

基于人一座一车垂向耦合模型的虚拟轨道列车 乘坐舒适性研究^{*}

徐菁 杨蔡进[†] 周帅 张卫华

(西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室,成都 610031)

摘要 虚拟轨道列车通过多车体铰接实现扩容增量,车身长、车轴多且轴重大,在行驶过程中受诸多因素的影响,会呈现出复杂的整体和局部振动特性,导致车辆乘坐舒适性变差.为了综合评价虚拟轨道列车的乘坐舒适性,考虑人体—座椅空间分布模型和随机路面不平顺激励,运用牛顿第二定律建立了列车垂向二分之一模型,以 3 编组列车为例从时频域角度分析了列车的垂向加速度和俯仰加速度,并进一步考虑路面等级、运行速度、编组数量、悬架参数以及车间铰接参数等因素,利用座椅振动响应的加权加速度均方根指标 a_w 研究了车辆的乘坐舒适性问题.结果表明:3 编组列车的中间车体的舒适性较好、首尾车体舒适性相近;提升路面等级、降低运行速度、增加编组数量可以提高车辆乘坐舒适性;车辆乘坐舒适性对悬架参数变化比较敏感,较大的车间铰接阻尼对改善舒适性也有一定效果.

关键词 虚拟轨道列车, 人体—座椅模型, 乘坐舒适性, 悬架参数, 铰接参数

中图分类号:U469.5

文献标志码:A

Research on the Ride Comfort of the Virtual Rail Train Based on the Human-Seat-Train Coupling Model^{*}

Xu Jing Yang Caijin[†] Zhou Shuai Zhang Weihua

(State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract The virtual rail train usually increases the passenger carrying capacity by equipping and articulating the carbodies, and thus has the long vehicle body with multiple axles and the heavy axle load. During the motion, the train has complex overall and local vibration characteristics under the influence of various factors, which can worsen the ride comfort of the train. In this research, a vertical half-vehicle model of the n-unit train was established in Newton's second law with consideration of the human-seat spatial distribution of the train and the random irregularity excitations of the road, in order to comprehensively evaluate the ride comfort of the train. As an example, the ride comfort analysis of a three-unit train was carried out with the train model established. For its purpose, the vertical and pitch acceleration responses of the system were firstly analyzed in both time and frequency domains, then the effects of the factors, including the road surface grades, the operating speed, the number of carriages, the suspension parameters and the articulation parameters between articulated carbodies, were then examined in terms of the weighted acceleration root mean square index a_w of the seats. The obtained results show that the middle carbody has the better ride comfort while the head and tail carbodies have the similar comfort levels. The ride comfort of the train can be improved by enhancing the road grade, reducing the train

2024-11-21 收到第 1 稿,2024-12-17 收到修改稿.

^{*} 国家重点研发计划资助项目(2018YFB101603-06),四川省科技计划资助项目(2024NSFSC0439,2020JDRC0008),National Key Research and Development Program (2018YFB101603-06),Science and Technology Program of Sichuan Province(2024NSFSC0439,2020JDRC0008).

[†] 通信作者 E-mail:ycj78_2012@163.com

speed and increasing the number of carbodies. Moreover, it indicates that the ride comfort of the train is highly sensitive to the suspension parameters, and the large articulation damping between the carbodies has a certain positive effect on the train ride comfort.

Key words virtual rail train, human-seat model, ride comfort, suspension parameters, articulation parameters

引言

近年来,株洲、宜宾和哈尔滨等城市相继投入运营了一种新型多编组自导向的绿色载运工具——虚拟轨道列车.这种车辆既能作为大型城市公共交通体系的有益补充,又可承担中小城市客运的主体,具有节能环保、建设周期短和转弯半径小等优点.虚拟轨道列车不依赖于物理轨道,需要对车轴实施主动转向控制,才能在城市公共路权环境下运行,因此高精度的循迹控制^[1-5]仍然是目前研究的热点,但作为公共交通工具,车辆乘坐舒适性也是工程实际中关注的重要问题.

车辆在行驶中会受到路面的随机不平度激励作用,并通过轮胎和悬架传递,造成车体的垂向振动,进而影响车辆的乘坐舒适性. Jiang 等^[6]针对某重型卡车,基于车—胎—地耦合动力学模型,分析了车辆载荷、车速、轮胎刚度和阻尼对乘坐舒适性的影响作用. Pazooki 等^[7]考虑 13 自由度车辆动力学模型,采用基于遗传算法的 Pareto 技术获取最优悬架参数,降低了车体的俯仰和垂向加速度,有效提高了乘坐舒适性.需要指出的是,除上述因素^[8-10]之外,在评价车辆的舒适性时还应考虑人体和座椅的影响^[11-13].这是因为人体—座椅—车体振动与车辆振动特性大有不同,人座耦合作用可衰减系统的高频振动(高于 20 Hz),放大人体谐振频率^[14].因此,学者们引入不同的人体—座椅模型,考虑人体振动特性研究车辆的乘坐舒适性问题. Guruguntla 等^[15]提出了一种带有座椅靠背的 20 自由度的空间人体力学模型,并与 7 自由度的乘用车模型相结合,进行了车辆动力学和参数敏感性分析,以提高乘客的乘坐舒适性. Sharma 等^[16]采用拉格朗日法建立了 9 自由度三轮车模型和 7 自由度垂向人体模型,研究随机路面激励下车辆乘坐舒适性. Alfadhli 等^[17]基于搭载单自由度座椅的四分

之一车辆模型,提出一种座椅悬架主动控制策略,使用多轴模拟台进行测试并仿真验证控制效果.

区别于上述传统的道路车辆,虚拟轨道列车由多车体铰接而成,车身長、车轴多且轴重大,在行驶过程中受路面激励作用各车体发生振动并相互影响,导致了整车的复杂振动行为.此外,列车上分布式座椅等设施配置具有一定的刚度效应,会增加局部位置的振动复杂性.围绕诸如高速列车等多铰接车辆舒适性的理论研究^[18-20],已揭示了不同位置的座椅振动特性存在较大差异,乘客感受到的舒适度也不同.因此,针对公共交通载运车辆的舒适性问题,需要综合考虑车辆整体振动行为与局部运用特性.但是,目前虚拟轨道列车乘坐舒适性还是从整车振动角度^[21,22]进行研究, Yin 等^[21]建立了 3 编组虚拟轨道列车空间动力学模型和人体坐姿模型,研究了路面不平度对整车乘客复合乘坐舒适性的影响. Zhang 等^[22]建立了 66 自由度的虚拟轨道列车模型,并基于 NSGA-II 算法对诸如空气弹簧的垂向刚度和横向阻尼、减震器阻尼、轮胎垂向刚度等关键设计参数进行优化,有效提高了车辆稳定性、横向舒适性、纵向舒适性和道路友好性等.总结而言,当前虚拟轨道列车乘坐舒适性的理论研究较少,需要结合车内座椅实际分布情况,并综合多种因素进一步研究.

