



常导高速磁浮车辆准零刚度 二系悬挂动力学特性分析

吴永翥¹, 赵春发¹, 冯 洋¹, 和 风¹, 付善强², 梁 鑫²
(1. 西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室, 四川 成都 610031;
2. 高速磁浮运载技术全国重点实验室, 山东 青岛 266111)

摘 要: 随着常导高速磁浮车辆目标运行速度提升至600 km/h, 外部激励显著增强且频带变宽, 面向500 km/h速度等级设计的传统二系悬挂系统已难以兼顾承载稳定性和宽频隔振性, 制约了运行平稳性的进一步提升。文章基于准零刚度(quasi-zero-stiffness, QZS)理论, 针对时速600公里常导高速磁浮车辆的结构特点及外部载荷特征, 提出一种非线性QZS二系悬挂方案。首先, 分析了传统二系悬挂系统的工作原理, 通过并联正、负刚度弹性元件构建了QZS系统的力元模型, 推导实现近零动态刚度的参数匹配条件; 然后, 建立了精细化整车动力学模型并验证其准确性; 最后, 利用SIMPACK与MATLAB/Simulink联合仿真, 对比分析了QZS悬挂系统方案与传统线性悬挂方案在450~660 km/h速度域内的减振性能。研究表明, 在600 km/h直线运行典型工况下, QZS悬挂系统使车体垂向振动加速度降低约57%, 将Sperling平稳性指标提升至“优秀”等级; 频域分析显示, QZS悬挂系统能显著衰减1~5 Hz范围内的低频振动成分。进一步分析确定, 主承载弹簧刚度比的最优区间为0.17~0.86。文章研究结果可为高速磁浮车辆二系悬挂系统的优化设计与性能提升提供理论依据与工程参考。

关键词: 常导磁浮交通; 车辆系统动力学; 二系悬挂系统; 准零刚度; 动力学仿真; 轨道不平顺

中图分类号: U237; U266.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-128X(2026)02-0137-08

0 引言

发展时速600公里级高速磁浮交通技术, 能够有效填补高铁与航空之间的速度空白, 助力我国持续引领世界轨道交通技术的发展。2002年, 上海高速磁浮示范线开通运行, 成为世界范围内唯一商业运营的高速磁浮线路, 最高设计速度为505 km/h, 最高运行速度为430 km/h, 至今已安全运行20余年。然而, 该示范线列车的运行平稳性始终不够理想, 尤其是近年来随着磁浮线路平顺状态的持续劣化, 车辆运行平稳性显著下降。当列车运行速度提升至600 km/h后, 外部激

励对磁浮列车动力学性能的影响将更为突出, 若继续沿用设计时速500公里级磁浮车辆的基本架构, 将难以满足时速600公里条件下的平稳运行工程需求。鉴于目前我国常导高速磁浮交通中电磁铁和导轨系统的结构形式已基本定型, 需在此基础上对车辆系统的关键结构和部件进行优化, 以提升磁浮列车的动力学性能。

二系悬挂系统作为连接车体和悬浮走行部的关键部件, 其减隔振性能直接决定了磁浮列车的运行平稳性和乘坐舒适性。随着常导高速磁浮列车的目标运营速度提升至600 km/h, 更宽频域范围的轨道不平顺激励变得更加显著, 特别是长波轨道不平顺所导致的低频激励占比增加。同时, 列车高速运行时的气动载荷

基金项目: 国家自然科学基金青年项目(52402454); 中国国家铁路集团有限公司科技研发课题(K2024T005); 高速磁浮运载技术全国重点实验室开放基金课题(SKLM-SFCF-2023-012, SKLM-SFCF-2025-004)

通信作者: 冯 洋, 男, 博士研究生, 副研究员, 主要从事磁浮交通系统动力学研究; E-mail: fyswjtu@outlook.com

引用格式: 吴永翥, 赵春发, 冯洋, 等. 常导高速磁浮车辆准零刚度二系悬挂动力学特性分析[J]. 机车电传动, 2026(2): 137-144. DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.02.015.

Citation: WU Yongzhu, ZHAO Chunfa, FENG Yang, et al. Dynamic characteristic analysis of QZS secondary suspension for high-speed NC-EMS vehicles[J]. Electric drive for locomotives, 2026(2): 137-144. DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.02.015.

使车体所受荷载更为复杂,这就要求二系悬挂系统能够兼顾“稳定承载”和“宽频减振”两方面的功能。

目前,以德国 TR 系列为代表的常导高速电磁悬浮(EMS)车辆多采用“摇枕+柱状空气弹簧+吊杆”的复杂二系悬挂结构,其基本工作原理是利用摇枕的杠杆作用增大车体的垂向悬挂等效刚度,利用吊杆的倾摆运动提供车体的横向回复力,因此整套二系悬挂系统的垂向减隔振性能取决于柱状空气弹簧的减隔振性能。文献[1]指出,该结构虽能最大限度地减小横垂耦合效应,但系统复杂度高、制造与维护成本昂贵。近年来,虽有学者探索取消摇枕、采用高铁车辆常用的大曲囊空气弹簧^[2]直接支撑车体的简化方案,但大曲囊空气弹簧的安装需要对现有车下空间布局进行较大改动,且这些研究仍局限于传统线性刚度系统设计的基本思路。事实上,根据线性隔振理论,隔振器的承载能力与隔振性能存在本质矛盾:提高承载稳定性需要增大刚度,但这必然导致系统固有频率升高,进而使隔振系统的起始隔振频率提高,难以有效抑制低频振动,甚至可能在低频段产生振动放大现象^[3]。当磁浮列车运行速度达到 600 km/h 时,轨道长波不平顺导致的低频激励(0.5~5 Hz)更为显著,传统线性悬挂系统在兼顾“高静态承载”与“低动态刚度”方面已面临性能瓶颈。

