DOI: 10.3901/JME.2020.22.210

车体垂弯振型节点位置对其弹性振动的影响^{*}

杨 晟 李凡松 石怀龙 邬平波

(西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031)

摘要: 根据车体的结构属性和质量分布将其考虑为多段变截面欧拉梁, 建立包含车体一阶垂弯模态的车辆垂向动力学模型, 研究车体一阶垂弯振型的节点位置对高速列车振动舒适度的影响, 提出改善车体弹性振动的措施。基于变截面欧拉梁模型分析车体各截面的质量和抗弯刚度分布对模态振型的影响, 发现不同截面之间的抗弯刚度和质量分布对整体模态振型影响显著, 提高车体中部结构的抗弯刚度并减小其质量, 可以增大节点间距和提高模态频率, 而传统均直等截面梁模型则不能准确描述振型的幅值和节点位置。采用频域分析方法计算车辆在轨道随机激励下的振动响应, 将车体垂弯振型节点调整到转向架二系上方附近时, 车体的弹性振动水平显著降低, 在车速为 300 km/h 时车辆舒适度指标可降低 50%。

关键词: 高速列车; 车体弹性; 变截面梁; 垂弯振动; 振型节点

中图分类号: U270

Effect of Modal Node Position of Vertical Bending of Car Body on Its Vibration

YANG Sheng LI Fansong SHI Huailong WU Pingbo

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031)

Abstract: In order to study the effect of vertical bending modal node position on the ride comfort, the car body is considered as a variable cross-section Euler beam with multi-sections on the basis of its structural properties and mass distribution. The vertical dynamic model of the vehicle including the first-order vertical bending mode of the car body is established, and measures to improve the elastic vibration of car body are put forward. The relationship between parameters of variable cross-section beam and mode of vehicle body is studied. The analytical results indicate that traditional model with uniform cross-section beam cannot accurately describe the vertical bending mode. There are deviations between traditional model and vehicle body mode in the ready state, especially in terms of amplitude and nodes position. Longitudinal distribution of bending stiffness and mass affects the mode shape of vertical bending. Increasing the bending stiffness and reducing the mass distribution in the middle of the car body can increase the space between nodes of bending mode, and increase the frequency of bending vibration. The response of vehicle under random excitation of track is obtained by frequency domain analysis method. When the bending nodes are near the bolsters of the vehicle, the elastic vibration of the car body decreases obviously. Also, ride comfort index in the middle of car body is reduced by 50% at the speed of 300 km/h.

Key words: high-speed train; flexible car body; variable cross-section beam; vertical bending; modal node

0 前言

铁道车辆的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, 例如整体垂向弯曲模态、菱形模态或地板中部的局部弯曲等。随着车速和转向架蛇行频率的提高, 车辆服役运营中发现车体低阶模态被激发, 车体结构本身发生了显著的弹性振动,

严重影响乘坐舒适性^[1-2]。动车组、城轨车辆和地铁车辆等, 车体下部都悬吊有功能性设备, 如牵引变压器、变流器等, 大质量设备会参与车体的结构弹性振动^[3]。然而, 车体弹性振动仅对车辆运行平稳性指标和舒适度指标有影响, 特别是车速较高情况下, 这得到了台架试验和线路试验的验证, 而对运行安全性影响可以忽略^[4]。

从抑制振动激励源的角度出发, 除了构架垂向振动外, 其纵向振动也会激发车体垂弯模态, 因此需要优化悬挂系统定位刚度可以改善构架振动, 进而降低对车体的激励^[5]。根据线性振动理论, 模态

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51805451, 11790282, 51705432)。
20191119 收到初稿, 20200509 收到修改稿

振动的外界输入与激励位置相关, 在振型幅值为 0 处的激励不会对振动产生影响。同理, 将车体垂弯振型的节点位置恰好调整到枕梁处, 理论上来说车体的垂弯模态则不会被激发^[6]。文献[7]在车体有限元模型的二系施加单位垂向载荷, 当二系接近垂弯振型节点时, 垂弯频率处的车体中部频响函数幅值明显减小。

