

基于能量指标的常导高速磁浮系统平稳性评估方法

刘鸣博¹, 曾国锋¹, 韩紫平¹, 吕卿², 梁鑫³

(1. 同济大学 国家磁浮交通工程技术研究中心, 上海 201804; 2. 上海磁浮交通发展有限公司, 上海 201204;

3. 高速磁浮运载技术全国重点实验室, 山东 青岛 266111)

摘要: 提出一种基于能量指标的常导高速磁浮系统平稳性评估方法。通过建立磁浮车-轨耦合动力学模型并开展多工况仿真, 系统揭示轨道不平顺与系统能量传递累积特征的映射规律。最后, 结合上海高速磁浮示范线轨道线形维护中的实测不平顺数据, 验证了该方法的有效性。

关键词: 高速磁浮系统; 轨道质量评价; 车-轨耦合; 能量指标

中图分类号: U237

文献标志码: A

Energy-based Dynamic Stability Assessment Method for High-speed Maglev Vehicle-track Systems

LIU Mingbo¹, ZENG Guofeng¹, HAN Ziping¹, LÜ Qing², LIANG Xin³

(1. National Maglev Transportation Engineering R&D Center, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Maglev Transportation Development Co., Ltd., Shanghai 201204, China; 3. State Key Laboratory of High-speed Maglev Transportation Technology, Qingdao 266111, China)

Abstract: In this paper, an evaluation stability assessment method based on energy indicators for high-speed maglev vehicle-track systems is proposed. By the establishment of a maglev vehicle-track coupled dynamic model and extensive multi-condition simulations, the systematic mapping between track irregularities and the system's energy transfer accumulation characteristics is elucidated. And the method's effectiveness is further validated using measured track irregularity data from the track geometry maintenance of the Shanghai High-speed Maglev Demonstration Line.

Keywords: high-speed maglev system; track quality evaluation; vehicle-track coupling; energy index

常导高速磁浮系统作为前沿轨道交通技术, 具有速度高、运行平稳等优势, 发展前景广阔^[1]。磁浮线路轨道集驱动、导向与支承功能于一体, 通常采用分段布置方式, 以满足高速运行下长距离线路的需求。轨道不平顺主要由分段接头误差和动态变形引起, 呈现特定波长特征。实测结果表明, 磁浮轨道不平顺呈现周期性, 可通过功率谱密度刻画其波长与幅值特性^[2]。时瑾等^[3]基于多刚体与有限元建模分析车-轨系统的耦合振动, 指出轨道梁的垂向挠曲是垂向耦合振动的主要因素。研究表明, 相较于轮-轨系统, 不平顺对磁浮系统影响较弱, 但在错台不平顺处, 电磁铁冲击会诱发高频振动并影响系统平稳性^[4]。陈琛等^[5]分析了轨道垂向不平顺对悬浮间隙的影响, 指出速度提升时轨道激励对平稳性和悬浮系统稳定性的影响更为显著。Hu 等^[6]进一步证明, 不平顺引起的悬浮间隙扰动可能引发车-轨耦合系统的高维 Hopf 分岔, 增加失稳风险。可见, 轨道平顺性对磁浮系统稳定性至关重要。

现有高速磁浮系统的运行稳定性评价多基于车体垂向加速度或悬浮间隙波动指标。任旭东等^[7]和殷月俊等^[8]分析了实测车-轨耦合振动与悬浮间隙的高频振荡特性。倪菲等^[9]指出, 列车速度与轨道不平顺波长对悬浮间隙和车体垂向加速度影响显著, 且两者具有交互作用。赵春发等^[10]采用 Sperling 平稳性指标^[11]评估了 300~500 km·h⁻¹ 速度下的磁浮车-轨动力响应。然而, 考虑磁浮轨道梁的周期性布置使结构周期对应的激励频率随速度提升进入高频范围^[12], Sperling 指标对高频振动反映不足的问题逐渐凸显^[13]。为深入理解轨道激励如何通过悬浮控制作用于车体响应, 部分研究引入了动力学建模与能量路径分析框架。Chen 等^[14]在实验平台中构建了

收稿日期: 2025-01-18

基金项目: 国家自然科学基金(52272375); 国家重点研发计划(2023YFB4302502)

第一作者: 刘鸣博, 博士生, 主要研究方向为磁浮车轨动力学及动态轨道检测技术。E-mail: 2210772@tongji.edu.cn

通信作者: 曾国锋, 教授级高级工程师, 工学博士, 主要研究方向为磁浮线路与轨道结构、车轨动力学及检测技术。

E-mail: zengguofeng@tongji.edu.cn



论文
拓展
介绍

弹性框架与悬浮系统的耦合模型,发现当刚度与惯量参数处于特定组合时,系统更易发生由电磁系统向结构系统的能量传递,揭示了轨道激励与车辆响应之间复杂的能量耦合机制。因此,磁浮工程运维中需要构建反映轨道激励的综合动态响应评估指标,定量评估振动能量传递与累积特性。功率流方法^[15]通过同时考虑力与速度相位信息来有效揭示复杂系统的能量传递特性。自Goyder于1980年提出该概念以来,已在振动控制与传递路径分析等领域得到广泛应用^[16],能直观反映系统能量的传递与分配规律^[17]。与传统隔振分析相比,功率流方法在高频段更能准确反映系统动态特性^[18],与高速轨道交通领域对复杂高频振动的分析需求高度契合^[19]。

据此,建立了一种融合功率流分析的磁浮系统动态平稳性评估框架。以能量传递与累积过程为主线,采用四端参数法构建悬浮系统功率流模型,并结合车体搭接结构与轨道梁柔性构建车-磁-轨耦合动力学模型,从而揭示轨道不平顺对系统能量响应的影响机制。最后,利用上海高速磁浮示范线的实测数据对方法进行了验证与工程适应性评估。