准零刚度(quasi-zero-stiffness, QZS)理论为突破这一困境提供了新思路。该技术通过并联正、负刚度元件组成准零刚度系统,其中正刚度元件提供高静载承载能力,负刚度元件使系统在平衡位置附近的动态刚度趋近于零,从而获得极低的下限隔振频率。

目前, QZS 技术已在多个轨道交通领域展开探索。文献[4]研究发现,此类传统结构不仅制造维护成本高,而且存在系统复杂度高、簧下质量大等问题。文献[5]通过欧拉屈曲梁结构阐述了 QZS 微振动隔离机理,验证了其在抑制小幅值振动方面的优越性。文献[6]将 QZS 理论应用于悬挂式单轨车辆,显著降低了时域响应。文献[7]针对低地板有轨电车设计了 QZS 二系悬挂,有效解决了空间受限下的低频隔振难题。文献[8]则进一步证明了 QZS 技术在高铁车辆减振中的潜力。

1 二系悬挂系统原理分析

传统摇枕吊杆式二系悬挂系统的简化力学模型如图 1 所示。该系统主要由车厢底板 HG、二系吊杆 DE、二系摇枕 ABCD、空气弹簧 C 及横向辅助/限位弹簧等部件组成^[9]。从力学传递路径来看,车体质量通过车厢底板 E 作用于吊杆 DE,再经由铰接点 D 将载荷传递至摇枕 ABCD。摇枕被视为刚体,其垂向位移由安装在摇枕与悬浮架支座之间的空气弹簧 C 提供支撑。二系悬挂系统的结构参数如表 1 所示,根据力矩平衡关系,图 1 中空气弹簧的安装位置 d_2 与吊杆轴线位置 d_3 的比

值决定了垂向载荷在摇枕上的杠杆放大倍率,该倍率直接影响空气弹簧的静态压缩量以及系统的等效刚度。

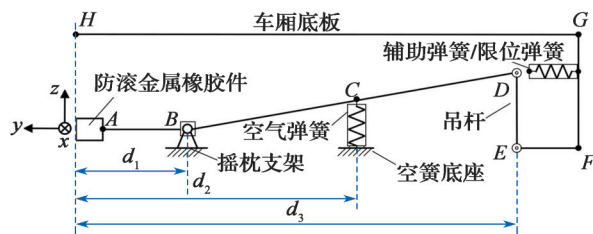


图 1 二系悬挂装置参数化模型

Fig. 1 Parameterized model of secondary suspension system

表 1 二系悬挂结构参数

Table 1 Parameters of secondary suspension mm

参数项目	参数值
悬浮架中心点到摇枕支架距离 d_1	570
悬浮架中心点到空簧底座距离 d_2	1 110
悬浮架中心点到吊杆轴线距离 d_3	1 520

在横向与侧滚运动解耦方面,吊杆 DE 在 D、E 两点具备车辆绕 x 轴转动的自由度。系统利用吊杆的倾摆运动,允许车体相对于摇枕产生侧滚运动,并结合安装在摇枕端的防滚橡胶件与横向辅助弹簧协同抑制侧滚角运动,从而在速度 600 km/h 运行状态下维持车体的姿态稳定。该结构虽能实现运动解耦与振动隔离,但串联结构及众多的机械铰接点使得二系悬挂系统机构复杂,增加了车辆系统后期的维护难度。

尽管传统摇枕吊杆式悬挂在现有速度等级下表现出良好的综合性能,但当运行速度向 600 km/h 等级跨越时,其力学特性逐渐成为制约车辆动力学品质提升的瓶颈。车辆悬挂系统的设计始终面临着“高静态承载”与“低动态隔振”之间的本质矛盾。为有效隔离由轨道长波不平顺引起的低频激励,悬挂系统需具备极低的动态刚度;然而,作为主要承载元件的空气弹簧本质上属于线性或准线性刚度元件^[10-11],若要保持高速磁浮车辆的静态姿态并稳定支撑车体,其刚度值无法进一步降低,否则将导致静态压缩量过大,严重威胁行车安全与结构稳定。

前期相关实测与研究结果表明,在速度 600 km/h 的运行环境下,传统线性悬挂系统对低频振动的过滤能力已明显不足。随着车体垂向振动响应的加剧,运行平稳性 Sperling 指标显著恶化,车辆的乘坐舒适性无法维持在“优秀”水平,仅能达到“合格”等级,难以满足未来轨道交通对高品质旅行体验的要求。综上所述,依靠传统线性刚度理论进行参数优化已难以突破现有性能瓶颈,亟需引入具备“高静态承载、低动态刚度”非线性特征的准零刚度(QZS)悬挂系统,以实现高速磁浮车辆动力学性能的提升。

2 准零刚度系统理论分析

准零刚度隔振器通常由一个提供正刚度的垂向弹簧元件与一套提供负刚度的机构并联构成。本文采用经典的“三弹簧”模型, 其结构由一个垂向线性弹簧和两根对称水平布置的弹簧构成^[12-13]。