针对虚拟轨道列车的乘坐舒适性问题,本文拟开展以下主要工作:建立考虑人体—座椅效应的 n 编组虚拟轨道列车垂向动力学模型,从时域和频域角度分析随机路面激励对 3 编组列车垂向振动特性的影响.进一步,结合平顺性评价指标研究多种因素对车辆乘坐舒适性的影响,主要包括路面等级、车辆的运行速度、编组数量、悬架参数和车间铰接参数.本文的研究将为虚拟轨道列车工程化应用提供一定的理论参考依据.

1 虚拟轨道列车—道路垂向动力学建模

本节分别建立了虚拟轨道列车的垂向动力学模型、人体—座椅模型和路面不平度模型,并进一步构建了用于车辆乘坐舒适性研究的列车—道路垂向耦合动力学模型。

1.1 虚拟轨道列车概述

图1为典型的虚拟轨道列车结构及座位布置^[23]示意图。如图1所示,列车由3节车体铰接而成,每节车体具有2根车轴,并在两侧各设置了8个座位。本文以上述车辆架构为基础,考虑人—座—车耦合效应,基于经典的二分之一车辆垂向振动模型^[24],分析 n 节编组列车的乘坐舒适性。在车辆建模中,每节车体等效为4自由度的多刚体模

型,包括车体的垂向振动和俯仰运动及前后车轮的垂向振动;相邻车体之间铰接关系利用弹簧阻尼力元模型描述,如图1(b)所示;座椅和人采用多自由度质量—弹簧—阻尼振动系统描述,如图1(a)所示,同时为了下文表述方便,座位由首车至尾车沿车身纵向依次进行编号。假设, m_c 和 J_c 分别为车体的质量和转动惯量; a 和 b 分别为车体 i 质心到前后铰接点 A_{fi} 和 A_{ri} 的距离; l_f 和 l_r 分别为车体的前/后轴距; k_a 和 c_a 分别为车间铰接处等效刚度和阻尼; k_s 和 c_s 分别为车体悬架的等效刚度和阻尼; k_{s0} 和 c_{s0} 分别表示座椅的等效刚度和阻尼; m_w 为车轮的质量, k_w 为车轮与路面等效接触刚度。 v 为列车行驶速度, $q(l)$ 为路面激励,其中 l 为道路走向长度。虚拟轨道列车模型所用参数来源参考文献^[25]。

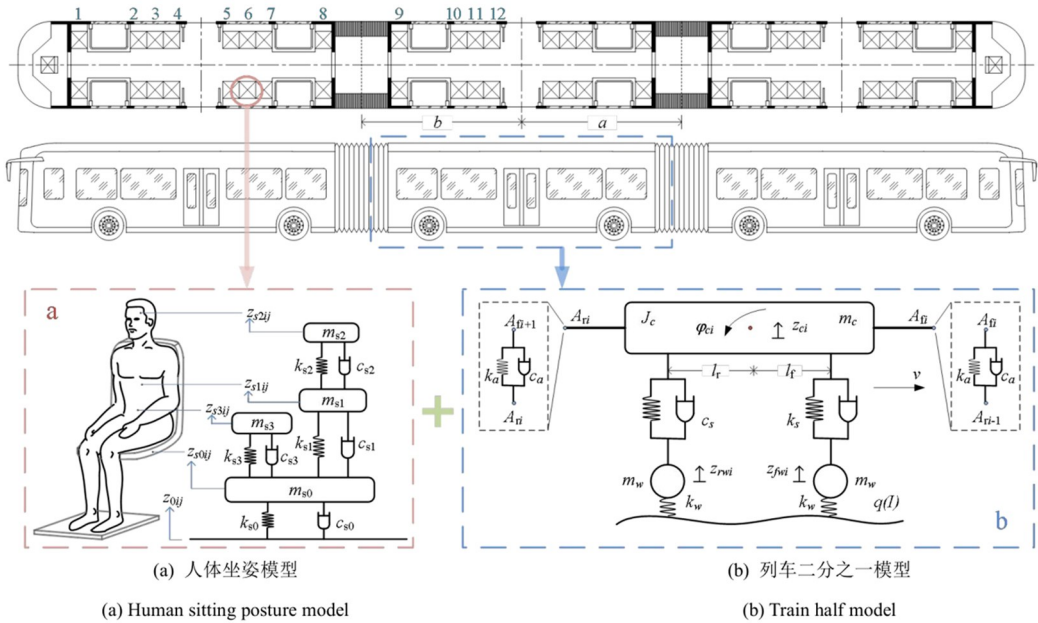


图1 虚拟轨道列车示意图
Fig. 1 Virtual rail train schematic

1.2 单车体模型

基于牛顿第二定理,车体 i 的垂向运动方程为:

$$m_c \ddot{z}_{ci} = F_{i,i-1} + F_{i,i+1} + F_{fi} + F_{ri} + \sum_{j=1}^{n=8} F_{sij} \quad (1)$$

式中, z_{ci} 表示车体 i 的垂向位移; $F_{i,i-1}$ 和 $F_{i,i+1}$ 分别表示车体 i 在前后铰接点处受到的垂向铰接力; F_{fi} 和 F_{ri} 分别表示车体 i 的悬架力; F_{sij} 表示车体 i 的第 j 个座椅作用力。车体 i 个座椅作用力。车体 i 的俯仰运动方程为:

$$J_c \ddot{\varphi}_{ci} = aF_{i,i-1} - bF_{i,i+1} + l_f F_{fi} - l_r F_{ri} + \sum_{j=1}^{n=8} l_j F_{sij} \quad (2)$$

式中, φ_{ci} 表示车体 i 的俯仰角; l_j 表示第 j 个座椅到车体质心的距离。进一步,前轮的垂向运动方程为:

$$m_w \ddot{z}_{fwi} = -F_{fi} + F_{fwi} \quad (3)$$

式中, z_{fwi} 表示车体 i 前轮的垂向位移; F_{fwi} 表示车体 i 前轮受到路面的作用力。后轮的垂向运动方程为:

$$m_w \ddot{z}_{rwi} = -F_{ri} + F_{rwi} \quad (4)$$

式中, z_{rwi} 表示车体 i 后轮的垂向位移; F_{rwi} 表示车

体 i 后轮受到路面的作用力。

1.2.1 车间铰接力、悬架力和座椅作用力

如图 1 所示,本文采用经典的力元模型描述车体间铰接关系^[21]、悬架对车体的作用^[26]和座椅与车体间弹性连接^[27]。由经典力元模型理论可得,车体 i 与车体 $i-1$ 的车间铰接力为:

$$F_{i,i-1} = -k_a(z_{ci} + a\varphi_{ci} - z_{ci-1} + b\varphi_{ci-1}) - c_a(\dot{z}_{ci} + a\dot{\varphi}_{ci} - \dot{z}_{ci-1} + b\dot{\varphi}_{ci-1}) \quad (5)$$

