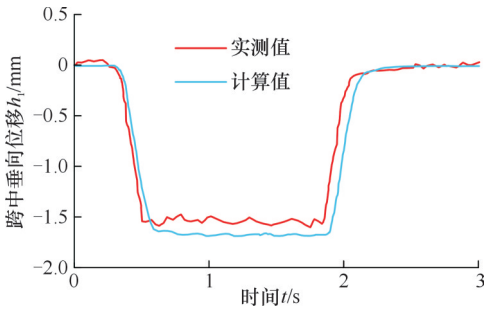


图3 跨中垂向位移的仿真数据与实测数据

Fig.3 Simulation data and measured data of mid-span vertical displacement

2 曲线段磁悬浮车-桥的耦合动力学响应

2.1 平曲线磁悬浮车-桥耦合

2.1.1 平曲线轨道的轨道梁动力响应

高速磁浮轨道交通系统的曲线段轨道梁通常为连续梁，且50 m为常用跨度。列车以速度400 km/h通过跨距50 m、曲线半径3000 m、横坡角0°的曲线型连续梁时，磁悬浮车-桥耦合系统的动力学仿真分析结果如图4所示。前缓和曲线、圆曲线、后缓和曲线的跨中垂向位移幅值差值较小；跨中垂向加速度变化趋势一致，但轨道不平顺增加了外部激励，导致加速度幅值不同；跨中垂向加速度和跨中横向加速度幅值较小且均在标准规定的限值内，所以轨道梁动力响应较小。

2.1.2 平曲线轨道的磁悬浮车体动力响应

磁悬浮列车通过平曲线轨道时，曲线段的离心力会增大磁悬浮车体的横向加速度。根据《高

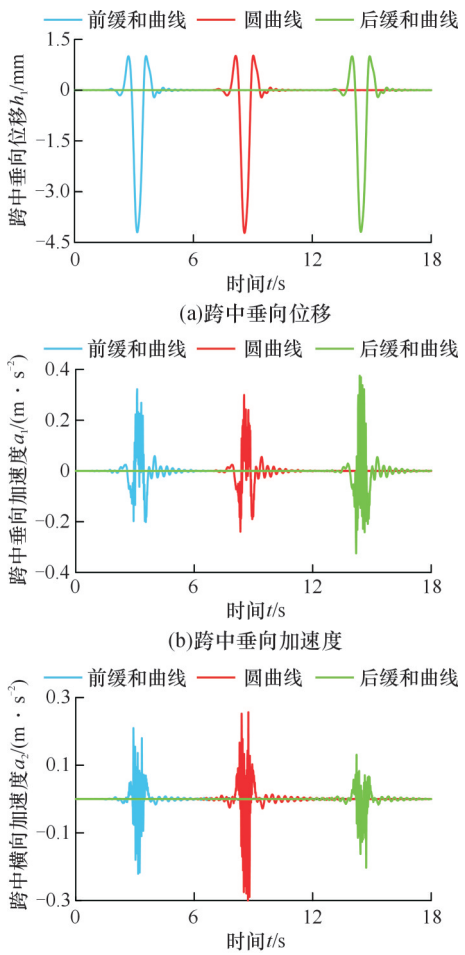


图4　平曲线轨道梁动力响应

Fig.4　Dynamic response of flat curve track beam

速磁浮交通设计标准CJJ/T 310—2021》，车体横向加速度应控制在±0.75 m/s^{2}内，以防横向失稳风险。通过对高速磁悬浮车-桥耦合系统的动力学仿真，得到高速磁悬浮车体的垂向加速度和横向加速度，如图5所示。车体垂向加速度满足磁悬浮技术标准要求。平曲线轨道下，未补偿的离心力使磁悬浮列车承受较大的横向载荷，产生的横向加速度超出规定的限值。