从抑制结构响应角度出发, 根据车体模态振型, 尤其是垂弯, 可以在结构表面附加阻尼层^[8]、布置纵向拉杆^[9]、被动减振器^[10]、动力吸振器^[11-13]或压电作动器^[14]等, 进而吸收或转移车体的弹性振动。采用主动控制^[15-16]、半主动控制^[17-18]技术可以有效抑制车体弹性振动, 但减振效果受控制策略影响, 工程应用也不多。其中, 将车体下部吊挂设备视为动力吸振器, 通过优化多个吸振器的悬挂参数可以在一定程度上抑制车体弹性振动^[19], 但工程实际中, 车下吊挂设备质量和布置不能根据减振要求而随意更改设计, 因此, 线路试验验证结果并不明显^[3]。

关于车体弹性振动的理论分析和建模, 都将车体等效为均直等截面的欧拉梁或者铁木辛科梁。在这类的模型中, 车体的二系垂向力以及该力对模态振动的贡献量均与振型的幅值相关。然而, 整备车体的质量、抗弯刚度分布并不均匀, 受车载设备、内饰布置影响显著, 传统均直梁在振型描述方面与整备车体振型出入较大。因此, 引入了变截面梁的思想, 将车体考虑成多段均直梁, 每段梁的参数根据车体实际断面参数进行等效, 得到每一段梁的质量和等效抗弯刚度。文献[20]提供了变截面梁模态频率的数值解法, 即根据相邻两段梁的连续条件, 通过迭代计算得出整体模态频率, 并计算了不同边界条件下频率与有限元结果的误差。文献[21-22]通过三维 CAD 软件得到铝合金车体不同截面的惯性矩, 通过变截面梁等效得到的铝合金车体一阶垂弯频率与有限元计算结果接近, 等效法计算效率高且满足工程应用需求。然而, 以上有关将车体模拟为变截面梁的研究仅限于车体的一阶垂弯频率的计算, 也没有讨论振型的特征、影响因素以及其对车体弹性振动的影响。

本文基于变截面梁的思想, 根据整备状态下车体的质量和抗弯刚度分布特性, 对车体进行分段, 数值求解车体垂弯模态振型、频率和节点位置, 深入研究变截面梁参数与车体模态的关系。对比分析变截面与均直梁模型的差异, 揭示车体一阶垂弯振型的影响因素, 提出一阶垂弯与车辆定距的匹配原则, 以及改善车体弹性振动的建议。

1 车体垂弯节点与均直梁的差异

在模态分析中, 振型幅值为 0 的点定义为振型节点。车辆在整备状态下, 有限元计算得到的某型高速动车组的车体垂弯振型如图 1 所示, 车长 25 m, 定距 17.5 m。对比给出了相同长度下均直欧拉梁的振型, 节点间距为 13.8 m。可见, 车体实际的垂弯模态节点在车体两端的枕梁附近, 而均直梁模型的节点更靠近车体中心, 两者差异较大。这是因为实际的车体有端墙、车门、车窗等结构以及安装有各类设备和内饰, 造成车体质量和抗弯刚度沿纵向分布不均匀, 而均直梁模型无法考虑这一特点。因此, 需要根据车体质量和抗弯分布特性对梁模型进行参数化, 需要开展变截面梁的等效方法及应用研究。

图 1 车体一阶垂弯模态振型

2 变截面欧拉梁建模

2.1 多段梁的连续性条件

图 2 为 n 个均直等截面的欧拉梁组成的一根梁的拓扑关系, 梁两端自由, 第 i 段梁的振型函数为

$$Y_i(x) = A \sin \beta_i x + B \cosh \beta_i x + C \beta_i \sinh \beta_i x + D \beta_i \cosh \beta_i x \quad (1)$$

式中, $x \in (0, l_i)$, l_i 是第 i 段梁的长度, β_i 是与该段梁单位长度的质量 ρ_{ci} 、抗弯刚度 $(EI)_i$ 以及整个系统圆频率 ω 相关的函数, 即

$$\beta_i = \sqrt[4]{\frac{\rho_{ci}}{(EI)_i} \omega^2} = \sqrt[4]{\frac{m_i}{(EI)_i l_i} \omega^2} \quad (2)$$