同理,车体 i 与车体 $i+1$ 的车间铰接力为:

$$F_{i,i+1} = k_a(z_{ci+1} + a\varphi_{ci+1} - z_{ci} + b\varphi_{ci}) + c_a(\dot{z}_{ci+1} + a\dot{\varphi}_{ci+1} - \dot{z}_{ci} + b\dot{\varphi}_{ci}) \quad (6)$$

当 $i = 1$ 时,此时车体 i 为首车,车体前方不受铰接力作用,此时规定 $F_{1,0} = 0$ 。类似地,规定当 $i = n$ 时, $F_{n,n+1} = 0$ 。

类似地,采用经典的力元模型可以得到悬架作用力和座椅作用力方程。

$$\mathbf{M}_{ci} = \text{diag}(m_c, J_c, m_w, m_w)$$

$$\mathbf{C}_{ci} = \begin{bmatrix} 2c_s + 8c_{s0} + 2c_a & (l_f - l_r)c_s + (a - b)c_a & -c_s & -c_s \\ (l_f - l_r)c_s + (a - b)c_a & (l_f^2 + l_r^2)c_s + 2\sum_{j=1}^4 l_j^2 c_{s0} + (a^2 + b^2)c_a & -l_f c_s & l_r c_s \\ -c_s & -l_f c_s & c_s & 0 \\ -c_s & l_r c_s & 0 & c_s \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K}_{ci} = \begin{bmatrix} 2k_s + 8k_{s0} + 2k_a & (l_f - l_r)k_s + (a - b)k_a & -k_s & -k_s \\ (l_f - l_r)k_s + (a - b)k_a & (l_f^2 + l_r^2)k_s + 2\sum_{j=1}^4 l_j^2 k_{s0} + (a^2 + b^2)k_a & -l_f k_s & l_r k_s \\ -k_s & -l_f k_s & k_s + k_w & 0 \\ -k_s & l_r k_s & 0 & k_s + k_w \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{F}_{ci} = \left[k_{s0} \sum_{j=1}^{n=8} z_{s0j} + c_{s0} \sum_{j=1}^{n=8} \dot{z}_{s0j} \quad k_{s0} \sum_{j=1}^{n=8} l_j z_{s0j} + c_{s0} \sum_{j=1}^{n=8} l_j \dot{z}_{s0j} \quad k_w q_{fi} \quad k_w q_{ri} \right]^T$$

1.3 人体—座椅模型

本文采用国际标准 ISO 5892—2019 中的人体坐姿模型,如图 1(a)所示。该模型将人体座椅系统等效为具有 4 自由度的质量—弹簧—阻尼振动系

1.2.2 轮胎作用力

路面对车体 i 前轮的作用力为^[28]:

$$F_{fwi} = -k_w(z_{fwi} - q_{fi}) \quad (7)$$

式中, q_{fi} 表示车体 i 前轮处路面不平度。路面对车体 i 后轮的作用力为:

$$F_{rwi} = -k_w(z_{rwi} - q_{ri}) \quad (8)$$

式中, q_{ri} 表示车体 i 后轮处路面不平度。

1.2.3 车体垂向运动方程

基于上文分析,每节车体具有 4 个自由度,包括车体的垂向位移、俯仰运动及前后车轮的垂向位移。定义车体 i 的坐标列阵 $\mathbf{z}_{ci}$

$$\mathbf{z}_{ci} = [z_{ci} \quad \varphi_{ci} \quad z_{fwi} \quad z_{rwi}]^T \quad (9)$$

利用式(1)~(8),车体 i 垂向运动方程可表示为矩阵形式:

$$\mathbf{M}_{ci} \ddot{\mathbf{z}}_{ci} + \mathbf{C}_{ci} \dot{\mathbf{z}}_{ci} + \mathbf{K}_{ci} \mathbf{z}_{ci} = \mathbf{F}_{ci} \quad (10)$$

式中,车体 i 质量矩阵 $\mathbf{M}_{ci}$,阻尼矩阵 $\mathbf{C}_{ci}$,刚度矩阵 $\mathbf{K}_{ci}$ 和外力列阵 $\mathbf{F}_{ci}$ 分别表示为:

统,其中 m_{sk} ($k=1,2,3$)表示归化的人体质量, k_{sk} 和 c_{sk} 分别为人体结构的等效阻尼与刚度系数,具体参数值见表 1。

基于牛顿第二定理,车体 i 第 j 个人体坐姿系统的振动模型可表示为:

表 1 体坐姿模型参数
Table 1 Human sitting model parameters

Content	Quality/kg				Stiffness/(N · s/m)			Damping/(N/m)		
	m_s	m_s	m_s	m_s	k_1	k_2	k_3	c_1	c_2	c_3
	0	1	2	3						
Numerical value	2	6	2	45	9.99×10^3	3.44×10^4	3.62×10^4	387	234	1.39×10^3

$$\mathbf{M}_{sij} \ddot{\mathbf{z}}_{sij} + \mathbf{C}_{sij} \dot{\mathbf{z}}_{sij} + \mathbf{K}_{sij} \mathbf{z}_{sij} = \mathbf{F}_{sij} \quad (11)$$

式中,人体坐姿系统的坐标列阵 $\mathbf{z}_{sij}$ 为:

$$\mathbf{z}_{sij} = [\mathbf{z}_{s3ij} \quad \mathbf{z}_{s2ij} \quad \mathbf{z}_{s1ij} \quad \mathbf{z}_{s0ij}]^T \quad (12)$$

其中, $\mathbf{z}_{skij}$ ($k=1,2,3$) 表示车体 i 在座椅 j 处等效人体质量振子的垂向位移,质量矩阵 $\mathbf{M}_{sij}$ 定义为:

$$\mathbf{M}_{sij} = \text{diag}(m_{s3}, m_{s2}, m_{s1}, m_{s0}) \quad (13)$$

阻尼矩阵 $\mathbf{C}_{sij}$ 定义为:

$$\mathbf{C}_{sij} = \begin{bmatrix} c_{s3} & 0 & 0 & -c_{s3} \\ 0 & c_{s2} & -c_{s2} & 0 \\ 0 & -c_{s2} & c_{s1} + c_{s2} & -c_{s1} \\ -c_{s3} & 0 & -c_{s1} & c_{s1} + c_{s3} + c_{s0} \end{bmatrix} \quad (14)$$

刚度矩阵 $\mathbf{K}_{sij}$ 定义为:

$$\mathbf{K}_{sij} = \begin{bmatrix} k_{s3} & 0 & 0 & -k_{s3} \\ 0 & k_{s2} & -k_{s2} & 0 \\ 0 & -k_{s2} & k_{s1} + k_{s2} & -k_{s1} \\ -k_{s3} & 0 & -k_{s1} & k_{s1} + k_{s3} + k_{s0} \end{bmatrix} \quad (15)$$

外力列阵 $\mathbf{F}_{sij}$ 定义为:

$$\mathbf{F}_{sij} = [0 \quad 0 \quad 0 \quad k_{s0} \mathbf{z}_{0ij} + c_{s0} \dot{\mathbf{z}}_{0ij}]^T \quad (16)$$

