DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.107

基于振动加速度的转向架构架载荷反演研究

龚　敬[1]，吴兴文[1]，刘　阳[2]，池茂儒[2]
（1.西南交通大学 机械工程学院，四川 成都 610031；
2.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）

摘　要：获取铁道车辆构架空簧、附属部件、轴箱弹簧及橡胶节点等关键接口在服役过程中的载荷特征是落实轨道车辆结构健康监测工作需要解决的关键问题。文章建立车辆系统动力学模型，推导了考虑转臂轴箱局部细化的车辆横向、垂向的动力学模型，并以此为基础使用卡尔曼滤波方法，通过系统状态方程对系统状态量进行估计反演计算，探索转向架构架载荷的估计方法。研究结果表明：考虑轨道不平顺激励的情况下，转向架构架的垂向载荷估计值与仿真值的相关性达到0.8以上，横向载荷估计值与仿真值的相关性超过0.6，估计值与仿真值时频域的变化趋势一致性较好。综合以上结果，可以证明该载荷估计方法在针对轨道车辆构架的关键接口载荷的反演计算中具有足够的精确性和稳定性，能够为后续对转向架关键位置的损伤监测与评估、剩余寿命计算和结构设计优化提供数据依据。

关键词：铁道车辆；构架；振动加速度；卡尔曼滤波；载荷反演

中图分类号：U270.1+2　　**文献标志码：**A　　**文章编号：**1000-128X(2024)03-0028-10

0　引言

轨道车辆长期以来因其在运载能力、运行效率、安全保障和经济效益等方面的优势在世界各国得到了广泛的应用，随之而来的轨道车辆的运行安全问题越来越受到重视。作为轨道车辆运行安全的基础，其结构健康监测在保障车辆安全运营、延长车辆及其关键零部件使用寿命和降低运营成本等方面具有重要的意义。因此，获取车辆关键接口在服役过程中的载荷特征变得十分重要。其中，转向架构架传递了轮轨耦合振动、牵引装置和车体的载荷，非常容易发生疲劳损伤。转向架构架承受的载荷主要可以分为悬挂装置引起的载荷以及附属部件引起的载荷，前者主要来源是车体运动和轮轨接触，后者的主要来源是转向架附属部件的惯性振动载荷[1]。动车组的运行状态受到其运行速度、轨道状态和周围环境等因素影响，只通过标准进行安全校核可能与实际情况存在差异。

一般来说，获取载荷的方法有3种，即数值仿真法、直接测量法和载荷识别法。数值仿真法[2]是对建立的车辆动力学模型施加激励计算得到载荷数据，这种方法力求模型与实际情况高度吻合，需要考虑线路条件、运行工况等诸多因素。直接测量法[3]是通过在结构上安装传感设备来直接获得载荷数据，这个方法直接、准确，但是设备安装的位置和方法可能会影响数据精度和模型的准确性，部分载荷由于结构的复杂性可能无法直接测量。载荷识别法[4]是在已知系统的情况下，根据检测到的系统响应来对输入进行反演，一般有数据驱动和模型驱动两种方法。数据驱动方法是采用深度学习和其他等方法来直接建立响应和输入的联系，但是这种方法对数据的依赖性极强，且无法对系统机理进行解释。模型驱动方法基于物理模型使用响应反

基金项目：国家自然科学基金区域联合基金（U21A20168）
通信作者：吴兴文，男，博士，副教授，硕士生导师，主要从事车辆系统动力学、结构振动疲劳、车辆系统智能运维方面的研究；E-mail: xingwen_wu@163.com
引用格式：龚敬, 吴兴文, 刘阳, 等. 基于振动加速度的转向架构架载荷反演研究[J]. 机车电传动, 2024(3): 28-37.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.107.
Citation：GONG Jing, WU Xingwen, LIU Yang, et al. Research on load inversion of bogie frame based on vibration acceleration[J]. Electric drive for locomotives,2024(3): 28-37.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.107.

演输入，针对不同的车辆、线路条件调整模型可以有良好的可靠性和稳定性[5-6]。VIGSO[7]探讨了两种载荷识别方法，即采用代理模型的数据驱动方法与确定载荷分布和传递路径的方法，最终认为载荷的空间分布情况可以用以补偿模态参数的截断误差。程逸丹[8]使用数值方法得到地铁车辆系统载荷和振动加速度，分析了两者的时频域相关性并给出了相关系数较高的预测回归方程。目前，对于动态系统状态的最佳滤波或者最佳估计问题，常用的方法包括以最大信噪比为准则的匹配滤波和以线性最小均方误差为准则的维纳滤波、自适应滤波和卡尔曼滤波[9]。其中卡尔曼滤波技术将状态空间引入到状态滤波中，克服了维纳滤波的不足，解决了非平稳随机信号的滤波问题，在系统状态估计中得到广泛应用[10-11]。戴霖[12]利用扩展卡尔曼滤波结合模态坐标变换提出一种改进的扩展卡尔曼滤波算法对结构损伤参数进行了有效识别。XIAO Xiang[13]等通过模态叠加法将桥梁的模态纳入状态空间方程，对铁道桥梁轨道不平顺进行了反演估计。李仲佑[14]基于贝叶斯方法和扩展卡尔曼滤波进行了结构动载荷识别的研究。BONOPERA M[15]将评估钢架压缩载荷的两种静态无损方法进行对比并加以验证，证明当能够准确地考虑二阶效应时，压缩载荷可以准确估计。

本文针对上述方法的局限性，建立了较为完善的车辆动力学模型，通过易于测量的振动加速度数据对系统状态量进行反演。为了提高反演精度，提出了一种运用卡尔曼滤波的基于车辆振动加速度的系统状态量反演方法获得对应悬挂装置载荷的时域信息。

1　卡尔曼滤波理论

在状态空间中，一个包含 r 个输入、m 个输出的 n 维线性动态系统的输出主要由两方面因素决定，即系统状态和输入共同影响系统的输出，而系统状态又会因为输入产生变化。一般可以用微分方程来描述系统状态空间表达式[16]，具体如下：

$$\left.\begin{aligned}\dot{x}&=\boldsymbol{A}x+\boldsymbol{B}u+w\\ y&=\boldsymbol{C}x+\boldsymbol{D}u+v\end{aligned}\right\} \tag{1}$$

式中：$\boldsymbol{A}$ 为系统过程矩阵，表示系统内部状态的联系；$\boldsymbol{B}$ 为输入传递矩阵；$\boldsymbol{C}$ 为观测矩阵；$\boldsymbol{D}$ 为直连矩阵，表示系统输入对系统输出的直接影响；x 为 n 维向量，即系统状态向量；u 为 r 维向量，是系统的输入；y 为 m 维向量，是系统的输出(观测量)；w 为系统噪声向量，v 为观测噪声向量。

根据式(1)可以得到系统状态空间的表达框图如图1。

在卡尔曼滤波模型中，包含过程噪声 w 和测量噪声 v，一般认为 w 和 v 服从正态分布且二者相互独立，即满足：

$$\left.\begin{aligned}\mathrm{E}(w)=0,\mathrm{E}(ww^{\mathrm{T}})&=\boldsymbol{Q}\\ \mathrm{E}(v)=0,\mathrm{E}(vv^{\mathrm{T}})&=\boldsymbol{R}\\ \mathrm{E}(wv^{\mathrm{T}})&=0\end{aligned}\right\} \tag{2}$$

式中：$\boldsymbol{Q}$ 为系统过程噪声协方差矩阵；$\boldsymbol{R}$ 为观测噪声协方差矩阵。

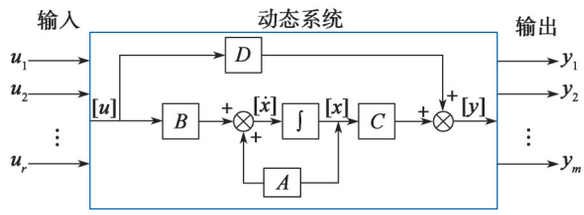


图 1　动态系统状态空间框图

Fig. 1　Block diagram of dynamic system state space

定义初始时刻系统状态量的均值和协方差矩阵如下：

$$\mathrm{E}\left(x_0\right)=\mu_{x_0}$$

$$\boldsymbol{C}_{x_0}=\mathrm{E}\left[\left(x_0-\mu_{x_0}\right)\left(x_0-\mu_{x_0}\right)^{\mathrm{T}}\right]$$