结合常导高速磁浮车辆二系悬挂的安装空间与承载需求, 本文将QZS模块集成于悬浮架与车体之间, 将其替代传统空气弹簧以满足变刚度与车高调整的需求; 负刚度机构则由高强度合金弹簧组成, 紧凑地布置于空气弹簧周围, 并左右对称地布置于摇枕与构架之间。在车辆静止工况下, 斜置弹簧恰好被压缩至水平状态。

二系悬挂准零刚度系统如图2所示, 其中 k_v 、 k_h 分别为垂向主弹簧和斜置弹簧的线性刚度, l_0 为斜置弹簧的自由原长, l 为静平衡位置($x=0$)时斜置弹簧的水平长度。

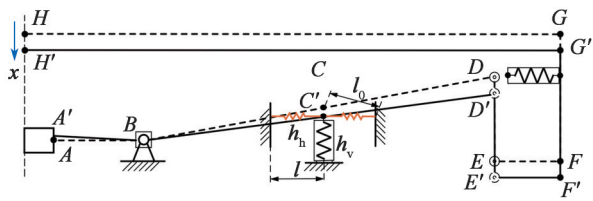


图2 二系悬挂准零刚度系统示意图

Fig. 2 Schematic diagram of QZS secondary suspension system

当车体相对于摇枕产生垂向位移 x (以向下为正)时, 系统所受合力 F 可表示为垂向空气弹簧的恢复力与对称斜置弹簧产生的垂向分力之和^[14]。根据几何关系与受力分析, 系统的非线性恢复力计算公式为

$$F = k_v x + 2k_h \left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{l^2 + x^2}}\right)x \quad (1)$$

为研究系统的隔振性能, 将恢复力 $F(x)$ 对位移 x 求一阶导数, 得到系统的等效动刚度 k_{eq} 为

$$k_{eq} = \frac{dF}{dx} = k_v + 2k_h \left[1 - \frac{l_0 l^2}{(l^2 + x^2)^{3/2}}\right] \quad (2)$$

引入刚度比 $k_\lambda = k_h/k_v$ 及预压缩量 $\lambda = l_0/l$, 可将刚度计算公式简化为关于位移的非线性函数。由式(2)可知, 系统的动刚度与位移 x 呈非线性关系。准零刚度设计的核心目标是在静平衡位置($x=0$)处获得极小的动态刚度^[15]。令上述等效刚度公式在($x=0$)处等于0, 即

$$k_{eq}|_{x=0} = k_v + 2k_h \left(1 - \frac{l_0}{l}\right) \quad (3)$$

由此可推导出实现准零刚度的参数匹配关系为

$$k_\lambda = \frac{k_h}{k_v} = \frac{1}{2(l_0/l - 1)} = \frac{1}{2(\lambda - 1)} \quad (4)$$

或者, 斜置弹簧的刚度要求可表示为

$$k_h = \frac{k_v}{2(\lambda - 1)} \quad (5)$$

在实际工程应用中, 为保证磁浮车辆在承受较大载荷波动时的稳定性, 通常使系统处于“近零刚度”状态。

针对车体质量为 M 的速度600 km/h常导高速磁浮车辆的载荷特征, 二系悬挂系统需满足以下静力承载需求:

$$\frac{Mg}{n} = k_v \cdot x_0 \quad (6)$$

$$x_0 = \sqrt{l_0^2 - l^2} \quad (7)$$

式中: n 为二系悬挂点的数量; x_0 为空气弹簧的等效静挠度。

通过调整斜置弹簧的预压缩量 λ 和刚度比 k_λ , 可以优化系统的“零刚度区间”宽度。设计目标如下:

①在行程 ± 25 mm范围内, 系统动刚度始终低于线性空气弹簧刚度的20%。

②确保位移超过阈值后系统刚度迅速回升, 以限制过大的悬挂行程。

基于高速磁浮车辆垂向系统模型, 对比分析了二系悬挂QZS系统与线性系统的隔振特性。参考上海磁浮线TR08车的系统参数, 设定了整车模型以及QZS悬挂系统的关键力学参数, 如表2所示。由上述方程和模型参数可得到二系悬挂系统的整体垂向刚度-位移特性曲线, 如图3所示。

表2 主要模型参数设置

Table 2 Primary model parameters

参数	符号	数值	单位
车体质量	m	44 500	kg
悬挂点的数量	n	16	
垂向主弹簧刚度	k_v	0.105	MN/m
预压缩量	λ	1.6	
刚度比	k_λ	0.86	