1 磁浮车-轨能量传递特性分析

1.1 基于四端参数法的磁浮车体导纳特性分析

鉴于高速磁浮系统采用主动悬浮控制,在轨道激励下能量交换比传统轮-轨系统更加频繁,动力学行为也更复杂^[20]。功率流方法将作用点的力与速度的幅值及相位同时纳入分析,可实现车-轨相互作用中振动能量传递的定量表征^[21]。功率流的基本定义为

$$P_i = F_i v_i \quad (1)$$

式中: P_i 为功率; F_i 、 v_i 分别为目标位置的作用力和响应速度的瞬时值。将外部作用考虑为简谐激励,则功率流表达式可进一步整理为

$$P_i = \frac{1}{2} |F|^2 \operatorname{Re} \{ \tilde{M} \} \quad (2)$$

式中: $|F|$ 为作用力幅值; \tilde{M} 为系统机械导纳。机械导纳^[22]定义为系统响应与激励力之比,用以表征结构对应力输入的响应能力以及能量的传递与耗散特性。

为获得磁浮系统的导纳特性,将车体-悬浮架-悬浮磁铁的主要传递路径简化为由5个理想单元组成的分层模型:悬浮力单元、悬浮磁铁质量单元、磁铁弹性支撑单元、悬浮架质量单元与空气弹簧单元。

在悬浮力单元建模时引入主动悬浮控制模型,以体现车-轨耦合界面处电磁力的主动控制特性。模型在悬浮平衡位置处进行线性化处理,结合动力学、电气系统及控制回路方程,可建立描述系统状态的方程组为:

$$\begin{cases} u(t) = Ri(t) + L\Delta\dot{i} \\ \Delta u = K_p \Delta\delta + K_d \Delta\dot{\delta} + K_a \Delta\ddot{\delta} \\ F_m = K_i \Delta i - K_\delta \Delta\delta \end{cases} \quad (3)$$

式中: F_m 为悬浮力; Δu 、 Δi 分别为悬浮电压及电流变化; $\Delta\delta$ 为悬浮间隙变化; R 、 L 分别为电磁铁的等效电阻及平衡位置电感; K_p 、 K_d 、 K_a 为悬浮控制参数; K_i 、 K_δ 分别为悬浮力经平衡位置线性化后的电流、间隙分量比例系数。在磁浮车-轨耦合振动分析中,悬浮力的动态调整受悬浮间隙变化的约束,通过构建传递函数 $Y_{lev}(s) = \delta(s)/F_m(s)$,可评估磁浮的导纳特性。为进行车-轨振动能量传递特性的频域分析,对方程组在平衡位置进行拉普拉斯变换,得到:

$$\begin{cases} U(s) = RI(s) + LsI(s) \\ U(s) = K_p \delta(s) + K_d s \delta(s) + K_a s^2 \delta(s) \\ F_m(s) = K_i I(s) - K_\delta \delta(s) \end{cases} \quad (4)$$

联立方程组(4)中的第1、2个等式,得到电流变化与间隙变化的传递函数表达式为

$$\frac{I(s)}{\delta(s)} = \frac{K_p + K_d s + K_a s^2}{R + Ls} \quad (5)$$

进一步与方程组(4)中的第3个等式联立,得到间隙变化与悬浮力之间的传递函数为

$$Y_{lev} = \frac{\delta(s)}{F(s)} = \frac{Ls + R}{K_i K_a s^2 + (K_i K_d - K_\delta L)s + (K_i K_p - R K_\delta)} \quad (6)$$

悬浮磁铁处作用力可等效为12个悬浮力单元并联,据此可得到四端参数矩阵为

$$\begin{pmatrix} F_{in} \\ v_{in} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Y_{lev}/12 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} F_{out} \\ v_{out} \end{pmatrix} \quad (7)$$

在此基础上,通过构建由力与速度比构成的传递率矩阵,并基于弹簧和阻尼元件的串并联关系,建立系统的四端参数矩阵^[23-24]以描述能量传递特性,如图1所示。建模选用的控制参数及上海高速磁浮示范线TR08车辆结构参数见表1。

由此得到系统输入激励(F_{in} , v_{in})与向外输出(F_{out} , v_{out})之间的系统四端参数矩阵为

$$\begin{pmatrix} F_{in} \\ v_{in} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Y_{lev}/12 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & m_{lev}s \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ s/(k_{tm} + c_{tm}s) & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & m_{bogie}s \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ s/(k_{as} + c_{as}s) & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} F_{out} \\ v_{out} \end{pmatrix} \quad (8)$$

由系统边界条件可知,车体无向外输出力,即 $F_{out} = 0$ 。据此得到该系统的导纳表达式为

$$M_{sys} = \frac{m_{bogie}s((Y_{lev} + Y_{lev}m_{lev}s + 12)(k_{tm} + c_{tm}s) + s(Y_{lev}m_{lev}s + 12))}{12((m_{lev}s + m_{bogie}s)(k_{tm} + c_{tm}s) + m_{bogie}m_{lev}s^3)} \quad (9)$$

将表1中取值代入式(9)并计算,得到主动控制模式下系统导纳的幅频、相频曲线,如图2所示。由图2可知,在约18.6 Hz处存在共振谱峰值,与悬浮磁铁的固有频率相对应。由高频段系统导纳特性的对比分析可知,主动控制模型通过反馈和调节算法来动态调整悬浮力,能够更有效地抑制高频能量输入,减少高频振动传播。然而,主动控制系统在高频段内的相位维持在 -90° ,意味着系统能量耗散较少,并伴随高频振动的滞留和持续。

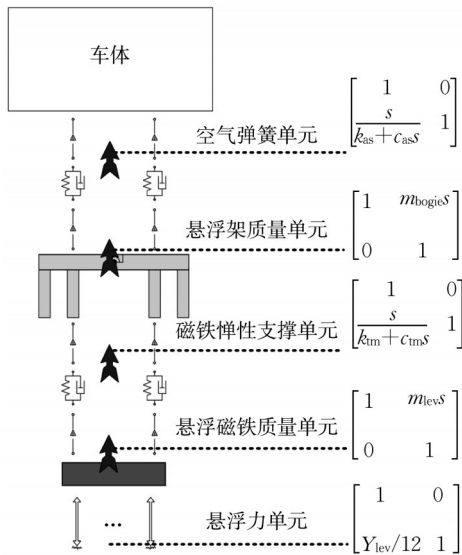


图1 磁浮列车能量传递路径的四端参数分析

Fig.1 Four-terminal parameter analysis of energy transmission paths in a maglev train