在对系统进行描述时一般存在三大难题：模型与实际系统存在偏差，系统本身存在扰动，观测手段存在误差。因此，需要一种递归数据处理算法，将系统的状态估计值和系统观测值进行数据融合，最终得到更加接近系统真实值的最优估计。经典卡尔曼滤波算法能够利用实时获取的含有噪声的离散观测数据，对系统进行线性、无偏、最小方差的最优估计。其主要包含了两个步骤，即预测和校正，以下进行具体分析。

预测：

$$\hat{x}_k^-=\boldsymbol{A}\hat{x}_{k-1}+\boldsymbol{B}u_{k-1} \tag{3}$$

$$\boldsymbol{P}_k^-=\boldsymbol{A}\boldsymbol{P}_{k-1}\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}+\boldsymbol{Q} \tag{4}$$

校正：

$$\hat{x}_k=\hat{x}_k^-+\boldsymbol{K}_k\left(z_k-\boldsymbol{H}\hat{x}_k^-\right) \tag{5}$$

卡尔曼增益 $\boldsymbol{K}_k$ 用于对估计量的修正，需要先引入估计误差 e_k，具体为

$$e_k=x_k-\hat{x}_k \tag{6}$$

可以求得估计误差的协方差矩阵 $\boldsymbol{P}_k$ 为

$$\boldsymbol{P}_k=\mathrm{E}\left(\left[e_k e_k^{\mathrm{T}}\right]\right) \tag{7}$$

将式(4)和式(5)代入式(6)并展开，可以得到估计误差协方差矩阵 $\boldsymbol{P}_k$ 的表达式为

$$\boldsymbol{P}_k=\boldsymbol{P}_k^--\boldsymbol{K}_k\boldsymbol{H}\boldsymbol{P}_k^--\boldsymbol{P}_k^-\boldsymbol{H}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{K}_k^{\mathrm{T}}+\boldsymbol{K}_k\boldsymbol{H}\boldsymbol{P}_k^-\boldsymbol{H}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{K}_k^{\mathrm{T}}+\boldsymbol{K}_k\boldsymbol{R}\boldsymbol{K}_k^{\mathrm{T}} \tag{8}$$

想要后验估计更加接近真实值，需要误差最小。估计误差服从期望为0的正态分布，因此也即需要误差的方差最小，所以问题等价于求估计误差的协方差矩阵 $\boldsymbol{P}_k$ 的迹的最小值。因此将 $\boldsymbol{P}_k$ 的迹求导取得卡尔曼增益 $\boldsymbol{K}_k$ 的取值：

$$\frac{\mathrm{d}\left(\mathrm{tr}\left(\boldsymbol{P}_k\right)\right)}{\mathrm{d}\boldsymbol{K}_k}=2\boldsymbol{K}_k\boldsymbol{R}-2\left(\boldsymbol{H}\boldsymbol{P}_k^-\right)^{\mathrm{T}}+2\boldsymbol{K}_k\boldsymbol{H}\boldsymbol{P}_k^-\boldsymbol{H}^{\mathrm{T}}=0 \tag{9}$$

则有：

$$\boldsymbol{K}_k=\frac{\boldsymbol{P}_k^-\boldsymbol{H}^{\mathrm{T}}}{\boldsymbol{H}\boldsymbol{P}_k^-\boldsymbol{H}^{\mathrm{T}}+\boldsymbol{R}} \tag{10}$$

然后更新估计量的误差协方差矩阵，以进行下一轮的迭代：

$$\boldsymbol{P}_k=\left(\boldsymbol{I}-\boldsymbol{K}_k\boldsymbol{H}\right)\boldsymbol{P}_k^- \tag{11}$$

至此可以得到经典卡尔曼滤波的 5 个核心公式如下：

$$\left.\begin{aligned}\hat{x}_k^-&=\boldsymbol{A}\hat{x}_{k-1}+\boldsymbol{B}u_{k-1}\\ \boldsymbol{P}_k^-&=\boldsymbol{A}\boldsymbol{P}_{k-1}\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}+\boldsymbol{Q}\\ \boldsymbol{K}_k&=\frac{\boldsymbol{P}_k^-\boldsymbol{H}^{\mathrm{T}}}{\boldsymbol{H}\boldsymbol{P}_k^-\boldsymbol{H}^{\mathrm{T}}+\boldsymbol{R}}\\ \hat{x}_k&=\hat{x}_k^-+\boldsymbol{K}_k\left(z_k-\boldsymbol{H}\hat{x}_k^-\right)\\ \boldsymbol{P}_k&=\left(\boldsymbol{I}-\boldsymbol{K}_k\boldsymbol{H}\right)\boldsymbol{P}_k^-\end{aligned}\right\} \tag{12}$$

具体的算法流程如图 2 所示。

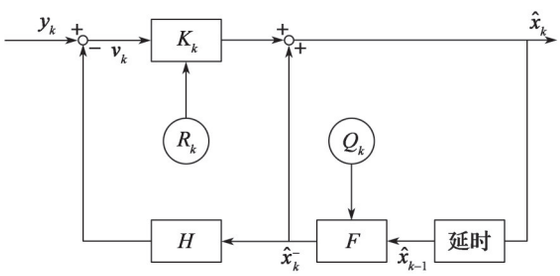


图 2　卡尔曼滤波算法流程示意图

Fig. 2　Flow diagram of Kalman filtering algorithm

2　铁道车辆转向架构架载荷反演研究

2.1　车辆系统动力学模型建立

2.1.1　铁道车辆转向架构架受载模式

作用在铁道车辆构架上的载荷主要包括了一系悬挂载荷（轴箱弹簧载荷、定位节点载荷和一系垂向减振器载荷）、抗侧滚装置载荷、二系空气弹簧载荷和各种减振器载荷等。相比动车构架，拖车构架没有电机载荷以及齿轮箱载荷，牵引装置载荷的方向相反。以动车构架为例，具体的载荷分布如图 3 所示。

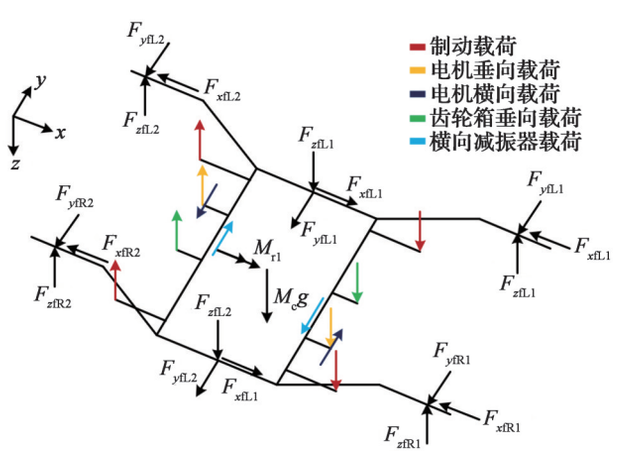


图 3　铁道车辆动车构架载荷示意图

Fig. 3　Schematic diagram of loads on bogie frame of rolling stock

图 3 中，F_{zfLi},F_{yfLi},F_{xfLi},F_{zfRi},F_{yfRi},F_{xfRi}为一系悬挂的垂向力、横向力、纵向力(i=1, 2, 3, 4)；F_{ztLi},F_{ytLi},F_{xtLi},F_{ztRi},F_{ytRi},F_{xtRi}为二系悬挂的垂向力、横向力、纵向力(i=1,2)。

上述这些载荷是导致铁道车辆构架结构损伤的重要因素，因此获取更加精确的载荷数据可以为后续转向架关键位置的损伤监测与评估、剩余寿命计算和结构设计优化提供数据支撑。

2.1.2　铁道车辆系统动力学方程

车辆的动力学简化物理模型由车体、转向架、轮对以及一系悬挂、二系悬挂组成。本文所考虑的载荷反演模型主要针对的是构架与一系悬挂、二系悬挂组成连接部位的载荷状态，因此考虑将轴箱轴承作为系统输入，以避免轮轨力的非线性特性对反演结果造成影响。

此外，传统车辆动力学模型将轴箱结构简化为弹簧阻尼并联模型，仅考虑一系等效刚度和阻尼，忽略了轴箱转臂结构自身的运动。本文使用如图 4 所示的局部细化模型，考虑一系轴箱弹簧和定位节点作用位置的差异以及阻尼器的动态特征来提高模型的精度[17]。