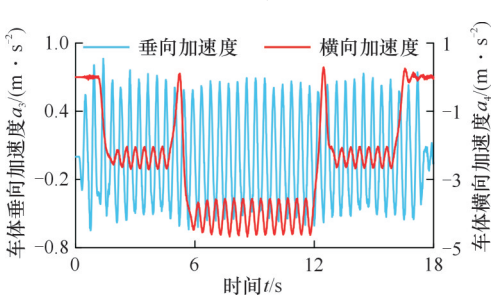


图5　磁悬浮车体加速度

Fig.5　Maglev body acceleration

2.1.3　设置横坡角工况下的车－桥耦合动力响应研究

由2.1.1节可知，平曲线轨道的轨道梁动力响应均满足《高速磁浮交通设计标准CJJ/T 310—2021》的技术指标要求，因此固定其他系统参数，探究轨道梁横坡角对磁悬浮车体垂向加速度和横向加速度的影响规律。设置的4个横坡角既满足工程规范约束，又能有效覆盖磁浮列车在半径3000～6000 m曲线段的横坡角调节范围。以平曲线横坡角为自变量，得到磁悬浮车体动力响应。

由图6可知，随着横坡角的增大，车体垂向加速度线性增大，而横向加速度减小。横坡角的增大导致车体重力的径向分量变化，影响悬浮力的平衡，改变车体加速度。横坡角为9°时，磁浮车体垂向加速度为1.290 m/s^2，超出《高速磁浮交通设计标准CJJ/T 310—2021》规定的1.25 m/s^2；横坡角为12°(极限工况)时，缓和曲线段的横向加速度0.82 m/s^{2}满足要求，圆曲线段的横向加速度

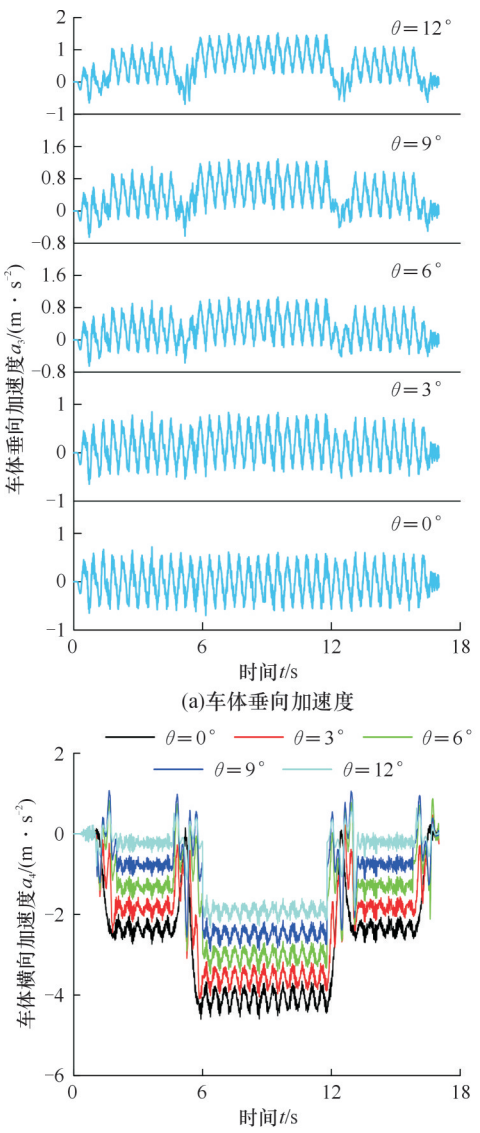


图6　不同横坡角的磁悬浮车体动力响应

Fig.6　Dynamic response of maglev vehicle with different cross slope angle

−1.98 m/s²的幅值超过技术规范标准，出现欠超高现象，即12°横坡角没有完全抵消向外的离心力。故磁悬浮列车速度达到400 km/h时，不能在横坡角12°、曲线半径3000 m的平曲线线路运行。

高速磁悬浮列车通过曲线段时，若加速度超过限值，则需通过减小速度或增大曲线半径来减小加速度，或通过调整横坡角来抵消更大的离心力。横坡角12°是工程极限，所以根据横向加速度

$$a_t = v^2/R - g\tan\theta \tag{8}$$

式中：v为车体运行速度；θ为横坡角度；R为曲线半径。

来降低磁悬浮列车速度或增大线路曲线半径。

2.2 高速磁悬浮曲线段的最小曲线半径

高速磁悬浮列车以400 km/h通过3000 m半径、12°横坡角的曲线轨道时，横向加速度超出规定值，因此，需在给定线路工况下研究不同速度对应的最小曲线半径。

2.2.1 高速磁悬浮车体的横向动力响应

磁悬浮列车以300 km/h的速度通过半径3000 m的曲线段轨道梁时，磁悬浮车体的横向振动加速度时程曲线见图7。车体横向加速度随横坡角增大而减小。横坡角12°的加速度幅值小于技术标准限值0.75 m/s²，因此磁悬浮车体能以300 km/h速度稳定通过半径3000 m、横坡角12°的曲线段轨道梁。