图 2 变截面梁拓扑

根据相邻两段梁在连接点处的位移、转角、力矩以及剪力都相等原则, 得到 $4 \times (n-1)$ 个连续条件, 即

$$\begin{cases} Y_i(l_i) = Y_{i+1}(0) \\ Y'_i(l_i) = Y'_{i+1}(0) \\ (EI)_i Y''_i(l_i) = (EI)_{i+1} Y''_{i+1}(0) \\ (EI)_i Y'''_i(l_i) = (EI)_{i+1} Y'''_{i+1}(0) \end{cases} \quad (3)$$

梁的首尾两端自由,其力矩和剪力均为0,即

$$\begin{cases} Y_1''(0) = Y_n''(l_n) = 0 \\ Y_1'''(0) = Y_n'''(l_n) = 0 \end{cases} \quad (4)$$

以型函数 $U = (A_1 \ B_1 \ C_1 \ D_1 \ \cdots \ A_n \ B_n \ C_n \ D_n)^T$ 为变量,由方程式(3)、(4)中 A_i 、 B_i 、 C_i 和 D_i 的系数项组成矩阵 $J_{4n \times 4n}$ 。建立方程组

$$J_{4n \times 4n} U = 0 \quad (5)$$

根据线性代数理论,该方程组有非零解的条件为矩阵 $J_{4n \times 4n}$ 的秩为0,即

$$\det(J_{4n \times 4n}) = 0 \quad (6)$$

采用数值方法计算式(6)得到 ω ,代入式(2)再代入方程式(5)得到振型函数中 A_i 、 B_i 、 C_i 和 D_i 的比例关系。将振型正则化^[23],满足

$$\sum \int \rho_{ci} Y_i^2 dx = 1 \quad (7)$$

即可确定 A_i 、 B_i 、 C_i 和 D_i ,得到梁的振型函数 Y ,在全长范围即 $x \in \left(0, \sum_{k=1}^n l_k\right)$ 内,满足

$$Y = Y_i \left(x - \sum_{m=1}^{i-1} l_m \right) \quad (8)$$

式中, $l_0=0$, $x \in \left(\sum_{m=1}^{i-1} l_m, \sum_{m=1}^i l_m\right)$ 。

2.2 车体-变截面梁等效方法

根据车体结构特征、质量属性等进行变截面梁分段,以前后端墙、车门、设备舱端板等为界线,分别将车体分为3段和7段,每段都是均直等截面梁,如图3所示。

图3 车体沿长度进行分段的方案

参考车体完整模型的有限元计算结果对多段梁模型的车体质量进行赋值,即已知梁模型的质量分布,各段梁的抗弯刚度为未知量。下面以3段梁模型为例,产生端部和中部梁的抗弯刚度 $(EI)_1$ 、 $(EI)_2$ 的识别方法。以垂弯频率(12.8 Hz)为约束条件,变截面梁的连续性条件矩阵 $J_{4n \times 4n}$ 的秩和梁的振型函数可以分别表示为 $\Gamma[(EI)_1, (EI)_2]$ 和 $Y[(EI)_1, (EI)_2, x]$ 。根据式(6)有

$$\Gamma[(EI)_1, (EI)_2] = 0 \quad (9)$$

已知车体长度为25 m,若设定垂弯节点间距17.3 m,根据振型对称性,约束条件就是3.85 m和

21.15 m处的振型幅值为0,即

$$Y[(EI)_1, (EI)_2, 3.85] = Y[(EI)_1, (EI)_2, 21.15] = 0 \quad (10)$$

根据式(8)~(9)得到车体分为3段梁和7段梁的等效抗弯刚度,如表1、2所示。7段梁模型为保证整体频率、节点间距以及中部梁参数不变,根据整备状态下的车体模态有限元计算和台架试验结果,假设端墙位置(l_1 , l_7)的抗弯刚度为设备舱位置(l_4)的10倍,车门位置(l_2 , l_6)的抗弯刚度为设备舱位置(l_4)的1/4。