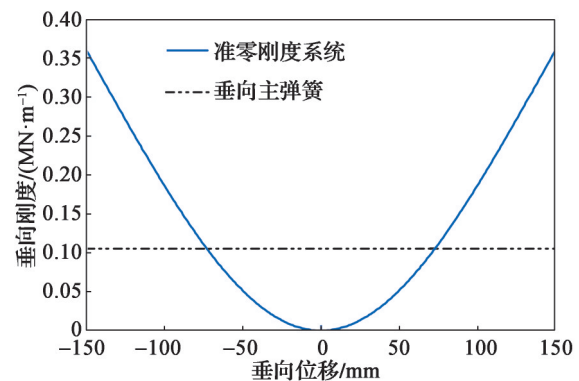


图3 准零刚度系统垂向刚度-位移关系

Fig. 3 Vertical stiffness-displacement relationship of QZS system

3 车辆系统动力学模型

3.1 车辆模型

为准确模拟速度 600 km/h 下车辆的动态响应,在整车模型层面,本文利用多体动力学仿真软件 SIMPACK 构建了常导高速磁浮车辆的精细化动力学模型。该模型采用分层递阶的拓扑结构,完整地包含了车体、悬浮架、摇枕、导向/悬浮电磁铁等共 31 个主要刚体部件^[16],并综合考虑了车体六自由度及各悬浮模块的关键运动自由度,系统总自由度为 126 个。模型中的连接关系严格遵循车辆的实际物理结构,如图 4 所示,包括连接悬浮架与悬浮电磁铁的一系悬挂,以及连接车体与悬浮架的二系悬挂。

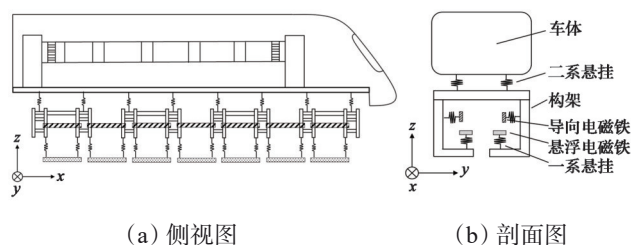


图4 高速磁浮列车动力学拓扑结构

Fig. 4 Dynamical topology of high-speed maglev train

针对 600 km/h 高速磁浮运行工况,传统轨道不平顺谱(如美国六级谱)因未涵盖磁浮交通特有的结构特征与安装工艺特征,难以准确表征磁浮车轨系统的动力学激励。为此,本文参考文献[17]的研究思路,构建了基于轨道结构特征长度的参数化不平顺模拟模型,重点考虑定子件安装特征长度(1.032 m)与桥梁跨度特征长度(24.768 m),并引入波长大于 100 m 的长波补偿成分,以还原桥梁弹性变形与基础沉降所导致的低频激励。同时,考虑高速运行下车轨耦合效应的加剧,本文借鉴文献[18]关于车轨耦合振动及磁轨关系力学特征的研究,在模型中重点考虑了电磁力在动态间隙波动下的非线性特征。通过引入考虑铁磁材料非线性磁阻的修正计算方法,能够更精确地获取车辆在高速跨越轨道激励时的电磁反馈力。该建模方法结合了参数化激励模型与精细化磁轨耦合特性,可为 600 km/h 磁浮动力学仿真提供更真实的外部激励与受力边界,从而为深入探究准零刚度悬挂系统的动态稳定性提供坚实基础。

3.2 二系悬挂模型

参照 TR08 型高速磁浮车辆结构(如图 5 所示),本文建立了考虑不同部件特性的二系悬挂动力学模型,以真实反映 600 km/h 条件下二系悬挂系统的动力学响应。在刚体定义方面,将车体、摇枕、吊杆等视为刚体,悬浮电磁铁与导向电磁铁通过弹簧-阻尼力元连接

于悬浮架上。在模型约束与力元关系方面,摇枕与悬浮架之间的空气弹簧被简化为具备 x 、 y 、 z 3 个方向刚度和 z 向阻尼的线性弹簧力元;防滚金属橡胶件则被简化为仅开放 z 向自由度和阻尼的线性弹簧力元;并通过绕 x 轴的转动铰连接,仅考虑摇枕的侧滚自由度。在摇枕与车体的连接方面,模型精确还原了上述吊杆机构特性:吊杆上端通过绕 x 轴的转动铰与摇枕端部相连,同时并联横向止挡/辅助弹簧力元,利用吊杆的摆动机制提供二系悬挂系统的横向刚度支撑;吊杆下端则通过球铰与车体底部链接,具备 3 个方向的转动自由度及相应的阻尼刚度约束,从而实现车体横向运动的减振。系统整体的垂向支撑与减振任务,均依靠该杆系结构将载荷传递至空气弹簧完成。

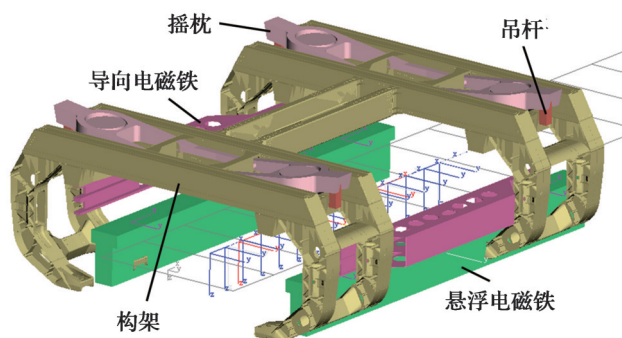


图5 常导高速磁浮车辆走行部

Fig. 5 Running gear of NC-EMS high-speed vehicle

本研究的创新点在于将传统二系悬挂层中的线性空气弹簧替换为具备准零刚度特性的自定义力元,并借助 SIMPACK 与 MATLAB/Simulink 联合仿真接口,将前述推导的非线性等效刚度模型与车辆动力学模型相结合,开展联合仿真,从而分析系统在高速运行下的高频非线性动态响应。