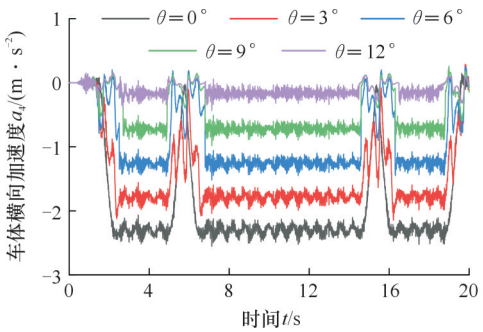


图7 300 km/h车体横向加速度时程曲线

Fig.7 Time-range curves of lateral acceleration of 300 km/h car body

车体高速通过曲线段时，不同曲线半径和横坡角的轨道梁对应加速度如图8所示。车速350～450 km/h时，不同横坡角的车体横向加速度幅值与曲线半径负相关；速度450 km/h、横坡角0°的车体横向加速度幅值先减小后增大。

磁悬浮列车横向加速度不超过限值条件下：运行速度300 km/h、350 km/h的最小曲线半径可选取3000 m(横坡角为12°)和4000 m(横坡角为12°)；速度400 km/h的半径可采用5000 m(横坡角为12°)或6000 m(横坡角为9°或12°)；运行速度为450 km/h时，曲线半径需扩展至6000～9000 m

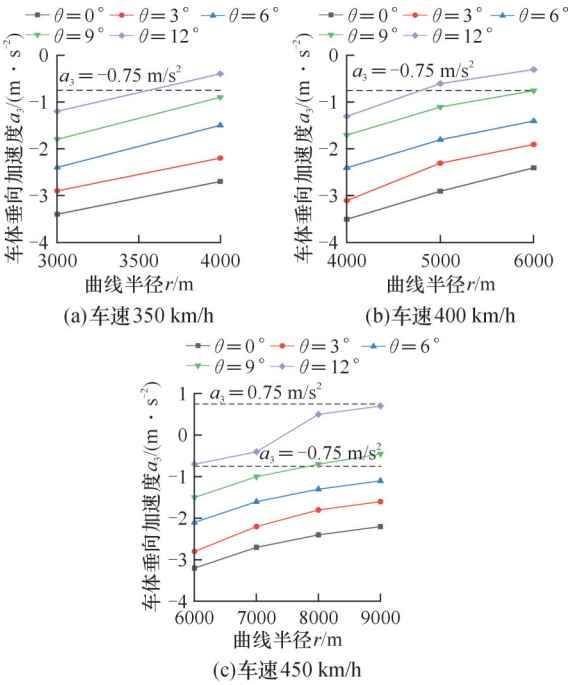


图8 不同速度的车体横向加速度幅值

Fig.8 Amplitude of lateral acceleration of the car body at different speed

(12°横坡角)，8000 m、9000 m的大半径可采用9°横坡角。横向加速度满足限值要求时，不同速度的轨道梁最小曲线半径及横坡角如表2所示。

表2 不同速度的横向稳定运行工况

Tab.2 Lateral stable operating conditions at different speed

	速度/(km·h⁻¹)	横坡角/(°)	曲线最小半径/m
工况1	300	12	3000
工况2	350	12	4000
工况3	400	9	6000
工况4	400	12	6000
工况5	450	12	6000
工况6	450	12	7000
工况7	450	9	8000
工况8	450	12	8000
工况9	450	9	9000
工况10	450	12	9000

为研究磁悬浮列车以450 km/h通过轨道梁的动力响应变化规律，对曲线半径6000 m的典型工况进行动力响应仿真分析。设置5个横坡角来考察轨道梁横坡角对系统动力特性的影响，仿真结果如图9所示。

横坡角从0°增至12°时，轨道梁的跨中垂向位移幅值由4.352 mm逐渐减小至4.313 mm，跨中垂向加速度幅值从0.393 m/s²增长至0.448 m/s²，横向加速度幅值由0.406 m/s²逐步减小至0.359 m/s²。此外，轨道梁动力响应数值均在标准限值内，所以磁悬浮列车以450 km/h速度运行在