表1 车体分为3段梁的参数

变量	长度/m	质量/t	抗弯刚度/(MN·m ²)
l_1, l_3	5.7	9.5	1.2×10^3
l_2	13.6	11	10.5×10^3

表2 车体分为7段梁的参数

变量	长度/m	质量/t	抗弯刚度/(MN·m ²)
l_1, l_7	0.08	0.8	2.3×10^4
l_2, l_6	0.82	2	5.8×10^2
l_3, l_5	4.8	6.7	2.3×10^3
l_4	13.6	11	10.5×10^3

两种变截面梁以及均直梁的一阶振型对比见图4。两个变截面梁的节点间距均为17.3 m,接近枕梁位置(定距17.5 m),且节点处振幅几乎为0,而均直梁节点间距为13.8 m且振幅显著大于变截面梁。可见,车体端部的质量和抗弯刚度与车体中部的差异,是影响其振型分布的关键因素。相对于3段梁模型,7段梁模型的车体中部的振幅增大8.5%,即3段梁模型计算精度足够,可用于本文后续的影响因素研究。

图4 多种梁模型的振型

3 车体垂弯振型影响因素分析

进一步研究车体质量和抗弯刚度沿车长方向的

不均匀分布对其振型的影响, 在 3 段梁模型中用参数 k 描述端部和中部质量与抗弯刚度比值的相关函数, 具体形式为

$$k = \frac{\beta_1}{\beta_2} = \sqrt{\frac{m_1/l_1}{(EI)_1}} / \sqrt{\frac{m_2/l_2}{(EI)_2}} \quad (11)$$

式中, β_1 和 β_2 分别表示梁的端部和中部参数, $k=1$ 表示端部和中部的参数相同, 即均直梁。

由于 k 受到抗弯刚度和质量的综合影响, 进一步开展单因素影响分析。假设梁单位长度的质量相同, 分析梁中部的抗弯刚度对垂弯频率的影响, 结果见图 5。梁中部的抗弯刚度越大, 其模态频率越高, 节点间距也越大。假设每段梁的抗弯刚度相同, 分析梁中质量对一阶模态频率的影响, 结果见图 6。在总质量不变的情况下, 梁中部质量越小, 其模态频率越高、节点间距越大。这与连续梁的理论变化规律相似。因此, 为模拟整备状态下的车体垂弯模态特性, 3 段变截面梁模型显著优于均直梁。

图 5 梁中部抗弯刚度对一阶模态频率的影响

图 6 梁中部质量对一阶模态频率的影响

假设每段梁的抗弯刚度相同, k 在 1~1.6 取值, $k=1$ 时表示均直梁, 否则为变截面梁, 不同 k 值时梁的一阶振型见图 7。可见, k 值越大, 即车端质量越大, 节点间距越大, 从 13.8 m 增大到 17.9 m, 即越来越靠近枕梁位置。此外, k 值越大, 车体中部的振幅越大, $k=1.6$ 处幅值是 $k=1$ 的 1.8 倍; 枕梁处的幅值越来越小, $k=1$ 处的幅值是 $k=1.6$ 的 6.7 倍。当 k 取值 1.4~1.6 时, 梁的节点在枕梁位置附近, $k=1.6$ 时, 枕梁和中部的振型同向, $k=1.4$ 时, 两者振型反向。

图 7 变截面梁振型随参数 k 变化情况

4 车辆垂向动力学模型

建立考虑车体弹性振动的车辆系统垂向动力学模型(图 8)。模型包括车体和构架, 以及一系、二系悬挂。部件坐标系原点位于质心, 以速度 V 沿轨道中心线 x 方向运动, Z 轴向下。根据各部件受力情况可以写出运动微分方程, 自由度包含车体浮沉 Z_c 和点头 θ_c 、前后构架浮沉 Z_{bi} 和点头 θ_{bi} ($i=1, 2$)。假设轮对随轨道激励一起运动, 以简化模型。系统总自由度为 $6+m$, $m=1$ 表示只考虑 1 阶垂弯模态。定义车辆定距和转向架轴距之半分别为 a_c 和 a_b , 其他参数见图 8 标注, 基本参数见表 3。