3.3 模型验证

基于上述车辆系统动力学模型及轨道不平顺数据,本文对磁浮车辆在 430 km/h 速度下的动力学响应进行了仿真。仿真模拟了车辆在上海磁浮线上的直线运行情况,并将结果与课题组掌握的同条件实测数据进行了对比,结果如图 6 所示。以第二位悬浮架右侧悬浮间隙为例,仿真所得最大悬浮间隙波动量为 4.07 mm,实测值为 3.58 mm,两者误差为 13.7%,波形吻合度较高。在车体前端 Sperling 指标测试点的垂向加速度方面,仿真与实测幅值接近,均在 0.22 m/s^2 左右,且低频波形变化趋势保持一致。综合来看,实测与仿真结果吻合良好,表明本文所构建的动力学模型能够准确捕捉车轨耦合的动态特征,模型参数设置合理,其预测精度足以支撑后续速度 600 km/h 高速工况下准零刚度悬挂系统的性能分析与设计优化。

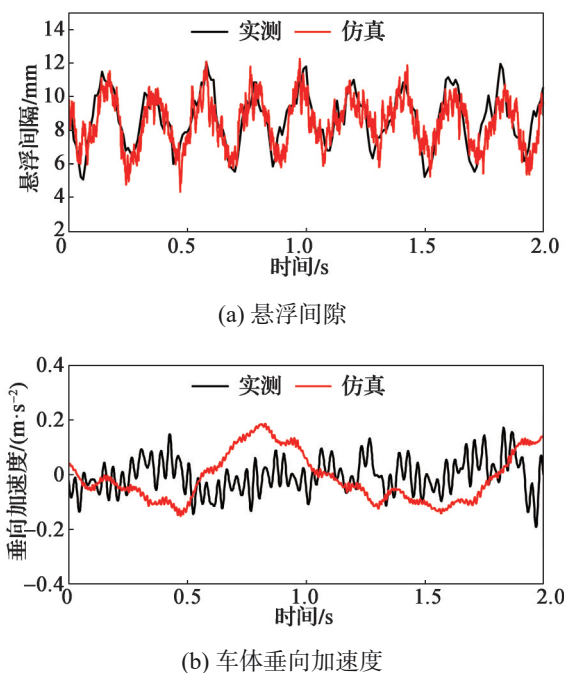


图6 430 km/h直线运行工况下仿真与实测结果对比

Fig. 6 Comparison of simulation and experimental results for straight-line operation at 430 km/h

4 QZS二系悬挂性能分析

4.1 时速600公里运行时的减振性能

为评估系统运行的安全性与舒适性, 本节将预测速度 600 km/h 高速磁浮车辆的动力学响应, 并探究目标工况下 QZS 悬挂方案对车辆动力学响应的影响。

图7展示了车辆以速度 600 km/h 目标工况直线运行时, 车体前端运行平稳性 Sperling 指标测试点的垂向加速度与位移时域仿真结果。从振动加速度响应来看, 准零刚度二系悬挂模型的垂向振动瞬时加速度幅值不超过 $0.43 m/s^2$, 而传统线性二系悬挂模型幅值超过 $1.01 m/s^2$, 降低幅度约 57%。从运行平稳性指标来看, QZS 悬挂将指标优化至 1.70 左右的“优秀”水平, 较传统系统 (处于“良好”等级, 指标为 2.83) 改善了约 40%。更为关键的是, QZS 二系悬挂车体的垂向位移显示, 尽管在速度 600 km/h 工况下激励剧烈, 但 QZS 悬挂使车体垂向相对位移最大值保持在 10 mm 左右, 远优于传统线性系统的 27 mm。结合图3所示的 QZS 系统垂向刚度-位移曲线分析, 当位移处于该范围时, QZS 系统在平衡位置附近其动态刚度值约为 2 kN/m。这表明 QZS 系统在实现高效隔振的同时, 能够有效压缩车体垂向振动行程, 具有更好的空间利用效率与姿态控制能力。

图8为速度 600 km/h 车体的垂向加速度频域对比。从频域结果可知, 两种悬挂方案的性能差异主要集中在 0.5~5 Hz 的低频范围内。该频段是轨道长波不平顺诱发的主要激励区, QZS 系统凭借平衡位置附近的极

低动态刚度, 使系统的固有频率大幅下降, 在 0.5~1.5 Hz 频段内将振动能量较线性系统降低了一个数量级以上, 这从频域角度解释了其平稳性指标获得显著改善的原因。此外, 在 5 Hz 以上的高频段, QZS 悬挂仍保持与线性系统相当甚至更优的过滤效果, 证明了该结构在兼顾高速磁浮车辆低频隔振与高频过滤方面具有很强的适应性。