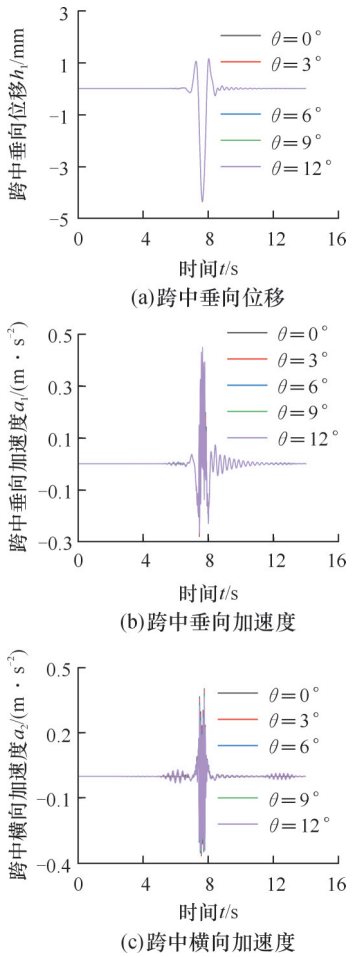


图 9　轨道梁动力响应(车速 450 km/h,轨道曲线半径 6000 m)

Fig.9　Dynamic response of track beams (vehicle speed is 450 km/h, track curve radius is 6000 m)

曲线半径 6000 m 的轨道梁时,轨道梁的动力响应满足限值要求。

2.2.2　高速磁悬浮车体的垂向动力响应

磁悬浮列车以 300 km/h 的速度通过半径 3000 m 的曲线段轨道梁时,磁悬浮车体垂向加速度的时程如图 10 所示。以车速 300 km/h 通过曲线半径 3000 m、横坡角 12°的曲线段轨道梁时,车体垂向加速度峰值 0.923 m/s^{2}低于规定的限值 1.25 m/s^2,该曲线段轨道梁方案可行。

不同车速、不同横坡角的磁悬浮车体垂向加速度幅值如图 11 所示。横坡角 θ=0°时,车体垂向加速度幅值与曲线半径无关,350~450 km/h 的加速度幅值变化很小;横坡角取 3°、6°、9°、12°时,车体垂向加速度幅值随曲线半径的增大而减小;曲线半径一定时,垂向加速度随横坡角的增大而减小。

