DOI: 10.3901/JME.2020.22.227

动车组车下设备对舒适度的影响分析*

郭金莹^{1,2} 石怀龙¹ 鄢平波¹ 王 静²

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031;

2. 成都工业学院汽车与交通学院 成都 611730)

摘要: 为研究车下设备对动车组舒适度的影响,建立考虑车体弹性和多个车下设备的高速动车组垂向动力学模型,实现设备的质量参数、结构参数和悬挂参数等参数化建模,基于频域分析法推导系统加速度频响函数表达式,采用随机轨道不平顺激励功率谱和舒适度滤波函数计算舒适度指标,基于最优同调理论设计设备的最优悬挂频率和阻尼比并进行数值验证。结果表明,车体垂弯频率越高、设备质量越大且越靠近车体中心安装,舒适度指标越小,车辆乘坐舒适性越好,建议将大质量设备(4 t及以上)悬挂在距车体中心5 m以内;设备质心纵向偏心导致其吊挂点的作用力臂改变和转动惯量增加,造成舒适度指标略有增加;在优化设备悬挂参数时,可以忽略车体结构阻尼的影响;设备质量越大,最优悬挂频率越低、最优悬挂阻尼比越大,且应当基于加速度响应设计最优悬挂阻尼比,最优同调条件为车体和设备的相位差接近 $\pi/2$;针对所述车辆,设备最优悬挂频率和阻尼比分别为7 Hz和0.2~0.3,车体加速度功率谱中的弹性振动主频得到充分抑制。

关键词: 高速列车;车下设备;柔性车体;耦合振动;悬挂参数;舒适度

中图分类号: U270

Influence of Car Body-suspended Equipment on the Ride Comfort of High-speed Railway Vehicles

GUO Jinying^{1,2} SHI Huailong¹ WU Pingbo¹ WANG Jing²

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031;

2. School of Automobile and Transportation, Chengdu Technological University, Chengdu 611730)

Abstract: A parametric vertical dynamic model of a high-speed railway vehicle with a flexible car body and car body-suspended equipment is built to study the influence of suspension parameters of equipment on the ride comfort, in which the equipment mass, geometry and suspension parameters are represented by variable quantities. The frequency response function of car body acceleration is derived through frequency domain analysis method, and the ride comfort index is calculated using random track irregularity spectrum and ride comfort filtering function, and numerical simulation verifies the proposed optimal suspension frequency and damping ratio of the equipment obtained from the optimal homology theory. It shows that the comfort index gets smaller with a higher first bending frequency of car body, a larger mass of the equipment or a closer equipment installation position to the center of the car body. Thus, the equipment which has a mass more than 4 t should be suspended no further than 5 m away from the car body center for good ride comfort. The longitude eccentricity of the equipment changes the force arms of the suspension points, and increases its inertia as well, resulting in a small increment of the ride comfort index. The structural damping of the car body has almost no effect on the optimal suspension parameters. The larger the mass of equipment, the lower the optimal suspension frequency and the larger the optimal suspension ratio. In addition, the optimal suspension parameters relies on the acceleration response rather than the displacement response. The optimal homology requires that the phase difference between the car body and equipment accelerations is close to $\pi/2$. For the specific vehicle in this work, the optimal suspension frequency of the equipment is 7 Hz with an optimized ratio of 0.2-0.3, which significantly restrains the power spectrum peak of acceleration on the car body.

Key words: high-speed train; car body-suspended equipment; flexible car body; coupling vibration; suspension parameters; ride comfort

* 国家自然科学基金资助项目(51805451, 11790282)。20191208 收到初稿,
20200319 收到修改稿

0 前言

车体轻量化和车辆定距加长设计,附带问题就是结构刚度损失,使车体最低阶结构模态频率低于10 Hz。随着车速的提高和轮轨接触关系的改变,转向架蛇行运动频率提高,接近车体低阶模态频率,导致局部路段出现显著的车体结构弹性振动,从而引发车内地板、座椅和其他内装结构的振动加剧,恶化乘坐舒适性。因此,在分析舒适度指标时,有必要考虑车体结构模态和复杂的地板、座椅结构,这也是改善车辆乘坐舒适性的重要途径。动车组、城轨车辆和地铁车辆等,车体下部都悬挂有功能性设备,如牵引变压器、变流器、蓄电池箱和通风机等。设备质量从几十千克到几吨不等,体积变化也较大,会参与车体的结构弹性振动。部分设备本身就是激励源,如废排单元、通风机、变压器等,附带开关冲击、磁致振动和旋转激励等,如不采用减振措施,这些激励会向车体传递。大质量设备甚至会影响车体结构模态,需要进行模态匹配。针对车体和设备之间的耦合振动及其相互影响特点,还需要提出车下设备的振动容限,以保证车辆整体振动水平和改善接口应力环境。