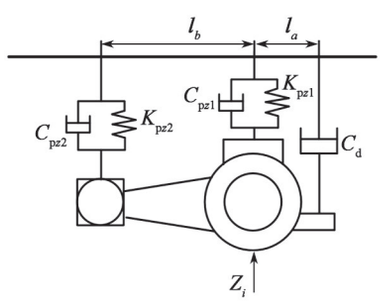


图 4　转臂轴箱的局部细化模型

Fig. 4　Model with localized refinements of rocker type axle box

车辆动力学模型的自由度描述如下：轴箱的浮沉运动z_i(i=1,2,⋯,8)、横移运动y_i(i=1,2,⋯,8)；构架的浮沉运动z_{ti}、点头运动β_{ti}、侧滚运动ϕ_{ti}、横移运动y_{ti}、摇头运动ψ_{ti}(i=1, 2)；车体的浮沉运动z_c、点头运动β_c、侧滚运动ϕ_c、横移运动y_c、摇头运动ψ_c。考虑重力对系统的影响，将静平衡状态视为系统的初始状态。

相关动力学模型见图 5~图 7。模型符号意义及参数如表 1 所示，根据牛顿第二定律，建立半车载荷反演模型动力学方程式(13)~式(22)。

车体浮沉运动

$$m_c\ddot{z}_c=k_{sz}\left(-4z_c+2z_{t1}+2z_{t2}\right)+c_{sz}\left(-4\dot{z}_c+2\dot{z}_{t1}+2\dot{z}_{t2}\right)+m_cg \tag{13}$$

车体点头运动

$$I_{cy}\ddot{\beta}_c=k_{sz}l_c\left(-4l_c\beta_c-2z_{t1}+2z_{t2}\right)+k_{sx}h_c\left(-4h_c\beta_c-2h_{ts}\beta_{t1}-2h_{ts}\beta_{t2}\right)+c_{sz}l_c\left(-4l_c\dot{\beta}_c-2\dot{z}_{t1}+2\dot{z}_{t2}\right)+c_{sx}h_c\left(-4h_c\dot{\beta}_c-2h_{ts}\dot{\beta}_{t1}-2h_{ts}\dot{\beta}_{t2}\right) \tag{14}$$

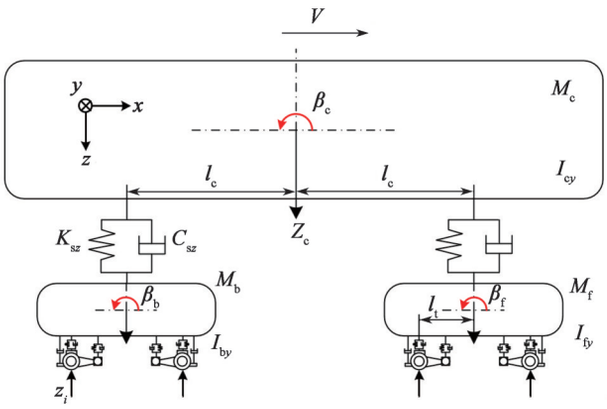


图 5　车辆垂向动力学模型

Fig. 5　Vertical dynamic model of vehicle

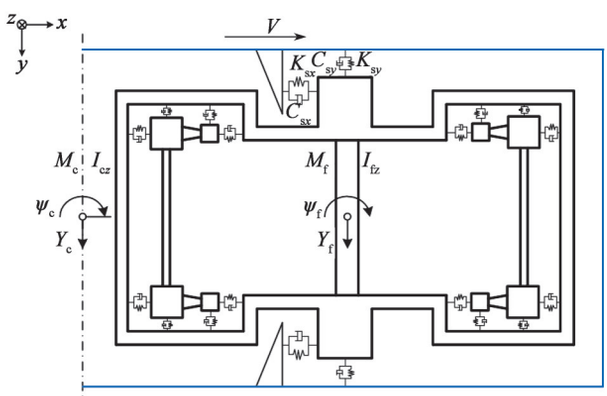


图 6　车辆横向动力学模型

Fig. 6　Lateral dynamic model of vehicle

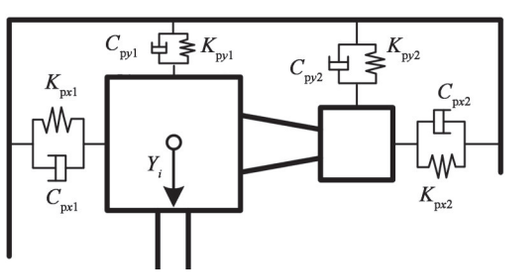


图 7　车辆横向动力学模型轴箱部位放大图

Fig. 7　Enlarged view of axle box in lateral dynamics model of vehicle

车体侧滚运动

$$I_{cx}\ddot{\phi}_c=k_{sz}d_s\left(-4d_s\phi_c+2d_s\phi_{t1}+2d_s\phi_{t2}\right)+k_{sy}h_c\left(-4h_c\phi_c-2h_{ts}\phi_{t1}-2h_{ts}\phi_{t2}+4y_c-2y_{t1}-2y_{t2}\right)+k_r\left(-2\phi_c+\phi_{t1}+\phi_{t2}\right)+c_{sz}d_s\left(-4d_s\dot{\phi}_c+2d_s\dot{\phi}_{t1}+2d_s\dot{\phi}_{t2}\right)+c_{sy}h_c\left(-4h_c\dot{\phi}_c-2h_{ts}\dot{\phi}_{t1}-2h_{ts}\dot{\phi}_{t2}+4\dot{y}_c-2\dot{y}_{t1}-2\dot{y}_{t2}\right)\tag{15}$$

车体横移运动

$$m_c\ddot{y}_c=k_{sy}\left(-4y_c+4h_c\phi_c+2y_{t1}+2h_{ts}\phi_{t1}+2y_{t2}+2h_{ts}\phi_{t2}\right)+c_{sy}\left(-4\dot{y}_c+4h_c\dot{\phi}_c+2\dot{y}_{t1}+2h_{ts}\dot{\phi}_{t1}+2\dot{y}_{t2}+2h_{ts}\dot{\phi}_{t2}\right)\tag{16}$$

车体摇头运动

$$I_{cz}\ddot{\psi}_c=k_{sy}l_c\left(-4l_c\psi_c+2y_{t1}+h_{ts}\phi_{t1}-2y_{t2}-h_{ts}\phi_{t2}\right)+k_{sx}d_s\left(-4d_s\psi_c+2d_s\psi_{t1}+2d_s\psi_{t2}\right)+c_{sy}l_c\left(-4l_c\dot{\psi}_c+2\dot{y}_{t1}+h_{ts}\dot{\phi}_{t1}-2\dot{y}_{t2}-h_{ts}\dot{\phi}_{t2}\right)+c_{sx}d_s\left(-4d_s\dot{\psi}_c+2d_s\dot{\psi}_{t1}+2d_s\dot{\psi}_{t2}\right)\tag{17}$$

表 1　动力学模型参数

Table 1　Dynamic model parameters

参数名称	符号	数值
车体质量	M_c/kg	42 844
车体转动惯量(侧滚)	I_{cx}/(kg·m^2)	109 200
车体转动惯量(点头)	I_{cy}/(kg·m^2)	193 200
车体转动惯量(摇头)	I_{cz}/(kg·m^2)	179 200
构架质量	m_{ti}(i=1,2)/kg	2 276
构架转动惯量(侧滚)	I_{tix}/(kg·m^2)	1 200
构架转动惯量(点头)	I_{tiy}/(kg·m^2)	780
构架转动惯量(摇头)	I_{tiz}/(kg·m^2)	1 800
轴箱质量	m_i/kg	100
二系空气弹簧刚度(垂向)	k_{sz}/(N·m^{-1})	215 000
二系空气弹簧刚度(横向)	k_{sy}/(N·m^{-1})	130 000
二系空气弹簧刚度(纵向)	k_{sx}/(N·m^{-1})	130 000
二系空气弹簧阻尼(垂向)	c_{sz}/(N·s·m^{-1})	7 000
二系空气弹簧阻尼(横向)	c_{sy}/(N·s·m^{-1})	5 000
二系空气弹簧阻尼(纵向)	c_{sx}/(N·s·m^{-1})	5 000
抗侧滚扭杆刚度	k_r/(N·m·rad^{-1})	4 150 000
一系钢弹簧刚度(垂向)	k_{pz1}/(N·m^{-1})	886 000
一系钢弹簧刚度(横向)	k_{py1}/(N·m^{-1})	919 800
一系钢弹簧刚度(纵向)	k_{px1}/(N·m^{-1})	919 800
一系钢弹簧阻尼(垂向)	c_{pz1}/(N·s·m^{-1})	2 000
一系钢弹簧阻尼(横向)	c_{py1}/(N·s·m^{-1})	1 000
一系钢弹簧阻尼(纵向)	c_{px1}/(N·s·m^{-1})	1 000
一系转臂节点刚度(垂向)	k_{pz2}/(N·m^{-1})	13 700 000
一系转臂节点刚度(横向)	k_{py2}/(N·m^{-1})	5 490 000
一系转臂节点刚度(纵向)	k_{px2}/(N·m^{-1})	13 700 000
一系转臂节点阻尼(垂向)	c_{pz2}/(N·s·m^{-1})	2 000
一系转臂节点阻尼(横向)	c_{py2}/(N·s·m^{-1})	12 000
一系转臂节点阻尼(纵向)	c_{px2}/(N·s·m^{-1})	1 000
一系垂向减振器阻尼(垂向)	c_d/(N·s·m^{-1})	10 500
二系悬挂横向跨距	2d_s/m	2×0.95
一系悬挂横向跨距	2d_w/m	2×1
车体质心与二系悬挂上平面间距	h_c/m	1.122
构架质心与二系悬挂下平面间距	h_{ts}/m	0.035
构架质心与轮对中心线的垂向间距	h_{tp}/m	0.072 1
同位转臂节点与钢弹簧质心纵向间距	l_a/m	0.48
一系垂向减振器与钢弹簧质心纵向间距	l_b/m	0.22
车辆定距	2l_c/m	2×8.9
轴距	2l_t/m	2×1.25