系统导纳特性分析反映出主动悬浮控制影响下磁浮系统车-轨耦合界面处的能量传递特性。为进一步考虑磁浮车辆走行部间复杂搭接特性的影响,结合高速磁浮车-轨动力学建模及仿真进行整车功率流的模拟与分析。

1.2 基于车-轨耦合模型的功率流仿真分析

磁浮系统的整车功率流分析基于TR08高速磁浮车-轨耦合模型^[25],包括1节车体、4个悬浮架及7个悬浮磁铁的浮沉、点头自由度,如图3所示。采用比例-积分-微分(PID)控制策略进行悬浮控制建模^[26],建模参数如表1所示。

为反映车体在外部激励下的能量传递特征,暂将

表1 磁浮车体结构及控制参数

Tab.1 Structural and control parameters of the maglev vehicle

符号	意义	取值
m_c/kg	车体质量	39 000
m_{bogie}/kg	双侧悬浮架总质量	2 643
m_{lev}/kg	双侧悬浮磁铁总质量	603
L/H	线圈电感	7×10^{-4}
R/Ω	线圈电阻	1
K_a	加速度反馈系数	0.5
K_d	速度反馈系数	20
K_p	悬浮间隙反馈系数	6×10^3
$k_{tm}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	磁铁与悬浮架间支撑刚度	8×10^6
$c_{tm}/(\text{Ns} \cdot \text{m}^{-1})$	磁铁与悬浮架间支撑阻尼	1×10^4
$k_{as}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	空气弹簧刚度	3.8×10^5
$c_{as}/(\text{Ns} \cdot \text{m}^{-1})$	空气弹簧阻尼	5×10^3

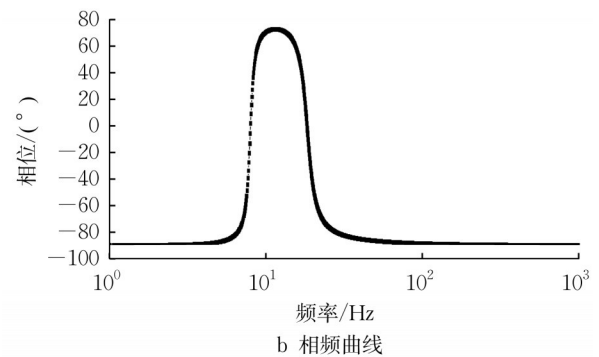
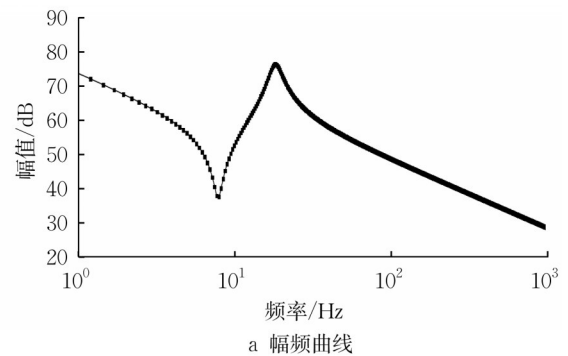


图2 磁浮系统导纳特性分析

Fig.2 Admittance characteristics analysis of the maglev system

轨道考虑为刚性,忽略其柔性变形及不平顺。基于Newmark法实现系统动力学计算,根据悬浮控制器位置的控制电流及间隙信号得到施加的电磁力。通过计算悬浮间隙变化率并与电磁力相乘,得到间隙功率流。

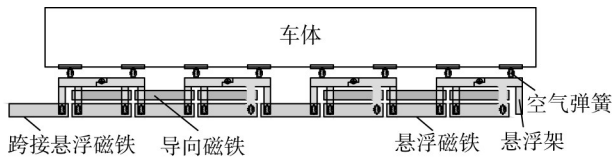


图3 磁浮系统整车平面模型

Fig.3 Maglev system vehicle plane model

设置 $100\sim 500\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 的车辆行驶速度,采用数值仿真方法实现功率流的求解^[27]。以 $P_0 = 10^{-6}$ 作为基准进行不同仿真工况下的功率流归一化处理,得到刚性轨道上的车辆相对功率流水平,如图4所示。可知,随着车辆运行速度的提升,系统的输入功率流水平在全频段内均呈现逐渐增大的趋势,除理论分析中得到的1阶共振能量谱峰(21.20 Hz)外,在约43.00 Hz及66.00 Hz处还存在2个高阶共振峰。

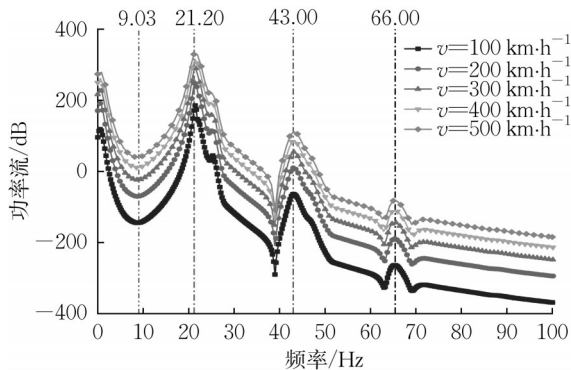


图4 不同速度下刚性轨道磁浮系统相对功率流水平对比

Fig.4 Comparison of power flow levels on rigid track at different speeds

在车辆-刚性轨道动力学模型基础上,进一步考虑轨道梁柔性对系统功率流的影响。将轨道梁简化为伯努利-欧拉梁,采用直接刚度法建立多跨轨道梁动力方程。在 $300\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 运行速度下对比刚性轨道与柔性轨道模型的系统相对功率流水平,如图5所示。