动车组运用过程中发生了车体结构共振问题,主要原因为局部线路条件下,转向架蛇行运动频率接近车体的低阶模态,进而影响车辆的乘坐舒适性^[1-2]。除了通过优化轮轨匹配关系以降低转向架蛇行频率和幅值外,还需要开展车体模态提升工作。采用主动控制技术和在车体表面黏贴阻尼层可抑制车体垂弯振动,减振效果与作动器可输出的载荷、阻尼层可提供的阻尼及其作用位置相关,但是未进行普遍工程应用^[3-6]。车体下部安装动力吸振器可以抑制车体刚体和弹性振动,通过优化弹性连接参数可有效抑制结构模态振动^[7-8]。近年来将动车组的车下设备考虑为动力吸振器,并开展大量台架试验,以车体减振为目标,寻求最优的弹性悬挂参数^[9-11]。依据机械隔振理论,仅考虑车体向车下设备的振动传递,则可参照积极隔振方法对所有设备进行弹性连接参数设计^[12]。但是,由于车辆设计时对设备空间位置、质量和体积的限制,线路实际运用中并未达到仿真和台架试验的效果。综合考虑基于动力吸振器理论和隔振理论设计的车下设备连接参数,线路试验表明车体仍偶然发生弹性振动^[13-14]。

综上,关于车下设备与车体弹性振动之间的耦合作用研究缺少具有通用性的建模方法,设备悬挂

参数选取还没有形成系统的设计原则,减振对象是车体还是设备也需要讨论。本文建立了考虑车体弹性以及多个车下设备的车辆系统垂向动力学模型,并实现了设备吊挂点跨距、质心偏心等参数化表征,模型具有一般通用性;推导出系统频响函数进而获得系统位移传递率、加速度功率谱以及相位差等信息,分析方法高效且结果规律更加清晰;基于动力调谐吸振原理进行了设备悬挂频率和阻尼比的最优值设计,并基于最优同调必要条件进行数值验证,归纳了设备悬挂参数设计目标和参数选取原则。

1 车辆系统垂向动力学模型

车体的结构模态不再单纯以垂弯振动为主,线路实测表明横向模态也经常作为主振型出现^[15],需要建立考虑车体菱形、横弯变形的车辆系统横向耦合振动模型。影响舒适度的主要是车体内地板弹性振动,而车体菱形和横弯模态在地板处表现为横向弯曲振动,与车体垂弯模态效果类似。本文以垂向振动为例,建立了图1所示的考虑车体弹性和设备振动的车辆刚柔耦合系统动力学模型,分析设备悬挂参数对车体振动的影响,讨论车体垂向振动抑制方法,为建立考虑车体菱形模态、横弯模态的横垂耦合模型提供参考。模型包括车体、构架和车下设备等,以及转向架的一系、二系悬挂系统。相比于文献[8-10],本文所建立的模型更具有通用性,可考虑多个车下设备以及质心偏心等。模型参数定义见表1。

图1 车辆系统垂向耦合振动模型

表1 模型参数定义

符号	定义	符号	定义
m_c	车体质量	J_c	车体点头惯量
m_b	构架质量	J_b	构架点头惯量
$m_{e1...n}$	设备质量	$J_{e1...n}$	设备点头惯量
k_s	二系刚度	c_s	二系阻尼
k_p	一系刚度	c_p	一系阻尼
$k_{e1...n}$	设备悬挂刚度	$c_{e1...n}$	设备悬挂阻尼
$2L_s$	车辆定距	$2L_b$	转向架轴距
L_c	车体长度	x_i	距车端纵向距离

各部件坐标系原点位于质心, 沿轨道中心线 x 方向运动, 坐标系 z 轴垂直向上。将模型中各个体的坐标系选定在质心处, 可以减少惯性力耦合项, 使运动微分方程书写更加简洁^[16]。模型中仅车下设备的质心与几何中心不重合, 考虑设备纵向偏心情况。首先推导悬挂力表达式, 进而得到各部件的运动微分方程。系统自由度包括: 车体浮沉 z_c 和点头 θ_c 、前后构架浮沉 $z_{bi}(i=1, 2)$, 设备浮沉 z_{ek} 和点头 $\theta_{ek}(k=1, 2, \dots, n, n$ 表示设备数量), 以及车体 m 阶柔性模式, 系统总自由度为 $4+2n+m$ 。

1.1 悬挂力推导

一系悬挂力表达式为

$$\begin{cases} F_{p1,2} = -c_p(\dot{z}_{b1} - \dot{z}_{r1,2}) - k_p(z_{b1} - z_{r1,2}) \\ F_{p3,4} = -c_p(\dot{z}_{b2} - \dot{z}_{r3,4}) - k_p(z_{b2} - z_{r3,4}) \end{cases} \quad (1)$$

假定轨道刚性无穷大, 认为轮对运动与轨道激励完全相同, 并假设 4 条轮对简谐激励分别为

$$\begin{cases} z_{r1} = z_0 \exp(j\omega t) \\ z_{r2} = z_0 \exp(j\omega(t - \tau_1)) \\ z_{r3} = z_0 \exp(j\omega(t - \tau_2)) \\ z_{r4} = z_0 \exp(j\omega(t - \tau_3)) \end{cases} \quad (2)$$

式中, $\tau_1 = 2L_b/v$, $\tau_2 = 2L_s/v$, $\tau_3 = \tau_1 + \tau_2$ 。

二系悬挂力表达式为

$$F_{si} = -c_s \left(\frac{\partial w_c(x_i, t)}{\partial t} - \dot{z}_{bi} \right) - k_s(w_c(x_i, t) - z_{bi}) \quad (3)$$