构架浮沉运动(以下 i=1, 2)

$$m_{ti}\ddot{z}_{ti}=k_{sz}\left(2z_c-2l_c\beta_c-2z_{ti}\right)+k_{pz1}\left(-4z_{ti}\right)+k_{pz1}\left(z_{4i-3}+z_{4i-2}+z_{4i-1}+z_{4i}\right)+c_{sz}\left(2\dot{z}_c-2l_c\dot{\beta}_c-2\dot{z}_{ti}\right)+c_{pz1}\left(-4\dot{z}_{ti}\right)+c_d\left(-4\dot{z}_{ti}\right)+c_{pz1}\left(\dot{z}_{4i-3}+\dot{z}_{4i-2}+\dot{z}_{4i-1}+\dot{z}_{4i}\right)+m_tg\tag{18}$$

构架点头运动

$$I_{tiy}\ddot{\beta}_{ti}=k_{sx}h_{ts}\left(-2h_c\beta_c-2h_{ts}\beta_{ti}\right)+\left(k_{px1}h_{tp}^2+k_{pz1}l_t^2+k_{pz2}l_a^2\right)\cdot$$

$$\left(-4\beta_{ti}\right)+\left(k_{pz1}l_t+k_{pz2}l_a\right)\left(-z_{4i-3}-z_{4i-2}+z_{4i-1}+z_{4i}\right)+$$
$$c_{sx}h_{ts}\left(-2h_c\dot{\beta}_c-2h_{ts}\dot{\beta}_{ti}\right)+\left(c_{px1}h_{tp}^2+c_{pz1}l_t^2+c_{pz2}l_a^2\right)\left(-4\dot{\beta}_{ti}\right)+$$
$$c_d l_b^2\left(-4\dot{\beta}_{ti}\right)+\left(c_{pz1}l_t+c_{pz2}l_a\right)\left(-\dot{z}_{4i-3}-\dot{z}_{4i-2}+\dot{z}_{4i-1}+\dot{z}_{4i}\right) \tag{19}$$

构架侧滚运动

$$I_{tix}\ddot{\phi}_{ti}=kh_{sy}h_{ts}\left(2y_c-2h_c\phi_c+2h_c\psi_c-2y_{ti}-2h_{ts}\phi_{ti}\right)+$$
$$k_{sz}d_s\left(2d_s\phi_c-2d_s\phi_{ti}\right)+k_{py1}h_{tp}\left(4y_{ti}-4h_{tp}\phi_{ti}\right)+$$
$$k_{pz1}d_w\left(-4d_w\phi_{ti}\right)+k_r\left(\phi_c-\phi_{ti}\right)+\left(k_{py1}h_{tp}+k_{pz1}d_w\right)\cdot$$
$$\left(-y_{4i-3}-y_{4i-1}\right)+\left(k_{py1}h_{tp}-k_{pz1}d_w\right)\left(-y_{4i-2}-y_{4i}\right)+$$
$$c_{sy}h_{ts}\left(2\dot{y}_c-2h_c\dot{\phi}_c+2h_c\dot{\psi}_c-2\dot{y}_{ti}-2h_{ts}\dot{\phi}_{ti}\right)+$$
$$c_{sz}d_s\left(2d_s\dot{\phi}_c-2d_s\dot{\phi}_{ti}\right)+c_{py1}h_{tp}\left(4\dot{y}_{ti}-4h_{tp}\dot{\phi}_{ti}\right)+c_{pz1}d_w\left(-4d_w\dot{\phi}_{ti}\right)+$$
$$\left(c_{py1}h_{tp}+c_{pz1}d_w\right)\left(-\dot{y}_{4i-3}-\dot{y}_{4i-1}\right)+\left(c_{py1}h_{tp}-c_{pz1}d_w\right)\left(-\dot{y}_{4i-2}-\dot{y}_{4i}\right) \tag{20}$$

构架横移运动

$$m_{ti}\ddot{y}_{ti}=k_{sy}\left(2y_c-2h_c\phi_c+2\psi_c-2y_{ti}-2h_{ts}\phi_{ti}\right)+$$
$$k_{py1}\left(-4y_{ti}+4h_{ts}\phi_{ti}\right)+k_{py1}\left(y_{4i-3}+y_{4i-2}+y_{4i-1}+y_{4i}\right)+$$
$$c_{sy}\left(2\dot{y}_c-2h_c\dot{\phi}_c+2\dot{\psi}_c-2\dot{y}_{ti}-2h_{ts}\dot{\phi}_{ti}\right)+c_{py1}\left(-4\dot{y}_{ti}+4h_{ts}\dot{\phi}_{ti}\right)+$$
$$c_{py1}\left(\dot{y}_{4i-3}+\dot{y}_{4i-2}+\dot{y}_{4i-1}+\dot{y}_{4i}\right) \tag{21}$$

构架摇头运动

$$I_{tiz}\ddot{\psi}_i=k_{sx}d_s\left(2d_s\psi_c-2d_s\psi_{ti}\right)+k_{px1}d_w\left(-4d_w\psi_{ti}\right)+$$
$$\left(k_{py1}l_t^2+k_{py2}l_tl_a\right)\left(-4\psi_{ti}\right)+k_{py1}l_t\left(y_{4i-3}+y_{4i-2}-y_{4i-1}-y_{4i}\right)+$$
$$c_{sx}d_s\left(2d_s\dot{\psi}_c-2d_s\dot{\psi}_{ti}\right)+c_{px1}d_w\left(-4d_w\dot{\psi}_{ti}\right)+$$
$$\left(c_{py1}l_t^2+c_{py2}l_tl_a\right)\left(-4\dot{\psi}_{ti}\right)+c_{py1}l_t\left(\dot{y}_{4i-3}+\dot{y}_{4i-2}-\dot{y}_{4i-1}-\dot{y}_{4i}\right) \tag{22}$$

由此可以得到系统输入为轴箱位移 z_i, y_i (i=1, 2, …,8)，系统状态为车体、构架位移和速度的车辆动态系统，则振动微分方程组整理为如下矩阵形式：

$$\boldsymbol{M}\ddot{X}+\boldsymbol{C}\dot{X}+\boldsymbol{K}X=\boldsymbol{D}\dot{R}+\boldsymbol{E}R \tag{23}$$

式中：$\boldsymbol{M}$为系统质量矩阵；$\boldsymbol{C}$为系统阻尼矩阵；$\boldsymbol{K}$为系统刚度矩阵；$\boldsymbol{D}$为外界激励的刚度输入矩阵；$\boldsymbol{E}$为外界激励的阻尼输入矩阵；$X,\dot{X},\ddot{X}$分别为车体、构架的位移、速度及加速度向量；$R,\dot{R}$分别为外界激励的位移及速度。

2.2 卡尔曼滤波器的设计

根据前文对卡尔曼滤波原理的阐述，可以发现在动态系统中应用卡尔曼滤波方法时，需要先建立系统状态空间方程，再将动力学模型的运动微分方程转换为状态空间形式，即

$$\begin{cases}\dot{x}=\boldsymbol{A}x+\boldsymbol{B}u\\ y=\boldsymbol{C}x+\boldsymbol{D}u\end{cases}$$