图 8 车辆垂向动力学模型

表3 车体参数

参数	数值
车体质量 M_c/t	30
构架质量 M_b/t	2.6
车体点头转动惯量 $J_c/(t \cdot m^2)$	1 960
构架点头转动惯量 $J_b/(t \cdot m^2)$	2
二系垂向刚度(每转向架) $K_{zc}/(kN \cdot m^{-1})$	380
二系垂向阻尼(每转向架) $C_{zc}/(kN \cdot s \cdot m^{-1})$	80
一系垂向刚度(每轮对) $K_{zb}/(kN \cdot m^{-1})$	3 600
一系垂向阻尼(每轮对) $C_{zb}/(kN \cdot s \cdot m^{-1})$	39
车体长度 L/m	25
车辆定距的一半 a_c/m	8.75
转向架轴距的一半 a_b/m	1.25

车体在参考点 x 处位移响应 $w(x, t)$ 表示为

$$w(x, t) = Z_c(t) + \left(x - \frac{L}{2}\right) \theta_c(t) + Y(x) T_1(t) \quad (12)$$

式中, Z_c 为车体的浮沉, θ_c 为车体的点头, $T_1(t)$ 为模态位移响应并表示为

$$\ddot{T}_1 + 2\xi\omega\dot{T}_1 + \omega^2 T_1 = \sum_{i=1}^2 F_{zci} Y(x_i) \quad (13)$$

式中, ξ 为结构阻尼比^[13], x_i 为二系的位置坐标, F_{zci} 为二系悬挂力

$$F_{zci} = c_{zc} \left(\dot{z}_{bi} - \frac{\partial w(x_i, t)}{\partial t} \right) + k_{zc} (z_{bi} - w(l_i, t)) \quad (14)$$

车体的浮沉和点头运动方程为

$$\begin{cases} M_c \ddot{Z}_c = \sum_{i=1}^2 F_{zci} \\ J_c \ddot{\theta}_c = \sum_{i=1}^2 F_{zci} \left(x_i - \frac{L}{2} \right) \end{cases} \quad (15)$$

前后构架的浮沉运动方程为

$$\begin{cases} M_b \ddot{Z}_{b1} = \sum_{j=1}^2 F_{zbj} - F_{zc1} \\ M_b \ddot{Z}_{b2} = \sum_{j=3}^4 F_{zbj} - F_{zc2} \end{cases} \quad (16)$$

式中, F_{zbj} 为一系垂向力。

$$\begin{aligned} F_{zb(2i-1), 2i} &= C_{zb} (\dot{z}_{w(2i-1), 2i} - \dot{z}_{bi} \mp a_b \dot{\theta}_{bi}) + \\ &K_{zb} (z_{w(2i-1), 2i} - z_{bi} \mp a_b \theta_{bi}) \quad i=1, 2 \end{aligned} \quad (17)$$

式中, $z_{wj}(j=1 \sim 4)$ 为轨道激励(假设轮对与轨道无相对运动)。

前后构架的点头运动方程为

$$\begin{cases} J_b \ddot{\theta}_{b1} = a_b \sum_{j=1}^2 (-1)^{j+1} F_{zbj} \\ J_b \ddot{\theta}_{b2} = a_b \sum_{j=3}^4 (-1)^{j+1} F_{zbj} \end{cases} \quad (18)$$

以 $Z = (Z_c \ \theta_c \ T_1 \ Z_{b1} \ Z_{b2} \ \theta_{b1} \ \theta_{b2})^T$ 表示系统自由度, 组建系统运动微分方程组

$$M\ddot{Z} + C\dot{Z} + KZ = Q \quad (19)$$

式中, M 、 C 和 K 分别是系统的质量、阻尼和刚度矩阵, Q 表示系统激励, 可以表示为

$$Q = C_{zb} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \dot{z}_{w1} + \dot{z}_{w2} \\ \dot{z}_{w3} + \dot{z}_{w4} \\ a_b(\dot{z}_{w1} - \dot{z}_{w2}) \\ a_b(\dot{z}_{w3} - \dot{z}_{w4}) \end{pmatrix} + K_{zb} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ z_{w1} + z_{w2} \\ z_{w3} + z_{w4} \\ a_b(z_{w1} - z_{w2}) \\ a_b(z_{w3} - z_{w4}) \end{pmatrix} \quad (20)$$