式中, $i=1, 2$ 表示前后构架; $w_c(x, t)$ 表示车体的垂向位移, x 为纵向位置, t 为时间变量, 包含车体的刚性运动和柔性变形。

设备悬挂力表达式为

$$F_{ekf,b} = -c_{ekf,b} \left(\frac{\partial w_c(x_{ekf,b}, t)}{\partial t} - (\dot{z}_{ek} \pm \dot{\theta}_{ek} l_{ekf,b}) \right) - k_{ekf,b}(w_c(x_{ekf,b}, t) - (z_{ek} \pm \theta_{ek} l_{ekf,b})) \quad (4)$$

式中, 下标 $k=1, 2, \dots, n$, n 表示设备数量; f 和 b 表示设备的前后两个吊挂点。

1.2 运动微分方程

车体简化处理为均直欧拉伯努利梁, 受力分析见图 2。其中, 二系悬挂力为 F_{s1} 和 F_{s2} , 纵向位置为 x_1 和 x_2 , 设备 k 前后两个吊挂点处作用力为 F_{ekf} 和 F_{ekb} , 纵向位置为 x_{ekf} 和 x_{ekb} 。

图 2 车体受力分析

车体振动的偏微分方程为

$$EI \frac{\partial^4 w_c(x, t)}{\partial x^4} + \mu I \frac{\partial^5 w_c(x, t)}{\partial t \partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w_c(x, t)}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^2 F_{si} \delta(x - x_i) + \sum_{k=1}^n F_{ekf,b} \delta(x - x_{ekf,b}) \quad (5)$$

式中, E 为车体弹性模量, I 为截面惯性矩, μ 为内滞阻尼系数; ρ 为材料密度, A 为截面面积, $\delta(x)$ 为狄拉克函数。

采用分离变量法求解偏微分方程, 设车体第 i 阶弹性模式振型和模态坐标分别为 $Y_i(x)$ 和 $q_i(t)$, 振型函数

$$Y(x) = \text{ch} \beta x + \cos \beta x - \frac{\text{ch} \lambda - \cos \lambda}{\text{sh} \lambda - \sin \lambda} (\text{sh} \beta x + \sin \beta x) \quad (6)$$

式中, λ 和 β 满足条件 $1 - \text{ch} \lambda \cos \lambda = 0$ 和 $\beta = \lambda/L_c$, $\lambda \approx (2i+1)\pi/2$, $i=1, 2, \dots, m$ 表示弯曲模式阶数。

因此, 车体任意位置的刚体位移和柔性变形量的总和表示为

$$w_c(x, t) = z_c(t) + (x - L_c/2)\theta_c(t) + \sum_{i=1}^m Y_i(x)q_i(t) \quad (7)$$

采用模式叠加法并考虑振型函数的正交性和狄拉克函数特点, 将式(7)代入式(5), 可得到车体的 3 个二阶常微分运动方程

$$\begin{cases} m_c \ddot{z}_c = \sum_{j=1}^2 F_{sj} + \sum_{k=1}^n (F_{ekf} + F_{ekb}) \\ I_c \ddot{\theta}_c = \sum_{j=1}^2 F_{sj} (x_j - L_c/2) + \sum_{k=1}^n (F_{ekf} (x_{ekf} - L_c/2) + F_{ekb} (x_{ekb} - L_c/2)) \\ \ddot{q}_i + 2\xi_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = \sum_{j=1}^2 \frac{Y_i(x_j)}{m_c} F_{sj} + \sum_{k=1}^n \left(\frac{Y_i(x_{ekf})}{m_c} F_{ekf} + \frac{Y_i(x_{ekb})}{m_c} F_{ekb} \right) \end{cases} \quad (8)$$

式中, ω_i 和 ξ_i 为第 i 阶模态的角频率和阻尼比。

$$\frac{EI \beta_i^4}{\rho A} = \omega_i^2, \quad \frac{\mu I \beta_i^4}{\rho A} = 2\xi_i \omega_i.$$

同理, 设备的浮沉位移和点头位移为

$$\begin{cases} m_{ek} \ddot{z}_{ek} = -\sum_{k=1}^n (F_{ekf} + F_{ekb}) \\ J_{ek} \ddot{\theta}_{ek} = -\sum_{k=1}^n (F_{ekf} l_{ekf} - F_{ekb} l_{ekb}) \end{cases} \quad (9)$$

式中, $l_{ekf} = (x_{ekf} - x_{ekb})/2 - e_k$, $l_{ekb} = (x_{ekf} - x_{ekb})/2 + e_k$, 分别为前后吊挂点到设备质心的距离, e_k 表示设备质心相对几何中心的偏移量。

前、后构架的浮沉运动方程为

$$\begin{cases} m_b \ddot{z}_{b1} = F_{p1} + F_{p2} - F_{s1} \\ m_b \ddot{z}_{b2} = F_{p3} + F_{p4} - F_{s2} \end{cases} \quad (10)$$

综上, 系统运动微分方程组包括式(8)~(10), 写成矩阵形式为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{p}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{p}} + \mathbf{K}\mathbf{p} = \mathbf{C}_r\dot{\mathbf{z}}_r + \mathbf{K}_r\mathbf{z}_r \quad (11)$$

式中, $\mathbf{p}$ 为系统自由度, $\mathbf{p} = (z_c, \theta_c, q_1, \dots, q_n, z_{e1}, \theta_{e1}, \dots, z_{en}, \theta_{en}, z_{b1}, z_{b2})^T$, 为轨道激励, $\mathbf{z}_r = (z_{r1}, z_{r2}, z_{r3}, z_{r4})^T$, $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 和 $\mathbf{K}$ 分别为系统质量、阻尼和刚度系数矩阵, $\mathbf{C}_r$ 和 $\mathbf{K}_r$ 分别为轨道激励的阻尼和刚度系数矩阵。