给定 $x=[X\quad \dot{X}]^{\mathrm{T}}$ 为 30 维系统状态向量；$u=[R\quad \dot{R}]^{\mathrm{T}}$为32维的输入向量，则新的状态空间表达为

$$\dot{x}=\begin{bmatrix}0_{15\times15} & I_{15\times15}\\ -\boldsymbol{M}^{-1}\boldsymbol{K} & -\boldsymbol{M}^{-1}\boldsymbol{C}\end{bmatrix}x+\begin{bmatrix}0_{16\times16} & 0_{16\times16}\\ \boldsymbol{M}^{-1}\boldsymbol{D} & \boldsymbol{M}^{-1}\boldsymbol{E}\end{bmatrix}u$$

式中：

$$A=\begin{bmatrix}0_{15\times15} & I_{15\times15}\\ -\boldsymbol{M}^{-1}\boldsymbol{K} & -\boldsymbol{M}^{-1}\boldsymbol{C}\end{bmatrix};\ B=\begin{bmatrix}0_{16\times16} & 0_{16\times16}\\ \boldsymbol{M}^{-1}\boldsymbol{D} & \boldsymbol{M}^{-1}\boldsymbol{E}\end{bmatrix}。$$

对连续系统状态方程进行离散化。在本文中，考虑在一个采样周期T中，系统输入的速率保持不变，则可以得到离散化的系统状态方程如下：

$$\left.\begin{aligned}x(k+1)&=\boldsymbol{F}x(k)+\boldsymbol{G}u(k)\\ y(k)&=\boldsymbol{H}x(k)\end{aligned}\right\} \tag{24}$$

式中：$\boldsymbol{F}=(\boldsymbol{E}+\boldsymbol{A}T)$；$\boldsymbol{G}=T\boldsymbol{B}$（$T$为采样时间间隔[18]）。

卡尔曼滤波的核心思想是根据系统观测量y对系统状态估计x进行修正。因此，如果需要使用卡尔曼滤波对系统输入量u进行识别，需要对系统状态进行扩维，即根据系统状态方程将系统输入量并入系统状态量。扩维后系统的状态方程和观测方程如下：

$$\left.\begin{aligned}X(k+1)&=\begin{bmatrix}x(k+1)\\ u(k+1)\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\boldsymbol{F} & \boldsymbol{G}\\ 0 & \boldsymbol{\Omega}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}x(k)\\ u(k)\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}\boldsymbol{I} & 0\\ 0 & \boldsymbol{I}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}v(k)\\ \omega(k)\end{bmatrix}\\ y(k)&=[\boldsymbol{H}\quad 0]\begin{bmatrix}x(k)\\ u(k)\end{bmatrix}+l(k)\end{aligned}\right\} \tag{25}$$

式中：$X(k+1)$为扩维后的系统状态向量；$y(k)$为选取的系统观测量；$v(k)$，$\omega(k)$，$l(k)$分别为系统误差、输入误差和测量误差。

扩维后的系统状态矩阵中的$\boldsymbol{\Omega}$表示了系统第k+1时刻与第k时刻的联系：

$$u(k+1)=\begin{bmatrix}R\\ \dot{R}\end{bmatrix}_{k+1}=\begin{bmatrix}\boldsymbol{I} & \boldsymbol{T}\\ 0 & \boldsymbol{I}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}R\\ \dot{R}\end{bmatrix}_k=\begin{bmatrix}\boldsymbol{I} & \boldsymbol{T}\\ 0 & \boldsymbol{I}\end{bmatrix}u(k)$$

至此，卡尔曼滤波状态空间方程推导完毕，可以根据卡尔曼滤波理论对构架载荷进行反演估计。

3 计算结果评价标准及分析

3.1 评价指标

为了评价反演值的精度，需要量化反演值和真实值的逼近程度，从而检验反演的可靠性。一般可以将载荷的反演问题视为一个回归问题，使用方均根误差RSME、Pearson相关系数[19]和显著性水平等指标对结果进行考察。3种评价标准的计算依据是根据动力学模型仿真得到的对应位置的载荷数据。

3.2 计算结果分析

本文将京津轨道谱激励作为输入讨论轨道不平顺对构架载荷的反演效果的影响。

3.2.1 输入激励分析

轨道不平顺激励影响轮轨作用力，进而通过轮对、

一系悬挂作用于构架，再经过二系悬挂传导至车体[20]。本文所使用的轨道不平顺激励功率谱密度如图 8 所示。通过功率谱密度可以看出，采用的不平顺激励在垂向和横向较为接近，且垂向存在波长约 6.5 m 的轨道板激励。轨道设置为直线。

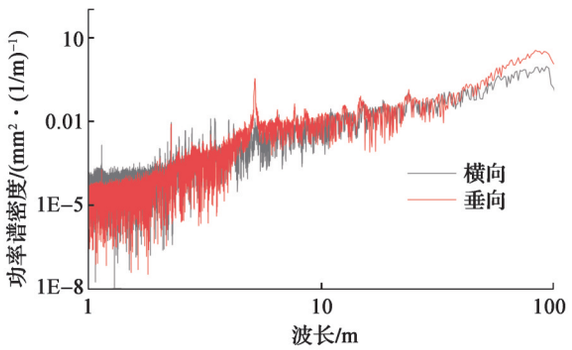


图 8　轨道不平顺功率谱密度

Fig. 8　Power spectrum density of track irregularity

3.2.2　动力学模型介绍和观测量分析

为获取载荷反演所需要的数据，本文选择在多体动力学软件 SIMPACK 中建立整车动力学模型。车辆系统动力学拓扑图如图 9 所示，车体、构架、转臂轴箱和轮对均考虑了纵向、横向、垂向、侧滚、点头和摇头自由度(7 号铰接)，轴承和轮对之间考虑点头自由度(2 号铰接)。车体和两个构架之间各有 2 个空气弹簧(5 号力元)、1 个抗侧滚扭杆(13 号力元)、1 个横向止挡(6 号力元)、2 个横向减振器(6 号力元)相连接。每个构架和轴箱转臂之间采用 1 个转臂节点(43 号力元)、1 个垂向钢弹簧(5 号力元)和 1 个垂向减振器(2 号力元)相连接。每个轴箱转臂与轴承之间采用刚度阻尼并联模型(43 号力元)相连接，轮轨接触采用 78 号力元。

轮轨切向力使用 FASTIM 算法计算，轮轨法向力使用 Hertz 接触理论计算。车轮踏面类型为 LMB，钢轨型面为 CHN60。车轮名义滚动圆半径为 460 mm，轨距 1 435 mm，轨底坡 1:40。轮对横移范围为−15~15 mm 时轮轨几何接触关系如图 10 所示，此时的等效锥度为 0.117。

计算以京津轨道谱为输入的动力学模型的系统状态响应，然后将观测量输入基于卡尔曼滤波算法对载荷进行反演估计的程序中，最终得到了轨道不平顺激励下的载荷估计结果。

在系统确定的前提下，Kalman 滤波的结果稳定性受到观测量的影响很大。考虑到成本以及传感器装置对结构的影响，一般不能对系统所有的状态量进行测量。针对系统稳定性的判别，一般使用 PBH 判据进行研究。PBH 判据是根据判别矩阵 **PBH** 满秩对所有满足 $\mathrm{Re}(s)\geqslant 0$ 的复数 s 都成立来判别系统是否稳定。判别矩阵表示为

$$\mathbf{PBH}=\begin{bmatrix} s\boldsymbol{I}-\boldsymbol{A} \\ \boldsymbol{C} \end{bmatrix} \tag{26}$$