式中, $\mathbf{z}_{0ij} = \mathbf{z}_{ci} + l_j \varphi_{ci}$ 表示车体 i 在座椅 j 处垂向位移。

1.4 路面模型

路面激励来自路面不平度和长期使用过程中车辆对道路的损伤,而对路面激励的描述也较为丰富^[29-31],本文采用主流的谐波叠加法生成路面激励。根据《机械振动道路路面谱测量数据报告》(GB/T 7031-2005)要求,前轮路面不平度函数模型为:

$$q_l(I) = \sum_{k=1}^m \sqrt{2G_q(n_{\text{mid},k})\Delta n_k} \sin(2\pi n_{\text{mid},k}I + \theta_k) \quad (17)$$

式中, I 为道路走向长度; m 为空间频率划分区间数; $G_q(n)$ 为路面普密度; $n_{\text{mid},k}$ 为第 k 个区间的中心频率; θ_k 为区间 $[0, 2\pi]$ 上均匀分布且相互独立的随机变量。车辆后轮的路面激励为前轮的延时激励。假设车辆前后轮距相同,等速直线行驶,后轮输入滞后前轮轮距 $L_w = l_f + l_r$,即

$$q_r(I) = q_l(I - L_w) \quad (18)$$

图2为由式(17)和式(18)得到的B级路面模型。结果表明,路面的空间不平度与目标功率谱密度较好拟合,可为模型提供较为真实的路面不平顺

激励。

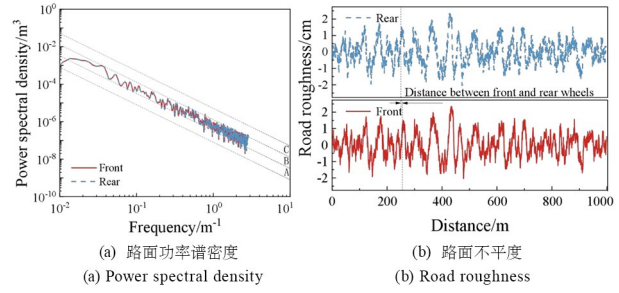


图2 路面功率谱密度和不平度
Fig. 2 Power spectral density and roughness of pavement

1.5 人—座—车耦合系统垂向动力学模型

基于有限单元组装技术,考虑各车体模型和全部人体坐姿系统模型,见式(10)和式(11),以及路面不平顺激励模型,列车动力学方程为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{z}} + \mathbf{K}\mathbf{z} = \mathbf{F} \quad (19)$$

式中, $\mathbf{M}$ 表示系统质量矩阵; $\mathbf{C}$ 表示系统阻尼矩阵; $\mathbf{K}$ 表示系统刚度矩阵; $\mathbf{F}$ 表示系统外力列阵; $\mathbf{z}$ 表示系统的坐标列阵,且定义为:

$$\mathbf{z} = [\mathbf{z}_1^T \quad \mathbf{z}_2^T \quad \mathbf{z}_3^T \quad \cdots \quad \mathbf{z}_n^T]^T \quad (20)$$

式中, $\mathbf{z}_i$ 表示第 i 节车与人体—座椅模型耦合的坐标列阵,可定义为:

$$\mathbf{z}_i = [\mathbf{z}_{si1}^T \quad \mathbf{z}_{si2}^T \quad \cdots \quad \mathbf{z}_{si8}^T \quad \mathbf{z}_{ci}^T]^T \quad (21)$$

最终,人—座—车耦合模型由 $36n$ 个自由度的多刚体组成。

1.6 理论模型验证

为了验证理论模型的正确性,本小节基于列车系统动力学方程(19)建立的动力学模型,在UM软件中建立相同参数的仿真模型,如图3所示,并假设3编组列车以30 km/h的速度在B级路面上做直线行驶,运行时间为50 s。

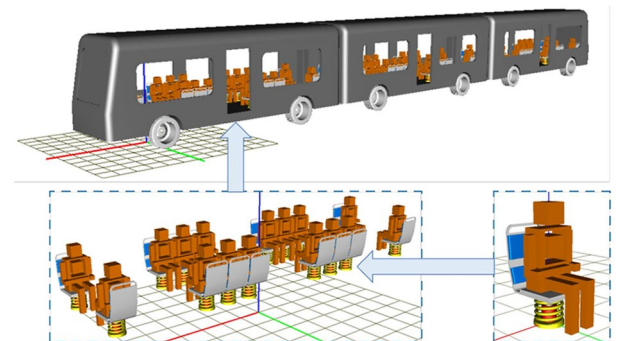


图3 3编组虚拟轨道列车UM仿真模型
Fig. 3 Three-unit virtual rail train UM simulation model

理论模型采用经典的龙格库塔法求解车辆的加速度响应,并与 UM 软件的数值仿真结果进行对比.以车体 2 的垂向和俯仰加速度为例,如图 4 所示,理论模型结果与 UM 仿真软件结果的一致、误差较小,因此,模型的正确性得到了有效验证.

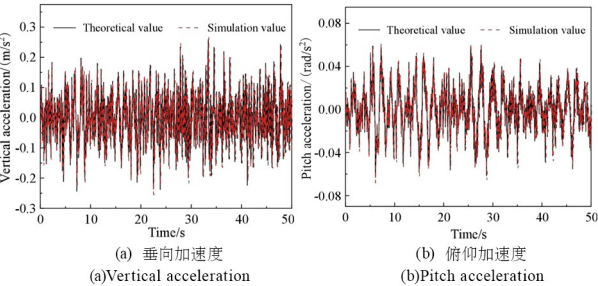


图 4 车体 2 垂向和俯仰加速度对比
Fig. 4 Comparison of the vertical and pitch acceleration of carbody 2

2 乘坐舒适性分析

本节从时频域角度分析列车的垂向振动特性,再利用座椅振动响应的加权加速度均方根指标 a_w ,研究路面等级、运行速度以及编组数量产生的影响.这里加权加速度均方根指标 a_w 定义为^[32]:

$$a_w = \left[\int_{0.5}^{80} W^2(f) G_a(f) df \right]^{\frac{1}{2}} \quad (22)$$

式中, f 为座椅频率,功率谱密度 $G_a(f)$ 可由座椅加速度 $a(t)$ 进行频谱分析得到,频率加权函数 $W(f)$ 的表达式为:

$$W(f) = \begin{cases} 0.5 & 0.5 < f < 2 \\ f/4 & 2 < f < 4 \\ 1 & 4 < f < 12.5 \\ 12.5/f & 12.5 < f < 80 \end{cases} \quad (23)$$

一般而言,车辆的乘坐舒适性与人的主观感觉有关,乘客的主观感受与车辆的加权加速度均方根值 a_w 的对应关系^[33] 如表 2 所示.