对微分方程式(11)进行拉氏变换

$$(\mathbf{M}s^2 + \mathbf{C}s\mathbf{P} + \mathbf{K})\mathbf{P}(s) = (\mathbf{C}_rs + \mathbf{K}_r)\mathbf{Z}_r(s) \quad (12)$$

将输出 $\mathbf{P}(s)$ 与输入 $\mathbf{Z}_r(s)$ 相比得到系统的传递函数, 再将 s 替换为 $j\omega$ 得到系统的频响函数

$$\mathbf{H}(\omega) = \frac{j\omega\mathbf{C}_r + \mathbf{K}_r}{-\omega^2\mathbf{M} + j\omega\mathbf{C} + \mathbf{K}} \quad (13)$$

系统频响函数是一个 $(4+2n+m) \times 4$ 阶矩阵, 采用 Matlab 编程求解系统运动微分方程。

2 振动传递的频域分析法

2.1 模型参数

参考某时速 300 km/h 动车组设置模型基本参数, 车体质量 $m_c=40\,000$ kg、点头转动惯量 $J_c=2\,500 \times 10^3$ kg·m², 构架质量 $m_b=2\,050$ kg、点头转动惯量 $J_b=830$ kg·m², 设备 1 质量 $m_{e1}=3\,000$ kg、点头转动惯量 $J_{e1}=830$ kg·m², 每转向架二系悬挂垂向刚度 $k_s=0.6$ MN/m、阻尼 $c_s=30$ kN·s/m, 每轮对一系悬挂垂向刚度 $k_p=2.4$ MN/m、阻尼 $c_p=20$ kN·s/m, 设备前端吊挂点等效垂向刚度 $k_{e1f}=3$ MN/m、阻尼 $c_{e1f}=6$ kN·s/m, 设备后端吊挂点等效垂向刚度 $k_{e1b}=3$ MN/m、阻尼 $c_{e1b}=6$ kN·s/m, 车辆定距之半 $L_s=9$ m, 轴距 $L_b=2.5$ m, 车体长度 $L_c=25.5$ m。

2.2 舒适度指标

为评估车体柔性及其与设备之间的耦合振动对舒适度的影响, 将轨道输入激励假设为稳态随机过程, 通过功率谱密度表示幅值。以德国高低不平顺轨道激励谱为例^[16], 其功率谱密度函数

$$S(\Omega) = \frac{A\Omega_c^2}{(\Omega^2 + \Omega_c^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2)} \quad (14)$$

式中, Ω 表示波长, $\Omega_c=0.824\,6$ rad/m, $\Omega_c=0.020\,6$ rad/m, A 为与轨道质量相关的系数, 对于低干扰谱 $A=4.032 \times 10^{-7}$ rad·m。已知激励频率可表示为 $\omega=V\Omega$, V 表示车速, 则轨道高低不平顺的

功率谱密度函数的一般形式为 $G(\omega)=S(\omega/V)/V$, 进而转换成如下表达式

$$G(\omega) = \frac{A\Omega_c^2 V^3}{(\omega^2 + V^2\Omega_c^2)(\omega^2 + V^2\Omega_c^2)} \quad (15)$$

则车体垂向振动加速度的功率谱密度函数

$$G_{ac}(x, \omega) = G(\omega) |\bar{H}_{ac}(x, \omega)|^2 \quad (16)$$

式中, $\bar{H}_{ac}(x, \omega)$ 为车体在位置 x 的加速度频响函数, 其表达式为

$$\bar{H}_{ac}(x, \omega) = \omega^2 \left(\bar{H}_{z_c}(\omega) + (x - L_c/2) \bar{H}_{\theta_c}(\omega) + \sum_{i=1}^m Y_i(x) \bar{H}_{q_i}(\omega) \right) \quad (17)$$

式中, $\bar{H}_{z_c}$ 、 $\bar{H}_{\theta_c}$ 和 $\bar{H}_{q_i}$ 分别为浮沉 z_c 、点头 θ_c 和弯曲模式 q_i 的位移频响函数。

指定位置参数 x , 可以根据式(17)获得车体不同测点处的加速度频响函数。车体中心处的加速度频响函数为

$$\bar{H}_{acm}(x, \omega) = \omega^2 \left(\bar{H}_{z_c}(\omega) + \sum_{i=1}^m Y_i(x) \bar{H}_{q_i}(\omega) \right) \quad (18)$$

车体在前、后构架上方位置的加速度频响

$$\bar{H}_{acb1,2}(x, \omega) = \omega^2 \left[\bar{H}_{z_c}(\omega) \pm L_s \bar{H}_{\theta_c}(\omega) + \sum_{i=1}^m Y_i(x) \bar{H}_{q_i}(\omega) \right] \quad (19)$$