因此在满足车体横向加速度和垂向加速度限值的前提下,基于“最小曲线半径”及其对应的“最大横坡角”得到磁悬浮列车不同速度安全运行时,

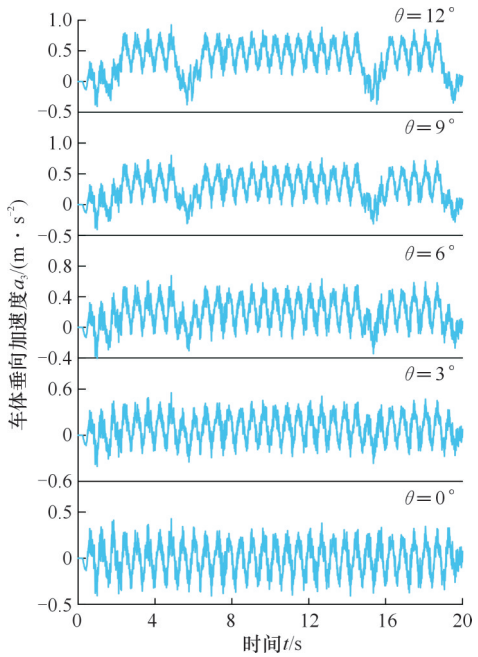


图 10　300 km/h 车体垂向加速度时程曲线

Fig.10　Time-range curves of car body vertical acceleration at 300 km/h

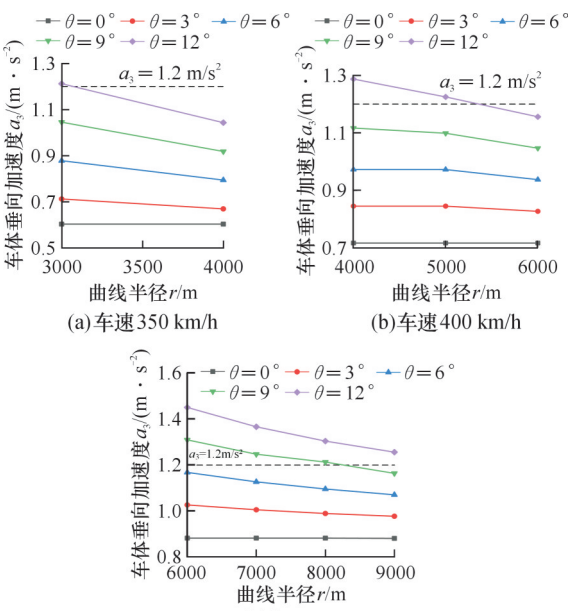


图 11　不同速度的车体垂向加速度幅值

Fig.11　Vehicle body vertical acceleration amplitude at different speed

曲线段轨道梁的横坡角和最小曲线半径的匹配方案,如表 3 所示。

表 3　磁悬浮列车运行时匹配最小曲线半径

Tab.3　Matched minimum curve radii for maglev train operation

	速度/(km·h^{-1})			
	300	350	400	450
横坡角/(°)	12	12	9,12	9
最小曲线半径/m	3000	4000	6000	9000

3 结论

(1)磁悬浮列车以400～450 km/h的速度通过半径3000～6000 m的曲线轨道时，0°～12°的横坡角能确保轨道梁的跨中垂向位移、垂向加速度和横向加速度均满足标准要求。

(2)磁悬浮列车以400 km/h的速度通过曲线半径3000 m、横坡角12°的轨道梁线路时，车体加速度超过限值，因此需降低磁悬浮列车速度或增大线路曲线半径。

(3)磁悬浮列车以速度350 km/h、400 km/h、450 km/h通过曲线轨道时，车体垂向加速度随横坡角的增大而增大，车体横向加速度随横坡角的增大而减小。

(4)车速300 km/h、轨道梁最小曲线半径3000 m时，最大横坡角可取12°；车速400 km/h、轨道梁最小曲线半径6000 m时，最大横坡角可取9°或12°；车速450 km/h、轨道梁最小曲线半径9000 m时，最大横坡角可取9°。

参考文献：

[1] 杨静静，孙加林，柯在田．反向曲线客货共线铁路桥梁车桥耦合分析[J]．中国铁道科学，2019，40(2)：46-53.
YANG Jingjing，SUN Jialin，KE Zaitian. Vehicle-bridge Coupling Analysis for Reverse Curve Mixed Passenger and Freight Railway Bridge[J]. China Railway Science，2019，40(2)：46-53.

[2] LI Miao，LUO Shihui，MA Weihua，et al. Experimental and Numerical Investigations of the Dynamic Responses of Low and Medium Speed Maglev Train-track-bridge Coupled System[J]. Vehicle System Dynamics，2022，60(5)：1555-1578.

[3] ZHAI Wanming，HAN Zhaoling，CHEN Zhaowei，et al. Train-Track-Bridge Dynamic Interaction：a State-of-the-art Review[J]. Vehicle System Dynamics，2019，57(7)：984-1027.

[4] GOU Hongye，YANG Longcheng，MO Zhixiang，et al. Effect of Long-term Bridge Deformations on Safe Operation of High-speed Railway and Vibration of Vehicle-Bridge Coupled System[J]. International Journal of Structural Stability and Dynamics，2019，19(9)：1950111.

[5] GOU Hongye，LIU Chang，ZHOU Wen，et al. Dynamic Responses of a High-speed Train Passing a Deformed Bridge Using a Vehicle-track-bridge Coupled Model[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers，Part F：Journal of Rail and Rapid Transit，2021，235(4)：463-477.

[6] HE Qinglie，CAI Chengbiao，ZHU Shengyang，et al. Key Parameter Selection of Suspended Monorail System Based on Vehicle-Bridge Dynamical Interaction Analysis[J]. Vehicle System Dynamics，2020，58(3)：339-356.

[7] FENG Yang，ZHAO Chunfa，ZHAI Wanming，et al. Dynamic Performance of Medium Speed Maglev Train Running over Girders：Field Test and Numerical Simulation[J]. International Journal of Structural Stability and Dynamics，2023，23：2350006.

[8] LIU Linya，YAU J D，QIN Jialiang，et al. Optimal Dynamic Control for a Maglev Vehicle Moving on Multi-span Guideway Girders[J]. Journal of Mechanics，2021，37：373-379.