根据前文所述，系统状态空间方程为式(23)，将其

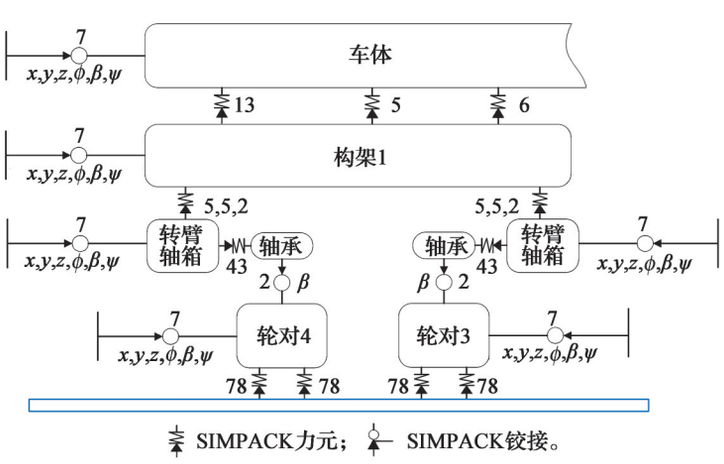


图 9　车辆系统动力学拓扑图

Fig. 9　Dynamics topology of vehicle system

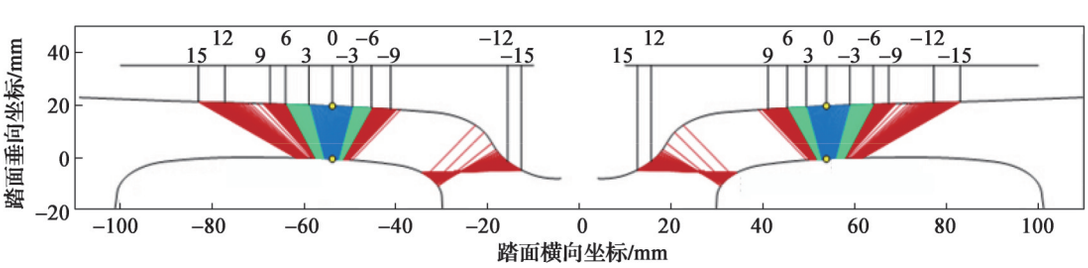


图 10　轮轨接触几何关系

Fig. 10　Wheel-rail contact geometry

写为矩阵形式为

$$\begin{bmatrix}\dot{\boldsymbol{x}}\\ \ddot{\boldsymbol{x}}\\ \dot{\boldsymbol{R}}\\ \ddot{\boldsymbol{R}}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{I} & \boldsymbol{0}\\ -\dfrac{\boldsymbol{K}}{\boldsymbol{M}} & -\dfrac{\boldsymbol{C}}{\boldsymbol{M}} & \dfrac{\boldsymbol{D}}{\boldsymbol{M}} & \dfrac{\boldsymbol{E}}{\boldsymbol{M}}\\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{I} & \boldsymbol{0}\\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{I}\end{bmatrix} \tag{27}$$

将式(27)代入式(26)中，可以得到

$$\mathbf{PBH}=\begin{bmatrix}s\boldsymbol{I} & -\boldsymbol{I} & \boldsymbol{I} & \boldsymbol{0}\\ \dfrac{\boldsymbol{K}}{\boldsymbol{M}} & s\boldsymbol{I}+\dfrac{\boldsymbol{C}}{\boldsymbol{M}} & -\dfrac{\boldsymbol{D}}{\boldsymbol{M}} & -\dfrac{\boldsymbol{E}}{\boldsymbol{M}}\\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & s\boldsymbol{I} & \boldsymbol{0}\\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & s\boldsymbol{I}\\ \boldsymbol{C}_1 & \boldsymbol{C}_2 & \boldsymbol{C}_3 & \boldsymbol{C}_4\end{bmatrix} \tag{28}$$

此时式中的 $\boldsymbol{C}_1$、$\boldsymbol{C}_2$、$\boldsymbol{C}_3$、$\boldsymbol{C}_4$ 对应系统的状态量观测量的选取情况。

当观测量选择为系统的全部位移时，$\boldsymbol{C}_1=\boldsymbol{I}$，$\boldsymbol{C}_2=\boldsymbol{O}$，$\boldsymbol{C}_3=\boldsymbol{O}$，$\boldsymbol{C}_4=\boldsymbol{O}$。取 s 为 0 时，**PBH** 矩阵满秩。可以看出，在全位移观测下的扩维后的 Kalman 滤波器是完全客观且稳定的，而在观测部分位移的情况下，非观测状态量所在列矩阵与其他列的线性相关性产生在结构特征频率处，系统呈现不完全可观。

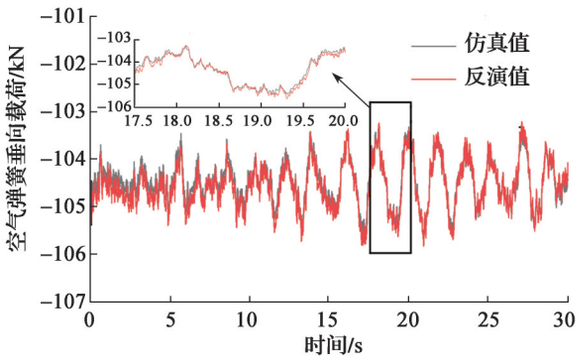
当观测量选择为系统的全部速度时，$\boldsymbol{C}_1=\boldsymbol{O}$，$\boldsymbol{C}_2=\boldsymbol{I}$，$\boldsymbol{C}_3=\boldsymbol{O}$，$\boldsymbol{C}_4=\boldsymbol{O}$。同样取 s 为 0 时，**PBH** 矩阵的第一列和第三、四列线性相关，矩阵不满秩。因此全速度观测时该滤波器不稳定。

当观测量选择为系统的全部加速度时，$\boldsymbol{C}_1=-\boldsymbol{K}/\boldsymbol{M}$、$\boldsymbol{C}_2=-\boldsymbol{C}/\boldsymbol{M}$、$\boldsymbol{C}_3=\boldsymbol{D}/\boldsymbol{M}$、$\boldsymbol{C}_4=\boldsymbol{E}/\boldsymbol{M}$。在取 s 为 0 时，**PBH** 矩阵的第一列和第三、四列线性相关，矩阵不满秩，说明全加速度观测下的滤波器同样是不稳定的。

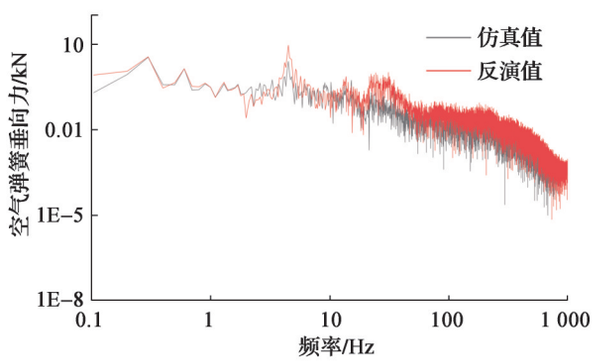
综上所述，虽然加速度数据的获取最为容易，但是仍需要辅以位移和速度数据才能保证滤波器的稳定性。因此，这里选取车体的垂向加速度($\ddot{z}_c$)、横向加速度($\ddot{y}_c$)、侧滚角位移(ϕ_c)和点头角速度($\dot{\beta}_c$)、摇头角速度($\dot{\psi}_c$)，构架的垂向加速度($\ddot{z}_{ti}$)、横向加速度($\ddot{y}_{ti}$)、侧滚角位移(ϕ_{ti})和点头角速度($\dot{\beta}_{ti}$)、摇头角速度($\dot{\psi}_{ti}$)，轴箱的垂向加速度($\ddot{z}_i$)、轴箱横向加速度($\ddot{y}_i$)为系统的观测量。此时 $\boldsymbol{C}_1=\boldsymbol{I}-\boldsymbol{K}/\boldsymbol{M}$、$\boldsymbol{C}_2=\boldsymbol{I}-\boldsymbol{C}/\boldsymbol{M}$、$\boldsymbol{C}_3=\boldsymbol{D}/\boldsymbol{M}$、$\boldsymbol{C}_4=\boldsymbol{E}/\boldsymbol{M}$，**PBH** 矩阵的四列均线性无关，矩阵满秩，说明选取的观测量组合能够保证滤波器的稳定性。

3.2.3 反演结果分析

图 11~图 14 给出了使用卡尔曼滤波方法反演得到的速度 350 km/h 时在轨道不平顺激励下的空气弹簧以及一位轴箱钢弹簧的横向和垂向载荷估计结果。从这些图形中可以看出，在时域波形方面，一系与二系的横向和垂向载荷的反演值与仿真值的一致性都较好，一系钢弹簧垂向载荷在 58 kN 左右波动，二系空气弹簧垂向载荷在 104 kN 左右波动（设置的车体质量为 42 844 kg，构架质量 2 276 kg）；在频谱特征方面，在垂向载荷的频谱中可以看到 6.5 m 轨道板的激励。