按人体对振动加速度的敏感度随频率的变化规律, 对加速度信号进行加权滤波。车体垂向的舒适度指标计算公式为^[12]

$$N_{MV} = 6a_{95}^{W_{ab}} \quad (20)$$

式中, a 为指定测点处的垂向加速度方均根值(RMS), 下标表示 95%分位数, W_{ab} 表示加权滤波器函数且 $W_{ab}=W_a W_b$, 其中, W_a 和 W_b 传递函数分别为 H_a 和 H_b ^[18]。

$$\begin{cases} H_a(s) = \frac{4\pi^2 f_2^2 s^2}{\left(s^2 + \frac{2\pi f_1}{Q_1} s + 4\pi^2 f_1^2\right) \left(s^2 + \frac{2\pi f_2}{Q_1} s + 4\pi^2 f_2^2\right)} \\ H_b(s) = \frac{2\pi K f_4^2 f_6^2 (s + 2\pi f_3) \left(s^2 + \frac{2\pi f_5}{Q_3} s + 4\pi^2 f_5^2\right)}{f_3 f_5^2 \left(s^2 + \frac{2\pi f_4}{Q_2} s + 4\pi^2 f_4^2\right) \left(s^2 + \frac{2\pi f_6}{Q_4} s + 4\pi^2 f_6^2\right)} \end{cases} \quad (21)$$

式中, $f_1=0.4$ Hz, $f_2=100$ Hz, $f_3=f_4=16$ Hz, $f_5=2.5$ Hz, $f_6=4$ Hz, $Q_1=0.71$, $Q_1=0.63$, $Q_3=Q_4=0.8$, $K=0.4$ 。

将 $s=j\omega$ 和 $\omega=2\pi f$ 代入式(21)可得 $H_a(f)$ 和 $H_b(f)$, 利用 $H_{ab}(f)=H_a(f)H_b(f)$ 计算不同频率下的加权系数(图 3)。可知, 舒适度指标加权系数大于 1 的频带为 6~12 Hz, 1~4 Hz 和 20~40 Hz 频带

范围内的加权系数在 0.4~0.8 范围内, 其他频带内的加权系数小于 0.4。车体一阶垂弯频率约为 9.7 Hz, 可见车体弹性振动及其与设备耦合振动将显著影响舒适度指标。

车体任意点处的加速度方均根值可通过功率谱密度函数计算

$$a = \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} G_{ac}(x, \omega) d\omega} \quad (22)$$

则式(16)可写为

$$N_{MV}(x) = 6\Phi^{-1}(0.95) \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} G_{ac}(x, \omega) |H_{ab}(\omega)|^2 d\omega} \quad (23)$$

式中, $\Phi^{-1}(0.95) = 1.654$ 表示标准正态分布的 95% 概率密度的分位数。

图3 加权曲线

3 车体和设备耦合振动特征分析

基于建立的动车组垂向刚柔耦合动力学模型, 采用频域分析法研究车下设备的结构参数、质量参数和悬挂参数与舒适度指标之间的关联关系。

3.1 设备质量的影响

假设设备安装于车体中心处, 车体模态频率 9.7 Hz, 设备悬挂频率保持在 6 Hz, 分析设备质量在 1~4 t 范围内变化时车体中部和端部(转向架处)的舒适度指标(图 4)。设备质量对车体中部的舒适度指标影响显著, 设备质量越大, 舒适度指标越小, 即大质量设备有助于改善车辆乘坐舒适性, 且车速越高影响越显著, 主要是由于设备质量越大其对车体弹性振动的动力吸振效果越好。当车速大于 150 km/h 时, 车体端部即转向架处的舒适度指标随着设备质量的增大而有所增加, 这是由于安装在车体中部的设备对车端的弹性振动抑制效果差。

图 5 为不同设备质量情况的车体中部、端部以及设备自身的加速度功率谱密度(PSD), 可见设备质量变化对车体和设备本身的振动影响规律恰好相反, 即动力吸振效应; 此外, 增大设备质量能够显

著抑制车体模态振动(10 Hz 附近), 但增加设备悬挂模态振动(6 Hz 附近), 而车端处的降低幅度($0.9 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}^3$)小于中部($3.6 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}^3$)。后续分析以车体中部振动为例展开讨论。

(a) 车体中部

(b) 车体端部

图4 设备质量对舒适度指标的影响

3.2 设备安装位置的影响

分析设备安装位置对舒适度指标的影响, 考虑设备安装在车体中部以及偏离 1~6 m 工况, 质量为 3 t, 结果见图 6。图 6a 为舒适度指标, 当设备安装在车体中部附近时, 舒适度指标最小; 设备距离车体中心越远, 舒适度指标越大, 即此时设备对降低车体弹性振动效果就越小。图 6b 和图 6c 为车速 300 km/h 工况下车体中部和设备自身的加速度功率谱, 当车辆高速运行时其车体一阶垂弯模态被激发, 车体中部加速度功率谱在 9.7 Hz 处出现峰值。由于设备的动力吸振作用, 车体模态振动幅值得到抑制, 主频也有所偏移。由图 6b 可知, 设备越靠近车体中心安装, 车体模态振动幅值越小, 而图 6c 所示的设备振动幅值越大, 即动力吸振效应越好。从车体加速度功率谱主频频值可见, 当设备安装位置距车体中心 6 m 时为 $7.9 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}^3$, 距离 5 m 时为 $4.1 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}^3$ (降低约 48%), 距离 4 m 时为 $2.8 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}^3$ (降低约 65%), 距离 1 m 时为 $0.9 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}^3$ (降低约 89%), 即设备安装位置越加靠近车体中心则动力吸振效果越好, 车体的弹性振动得到充分抑制。