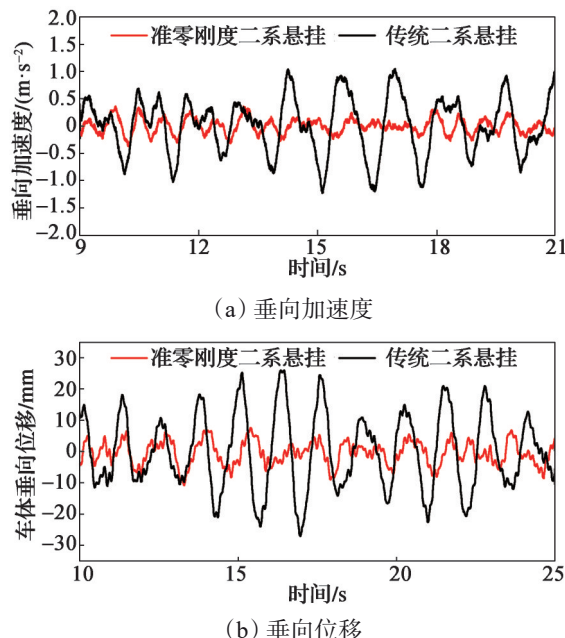


图7 速度 600 km/h 车体时域动力学响应

Fig. 7 Time-domain comparison of carbody dynamic response at 600 km/h

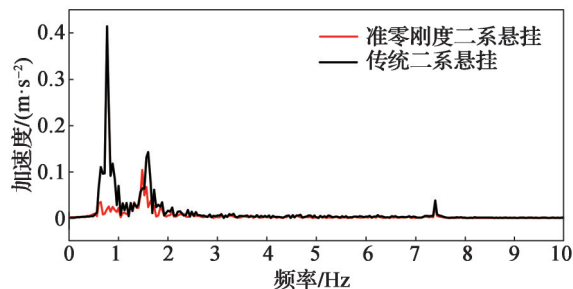


图8 速度 600 km/h 车体垂向加速度频域对比

Fig. 8 Frequency-domain comparison of vertical carbody acceleration at 600 km/h

4.2 不同运行速度工况下的减振性能

为研究 QZS 悬挂系统在高速区段下的减振效能变化趋势, 本文开展了多速度等级对比仿真。工况设计逻辑如下: 以上海磁浮示范线现有最高运营速度 430 km/h 为基准, 将起始速度设为 450 km/h, 并以等间隔向上延伸至目标速度 600 km/h。同时, 遵循轨道交通工程设计中“设计速度应在运营速度上预留 10% 裕量”的通用原则, 本文增加了 660 km/h 的极限工况考核, 以验证系统在极限条件下的性能储备。两类悬挂方案在 450~660 km/h 速度域内的垂向平稳性及加速度响应曲线如图9所示。

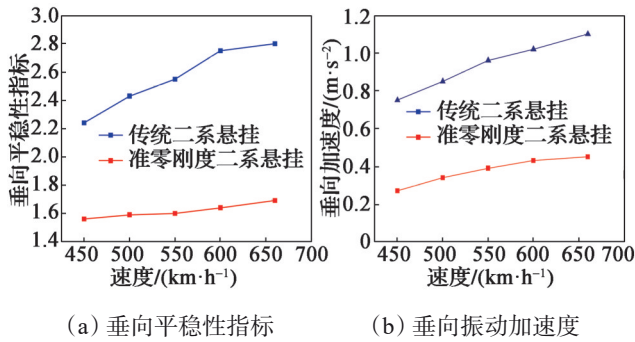


图 9 不同速度下车辆平稳性
Fig. 9 Running stability at varying speeds

从全速度域的演变规律来看，传统线性悬挂的动力学指标对运行速度提升具有较高敏感性，其垂向加速度和 Sperling 平稳性指标随速度增加而显著增长。相比之下，QZS 悬挂系统表现出优秀的隔振性能^[19-20]，在速度跨越 210 km/h 的较宽速度范围内，其平稳性指标始终维持在 1.70 左右的“优秀”等级，未随速度提升出现大幅波动。上述性能变化趋势表明，运行速度越高，QZS 系统的非线性隔振优势越加凸显，其与传统方案的性能差距也随之进一步拉大。这证明该方案在实现 600 km/h 常导高速磁浮列车平稳运行目标方面，具有良好的适应性与可靠的技术储备。

4.3 垂向主弹簧刚度的影响

垂向主弹簧刚度 k_v 是准零刚度悬挂系统的核心设计参数。图 10 与图 11 分别对比了 k_v 取 55 kN/m、105 kN/m 及 155 kN/m 时的车体响应。为确保在不同主刚度条件下均能满足准零刚度匹配准则，各工况的具体参数配置如表 3 所示。研究表明，当主弹簧刚度较低时，系统虽表现出极佳的“近零刚度”特征，但由于静态承载能力相对减弱，车体在动态扰动下的行程显著增加，其平稳性指标 W 为 1.96，反而劣于 105 kN/m 工况。而当刚度提升至 155 kN/m 时，系统的动态响应随之增大，平稳性指标恶化至 2.4。由此可见，主弹簧刚度的选择存在最优区间：刚度过低会损害系统的承载稳定性并导致行程冗余，刚度过高则会削弱准零刚度效应。

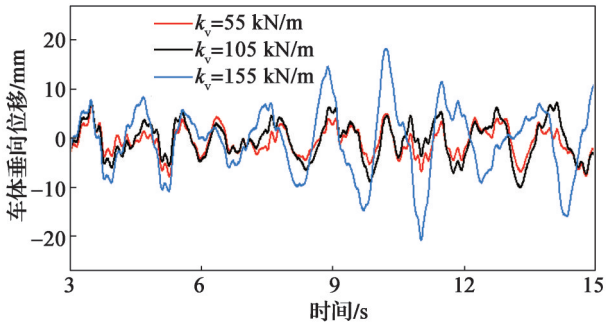


图 10 不同主刚度下的 QZS 系统车体垂向位移响应
Fig. 10 Vertical carbody displacement response with QZS system under varying main stiffness levels