5 车体弹性振动特性分析

铁道车辆在实际制造装配中, 车体的抗弯刚度较难测量和控制, 但质量分布是可以把控的, 因此, 后续分析车体质量分布对车辆系统垂向振动影响。由第三部分内容可知, 改变车体中部质量和抗弯刚度都能实现调整车体的垂弯频率和节点间距, 因此, 后续分析保持抗弯刚度不变, 仅改变车体端部和中部的质量比, 用参数 k 表示, k 越大, 中部质量越小。

5.1 传递率分析

对轮对施加单位幅值的谐波激励 $z_{wj} = \cos \omega t$, 频率范围为 0~15 Hz。系统的位移频响函数为

$$\begin{aligned} H_z(\omega, x) &= [-\omega^2 M + i\omega C + K]^{-1} Q(\omega) = \\ &(H_{zc} \ H_{\theta c} \ H_{T1} \ H_{zb1} \ H_{zb2} \ H_{\theta b1} \ H_{\theta b2})^T \end{aligned} \quad (21)$$

因此, 车体在 x 处的位移传递率为

$$\begin{aligned} H_c(\omega, x) &= H_{zc}(\omega) + \left(x - \frac{L}{2}\right) H_{\theta c}(\omega) + \\ &Y(x) H_{T1}(\omega) \end{aligned} \quad (22)$$

仿真计算车体在端部和中部位置的位移传递率, 结果分别如图 9、10 所示。可见, 随着 k 的增大, 车体端部和中部位置的弹性振动传递率越来越小。由于随着垂弯频率的提高, 传递率会有一定的降低, 因此标出了垂弯频率为 10.5~12.5 Hz 的均直梁在传递率峰值处的包络线。结果显示, 整体垂弯频率的升高对传递率降低的贡献量并不大。

系统位移中模态位移 T_1 的幅频特性如图 11 所示, $k=1$ 时 T_1 的峰值是 $k=1.6$ 的 6.3 倍, 这与图 7 中枕梁振型的幅值比相近。因此, 尽管随着 k 的增大, 中部振型的幅值 $Y\left(\frac{L}{2}\right)$ 在增大, 但枕梁处的幅值 $Y(x_i)$ 更大幅度地减小对传递率的影响更大。综上可

知, k 的增大引起的传递率降低主要是因为垂弯节点间距增大, 节点越接近枕梁位置, 模态激励输入明显减小, 降低了系统响应水平。

图 9 一位转向架上车体位移传递率

图 10 车体中部的位移传递率

图 11 模态位移 T_1 的传递率

此外, 对比分析 $k=1.4$ 和 $k=1.6$ 两种工况的车体中部位移传递率, 两种工况的垂弯节点与枕梁的距离基本相同, 分别位于枕梁位置两侧, 因此, 两种情况下的模态激励输入水平相同, 进而弹性振动幅值也相同差不多, 仅弹性振动频率有差异。

综上, 将车体垂弯节点调整到转向架处可以显著降低车体端部和中部的弹性振动水平。

5.2 运行品质分析

分析车辆在随机激励下的车体加速度水平, 考虑轨道激励的延迟特性, 4 条轮对的激励输入为

$$z_{w1,2} = \cos \omega \left(t + \frac{a_c \pm a_b}{V} \right), \quad z_{w3,4} = \cos \omega \left(t - \frac{a_c \mp a_b}{V} \right).$$

沿车长方向, 车体 x 处的加速度频响函数

$$H_a(\omega, x) = -\omega^2 H_z(\omega, x) \quad (23)$$

采用德国高速低干扰轨道谱, 其高低不平顺功率谱密度

$$G(\omega) = \frac{A \Omega_c^2 V^3}{[\omega^2 + (V \Omega_c)^2][\omega^2 + (V \Omega_r)^2]} \quad (24)$$