[9] ZHANG Peng，YU Zhiwu. Random Vibration Analysis of the Maglev Vehicle-guideway System Using a Probability Density Evolution Method with Uncertain Parameters[J]. Structures，2023，48：346-359.

[10] CHEN Chen，XU Junqi，LU Yany，et al. Experimental Study on Vertical Vehicle-rail-bridge Coupling of Medium and Low Speed Maglev Train Based on Track Beam with Different Stiffness[J]. Journal of Vibration and Control，2022，29(17/18)：4129-4142.

[11] 庄绪彬，颜佳海，刘宇，等．中低速磁浮运行速度与悬浮模块长度对车辆过岔稳定性影响研究[J/OL]．中国机械工程，2025：1-12.[2025-09-27]. https://kns.cnki.net/kcms2/article/abstract?v=uxn9QsgV9c-qZpduCLPwIfxzHnMJM3O81PIQp3C15i-S_AuwX-8KrhxA4P9RPVCFUs-SOJgWfVuiJw8sI808_G1UKdhnlz6xlftx9Gn0OgnkdwhNx-EIOzzq2Do84Ubbdejrta5F4Oup7I5Nic-82cEMV0ltH-FE_yxogiNn3D5oo3-Bqsw_91Abw==&uniplatform=NZKPT&language=CHS.
ZHUANG Xubin，YAN Jiahai，LIU Yu，et al. Study on the Effect of Medium-low Speed Maglev Operation Speed and Levitation Module Length on the Stability of Vehicle Crossing the Turnover[J/OL]. China Mechanical Engineering，2025：1-12.[2025-09-27]. https://kns.cnki.net/kcms2/article/abstract?v=uxn9QsgV9c-qZpduCLPwIfxzHnMJM3O81PIQp3C15i-S_AuwX-8KrhxA4P9RPVCFUsSOJgWfVuiJw8sI808_G1UKdhnlz6xlftx9Gn0OgnkdwhNxEIOzzq2Do84Ubbdejrta5F4Oup7I5Nic-82cEMV0ltHFE_yxogiNn3D5oo3-Bqsw_91Abw==&uniplatform=NZKPT&language=CHS.

[12] 翟婉明，姚力，孙立，等．基于车辆-轨道耦合动力学的400km/h高速铁路线路平面参数设计研究[J]．高速铁路技术，2021，12(2)：1-10.
ZHAI Wanming YAO Li SUN Li，et al. Research on Route Plan Design Parameters of 400 km/h High-speed Railway Based on Vehicle-track Coupling Dynamics[J]. High Speed Railway Technology，2021，12(2)：1-10.

[13] WANG Dangxiong，LI Xiaozhen，LIANG Lin，et al. Influence of the Track Structure on the Vertical Dynamic Interaction Analysis of the Low-to-medium-speed Maglev Train-bridge System[J]. Advances in Structural Engineering，2019，22(14)：2937-2950.

[14] 李辉柏，黄靖宇．高速磁浮线路平曲线最小半径优化分析[C]//第十四届中国智能交通年会论文集．北京，2019：78-88.
LI Huibai，HUANG Jingyu. Optimisation Analysis of Minimum Radius of Flat Curve for High-speed Maglev Lines[C]//Proceedings of the 14th Annual Conference on Intelligent Transportation in China. Beijing，2019：78-88.

[15] 周丹峰，朱鹏翔，屈鸣鹤，等．桥梁参数对磁浮系统车-桥耦合稳定性的影响[J]．西南交通大学学报，2025，60(4)：823-832.
ZHOU Danfeng，ZHU Pengxiang，QU Minghe，et al. Influence of Bridge Parameters on Vehicle-bridge Coupling Stability of Maglev System[J]. Journal of Southwest Jiaotong University，2025，60(4)：823-832.

[16] DEMICOLI J，PRENZEL L，STEINHORST S. Optimisation Analysis of Minimum Radius of Flat Curve for High-speed Maglev Lines[C]//Design，Automation and Test in Europe Conference. Florence，2019：78-88.

[17] RADECK D，HSU F H-M，JANKE F，et al. Propulsion

and Suspension Concept of the Technical University of Munich Hyperloop Full-Scale Demonstrator[C]. Applied System Innovation,2024:1-17.