图5 不同设备质量时的振动加速度功率谱(300 km/h)

3.3 设备质心纵向偏心情况

设备悬挂于车体中心,分析其纵向偏心对舒适度的影响,偏心量用质心与几何中心的距离(0~0.5 m)

图6 设备安装位置对车辆振动的影响(300 km/h)

与悬挂点跨距之半(1 m)的百分比表示,结果见图7。整体而言,设备偏心对舒适度指标的影响较小,仅当车速高于250 km/h,舒适度指标会随着设备偏心量的增加而略有增大,但增幅小于25%。但是,设备纵向偏心必然导致其等效点头惯量增大,若所述设备具有50%偏心量,其惯量较无偏心时增加750 kg·m²,达到无偏心时的1.9倍,则有可能影响舒适度指标。

图7 设备质心纵向偏心量对舒适度指标的影响

3.4 设备转动惯量的影响

从图8a可知,设备无偏心时,设备惯量的改变对舒适度指标基本无影响。这主要是由于设备无偏心时,作用在前、后吊挂点处的力矩较小,此时设备惯量的改变对车辆振动的影响可以忽略。从图8b和图8c可知,设备纵向偏心越大,其转动惯量对舒

舒适度指标的影响越大。

图8 设备转动惯量对舒适度指标的影响

3.5 车体垂弯频率的影响

如图9所示, 当车体一阶垂弯的频率降低时,

图9 模态频率对舒适度指标的影响

舒适度指标增大, 尤其当车速高于 250 km/h(特别是 350 km/h)时, 随着车体模态频率的降低而快速增加, 即乘坐舒适性变差。为保证车辆乘坐舒适性, 在追求车体轻量化设计时, 应当保证其弹性模态频率不能过低。

4 设备最优悬挂参数设计

将设备作为动力吸振器使用, 能够有效抑制悬挂频率附近范围内的车体弹性振动, 通过合理设置悬挂频率和阻尼比, 可以拓宽吸振频带。

4.1 理论依据

设计设备悬挂参数时, 一般忽略车体结构阻尼效应, 则最优同调条件满足^[11, 20]

$$f_{opt} = \frac{1}{1 + uY^2(x_e)} \quad (24)$$

式中, f_{opt} 为设备悬挂频率和车体垂弯频率的比值, 质量比 $u = m/(\rho AL)$, ρA 为单位长度的质量, L 为弹性梁长度, m 为设备质量, $Y(x)$ 为设备安装位置对应的车体振型函数值(式(6))。

基于位移响应的最优悬挂阻尼比^[21]

$$\xi_{opt} = \sqrt{\frac{3uY^2(x_e)}{8(1 + uY^2(x_e))}} \quad (25)$$

式中, $\xi_{opt} = c_e / (2\sqrt{m_e k_e})$, m_e 、 k_e 和 c_e 分别为设备的质量、悬挂刚度和阻尼系数。

基于加速度响应的最优阻尼比

$$\xi_{opt} = \sqrt{\frac{3uY^2(x_e)}{4(1 + uY^2(x_e))(2 + uY^2(x_e))}} \quad (26)$$

当考虑车体结构阻尼, 最优同调条件应满足

$$f_{opt} = 1 / (1 + uY^2(x_e)) - (0.241 + 1.74uY^2(x_e) - 2.6(uY^2(x_e))^2)\xi - (1 - 1.9uY^2(x_e) + (uY^2(x_e))^2)\xi^2 \quad (27)$$

式中, ξ 为车体垂弯振动的阻尼比^[21]。

基于位移响应的最优阻尼比

$$\xi_{opt} = \sqrt{\frac{3uY^2(x_e)}{8(1 + uY^2(x_e))}} + (0.13 + 0.12uY^2(x_e) + 0.4(uY^2(x_e))^2)\xi - (0.01 + 0.9uY^2(x_e) + 3(uY^2(x_e))^2)\xi^2 \quad (28)$$

假设设备均位于车体中心且不考虑偏心, 利用式(24)~(28), 可以计算出不同质量的设备的悬挂参数(表 2)。相对于不考虑车体结构阻尼情况, 当考虑其阻尼时, 计算的设备最优悬挂频率略低、最优阻尼比略大, 但差值在 5% 以内, 即在计算设备最优

悬挂参数时可以忽略车体结构阻尼的影响。再有,基于加速度响应的最优阻尼比低于以位移为响应的最优阻尼比,该差值随设备质量增加而增大,最大差值约为19%。由于舒适度是依据加速度水平进行评价,故应基于加速度响应进行设备悬挂参数设计。

表2 车下设备的最优悬挂频率和阻尼(安装在车体中心)

设备质量/t	不计车体阻尼		考虑车体阻尼		基于加速度响应的最优阻尼
	最优同调	最优阻尼	最优同调	最优阻尼	
1	0.87	0.22	0.84	0.23	0.22
2	0.77	0.30	0.73	0.31	0.28
3	0.69	0.34	0.65	0.36	0.31
4	0.62	0.38	0.60	0.39	0.33

4.2 最优悬挂频率

利用系统的传递函数矩阵,可以求得不同悬挂频率下车体和设备的加速度功率谱,见图10可知,车体弹性振动集中在8.2 Hz,这是由于设备刚性连接导致车体模态频率降低;设备采用弹性吊挂后,车体的加速度功率谱有两个主频,分布于刚性连接情况下单主频两侧,但其峰值显著降低。