式中, $A=4.032 \times 10^{-7} \text{ rad} \cdot \text{m}$, $\Omega_r=0.0206 \text{ rad/m}$; V 为车速(m/s); ω 为角频率(rad/s)。

于是, 车体在 x 位置的加速度方均根值为

$$a_{rms}(x) = \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^\infty G(\omega) |H_a(\omega, x)|^2 d\omega} \quad (25)$$

仿真计算车体端部和中部位位置的加速度方均根, 如图12、13所示。可见, 参数 k 对车体端部的加速度方均根影响不大, 二系上方的平稳性变化也不大; k 对车体中部加速度方均根影响显著, k 值

图 12 车体端部的加速度方均根

图 13 车体中部的加速度方均根

越大即垂弯节点越靠近枕梁处,车体的弹性振动幅值越小;车速越高,尤其是在 200 km/h 以上,车体振动降低越显著。因此,改变垂弯节点位置可显著降低车辆高速运行时车体弹性振动水平。

$k=1$ 即均直梁工况下, 60~120 km/h 速度范围内车体加速度方均根值波动明显,主要是受车体垂弯的共振速度影响,在此速度下以车辆定距的整数倍(n)为波长的轨道激励等于车体的垂弯频率^[17](f_1),即 $V_n = \frac{2a_c f_1}{n}$ 。

5.3 舒适度分析

参考文献[9, 19]中的车辆舒适度的计算方法,分析了变截面梁模型的车体中部舒适度指标,采用的仍是第 5.2 节中的德国高速低干扰轨道谱,车体在 x 位置的舒适度指标为

$$N_{MV}(x) = 6\Phi^{-1}(0.95) \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} G(\omega) |H_a(\omega, x)|^2 |W_{ab}(\omega)|^2 d\omega} \quad (26)$$

式中, $\Phi^{-1}(0.95)$ 表示置信度为 95% 的概率统计, W_{ab} 为垂向加速度滤波函数。

以垂弯节点间距和车速为变量,计算舒适度指标如图 14 所示。其中,节点间距对应着参数 k 在 1~1.6 的变化,即 k 越大,车体中部的质量越小。由图 14 可见,舒适度与加速度方均根值的变化规律相同,当垂弯节点间距达到 17 m 以上即接近车辆定距时,舒适度指标降低 50%。此外,随着车速的提高,变截面梁模型的舒适度指标线性增长,而当车速达到 250 km/h 左右时,均直梁模型分析结果则会出现跳跃式增长。300 km/h 速度等级下车体中部的加速度频谱分析见图 15,随着 k 的增长,弹性振动的成分越来越小,车辆乘坐舒适性提升显著。

图 14 车体中部的舒适度指标

图 15 车体中部的加速度频谱图

6 结论

(1) 为研究铁道车辆车体的垂弯振动特征,采用变截面梁模型,建立车辆系统垂向动力学模型,采用频域分析法,对比分析了均直梁和变截面梁的振动响应差异。

(2) 均直等截面梁模型仅反映垂弯模态频率,不能准确描述振型幅值和节点位置。变截面梁模型克服了均直梁的缺点,通过合理切分车体结构可以得到更精准的车体垂弯模态振型。

(3) 车体垂弯振型主要受其质量和抗弯刚度分布的影响。增大中部的抗弯刚度或减少中部质量,可以提高垂弯频率和增大节点间距。当垂弯节点间距接近车辆定距时,舒适度指标降低 50%,车辆乘坐舒适性提升显著。

(4) 在车体实际生产装配时,需要综合调整抗弯刚度和质量的分布,设计原则满足垂弯节点间距接近于车辆定距。

参考文献

- [1] 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.
- [2] WEI Lai, ZENG Jing, CHI Maoru, et al. Carbody elastic vibrations of high-speed vehicles caused by bogie hunting instability[J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(9): 1321-1342.
- [3] SHI Huailong, WU Pingbo. Flexible vibration analysis for