表 2 a_w 与人的主观感觉之间的关系	
Table 2 The relationship between a_w and people's subjective feeling	
$a_w/(m/s^2)$	Comfort level
<0.315	Not uncomfortable(NU)
$0.315 \sim 0.630$	A little uncomfortable(LU)
$0.500 \sim 1.000$	Fairly uncomfortable(FU)
$0.800 \sim 1.600$	Uncomfortable(U)
$1.250 \sim 2.500$	Very uncomfortable(VU)
>2.000	Extremely uncomfortable(EU)

2.1 时频域分析

图 5 给出了 3 编组列车各车体垂向振动加速度和俯仰运动加速度的时域曲线.由图 5 可以看出,各车体垂向振动加速度最大值分别为 0.30 m/s^2 、 0.26 m/s^2 和 0.32 m/s^2 ,各车体俯仰运动加速度最大值分别为 0.076 rad/s^2 、 0.063 rad/s^2 和 0.086 rad/s^2 . 数据统计分析进一步表明:各车体的垂向振动加速度均方根值分别为 0.096 m/s^2 、 0.074 m/s^2 和 0.097 m/s^2 ,相应的俯仰加速度均方根值分别为 0.023 rad/s^2 、 0.020 rad/s^2 和 0.027 rad/s^2 . 图 6 为各车体加速度的频响曲线图.根据式(23)将车体振动响应频率划分为 5 个区间,在每个区间车体 1 与车体 3 的功率谱密度相近,且均大于车体 2 的功率谱密度,见图 6. 分别考虑仿真时间为 50 s、100 s 和 200 s,计算不同时间域内各车体振动加速度响应的均方根值(RMS)、最大值(MAX)和方差,结果如表 3 所示.综合考虑图 5、图 6 和表 3 中结果,不难看出车体 2 的舒适性较好,车体 3 与车体 1 的舒适性相近.此外,列车在行驶过程中车体加速度功率谱密度峰值主要集中在 1 Hz 内的低频区域,车体运动主要呈现出低阶模态振动特性,其中 $0 \sim 1 \text{ Hz}$ 低频区间内各车体的固有频率与模态振型关系如图 7 所示.

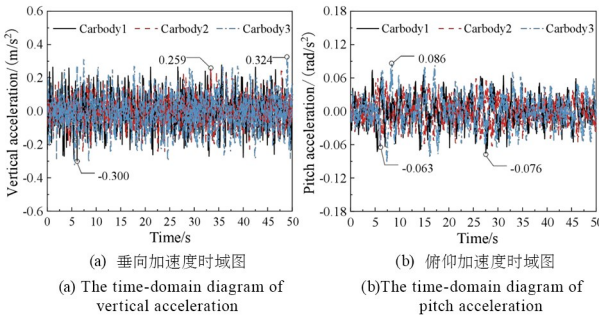


图 5 各车体加速度时域图
Fig. 5 Acceleration time domain diagram of each carbody

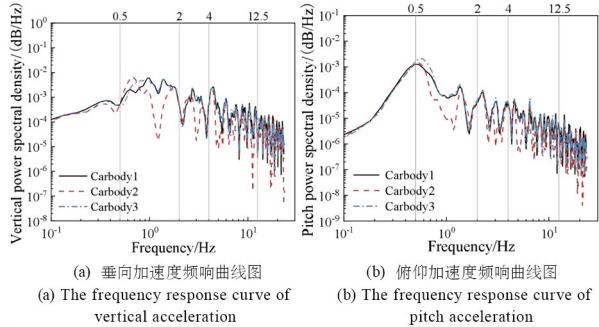


图 6 各车体加速度频响曲线图
Fig. 6 Acceleration frequency response curves of each carbody

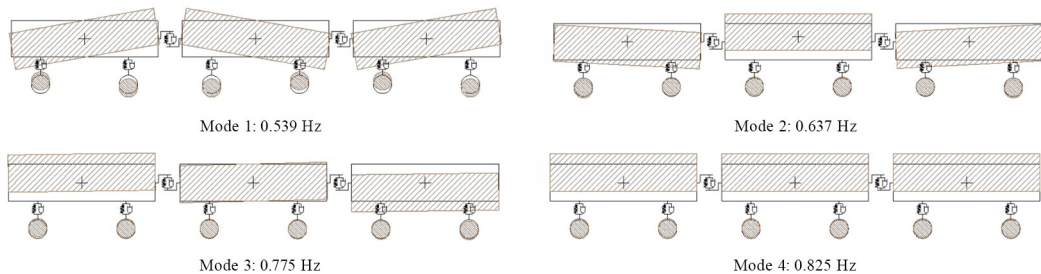


图 7 低频 0~1 Hz 范围内车辆各固有频率与模态振型

Fig. 7 Natural frequencies and mode shapes of the train within the low-frequency range of 0~1 Hz

表 3 a_w 与人的主观感觉之间的关系

Table 3 The relationship between a_w and human subjective perception

Content	Time/s	Vertical acceleration/(m/s^2)			Pitch acceleration/(rad/s^2)		
		Carbody 1	Carbody 2	Carbody 3	Carbody 1	Carbody 2	Carbody 3
RMS	50	0.096	0.074	0.097	0.023	0.020	0.027
	100	0.093	0.074	0.096	0.023	0.020	0.026
	200	0.095	0.077	0.097	0.024	0.021	0.028
MAX	50	0.300	0.259	0.324	0.076	0.063	0.086
	100	0.317	0.266	0.359	0.090	0.068	0.091
	200	0.356	0.310	0.377	0.092	0.082	0.103
Variance	50	9.1×10^{-3}	5.5×10^{-3}	9.4×10^{-3}	5.3×10^{-4}	4.2×10^{-4}	7.3×10^{-4}
	100	8.7×10^{-3}	5.5×10^{-3}	9.1×10^{-3}	5.3×10^{-4}	4.0×10^{-4}	6.9×10^{-4}
	200	8.9×10^{-3}	5.9×10^{-3}	9.5×10^{-3}	5.6×10^{-4}	4.3×10^{-4}	7.7×10^{-4}

2.2 路面等级

研究 3 节编组列车在不同等级路面上行驶时乘坐舒适性变化情况,如图 8 所示. A 级路面条件下整车的乘坐舒适性最高,B 级路面条件下车辆舒适性其次,C 级路面条件下车辆舒适性最差. 进一步可以看出,在同一等级路面条件下整车舒适性基本上都呈现出对称分布,即车辆中间区域的座椅 a_w 小于首尾区域的座椅 a_w . 对应上述 3 个等级路面条件下车辆中间区域的座椅 a_w 最小值分别为 0.13 m/s^2 、 0.27 m/s^2 和 0.54 m/s^2 ,见图 8 中标记为“Ⅰ”区域,而车辆首尾区域的座椅 a_w 最大值分

别为 0.27 m/s^2 、 0.54 m/s^2 和 1.09 m/s^2 ,见图 8 中标记为“Ⅱ”区域,由此可见不同等级路面舒适度分布规律一致,低等级路面下的 a_w 值是前一等级的 2 倍. 这是因为路面激励由式(17)生成,不同等级路面大小由幅值 $G_q(n)$ 决定.