图10 不同悬挂频率下的加速度功率谱

不同设备悬挂频率能够抑制的振动成分频带不同,例如,设备悬挂频率为5 Hz时,对车体9 Hz以内的振动抑制效果显著,但对较高频振动抑制效果不佳。设备悬挂频率为6 Hz时,设备的振动幅值最大,但设备对车体9 Hz以上频率的振动抑制

效果不显著。在设备悬挂频率为7 Hz时,可同时抑制车体7~10 Hz范围内的振动。更高悬挂频率可有效抑制车体8 Hz以上较高频振动,却无法抑制较低频率的振动。本算例的设备悬挂频率取7 Hz最为适宜,理论计算值约为6.7 Hz,二者较为接近。

动力吸振最优同调条件满足时,在激励频率和固有频率比为1处,主振动系统和吸振器的振动相位差约为 $\pi/2$ ^[21]。因此,可以根据车体和设备振动相位差判断吸振器处于最优同调状态。依据传递函数矩阵计算设备不同悬挂频率下的车体和设备振动相位差(图11)。此时,设备能够抑制的车体振动频率范围较窄,这是由于设备悬挂阻尼比没有优化。

图11 不同悬挂频率下的振动相位差

4.3 最优悬挂阻尼比

根据系统传递函数矩阵可以求出不同设备悬挂阻尼比条件下车体和设备的加速度功率谱(图12)。阻尼比取0.1时,车体振动主频峰值最大,是其他阻尼比工况的1.5倍左右。当阻尼比大于0.3时,继续增加阻尼无法降低车体振动主频峰值,并且两个主频会逐渐靠近,即振动抑制带宽变窄。因此,合理选择悬挂阻尼比,可以同时使车体和设备振动达到最小。综上,设备的最优悬挂阻尼比取0.2~0.3为宜,理论计算值为0.31,即理论和仿真结果相吻合,可以按理论公式设计。

图 12 不同悬挂阻尼比下的加速度功率谱

依据传递函数矩阵计算不同悬挂阻尼比条件下的车体和设备振动相位差(图 13)。以车体和设备的振动相位差在弹性振动主频外接近 $\pi/2$ 为原则评价阻尼比对抑制车体弹性振动带宽的影响, 当设备悬挂阻尼比小于 0.1 时, 能够抑制的振动频带较窄, 而阻尼比大于 0.3 时, 减振频带位于车体弹性振动频率之后, 对车体的弹性振动抑制效果不理想。

图 13 不同悬挂阻尼比下的振动相位差

5 结论

(1) 采用频域分析法研究了车体弹性振动及其与车下设备之间的耦合振动关系, 实现了设备的质量参数、结构参数和悬挂参数等对车辆乘坐舒适性影响的快速评价。

(2) 设备质量越大, 对车体弹性振动的抑制效果越好, 应当充分利用大质量设备(4 t 及以上)的动力吸振作用。

(3) 设备越是靠近车体中心安装, 对车体弹性振动的抑制效果越好; 当距离车体中心超过 6 m 时, 则起不到减振作用, 建议 5 m 以内; 当距离车体中心 1 m 以内时, 车体加速度功率谱主频降幅约 90%。

(4) 设备质心纵向偏心引起转动动力矩增大和等效转动惯量增大, 但对车辆乘坐舒适性影响有限, 当偏心量达到吊挂点跨距的 50% 且车速达到

250 km/h 以上时, 舒适度指标增加约 25%。

(5) 车体垂弯频率越高, 车体和设备的振动越小即乘坐舒适性越好, 在追求轻量化设计时, 应当保证车体的弹性模态频率不能过低。

(6) 设备的最优悬挂频率与设备质量、车体模态频率和振型相关, 而受车体结构阻尼的影响小于 5%。设备最优悬挂阻尼比可以基于位移响应和加速度响应计算, 但两种结果差异较大, 且设备质量越大两种结果差异也越大, 设备质量为 4 t 时, 差值达 19%。从舒适度指标本身出发, 建议基于加速度响应设置设备的最优悬挂阻尼比。

(7) 设备悬挂参数可以依据理论公式估算, 再经数值仿真进行验算, 两者结果吻合, 建议以车体弹性振动幅值最小、弹性振动频率范围内车体和设备振动相位差接近 $\pi/2$ 为原则。针对所述车辆和设备(质量为 3 t, 安装在车体中部, 车体模态频率 9.7 Hz), 建议设备悬挂的最优频率为 7 Hz, 最优阻尼比范围为 0.2~0.3。

参 考 文 献

- [1] SHI H, WU P. Flexible vibration analysis for car body of high-speed EMU[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(1): 55-66.
- [2] WEI L, ZENG J, CHI M, et al. Carbody elastic vibrations of high-speed vehicles caused by bogie hunting instability[J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(9): 1321-1342.
- [3] SCHANDL G, LUGNER P, BENATZKY C, et al. Comfort enhancement by an active vibration reduction system for a flexible railway car body[J]. Vehicle System Dynamics, 2007, 45(9): 835-847.
- [4] HOLST C. Active damping of carbody vibrations[D]. Stockholm: Royal Institute of Technology, 1998.
- [5] TAKIGAMI T, TOMIOKA T. Bending vibration suppression of railway vehicle carbody with piezoelectric elements[J]. Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics, 2008, 1(1): 111-121.
- [6] 黄彩虹, 曾京. 基于约束阻尼层的高速客车车体弯曲振动的抑[J]. 交通运输工程学报, 2010, 10(1): 36-42.
HUANG Caihong, ZENG Jing. Flexural vibration suppression of car body for high-speed passenger car based on constrained damping layers[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2010, 10(1): 36-42.
- [7] 曾京, 罗仁. 考虑车体弹性效应的铁道客车系统振动分析[J]. 铁道学报, 2007, 29(6): 19-25.
ZENG Jing, LUO Ren. Vibration analysis of railway