- car body of high-speed EMU[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(1): 55-66.
- [4] 郭平波, 薛世海, 杨晨辉. 基于弹性车体模型的高速客车动态响应[J]. 交通运输工程学报, 2005, 5(2): 5-8.
- WU Pingbo, XUE Shihai, YANG Chenhui. Dynamic response of high-speed passenger car based on flexible car body model[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2005, 5(2): 5-8.
- [5] TOMIOKA T, TAKIGAMI T. Reduction of bending vibration in railway vehicle carbody using carbody-bogie dynamic interaction[J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(Suppl.): 467-486.
- [6] EVANS J, BERG M. Challenges in simulation of rail vehicle dynamics[J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(8): 1023-1048.
- [7] 李凡松. 服役环境下动车组车体振动与疲劳研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2018.
- LI Fansong. Research on vibration and fatigue of carbody for EMU under service environment[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2018.
- [8] 黄彩虹, 曾京, 郭平波, 等. 铁道客车车体弹性振动减振研究[J]. 工程力学, 2010, 27(12): 250-256.
- HUANG Caihong, ZENG Jing, WU Pingbo, et al. Study on car body flexible vibration reduction for railway passenger carriage[J]. Engineering Mechanics, 2010, 27(12): 250-256.
- [9] 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.
- [10] GONG Dao, ZHOU Jinsong, SUN Wenjing. Passive control of railway vehicle car body flexural vibration by means of underframe dampers[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(2): 555-564.
- [11] 石怀龙, 罗仁, 郭平波, 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.
- [12] SHI Huailong, LUO Ren, WU Pingbo, 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.
- [13] HUANG Caihong, ZENG Jing, LUO Guangbing, et al. Numerical and experimental studies on the car body flexible vibration reduction due to the effect of car body-mounted equipment. Proc. IMechE, Part F: J Rail and Rapid Transit[J], 2018, 232(1): 103-120.
- [14] 曹辉, 张卫华, 缪炳荣. 基于二系垂向作动器与压电作动器的动车组车体振动控制[J]. 交通运输工程学报, 2018, 18(3): 105-113.
- CAO Hui, ZHANG Weihua, MIAO Bingrong. Vibration control of EMU car body based on secondary vertical actuators and piezoelectric actuators[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2018, 18(3): 105-113.
- [15] 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.
- [16] HOLST C. Active damping of carbody vibrations[D]. Stockholm: Royal Institute of Technology, 1998.
- [17] 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.
- [18] 宫岛, 周劲松, 孙文静, 等. 高速列车弹性车体垂向振动控制[J]. 机械工程学报, 2011, 47(20): 159-164.
- GONG Dao, ZHOU Jinsong, SUN Wenjing, et al. Vertical vibration control of flexible high-speed railway car body[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(20): 159-164.
- [19] 贺小龙, 张立民, 鲁连涛. 多悬挂设备对高速列车乘坐舒适性影响分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(6): 69-77.
- HE Xiaolong, ZHANG Limin, LU Liantao. Impact analysis of multi hanging equipment on high speed train ride comfort[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(6): 69-77.
- [20] 崔灿, 蒋晗, 李映辉. 变截面梁横向振动特性半解析法[J]. 振动与冲击, 2012, 31(14): 85-88.
- CUI Can, JIANG Han, LI Yinghui. Semi-analytical method for calculating vibration characteristics of variable cross-section beam[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(14): 85-88.
- [21] YANG Guangwu, WANG Changke, XIANG Futeng, et al. Effect of train carbody's parameters on vertical bending stiffness performance[J]. Chinese Journal of

Mechanical Engineering, 2016, 29(6): 1120-1127.

- [22] 于金朋. 高速列车车体固有频率分析及优化设计方法研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2018.

YU Jinpeng. Research on inherent frequency analysis and optimization design method for high speed train carbody[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2018.

- [23] 倪振华. 振动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1988.

NI Zhenhua. Vibration mechanics[M]. Xi'an: Xi'an

Jiaotong University Press, 1988.

作者简介: 杨晟, 男, 1992 年出生, 博士研究生。主要研究方向为车辆系统动力学。

E-mail: yangcius@qq.com

李凡松, 男, 1989 年出生, 博士, 助理研究员。主要研究方向为车体弹性振动与疲劳强度。

E-mail: lifansong2013@163.com

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

郭平波, 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