2.3 运行速度

图 9 为不同运行速度下车辆乘坐舒适性分布情况图. 从图 9 中可以明显看出,车辆运行速度提升将导致整车舒适性变差,并且当车速超过一定范围后车辆舒适性不再呈现对称性分布规律. 当车辆以较高速度运行时,车身头部区域振动较为明显,

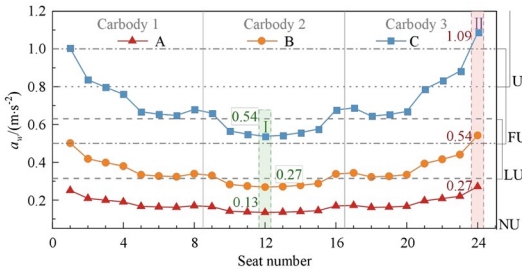


图 8 不同等级路面下车辆乘坐舒适性情况对比

Fig. 8 Comparison of train ride comfort under different road surface grades

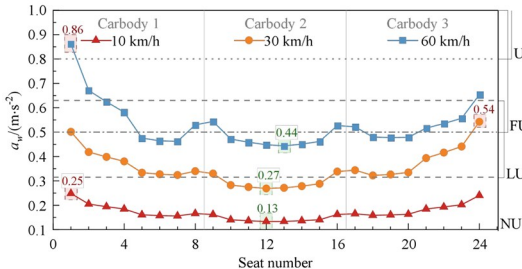


图 9 不同运行速度下车辆乘坐舒适性情况对比

Fig. 9 Comparison of train ride comfort under different operation speed

乘坐舒适性较差.这是因为随着速度增加,路面的等效激励增大,列车各座椅和车体的振动加剧,并以波动形成沿车体纵向传播和反射,在车体首尾部形成复杂的叠加效应,进而造成车体首尾部区域振动加强.

2.4 编组数量

考虑列车编组数量分别为 1~5,分析编组数量变化对车辆乘坐舒适性的影响,结果如图 10 所示.

图 10 表明不同编组数的车辆乘坐舒适性均呈现出中心对称分布的规律,即中间车体的舒适性相近且优于首尾车体.从图 10 中还可以看出,车辆加权加速度均方根值 a_w 的最大值随着编组数量的增加并未出现明显变化,且保持在 0.54 m/s^2 左右,而 a_w 最小值则从 0.46 m/s^2 下降至 0.26 m/s^2 ,说明车辆中间区域乘客的主观感受等级由 LU 级别变化为 NU 级别,乘坐舒适性得到了明显提升.此外,车间铰接附近的座椅 a_w 值略高于相邻座椅.结合上述分析,车辆中部座椅主要受到车体垂向位移的影响,同时车间铰接阻尼吸收了车体振动的能量,进而提高了乘坐舒适性;而端部座椅受到车体垂向位移和俯仰的复合影响,并且距离铰接点最远,铰接阻尼对其影响有限,因此端部座椅舒适性对编组数量变化不敏感.

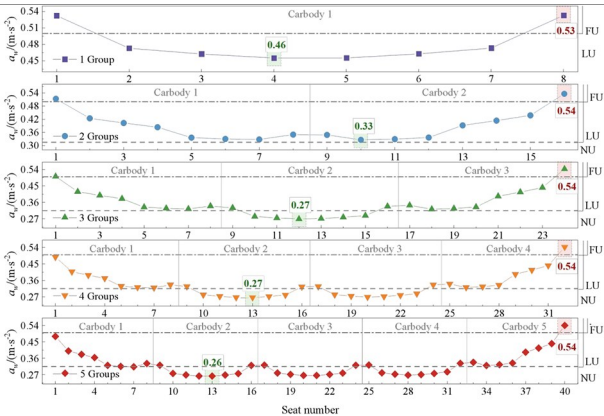


图 10 不同编组数车辆乘坐舒适性分布规律图
Fig. 10 Distribution of train ride comfort with different number of carriages

3 列车设计参数变化对乘坐舒适性的影响

考虑到乘坐舒适性在很大程度上取决于悬架参数,同时,多铰接车辆的铰接参数亦在一定程度上对车体的舒适性造成显著影响,因此,本节从悬架阻尼、刚度和铰接阻尼、刚度这 4 个参数的角度

出发,研究乘坐舒适性.

本节采用 600 次拉丁超立方抽样仿真,分别分析了车间铰接处等效阻尼和刚度以及悬架阻尼和刚度变化对 3 编组列车乘坐舒适性的影响,其中悬架阻尼变化范围为 $0\sim 8.75\times 10^5\text{ N}\cdot\text{s/m}$,刚度变化范围为 $0\sim 8.75\times 10^5\text{ N/m}$,铰接阻尼变化范围为 $0\sim 1\times 10^6\text{ N}\cdot\text{s/m}$,刚度变化范围为 $0\sim 5\times 10^8\text{ N/m}$.考虑到车体乘坐舒适性对称分布的规律,下文仅对 1~12 号座椅舒适性进行分析.

3.1 悬架阻尼和刚度的影响

悬架等效阻尼和刚度对座椅舒适性影响如图 11 所示,图 11(a)为悬架阻尼参数对座椅舒适性的影响.随着悬架阻尼逐步增大,座椅舒适性先快速达到一个最优状态,随后开始逐渐恶化,且这一恶化的速率逐渐减缓,最终趋于稳定.在 25 %~75 % 的归一化舒适性变化范围内,各座椅舒适性变化幅度相近,并且车体编号较大的座椅在阻尼参数变化下的舒适性影响更为显著,如图 11(c) 所示.原

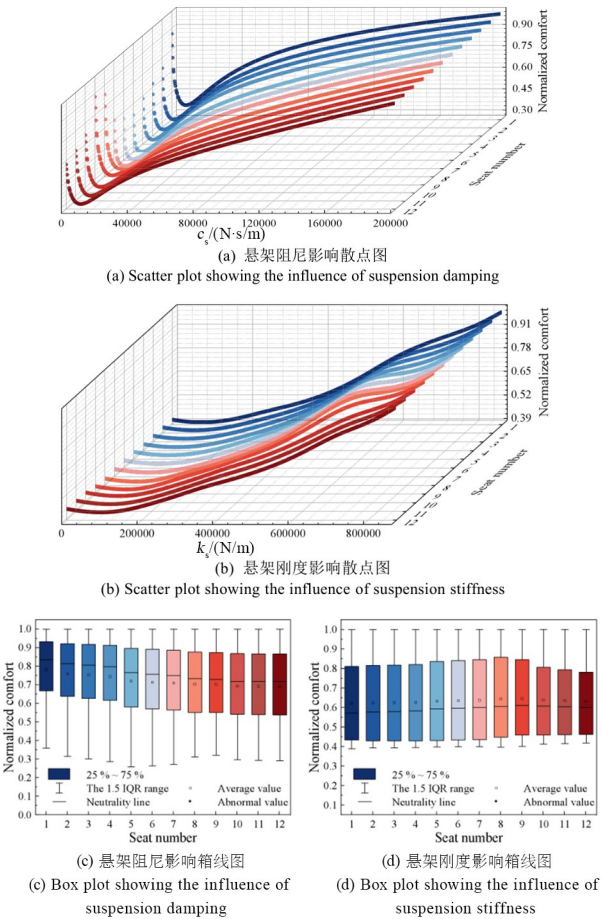


图 11 悬架等效阻尼和刚度对座椅舒适性影响
Fig. 11 Effect of suspension equivalent damping and stiffness on seat comfort

因在于:在悬架阻尼参数较低的情况下,悬架系统的响应速度相对较快,能够有效吸收和减缓路面不平带来的冲击,从而显著提升乘坐舒适性.然而,当阻尼参数过高时,悬架系统的响应速度受到抑制,导致其对路面不平的适应能力减弱,舒适性变差.