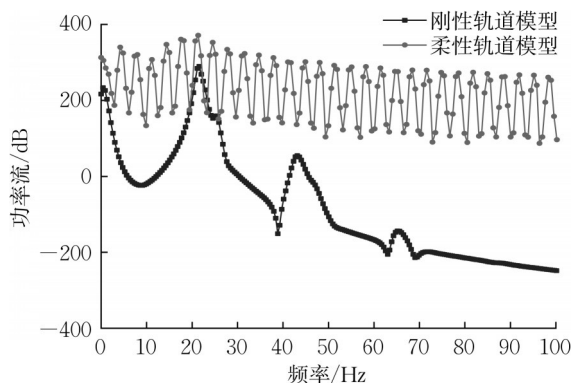


图5 刚性和柔性轨道建模下系统相对功率流水平对比

Fig.5 Comparison of power flow levels under rigid and flexible track modeling

对比结果表明,柔性轨道模型的功率流在全频段均显著高于刚性轨道模型,且高频部分呈持续波动而非快速衰减。这说明,轨道的周期性柔性变形对能量传递具有重要影响,是磁浮系统动态平稳性评估中不可忽视的因素。此外,轨道不平顺与轨道柔性变形的叠加将进一步放大能量的瞬态冲击与持续累积效应。

2 轨道不平顺激励下系统的能量累积特性分析

2.1 轨道不平顺激励下累积能量的时域特征

根据激励成因的不同,轨道激励可被分为2类:①车辆通过时轨道梁挠曲产生的周期性激励,由于磁浮轨道梁具有相对固定的跨距,因此该类激励通常呈现周期性特征;②由制造误差、施工质量及地层不均匀沉降导致的轨道不平顺激励,该类激励呈统计性特征。鉴于常导高速磁浮轨道梁的分段布设特征^[28],梁体内部不平顺可通过机加工精度加以控制,因此地基沉降等外部因素对线路平顺性的影响主要集中在梁端区域,并可通过支座调节修正。在实际运维中,梁端区域的轨道不平顺主要分为2类:梁端长波不平顺(多跨梁端空间位置与其拟合线的偏差)和梁端局部偏差,包括相邻梁端的错台不平顺及梁端转角变化率。上述2类典型轨道不平顺定义见图6。

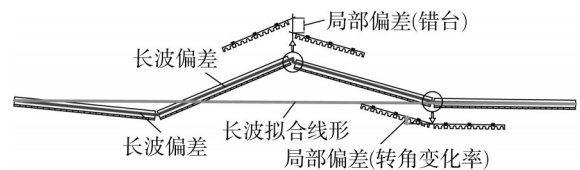


图6 2类典型磁浮轨道不平顺

Fig.6 Two types of typical maglev track irregularities

为分析典型磁浮轨道不平顺激励下的系统累积能量特征,构造一个组合不平顺样本作为仿真输入。基于上海高速磁浮示范线实测的长波不平顺、错台不平顺幅值水平,在该不平顺样本19.5、44.3 m的行进里程位置处设置2个幅值为0.5 mm的错台不平顺,并在150~320 m区间内设置幅值水平为5.5 mm的长波不平顺,如图7所示。

将构造的轨道不平顺样本输入车-轨耦合动力学模型进行仿真。为同时表征系统的短时冲击与能量累积特性,引入由瞬时功率流与累积能量构成的综合能量指标,定义为

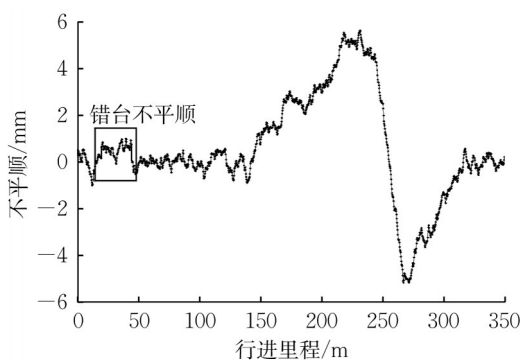


图7 组合轨道不平顺样本

Fig.7 Combined track irregularity sample

$$\beta_{CEI}(t) = \alpha P(t) \Delta t + \int_0^T P(t) dt \quad (10)$$

式中: $P(t)$ 为瞬时功率流; Δt 为采样时间; α 为功率冲击项增益系数, 用于调节瞬时冲击响应的贡献权重。根据《高速磁浮交通设计标准》(CJJ/T 310—2021)^[29]中规定的短波及长波不平顺阈值, 以长波不平顺阈值下的累积能量峰值水平 E_{st} 为基准, 并结合短波不平顺的动态激励强度 $P_{max} \Delta t$, 可标定冲击项系数 $\alpha = E_{st} / P_{max} \Delta t = 2.9$ 。将仿真获取的综合能量指标结果与悬浮磁铁的振动加速度、悬浮间隙信号进行对比, 如图8所示。

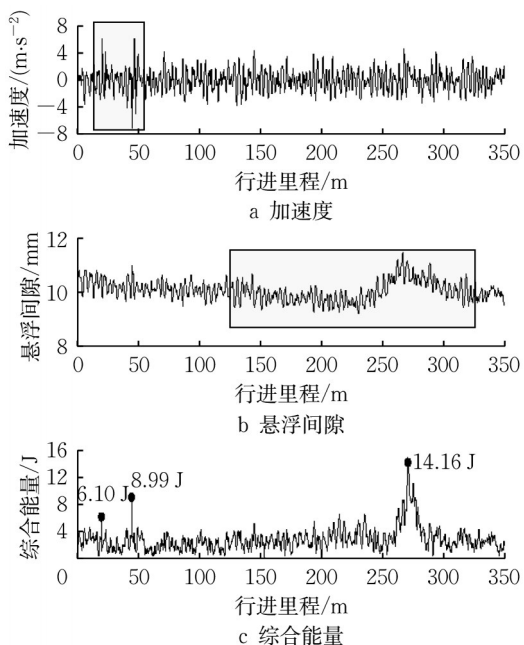


图8 综合能量与加速度及间隙信号的对比

Fig.8 Comparison among energy index, acceleration and gap signals

对比分析结果表明, 悬浮磁铁加速度有效值在错台不平顺下增至 $1.78 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ (+29%), 高于长波不平顺激励下的 $1.51 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ (+10%), 表明其对冲击型激