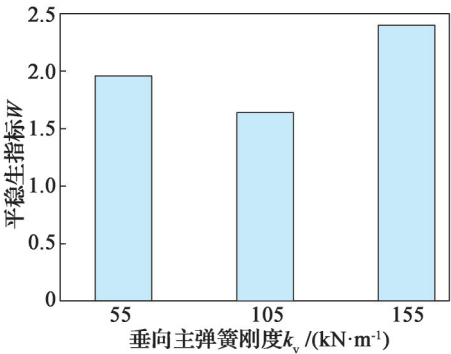


图 11 不同主刚度下的 QZS 系统性能对比
Fig. 11 Performance comparison of QZS system under varying main stiffness levels

表 3 3 种 QZS 悬挂设计参数

Table 3 Parameters of three QZS-series suspension design options

垂向主弹簧刚度 k_v /(kN·m ⁻¹)	设计参数	数值
55	预压缩量 λ	2.5
	刚度比 k_λ	0.17
105	预压缩量 λ	1.6
	刚度比 k_λ	0.86
155	预压缩量 λ	1.3
	刚度比 k_λ	2.46

综上所述，建议将速度 600 km/h 磁浮车辆的 QZS 悬挂主弹簧刚度 k_v 设定在 105 kN/m 附近，在此参数下，系统能够在平稳性与工作位移之间取得合理平衡，从而保障车辆在高速运行条件下的安全性与舒适性。

5 结论

本文面向常导高速磁浮车辆速度 600 km/h 平稳舒适运行的工程需求，基于准零刚度（QZS）理论设计了常导高速磁浮车辆 QZS 二系悬挂方案，通过动力学仿真对比了采用 QZS 二系悬挂方案 and 传统二系悬挂方案的车辆系统动力学响应，主要结论如下：

- ①在速度 600 km/h 直线运行工况下，采用 QZS 二系悬挂系统能够显著提升车辆的运行平稳性。相较于传统线性二系悬挂系统，车体垂向振动加速度减小 57%，Sperling 平稳性指标由 2.83 降低至 1.70，平稳性等级由“良好”提升至“优秀”。
- ②QZS 二系悬挂系统在实现高效隔振的同时，能够将垂向相对位移控制在 10 mm 以内，相较于传统二系悬挂系统的 27 mm，有效限制了车体垂向位移。
- ③本文所提出的 QZS 系统在平衡位置附近的动态刚度仅为 2 kN/m，可有效降低 1~5 Hz 低频段的车体振动响应，有助于提升车辆的运行稳定性。
- ④在 450~660 km/h 的速度范围内，运行速度越高，QZS 二系悬挂系统的隔振性能越优。
- ⑤QZS 系统的隔振性能与弹簧刚度比、预压缩量

直接相关。建议弹簧刚度比 k_1 取值范围为0.17~0.86, 预压缩量 λ 控制在1.6附近。

参考文献:

- [1] 赵春发, 冯洋, 翟婉明. 面向列车稳定舒适运行的磁浮交通车线动力学参数匹配设计[J]. 前瞻科技, 2023, 2(4): 49-60.
ZHAO Chunfa, FENG Yang, ZHAI Wanming. Matching design of train and line dynamics parameters of maglev transportation oriented toward stable and comfortable train running[J]. Science and technology foresight, 2023, 2(4): 49-60.
- [2] 罗英昆. 高速磁浮车辆空气弹簧非线性特性及竖曲线通过动态响应仿真分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2019.
LUO Yingkun. Numerical analysis on non-linear characteristics of air spring system of high-speed maglev vehicle and its dynamic response negotiating the vertical curves[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2019.
- [3] FENG Y, ZHAO C F, LIANG X, et al. Influence of bolster-hanger length on the dynamic performance of high-speed EMS maglev vehicles[J]. Vehicle system dynamics, 2022, 60(11): 3743-3764.
- [4] 陈志贤. 高速常导电磁悬浮车辆系统动力学优化研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2020.
CHEN Zhixian. Research on the dynamic optimization of the high speed electromagnetic suspension[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2020.
- [5] 刘兴天, 孙靖雅, 肖锋, 等. 准零刚度微振动隔振器的原理和性能研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(21): 69-73.
LIU Xingtian, SUN Jingya, XIAO Feng, et al. Principle and performance of a quasi-zero stiffness isolator for micro-vibration isolation[J]. Journal of vibration and shock, 2013, 32(21): 69-73.
- [6] 陈志辉, 翟婉明, 朱胜阳, 等. 基于准零刚度理论的悬挂式单轨车辆二系悬挂系统研究[J]. 振动与冲击, 2019, 38(2): 13-17.
CHEN Zhihui, ZHAI Wanming, ZHU Shengyang, et al. Performance study on the secondary suspension system of a suspended monorail vehicle based on the quasi-zero-stiffness theory[J]. Journal of vibration and shock, 2019, 38(2): 13-17.
- [7] 孙煜, 宫岛, 周劲松, 等. 低地板有轨电车准零刚度二系悬挂系统研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(8): 132-137.
SUN Yu, GONG Dao, ZHOU Jinsong, et al. Study on second quasi-zero-stiffness suspension of low-floor tramcar[J]. Journal of mechanical engineering, 2017, 53(8): 132-137.
- [8] LIAO Z, YANG B, XIAO S, et al. Investigation on the secondary quasi-zero-stiffness suspension system of high-speed railway vehicle[C]//Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. Cham: Springer International Publishing, 2020: 855-862.
- [9] 赵春霞. EMS型高速磁浮列车导向动力学研究[D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2014.
ZHAO Chunxia. Research on guidance dynamics of EMS high-speed maglev train[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2014.
- [10] 刘韦, 朱光楠, 杜香刚, 等. 具有高静低动刚度特性的浮置板隔振器设计方法研究[J]. 振动与冲击, 2022, 41(15): 1-10.
LIU Wei, ZHU Guangnan, DU Xianggang, et al. Study on design method of floating slab vibration isolator with high static and low dynamic stiffness characteristic[J]. Journal of vibration and shock, 2022, 41(15): 1-10.
- [11] ZHOU J X, WANG X L, XU D L, et al. Nonlinear dynamic characteristics of a quasi-zero stiffness vibration isolator with cam-roller-spring mechanisms[J]. Journal of sound and vibration, 2015, 346: 53-69.
- [12] 高红星, 池茂儒, 朱旻昊, 等. 空气弹簧模型研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(4): 108-115.
GAO Hongxing, CHI Maoru, ZHU Minhao, et al. Study on air spring model[J]. Journal of mechanical engineering, 2015, 51(4): 108-115.
- [13] HAN H S, SOROKIN V, TANG L, et al. A nonlinear vibration isolator with quasi-zero-stiffness inspired by Miura-origami tube[J]. Nonlinear dynamics, 2021, 105(2): 1313-1325.
- [14] LI T Y, YU C L, YU X Y, et al. Ultra-low frequency active vibration isolation system with quasi-zero stiffness characteristic using self-tuning filter-based feedforward control[J]. Journal of sound and vibration, 2025, 597: 118848.
- [15] LE T D, AHN K K. Experimental investigation of a vibration isolation system using negative stiffness structure[J]. International journal of mechanical sciences, 2013, 70: 99-112.
- [16] 和风. 考虑走行部柔性特性的高速磁浮车辆动力学仿真分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2022.
HE Feng. Numerical analysis of high-speed maglev vehicle dynamics considering the flexibility of running part[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2022.
- [17] 盛晓鑫, 冯洋, 赵春发, 等. 高速磁浮轨道不平顺特征提取及分布特性分析[J]. 铁道科学与工程学报, 2026, 23(2): 491-502.
SHENG Xiaoxin, FENG Yang, ZHAO Chunfa, et al. Extraction of characteristic and analysis of distribution characteristic of high-speed maglev track irregularity[J]. Journal of railway science and engineering, 2026, 23(2): 491-502.
- [18] 梁鑫. 磁浮列车车轨耦合振动分析及试验研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2015.
LIANG Xin. Study on maglev vehicle/guideway coupled vibration and experiment on test rig for a levitation stock[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2015.
- [19] 韩志华. 铁路货车转向架载荷自适应非线性二系悬挂系

- 统设计[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2021.
- HAN Zhihua. Design of load adaptive nonlinear secondary suspension system of railway bogies[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2021.
- [20] 吴硕. 铁路货车转向架新型非线性二系悬挂系统实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2023.
- WU Shuo. Experimental study on a new nonlinear secondary suspension system for railway freight car bogies[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2023.

Dynamic characteristic analysis of QZS secondary suspension for high-speed NC-EMS vehicles

WU Yongzhu¹, ZHAO Chunfa¹, FENG Yang¹, HE Feng¹, FU Shanqiang², LIANG Xin²

- (1. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;
2. State Key Laboratory of High-speed Maglev Transportation Technology, Qingdao, Shandong 266111, China)

Abstract: As the target operating speed of high-speed Normal-Conducting Electromagnetic Suspension (NC-EMS) vehicles increases to 600 km/h, external excitations significantly intensify and their frequency band broadens. Conventional secondary suspension systems designed for operating speeds up to 500 km/h struggle to balance load-bearing stability with broadband vibration isolation, hindering further improvements in running stability. Based on Quasi-Zero-Stiffness (QZS) theory, this paper proposes a nonlinear QZS secondary suspension solution tailored to the structural features and external load characteristics of 600 km/h NC-EMS vehicles. Firstly, the operating principle of the conventional secondary suspension system was analyzed. A force element model was then constructed for the QZS system by connecting positive- and negative-stiffness elastic elements in parallel, and parameter matching conditions for achieving near-zero dynamic stiffness were derived. Subsequently, a refined dynamical model for complete vehicles was established and validated. Finally, the vibration damping performance of the QZS suspension was compared with that of the conventional linear suspension through SIMPACK and MATLAB/Simulink co-simulations over the 450–660 km/h speed range. Results demonstrate that, under typical straight-line operating conditions at 600 km/h, the QZS suspension reduces vertical carbody vibration acceleration by approximately 57% and elevates the Sperling index to the "excellent" level. Frequency domain analysis reveals that the QZS system significantly attenuates low-frequency vibration components within the 1–5 Hz range. Further analysis identifies an optimal stiffness-ratio interval of 0.17–0.86 for the main load-bearing spring. These findings provide a theoretical basis and engineering reference for the design optimization and performance enhancement of secondary suspension systems in high-speed maglev vehicles.

Keywords: NC-EMS transportation; dynamics of vehicle system; secondary suspension system; QZS; dynamics simulation; track irregularity

收稿日期: 2026-02-26

责任编辑: 文 韬