在悬架系统刚度逐步增加的过程中,如图 11(b)所示,座椅的舒适性特性最初维持在一个最优状态并保持相对稳定,然而持续增大后,其舒适性将呈现持续恶化的趋势.此外,不同座椅受悬架刚度变化的影响表现出相似性,如图 11(d)所示.原因在于:当悬架刚度处于较低水平时,其能够有效吸收并缓解由路面不平整带来的振动,为乘客提供更加平稳舒适的乘坐感受.然而,随着刚度增加至某一特定程度,即便是微小的路面不平整也会激发悬架产生较大的反作用力,从而导致传递给乘客的振动和冲击显著增强,进而影响了整体的乘坐舒适性.

3.2 铰接阻尼和刚度的影响

从图 12(a)可以看出,当车间铰接处等效阻尼增加时,车体中部座椅(对应编号较大座椅)舒适性明显提高,而当阻尼超过一定范围后,阻尼的改变不再影响座椅舒适性.易知,阻尼能够有效吸收车体振动能量,因此提高了座椅的舒适性.过阻尼时,车体间响应单调衰减,不发生振荡,图 12(a)最终趋于平稳,总体规律呈现座椅编号越大受阻尼变化影响越明显,如图 12(c)所示.

与阻尼变化对座椅舒适性影响的不同,铰接刚度增加会先提高座椅舒适性,然后当刚度超过一定范围后,座椅的舒适性反而下降,如图 12(b)所示.各座椅受铰接刚度影响规律与舒适性分布规律近似,如图 12(d)所示.这是由于在铰接刚度较小时,一定的刚度有助于提升乘坐的舒适性,但继续增大则会加强车体之间的硬链接,弱化了振动传递和耗散的效果,因此座椅舒适性逐渐恶化,进一步增大铰接刚度后,可以认为车体之间的铰接为高刚性低阻尼的力学关系,因此座椅舒适性也不再有明显变化.

对比图 11 和图 12,悬架参数变化对座椅舒适性的影响比较接参数变化更为明显,同时,当铰接参数发生变动时,3 编组列车中各座椅的舒适性变化规律呈现出显著的差异性;相反,在悬架参数变化的情况下,各座椅舒适性的变化规律则展现出相

对较高的相似性.这一现象表明,铰接参数的变化是影响座椅舒适性差异的主导因素,其在很大程度上决定了不同座椅之间舒适性变化的差异.

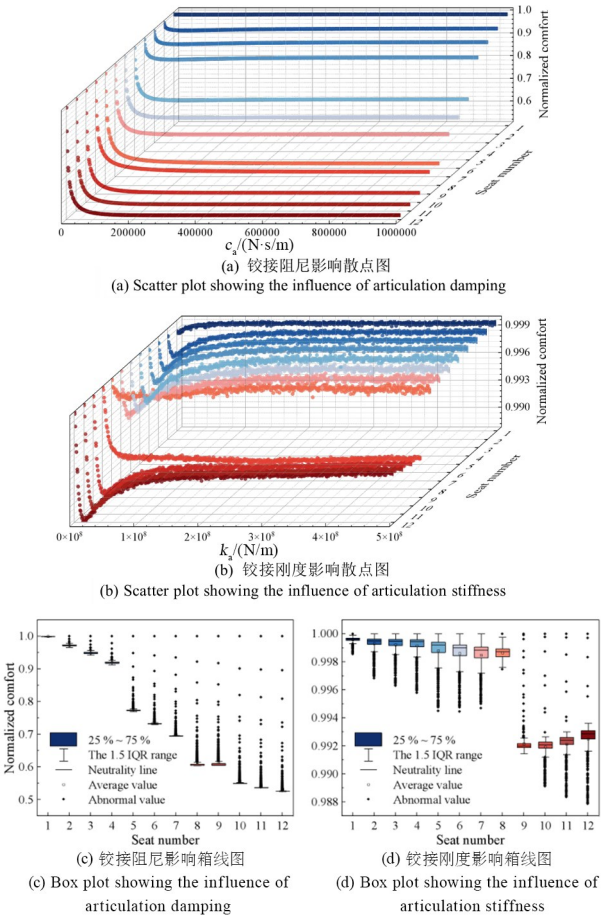


图 12 车间铰接等效阻尼和刚度对座椅舒适性影响
Fig. 12 Effect of articulation equivalent damping and stiffness on seat comfort

4 结论

本文建立了考虑人一座一车耦合效应的 n 编组虚拟轨道列车垂向动力学模型,揭示了系统特征参数对列车乘坐舒适性的影响规律,为改善列车乘坐舒适性提供了理论参考依据.针对乘坐舒适性的相关问题,可以得到如下结论:

- (1) 以常见的 3 编组虚拟轨道列车乘坐舒适性为例,车体 2 的舒适性相对较好,车体 3 与车体 1 的舒适性相近.
- (2) 路面等级的提高以及运行速度的减小都能在不同程度上提升整车的乘坐舒适性,而编组数量的增加有利于改善车体中间区域的乘客乘坐舒适性,但增加至 4 编组后改善效果不再明显.
- (3) 相较于铰接参数的变化,座椅舒适性对于悬架参数的变化更为敏感,至多可达初始值的

30%。同时,不同位置的座椅在铰接参数变化时的舒适性变化存在较大的差异。

因此,建议对首尾车与中间车进行车轮悬挂参数的差异化设计,并进一步优化铰接阻尼参数以获得更好的乘坐舒适性。

参考文献

[1] 张众华, 杨蔡进, 张卫华. 虚拟轨道列车超螺旋滑模自适应导向控制[J]. 交通运输工程学报, 2023, 23(5): 163—182.
ZHANG Z H, YANG C J, ZHANG W H. Adaptive guidance control of super-twisting sliding mode for virtual track train [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2023, 23 (5): 163—182. (in Chinese)

[2] 李前明, 杨蔡进, 李艳, 等. 基于协同转向的铰接车辆轨迹跟随控制研究[J]. 动力学与控制学报, 2023, 21(2): 87—95.
LI Q M, YANG C J, LI Y, et al. Research on trajectory following control of articulated vehicle based on cooperative active steering [J]. Journal of Dynamics and Control, 2023, 21(2): 87—95. (in Chinese)

[3] YIN Z H, ZHANG J Y, LU H Y. Establishment and comparison of a spatial dynamics model for virtual track train with different steering modes [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2021, 235(3): 481—498.