励更敏感。悬浮间隙标准差在长波激励下增大至 0.33 mm (+38%), 高于错台不平顺激励下的 0.30 mm (+26%), 反映出长波不平顺对间隙波动影响更为突出。相比之下, 综合能量在2种不平顺激励下分别达到 8.99 J (增幅2.11倍) 和 14.16 J (增幅3.32倍), 较传统加速度与悬浮间隙指标更能区分不同不平顺类型的动态影响, 并展现更高的响应敏感性。

2.2 轨道不平顺激励下累积能量频域特征

进一步基于上海高速磁浮示范线轨道谱反演的激励样本^[30], 计算综合能量指标相对于输入不平顺的频响函数, 以分析系统能量与轨道激励的频域关联性。采用的频响函数为

$$|H(f)| = \frac{|S_{IR,E}(f)|}{|S_{IR}(f)|} \quad (11)$$

式中: $S_{IR,E}$ 为系统累积能量与不平顺的互功率谱; S_{IR} 为不平顺功率谱。依据计算结果得到的频响函数曲线见图9。传递函数幅值表征了系统对不同频率轨道激励的能量增益。由图9结果可知, 系统在空间频率 0.258 m^{-1} 处出现显著峰值, 对应列车的 21.2 Hz 敏感频率; 在 0.984 m^{-1} 空间频率处出现输入能量峰值, 与定子标准长度 1.032 m 对应; 在 0.047 m^{-1} 空间频率处出现明显波谷, 对应 24.768 m 的标准梁跨径。可见, 轨道梁的周期性柔性特征对车辆能量响应具有显著调制作用。当不平顺波长超过跨距后, 波长越大, 系统能量增益越高。

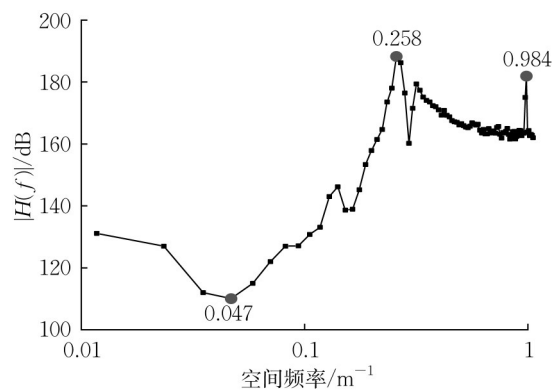


图9 累积能量与输入随机不平顺间的频响函数曲线

Fig.9 Frequency response function curve between cumulative energy and input random track irregularity

上述研究结果表明, 基于综合能量指标的评估方法具备识别不同特征轨道缺陷的灵敏性与区分度, 可为轨道服役状态的动态评估提供量化基准。同时, 该方法所采用的悬浮电流、悬浮间隙等参数均

为磁力控制的实时监测量,无须增设专用传感装置即可实现轨道状态的在线诊断,在工程实践层面具有操作可行性。

3 基于综合能量指标的轨道状态评估

3.1 综合能量指标动态评估的一致性与敏感性分析

基于车-轨界面的能量传递特性,进一步评估综合能量指标对轨道不平顺的动态表征能力。针对磁浮线路布设下的典型“单峰型”和“峰谷型”2种长波不平顺,在 $300 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 条件下开展多工况仿真,研究不同几何特征的不平顺激励与综合能量指标响应间的映射关系,得到输入不平顺下的综合能量指标结果,如图 10、11 所示。

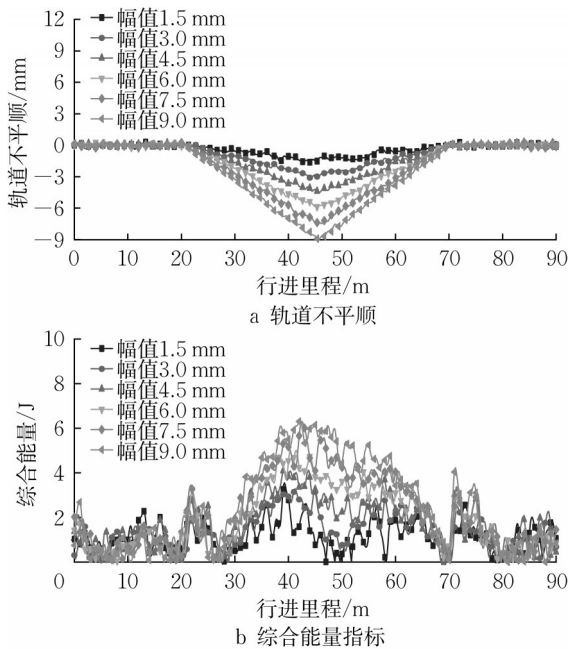


图 10 单峰型轨道不平顺激励下系统的能量特征
Fig.10 Energy characteristics of the system under single-peak track irregularity excitation

由仿真结果可知,即使在不考虑轨道不平顺激励的情况下,轨道梁的柔性变形也会引发一定程度的系统能量传递,其固有动态响应不容忽视。因此,将轨道柔性工况下系统响应所对应的综合能量值作为基准,根据上海高速磁浮示范线实测数据分析可得其平均值稳定在 1.2 J 。在此基础上,进一步对比长波不平顺激励下综合能量指标与加速度、悬浮间隙相对于基准的变化幅度,如图 12 所示。

由图 12 结果可知,3 种指标总体上均反映出随长波不平顺幅值水平增大而增大的趋势,但悬浮间

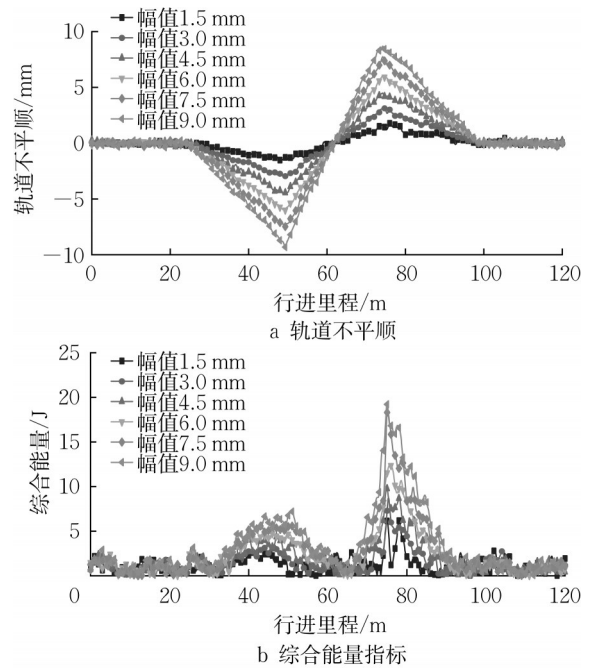


图 11 峰谷型轨道不平顺激励下系统的能量特征
Fig.11 Energy characteristics of the system under peak-valley track irregularity excitation