- passenger car systems by considering flexible carbody effect[J]. Journal of the China Railway Society, 2007, 29(6): 19-25.
- [8] 周劲松, 张伟, 孙文静, 等. 铁道车辆弹性车体动力吸振器减振分析[J]. 中国铁道科学, 2009, 30(3): 86-90. ZHOU Jinsong, ZHANG Wei, SUN Wenjing, et al. Vibration reduction analysis of the dynamic vibration absorber on the flexible carbody of railway vehicles[J]. China Railway Science, 2009, 30(3): 86-90.
- [9] 吴会超, 邬平波, 曾京, 等. 车下设备对车体振动的影响[J]. 交通运输工程学报, 2012, 12(5): 50-56. WU Huichao, WU Pingbo, ZENG Jing, et al. Influence of equipment under car on carbody vibration[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2012, 12(5): 50-56.
- [10] 石怀龙, 罗仁, 邬平波, 等. 基于动力吸振原理的动车组车下设备悬挂参数设计[J]. 机械工程学报, 2014, 50(14): 155-161. SHI Huailong, LUO Ren, WU Pingbo, et al. Suspension parameters designing of equipment for electric multiple units based on dynamic vibration absorber theory[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(14): 155-161.
- [11] SHI H, LUO R, WU P, et al. Application of DVA theory in vibration reduction of carbody with suspended equipment for high-speed EMU[J]. Science China Technological Sciences, 2014, 57(7): 1425-1438.
- [12] 宫岛, 周劲松, 孙文静, 等. 高速列车车下设备模态匹配及试验研究[J]. 铁道学报, 2014, 36(10): 13-20. GONG Dao, ZHOU Jinsong, SUN Wenjing, et al. Modal matching between suspended equipment and car body of a high-speed railway vehicle and in-situ experiment[J]. Journal of the China Railway Society, 2014, 36(10): 13-20.
- [13] WANG J, SONG C, WU P, et al. Wheel reprofiling interval optimization based on dynamic behavior evolution for high speed trains[J]. Wear, 2016, 366-367: 316-324.
- [14] 汪群生, 曾京, 罗光兵, 等. 车轮磨耗下车下悬吊系统振动特性研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(10): 113-118. WANG Qunsheng, ZENG Jing, LUO Guangbing, et al. Study on vibration behavior of carbody underneath suspended systems under wheel profile wear[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(10): 113-118.
- [15] 李凡松, 王建斌, 石怀龙, 等. 动车组车体异常弹性振动原因及抑制措施研究[J]. 机械工程学报, 2019, 55(12): 178-188. LI Fansong, WANG Jianbin, SHI Huailong, et al. Research on causes and countermeasures of abnormal flexible vibration of car body for electric multiple units[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(12): 178-188.
- [16] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 4版. 北京: 科学出版社, 2015. ZHAI Wanming. Vehicle-track coupled dynamics[M]. 4th ed. Beijing: Science Press, 2015.
- [17] European committee for standardization. EN 12299. Railway applications ride comfort for passengers measurement and evaluation[S]. Brussel: European committee for standardization CEN, 2009.
- [18] Traction and rolling stock committee, International Union of Railways. UIC 513. Guidelines for evaluating passenger comfort in relation to vibration in railway vehicle[S]. Paris: Traction and Rolling Stock Committee of International Union of Railways, 1994.
- [19] DUMITRIU M. A new passive approach to reducing the carbody vertical bending vibration of railway vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(11): 1787-1806.
- [20] 丁文镜. 减振理论[M]. 2版. 北京: 清华大学出版社, 2014. DING Wenjing. Vibration reduction[M]. 2nd ed. Beijing: Tsinghua University Press, 2014.
- [21] 背户一登. 动力吸振器及其应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013. KAZUTO Seto. Dynamic vibration absorber and its application[M]. Beijing: China Machine Press, 2013.
- [22] GUO J, SHI H, LUO R, et al. Parametric analysis of the car-body suspended equipment for railway vehicles vibration reduction[J]. IEEE Access, 2019, 7: 88116-88125.
-
- 作者简介: 郭金莹, 女, 1987年出生, 博士研究生。主要研究方向为车辆系统动力学。
E-mail: guojy@my.swjtu.edu.cn
石怀龙(通信作者), 男, 1986年出生, 博士, 助理研究员。主要研究方向为车辆系统动力学。
E-mail: shi@swjtu.edu.cn
邬平波, 男, 1968年出生, 博士, 研究员, 博士研究生导师。主要研究方向为车辆系统动力学与结构可靠性。
E-mail: wupingbo@163.com
王静, 女, 1986年出生, 讲师。主要研究方向为机械系统设计。
E-mail: 523750917@qq.com