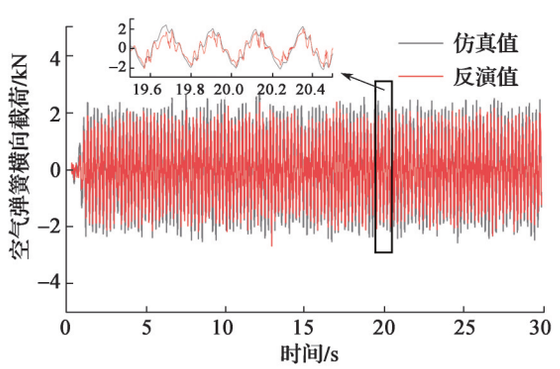
(a) 时域特征



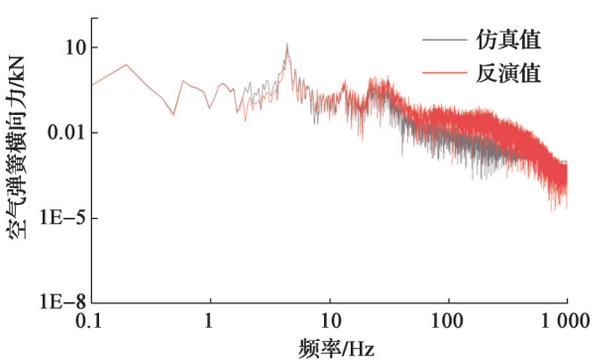
(b) 频域特征

图 11 空气弹簧垂向载荷

Fig. 11 Vertical load of air suspension



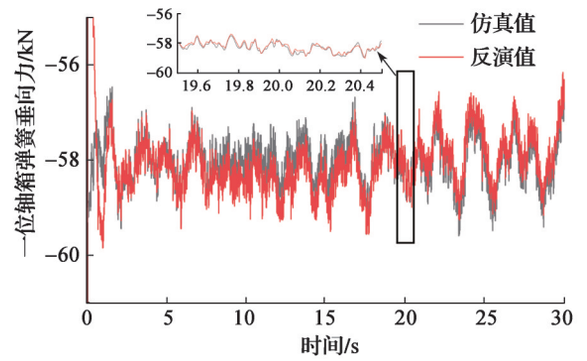
(a) 时域特征



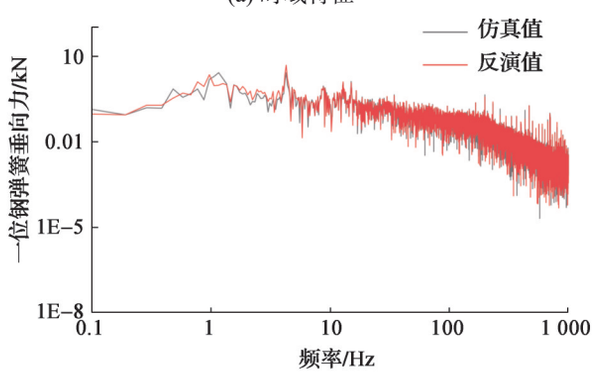
(b) 频域特征

图 12 空气弹簧横向载荷

Fig. 12 Lateral load of air suspension



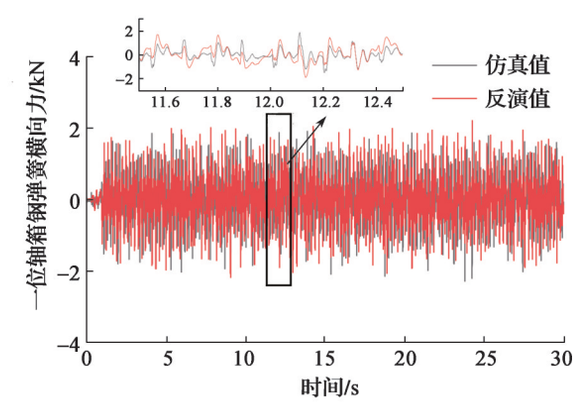
(a) 时域特征



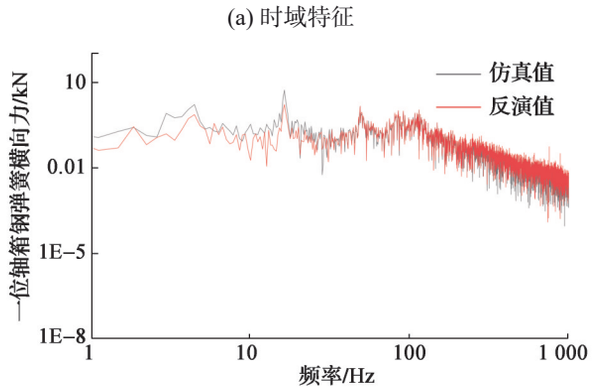
(b) 频域特征

图 13　一位轴箱钢弹簧垂向载荷

Fig. 13　Vertical load on steel suspension for axle box at No.1 end



(a) 时域特征



(b) 频域特征

图 14　一位轴箱钢弹簧横向载荷

Fig. 14　Lateral load on steel suspension for axle box at No.1 end

图 15~图 16 给出了速度 350 km/h 时在轨道不平顺激励下的空气弹簧以及一位轴箱钢弹簧的横向和垂向载荷估计结果与仿真数据的相关系数对比图。可以看到空气弹簧和一系钢弹簧垂向载荷估计结果和动力学模型仿真数据的相关性均达到了 0.84 以上，方均根误差分别约为 0.54 kN 和 0.29 kN；空气弹簧和一系钢弹簧横向载荷结果相关性大于 0.65，方均根误差分别约为 0.53 kN 和 0.45 kN。上述结果初步验证了方法的正确性。

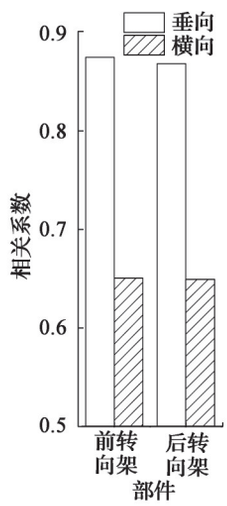


图 15　空气弹簧载荷相关系数

Fig. 15　Correlation coefficient of load on air suspension

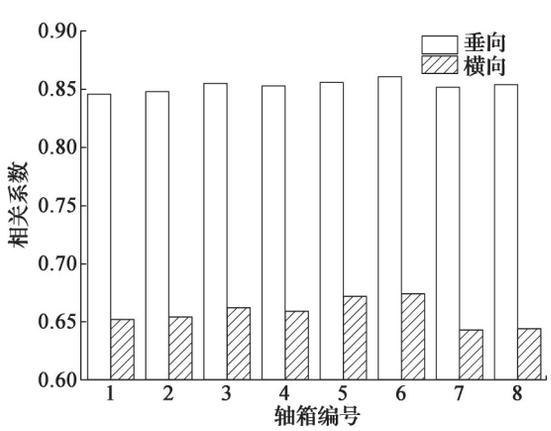


图 16　一系钢弹簧载荷相关系数

Fig. 16　Correlation coefficient of load on primary steel suspension

为了进一步验证方法的精确度和适应性，本文选取了不同速度的观测量数据进行估计，最终得到了 250~350 km/h 速度梯度下的载荷反演估计结果。表 2、表 3 给出了不同速度下，垂向载荷和横向载荷的相关系数和方均根误差数值，以及置信度为 0.05 的基于 K-S 方法的仿真值和反演结果显著性检验结果。其中空气弹簧载荷以前转向架为代表，钢弹簧载荷以前转向架一位轴箱钢弹簧为代表。可以看到反演结果和仿真值之间无显著性差异，反演结果符合实际情况。

综上所述，通过观测得到轨道车辆的振动加速度，

表 2　垂向载荷相关系数、相对误差和方均根误差

Table 2　Correlation coefficient, MRE and RMSE of vertical load

速度/(km·h^{-1})	相关系数ρ		显著性水平P		方均根误差 RMSE/kN	
	一系钢弹簧	二系空气弹簧	一系钢弹簧	二系空气弹簧	一系钢弹簧	二系空气弹簧
250	0.845	0.872	0.129	0.073	0.68	0.34
260	0.867	0.894	0.132	0.075	0.56	0.27
270	0.857	0.884	0.131	0.074	0.63	0.35
280	0.852	0.879	0.130	0.074	0.60	0.42
290	0.856	0.883	0.131	0.074	0.64	0.32
300	0.868	0.894	0.132	0.075	0.54	0.26
310	0.854	0.881	0.130	0.074	0.62	0.47
320	0.851	0.878	0.130	0.074	0.59	0.37
330	0.867	0.894	0.132	0.075	0.57	0.32
340	0.859	0.886	0.131	0.074	0.56	0.31
350	0.865	0.892	0.132	0.075	0.54	0.29