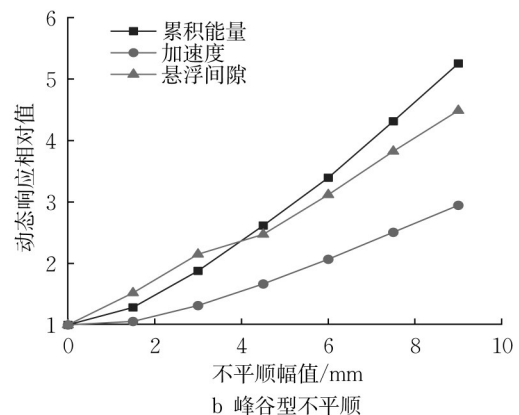
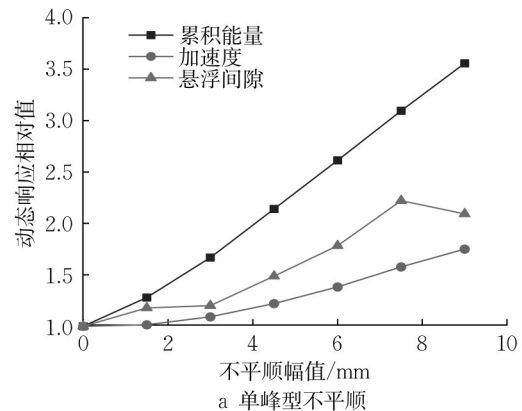


图 12 3 种动态响应指标随不平顺幅值的变化
Fig.12 Variation of three dynamic response indicators with track irregularity amplitude

隙波动水平在部分情况下与施加不平顺幅值水平的关联性较弱,存在不平顺幅值增大但悬浮间隙波动水平保持不变甚至减小的情况。车厢加速度有效值与累积能量水平均表现出与输入长波不平顺激励幅值之间的强关联性,通过车厢垂向振动加速度仿真结果进一步计算不同轨道激励工况下的 Sperling 指标并与综合能量指标进行对比,如表2、3所示。

表2 单峰型不平顺的综合能量及其与 Sperling 指标的对比
Tab.2 Energy index of single-peak track irregularity and its comparison with Sperling index

长波不平顺/mm	综合能量/J	综合能量响应增长比/%	Sperling 指标	Sperling 指标响应增长比/%
0	1.20		2.50	
1.5	1.39	16.0	2.56	2.4
3.0	1.68	40.3	2.58	3.2
4.5	2.12	76.5	2.62	4.9
6.0	2.49	107.8	2.65	5.9
7.5	2.92	143.7	2.66	6.4
9.0	3.35	179.3	2.74	9.7

表3 峰谷型不平顺的综合能量及其与 Sperling 指标的对比
Tab.3 Energy index of peak-valley track irregularity and its comparison with Sperling index

长波不平顺/mm	综合能量/J	综合能量响应增长比/%	Sperling 指标	Sperling 指标响应增长比/%
0	1.20		2.50	
1.5	1.74	45.1	2.59	3.4
3.0	2.34	94.6	2.70	8.0
4.5	3.23	169.3	2.79	11.4
6.0	4.25	254.1	2.94	17.7
7.5	5.46	354.7	3.09	23.5
9.0	6.59	448.8	3.11	24.4

由表2、3可知,当轨道单峰型长波不平顺从0 mm增至9.0 mm时,综合能量由1.20 J增长至3.35 J, Sperling 指标由2.50增至2.74,均随轨道激励幅值增加而呈现上升的趋势。在指标的响应灵敏度方面,幅值每增大1.5 mm时,综合能量指标增幅均超过15%,而 Sperling 指标在幅值变化的同工况下,增幅仅稳定在2.4%~9.7%之间,即能量指标可更精准地辨识激励幅值的微小变化下系统响应的动态特征。为进一步揭示轨道激励对系统能量传递的影响,基于综合能量指标对不平顺激励的动力学响应进行趋势研究,以不平顺激励引起的能量占比定量表征动态响应的演化特征。在1.5~9.0 mm的激励幅值以及200~600 km·h⁻¹的仿真运行速度下,综合能量指标随运行速度、不平顺幅值的变化见图13。

由图13可知,2类长波不平顺下的系统综合能

量指标均随不平顺幅值增加而上升,并在相同幅值条件下随速度提高而降低。在相同速度与幅值下,相比覆盖2跨梁的单峰型不平顺,跨越大梁跨范围的峰谷型不平顺引起的能量累积更为显著。以系统综合能量指标达到50%作为轨道激励系统平稳性良好的临界状态,此时不平顺激励导致的累积能量与轨道周期性柔性变形的固有能量水平相当。当指标进一步上升时,不平顺激励成为主导因素。根据如图13所示的综合能量指标变化趋势,可得到2种长波不平顺的速度-幅值临界包络,为轨道状态评估与维修提供参考。以上海高速磁浮示范线现阶段的稳定运行最高速度300 km·h⁻¹为例,对于单峰型不平顺,峰值水平应控制在4.1 mm以内;以4跨梁段形成的峰谷型不平顺为基准,单峰值水平应控制在3 mm内,对应峰谷差值在6 mm内。