[18] 李小珍，张志俊，刘全民．任意移动荷载列作用下简支梁桥竖向振动响应解析分析[J]．振动与冲击，2012，31(20)：137-142.
LI Xiaozhen，ZHANG Zhijun，LIU Quanmin. Vertical Dynamic Response Analysis of a Simply Supported Beam Bridge under Successive Moving Loads[J]. Journal of Vibration and Shock，2012，31(20)：137-142.

[19] 黎远健，王森，滕念管．中速磁浮列车-轨道梁-桥墩横向耦合振动分析[J]．甘肃科学学报，2024，36(1)：63-71.
LI Yuanjian，WANG Miao，TENG Nianguan. Analysis of Lateral Coupling Vibration of Medium-speed Maglev Train-guideway Girder-bridge Pier[J]. Journal of Gansu Sciences，2024，36(1)：63-71.

（编辑　张　洋）

作者简介：焦贤运，男，2001年生，硕士研究生。研究方向为磁浮列车-桥耦合。E-mail：2267960610@qq.com。张　骞*（通信作者），男，1985年生，教授。研究方向为轨道动力学。发表论文20余篇。E-mail：figozq100@sina.com。

本文引用格式：

焦贤运，万迎新，徐同庆，等．曲线段轨道梁参数对磁浮车-桥耦合动力学的影响[J]．中国机械工程，2026，37(9)：2354-2361.

JIAO Xianyun，WAN Yingxin，XU Tongqing，et al. Influence of Curved Segment Guideway Parameters on Maglev Vehicle-Bridge Coupled Dynamics[J]. China Mechanical Engineering，2026，37(9)：2354-2361.

2026年创新设计活动周暨第十一届好设计颁奖大会系列活动通知

“好设计奖”是经国家科学技术奖励工作办公室备案的全国性综合科技奖项，由路甬祥院士、潘云鹤院士与中国机械工程学会联合主办。该奖项自2015年创办以来，已成功举办十届，始终紧扣制造强国战略部署，深耕制造业创新设计领域，持续推动设计创新与实体经济深度融合，现已成为国内创新设计领域的标杆性奖项。2026年是“十五五”规划开局之年，也是我国制造业转型升级、提质增效的关键之年。制造业正加速向高端化、智能化、绿色化方向迭代升级，新质生产力不断培育壮大。值此重要节点，“好设计奖”亦将开启新十年的征程。本次系列活动落地江苏省淮安市——该市地处长三角北部，智造产业底蕴深厚，高端装备、新能源、新一代信息技术等主导产业蓬勃发展。优质的产业基础与创新生态，可为本次活动赋能产业升级、深化政企校地协同、推动创新设计成果落地转化提供有力支撑。

为深入贯彻落实国家制造强国战略，抢抓新质生产力发展机遇，依托淮安市产业优势，中国机械工程学会定于2026年10月27日至30日，在江苏省淮安市举办“2026年创新设计活动周暨第十一届好设计颁奖大会”系列活动。活动涵盖好设计终评会、颁奖大会、设计大师汇、“中国好设计”淮安之夜、院士专家专场对接会及多场专业学术交流，旨在搭建集高端学术交流、精准产业对接、创新成果展示、优质资源共享于一体的专业化、高水平创新设计交流平台，助力新质生产力生态体系构建，全方位助推我国制造业高质量发展。

一、时间地点

时间：2026年10月27—30日

地点：江苏省淮安市金陵海棠宾馆（地址：江苏省淮安市淮安区翔宇大道1989-1号）

二、活动安排

日期	时间	内容
10月27日	全天	嘉宾报到
	上午	新闻发布会
10月28日	09:00-12:00	好设计青年论坛
		仿生设计论坛
		设计研究论坛
		院士专家双环专场对接
	14:00-17:00	智能设计论坛
		长三角创新设计论坛
		智能制造创新论坛
		好设计终评会
	19:00-20:30	中国好设计淮安之夜
10月29日	09:00-12:00	第十一届好设计颁奖大会
	14:00-17:00	好设计大师汇论坛
		具身智能创新设计论坛
		重型机械工业设计论坛
10月30日	09:00-12:00	淮安市代表性企业调研
	14:00-17:00	淮安市代表性机构调研
10月27日-30日		好设计展＋淮安创新成果展

注：大会期间具体日程安排、活动内容等相关信息以最终正式议程为准。

三、活动报名

本活动已开通在线报名功能，详见以下网址：

https://www.cmes.org/notice/59e45cceeeea44e89ab33e0c51925134.html

（工作总部）