表 3　横向载荷相关系数、相对误差和方均根误差

Table 3　Correlation coefficient, MRE and RMSE of lateral load

速度/(km·h^{-1})	相关系数ρ		显著性水平P		方均根误差 RMSE/kN	
	一系钢弹簧	二系空气弹簧	一系钢弹簧	二系空气弹簧	一系钢弹簧	二系空气弹簧
250	0.681	0.744	0.472	0.328	0.48	0.38
260	0.672	0.735	0.466	0.324	0.52	0.42
270	0.652	0.697	0.452	0.307	0.57	0.49
280	0.663	0.702	0.460	0.309	0.54	0.46
290	0.654	0.693	0.453	0.306	0.60	0.52
300	0.662	0.701	0.459	0.309	0.55	0.46
310	0.659	0.698	0.457	0.308	0.57	0.51
320	0.668	0.707	0.463	0.312	0.57	0.50
330	0.674	0.713	0.467	0.314	0.56	0.47
340	0.678	0.717	0.470	0.316	0.54	0.47
350	0.684	0.723	0.474	0.319	0.53	0.45

建立系统状态方程，使用卡尔曼滤波方法可以有效地对转向架悬挂装置的关键位置载荷进行反演估计，且垂向、横向的载荷估计结果均能达到一定的精度。同时，在不同的车速情况下，卡尔曼滤波反演估计的方法具有足够的稳定性和精确度。

4　结论

基于卡尔曼滤波方法，本文提出了一种利用车体、构架的振动加速度对转向架关键位置载荷进行反演估计的方法，推导了考虑转臂轴箱局部细化的车辆横向、垂向的动力学模型，并以此为基础对该载荷反演估计方法进行了验证，并讨论了不同车速情况下反演结果误差的变化。考虑轨道不平顺激励的情况下，转向架悬挂装置的垂向载荷与仿真值的相关性达到0.8以上，横向载荷与仿真值的相关性超过0.6。反演值与仿真值时频域的变化趋势一致性较好，证明了反演方法的可靠性和精确度。

相比直接测量载荷数据，振动加速度和位移数据更加容易获得，通过反演估计的方法获得载荷数据可以大大降低试验难度和复杂程度。但是反演估计必须的系统状态方程的推导、系统误差和观测误差的确定存在许多不确定因素，这些是日后想要提升估计精确度需要克服的重要难题。

参考文献：

[1] 任尊松, 曹杰, 李玉怡, 等. 高速动车组构架载荷特征研究[J]. 工程力学, 2021, 38(2): 242-256.
REN Zunsong, CAO Jie, LI Yuyi, et al. The load characteristics of the bogie frame of high-speed EMUs[J]. Engineering mechanics, 2021, 38(2): 242-256.

[2] 徐宁, 任尊松, 薛蕊. 高速动车组时频域响应特征及振动传递特性研究[J]. 铁道学报, 2019, 41(2): 31-40.
XU Ning, REN Zunsong, XUE Rui. Time and frequency domain response and vibration transfer characteristics of high-speed EMU[J]. Journal of the China railway society, 2019, 41(2): 31-40.

[3] 惠晓龙, 王文静. 动车组构架垂向载荷统计特性研究[J]. 铁道机车车辆, 2015, 35(增刊 1): 91-95.
HUI Xiaolong, WANG Wenjing. Research on statistics characteristic of vertical load for high-speed train bogie[J]. Railway locomotive & car, 2015, 35(Suppl 1): 91-95.

[4] KHODADADI H, JAZAYERI-RAD H. Applying a dual extended Kalman filter for the nonlinear state and parameter estimations of a continuous stirred tank reactor[J]. Computers & chemical engineering, 2011, 35(11): 2426-2436.

[5] WESTON P, ROBERTS C, YEO G, et al. Perspectives on railway track geometry condition monitoring from in-service railway vehicles[J]. Vehicle system dynamics, 2015, 53(7): 1063-1091.

[6] 朱涛. 高速列车载荷反演技术及其运用研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2012: 24-25.
ZHU Tao. Load identification technology for high-speed train dynamic force and its application[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2012: 24-25.

[7] VIGSO M, BRINCKER R, GEORGAKIS C. Evaluating the effect of modelling errors in load identification using classical identification methods[J]. Shock and vibration, 2019, 2019: 9490760.

[8] 程逸丹. 基于振动加速度的地铁车辆构架载荷识别方法研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2021: 19-21.
CHENG Yidan. Research on load identification method of metro vehicle frame based on vibration acceleration[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2021: 19-21.

[9] 黄小平, 王岩. 卡尔曼滤波原理及应用[M]. 北京: 电子工业出版社, 2015: 104-105.
HUANG Xiaoping, WANG Yan. Kalman filter principle and

application[M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2015: 104-105.

[10] 王宏禹 . 随机数字信号处理[M]. 北京: 科学出版社, 1988: 74-75.
WANG Hongyu. Random digital signal processing[M]. Beijing: Science Press, 1988: 74-75.

[11] ANTONOV S, FEHN A, KUGI A. Unscented Kalman filter for vehicle state estimation[J]. Vehicle system dynamics, 2011, 49(9): 1497-1520.

[12] 戴霖 . 基于 EKF 和模态坐标转换的结构损伤识别方法[J]. 城市道桥与防洪, 2022(9): 241-243.
DAI Lin. Structural damage identification method based on EKF and modal coordinate transformation[J]. Urban roads bridges & flood control, 2022(9): 241-243.

[13] XIAO Xiang, SUN Zhe, SHEN Wenai. A Kalman filter algorithm for identifying track irregularities of railway bridges using vehicle dynamic responses[J]. Mechanical systems and signal processing, 2020, 138: 106582.

[14] 李仲佑 . 基于贝叶斯方法的动载荷识别方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2019: 36-38.
LI Zhongyou. Research on dynamic load identification method based on Bayesian method[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2019: 36-38.

[15] BONOPERA M, CHANG K C, CHEN C C, et al. Compressive column load identification in steel space frames using second-order deflection-based methods[J]. International journal of structural stability and dynamics, 2018, 18(7): 1850092.

[16] 王宏华 . 现代控制理论[M]. 3 版 . 北京: 电子工业出版社, 2018: 68-69.
WANG Honghua. Modern control theory[M]. 3rd ed. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2018: 68-69.

[17] 徐宁, 李强, 任尊松, 等 . 考虑一系悬挂局部细化的车辆垂向系统振动传递特性研究[J]. 机械工程学报, 2021, 57(10): 106-117.
XU Ning, LI Qiang, REN Zunsong, et al. Study on the vibration transfer characteristics of vertical vehicle system considering local refinement of primary suspension[J]. Journal of mechanical engineering, 2021, 57(10): 106-117.

[18] 柯飙 . 基于自适应卡尔曼滤波的铁道车辆轨道谱反演及应用研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2021.
KE Biao. Research on railway vehicle track spectrum inversion and application based on adaptive Kalman filter[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2021.

[19] 盛骤, 谢式千, 潘承毅 . 概率论与数理统计[M]. 5 版 . 北京: 高等教育出版社, 2019: 48-49.
SHENG Zhou, XIE Shiqian, PAN Chengyi. Probability theory and mathematical statistics[M]. 5th ed. Beijing: Higher Education Press, 2019: 48-49.

[20] 罗仁, 石怀龙 . 铁道车辆系统动力学及应用[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2018: 167-169.
LUO Ren, SHI Huailong. Dynamics of railway vehicle systems and application[M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2018: 167-169.

Research on load inversion of bogie frame based on vibration acceleration

GONG Jing[1], WU Xingwen[1], LIU Yang[2], CHI Maoru[2]

(1. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;
2. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: It is critical in the implementation of structural health monitoring for rolling stock to acquire load characteristics of vital interfaces such as air suspensions, auxiliary components, axle box springs, and rubber joints during the service life. This paper explored an estimation method for loads on bogie frames. Based on an initially established vehicle system dynamics model, lateral and vertical dynamics models were derived, incorporating localized refinements specific to rocker type axle boxes. Based on these models, Kalman filtering was applied for inversion estimation of system state quantities through the system state equation. The study results, which considered excitations from track irregularities, show a correlation surpassing 0.8 between the estimated and simulated values for vertical loads on the bogie frame, while a correlation exceeding 0.6 for lateral loads. These findings indicate consistent change trends in the time-frequency domain between the estimated and simulated values. Moreover, as the vehicle speed increases, the accuracy of the inversion results based on Kalman filtering progressively improve in correlation with the simulated values. Based on the above outcomes, conclusions can be drawn that the proposed load estimation method is sufficiently accurate and stable in the inversion calculations for loads on the critical interfaces of bogie frames. This method can serve as a data foundation for subsequent damage monitoring and evaluation, remaining life calculations, and optimizing the structural design for key bogie components.

Keywords: rolling stock; bogie frame; vibration acceleration; Kalman filtering; load inversion

收稿日期：2023-09-09；修回日期：2024-01-07