[4] LENG H, REN L H, JI Y J. Path-following control strategy for gantry virtual track train based on distributed virtual driving model [J]. Vehicle System Dynamics, 2024, 62(1): 85—113.

[5] 杨一博, 杨蔡进, 陆野, 等. 虚拟轨道列车全轮主动转向控制研究[J]. 动力学与控制学报, 2024, 22(6): 59—67.
YANG Y B, YANG C J, LU Y, et al. Research on all-wheel steering control of the virtual rail train [J]. Journal of Dynamics and Control, 2024, 22(6): 59—67. (in Chinese)

[6] JIANG J C, LI P Q, CHEN Y K, et al. Ride comfort of heavy vehicles based on key response characteristics of multibody dynamics [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2021, 235(4):

553—567.

[7] PAZOOKI A, CAO D P, RAKHEJA S, et al. Ride dynamic evaluations and design optimisation of a torsio-elastic off-road vehicle suspension [J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(9): 1455—1476.

[8] WANG X J, OSVALDER A L, HÖSTMAD P. Influence of sound and vibration on perceived overall ride comfort: A comparison between an electric vehicle and a combustion engine vehicle [J]. SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH, 2023, 7(2): 153—171.

[9] HSIAO C Y, WANG Y H. Evaluation of ride comfort for active suspension system based on self-tuning fuzzy sliding mode control [J]. International Journal of Control, Automation and Systems, 2022, 20(4): 1131—1141.

[10] WANG Y L, ZHAO W Z, ZHOU G, et al. Suspension mechanical performance and vehicle ride comfort applying a novel jounce bumper based on negative Poisson's ratio structure [J]. Advances in Engineering Software, 2018, 122: 1—12.

[11] KIM E, FARD M, KATO K. A seated human model for predicting the coupled human-seat transmissibility exposed to fore-aft whole-body vibration [J]. Applied Ergonomics, 2020, 84: 102929.

[12] NGUYEN T, SWOLANA P, LECHNER B, et al. An experimental comparison of mathematical heavy-duty city bus models to evaluate passenger ride comfort induced by road roughness [J]. Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems, 2021, 27(1): 203—221.

[13] 时培成, 李云龙, 肖平. 基于并联机构的车辆座椅参数优化及性能分析[J]. 应用力学学报, 2021, 38(3): 1001—1010.
SHI P C, LI Y L, XIAO P. Parameter optimization and performance analysis of vehicle seat based on parallel mechanism [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2021, 38(3): 1001—1010. (in Chinese)

[14] XIAO X B, XU H W, YANG Y, et al. Analysis of the influence of track irregularity on high-speed train ride comfort [J]. Vehicle System Dynamics, 2024, 62(7): 1658—1685.

[15] GURUGUNTLA V, LAL M. Multi-body modelling and ride comfort analysis of a seated occupant under whole-body vibration [J]. Journal of Vibration and Control, 2023, 29(13/14): 3078—3095.

- [16] SHARMA R C, SHARMA S, SHARMA S K, et al. Analysis of bio-dynamic model of seated human subject and optimization of the passenger ride comfort for three-wheel vehicle using random search technique [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2021, 235(1): 106—121.
- [17] ALFADHLI A, DARLING J, HILLIS A J. The control of an active seat with vehicle suspension preview information [J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 24(8): 1412—1426.
- [18] PALOMARES E, MORALES A L, NIETO A J, et al. Is the standard ride comfort index an actual estimation of railway passenger comfort? [J]. Vehicle System Dynamics, 2023, 61(11): 2811—2824.
- [19] WU J, QIU Y. Analysis of ride comfort of high-speed train based on a train-seat-human model in the vertical direction [J]. Vehicle System Dynamics, 2021, 59(12): 1867—1893.
- [20] PENG Y, LIN Y T, FAN C J, et al. Passenger overall comfort in high-speed railway environments based on EEG: Assessment and degradation mechanism [J]. Building and Environment, 2022, 210: 108711.
- [21] YIN Z H, ZHANG J Y, SUI H. Stochastic responses characteristics of a virtual track train excited by road irregularities [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2022, 71(8): 8152—8163.
- [22] ZHANG J M, WANG C P, ZHOU H C, et al. Sensitivity analysis and multi-objective optimization of the virtual track train parameters considering the coupling effect between vehicles [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2024, 238(6): 1368—1379.
- [23] 蒋小晴, 肖磊, 吴雄韬, 等. 宜宾市智能轨道快运系统工程设计与应用[J]. 控制与信息技术, 2020(1): 105—112.
JIANG X Q, XIAO L, WU X T, et al. Engineering design and application of the autonomous-rail rapid transit in Yibin City [J]. Control and Information Technology, 2020(1): 105—112. (in Chinese)
- [24] SHAHEIN A H, ATA A A, HARAZ E H, et al. Vibration suppression of terrains irregularities using active aerodynamic surface for half-car model sport vehicles [J]. Journal of Vibration and Control, 2020, 26(23/24): 2148—2162.
- [25] 王承萍, 张济民, 周和超, 等. 全行驶状态下虚拟轨道列车的动载及道路友好特性[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2022, 50(6): 871—878.
WANG C P, ZHANG J M, ZHOU H C, et al. Dynamic load characteristics and road friendliness of virtual track train in full running conditions [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2022, 50(6): 871—878. (in Chinese)
- [26] DESAI R, GUHA A, SESHU P. A comparison of quarter, half and full car models for predicting vibration attenuation of an occupant in a vehicle [J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2021, 9(5): 983—1001.
- [27] RAJENDIRAN S, LAKSHMI P. Performance analysis of fractional order terminal SMC for the half car model with random road input [J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2020, 8(4): 587—597.
- [28] JIN X J, WANG J D, HE X K, et al. Improving vibration performance of electric vehicles based on in-wheel motor-active suspension system via robust finite frequency control [J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2023, 24(2): 1631—1643.
- [29] DENG Q S, ZHAN Y, LIU C, et al. Multiscale power spectrum analysis of 3D surface texture for prediction of asphalt pavement friction [J]. Construction and Building Materials, 2021, 293: 123506.
- [30] LI H T, WANG G Q, QIN L S, et al. A spectral analysis of the dynamic frequency characteristics of asphalt pavement under live vehicle loading [J]. Road Materials and Pavement Design, 2020, 21(2): 486—499.
- [31] JIANG J H, SEAID M, MOHAMED M S, et al. Inverse algorithm for real-time road roughness estimation for autonomous vehicles [J]. Archive of Applied Mechanics, 2020, 90(6): 1333—1348.
- [32] HE S L, CHEN K R, XU E Y, et al. Commercial vehicle ride comfort optimization based on intelligent algorithms and nonlinear damping [J]. Shock and Vibration, 2019, 2019(1): 2973190.
- [33] MUCKA P, STEIN G J, TOBOLKA P. Whole-body vibration and vertical road profile displacement power spectral density [J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 58(4): 630—656.