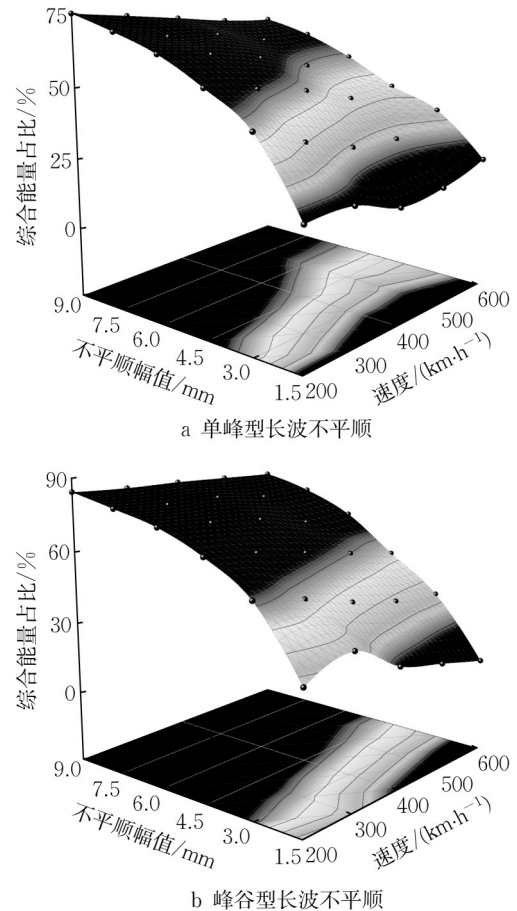


图13 综合能量指标随不平顺幅值的变化

Fig.13 Variation of energy index with track irregularity amplitude

3.2 综合能量指标在线形维护效果评估中的应用

基于2024年度的上海高速磁浮示范线旅客乘坐舒适性、车辆运行平稳性优化的工程需求,在上海

高速磁浮示范线上开展了全线路范围内的线形调整与验证评估工作。线形调整过程中,通过评估既有梁端轨道不平顺确定待调整点位及其对应的轨道调整量,并经空间线形换算后得到轨道梁端支座的竖向高度调整值。支座调整位置见图 14。



图 14 上海高速磁浮示范线线形优化调整支座情况

Fig.14 Support conditions of alignment optimization adjustment for the Shanghai High-speed Maglev Demonstration Line

在线形调整后的效果评估阶段,基于调整前后的实测不平顺数据并结合综合能量指标,对典型里程段的车-轨平稳性进行验证,如图 15 所示。

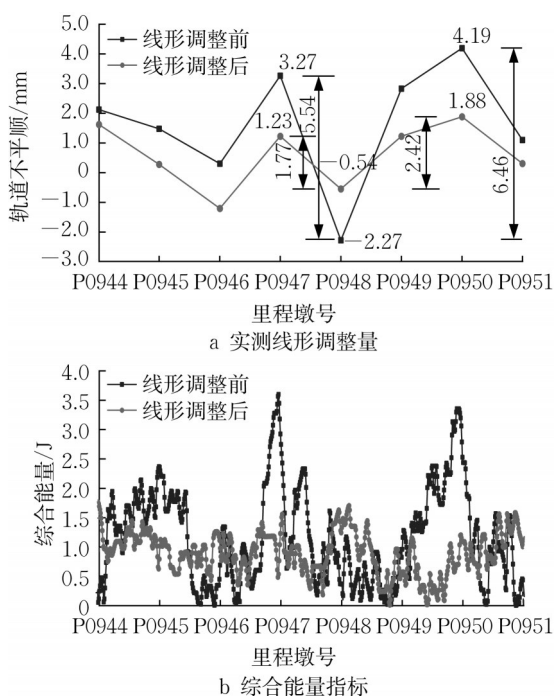


图 15 实测线形调整区段综合能量水平

Fig.15 Energy levels in the measured alignment adjustment section

线形调整前 P0947~P0948 区段的峰谷型不平顺幅值为 5.54 mm,对应综合能量 3.60 J;P0948~P0950 3 跨梁范围内峰谷型不平顺幅值为 6.46 mm,

对应综合能量 3.35 J。线形优化后,两区段不平顺幅值分别降至 1.77、2.42 mm,综合能量下降至 1.56 J(-56.7%)和 1.21 J(-63.9%)。结果表明,综合能量指标能够有效反映线形调整带来的动态改善,为该方法的工程应用提供了有效验证。

4 结论

(1) 基于功率流基本理论及四端参数分析方法,建立了磁浮车-轨耦合系统的动力学解析模型,并分析了磁浮车辆功率流传递特性。结果表明,随着运行速度的提升,系统在全频段内的能量传递水平逐渐增大。

(2) 根据多体动力学及有限元理论,建立细化的车-轨耦合动力学模型,系统分析轨道柔性及不平顺激励下的能量传递及累积特征。在此基础上,提出综合能量指标,用于表征不同轨道激励条件下的能量冲击强度与响应累积效应。

(3) 基于能量指标在不平顺激励下的变化规律,建立运行速度与不平顺幅值之间的响应包络线,为轨道状态调整效果的量化提供依据。在上海高速磁浮示范线的实际线形维护中,4 mm 幅值的峰谷型长波不平顺经优化调整后,系统能量指标降低幅度达 56.7%~63.9%。该结果与基于包络曲线得到的预测值基本一致,从工程实证角度验证了能量指标在轨道平顺性评估中的有效性与实用价值。

作者贡献声明:

刘鸣博:磁浮车-轨功率流模型建立与仿真分析,能量指标的提出与验证。

曾国锋:研究设计与仿真程序校核,能量指标方法在应用场景中的验证。

韩紫平:参与模型建立与仿真分析,协助数据处理与结果验证。

吕 卿:统筹实验测试安排与规划,参与数据分析与结果讨论。

梁 鑫:高速磁浮车-轨动力学模型要素分析。

参考文献:

[1] 韩艳,卜秀孟,王力东,等.高速磁浮列车-轨道梁耦合系统轨道不平顺敏感波长研究[J].振动与冲击,2024,43(5):1.
HAN Yan, BU Xiumeng, WANG Lidong, *et al.* Study on sensitive wavelength of track irregularity in high-speed maglev train-track beam coupling system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2024, 43(5):1.

[2] ZONG Lingxiao, HU Junxiong, PAN Mengchun, *et al.*

- Experimental measurement of track irregularities in EMS maglev systems using the mid-chord offset method and inverse filtering technology [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2025, 239(2): 106.
- [3] 时瑾,魏庆朝,万传风,等.随机不平顺激励下磁浮车辆轨道梁动力响应[J].力学学报,2006(6):850.
SHI Jin, WEI Qingchao, WAN Chuanfeng, *et al.* Dynamic response of maglev vehicle-track beam under random irregularity excitation [J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2006(6): 850.
- [4] 时瑾,魏庆朝.线路不平顺对高速磁浮铁路动力响应特性的影响[J].工程力学,2006(1):154.
SHI Jin, WEI Qingchao. Effect of track irregularity on dynamic response characteristics of high-speed maglev railways [J]. *Engineering Mechanics*, 2006(1): 154.
- [5] 陈琛,徐俊起,荣立军,等.轨道随机不平顺下磁浮车辆非线性动力学特性[J].交通运输工程学报,2019,19(4):115.
CHEN Chen, XU Junqi, RONG Lijun, *et al.* Nonlinear dynamic characteristics of maglev vehicle under track random irregularity [J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2019, 19(4): 115.
- [6] HU Junxiong, MA Weihua, CHEN Xiaohao, *et al.* Levitation stability and Hopf bifurcation of EMS maglev trains [J]. *Mathematical Problems in Engineering*, 2020, 2020(1): 2936838.
- [7] 任旭东,黄靖宇,张梓杨,等.时速600 km高速磁浮列车车辆-轨道耦合振动现场测试与动力特性研究[J].铁道车辆,2021,59(6):6.
REN Xudong, HUANG Jingyu, ZHANG Ziyang, *et al.* Field test and dynamic characteristics study of vehicle-track coupling vibration for 600 km/h high-speed maglev train [J]. *Railway Vehicle*, 2021, 59(6): 6.
- [8] 殷月俊,罗汉中,黄醒春.高速磁浮道岔振动响应的原位实测[J].上海交通大学学报,2007(4):658.
YIN Yuejun, LUO Hanzhong, HUANG Xingchun. In-situ measurement of vibration response for high-speed maglev turnout [J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2007(4): 658.
- [9] 倪菲,范琳,徐俊起,等.基于Sobol'法的高速磁浮列车单点悬浮系统全局灵敏度分析[J].西南交通大学学报,2025,60(4):812.
NI Fei, FAN Lin, XU Junqi, *et al.* Global sensitivity analysis of single-point levitation system for high-speed maglev train based on Sobol' method [J]. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 2025, 60(4): 812.
- [10] 赵春发,翟婉明,王开云.磁悬浮车辆随机振动响应分析及其平稳性研究[J].中国机械工程,2002(16):58.
ZHAO Chunfa, ZHAI Wanming, WANG Kaiyun. Random vibration response analysis and ride comfort study of maglev vehicles [J]. *China Mechanical Engineering*, 2002(16): 58.
- [11] 熊蕴远,王加里,吴涛涛,等.列车运行平稳性评估及 Sperling 公式运用过程中的问题梳理[J].中国新通信,2022,24(19):32.
XIONG Yunyuan, WANG Jiali, WU Taotao, *et al.* Evaluation of train ride comfort and analysis of issues in Sperling's formula application [J]. *China New Telecommunications*, 2022, 24(19): 32.
- [12] 倪纯双,王悦明.浅析平稳性指标和舒适度指标[J].铁道机车车辆,2003(6):1.
NI Chunshuang, WANG Yueming. Brief analysis of ride stability index and comfort index [J]. *Railway Locomotive & Car*, 2003(6): 1.
- [13] 孙效杰,莫婉莽,陶强,等.轨道车辆乘坐舒适性评价标准对比[J].应用技术学报,2024,24(4):459.
SUN Xiaojie, MO Wanqiao, TAO Qiang, *et al.* Comparison of ride comfort evaluation standards for rail vehicles [J]. *Journal of Applied Technology*, 2024, 24(4): 459.
- [14] CHEN Xiaohao, CAO Yi, LI Miao, *et al.* Stability analysis of electromagnetic suspension systems coupled with flexible frames: modeling, control, analysis and experimentation [J]. *ISA Transactions*, 2025, 156: 655.
- [15] HA J-Y, KIM K-J. Analysis of mimo mechanical systems using the vectorial four pole parameter method [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1995, 180(2): 333.
- [16] XING J-T, PRICE W G. A power-flow analysis based on continuum dynamics [J]. *Proceedings of the Royal Society of London, Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 1999, 455: 401.
- [17] 周昌盛,周华龙,杨文茂,等.基于有限元功率流法的轮轨系统能量分布特性研究[J].铁道标准设计,2020,64(7):39.
ZHOU Changsheng, ZHOU Hualong, YANG Wenmao, *et al.* Energy distribution characteristics of wheel-rail system based on finite element power flow method [J]. *Railway Standard Design*, 2020, 64(7): 39.
- [18] 李昌乐,董小明.基于四端参数法的车辆橡胶悬置系统分析[J].汽车实用技术,2018(21):42.
LI Changle, DONG Xiaoming. Analysis of vehicle rubber mounting system based on four-terminal parameter method [J]. *Automobile Applied Technology*, 2018(21): 42.
- [19] 徐宁,任尊松,薛蕊,等.不同车辆-轨道垂向动力学模型功率流传递特性研究[J].铁道学报,2019,41(5):35.
XU Ning, REN Zunsong, XUE Rui, *et al.* Power flow transfer characteristics of different vehicle-track vertical dynamics models [J]. *Journal of the China Railway Society*, 2019, 41(5): 35.
- [20] HAN Ziping, ZENG Guofeng, YE Feng. Research on environmental vibration induced by high-speed maglev transportation [J]. *Applied Sciences*, 2024, 14(1): 413.
- [21] 严济宽.振动功率流的一般表达式及其测量方法[J].噪声与振动控制,1987(1):24.
YAN Jikuan. General expression and measurement method of vibration power flow [J]. *Noise and Vibration Control*, 1987