

服役条件下地铁车辆横向低频晃动特性研究*

程瑞平^{1,2}, 文永蓬^{1,2}, 宗志祥³, 周慧^{1,2}

(1. 上海工程技术大学城市轨道交通学院 上海, 201620)

(2. 上海市轨道交通振动与噪声控制技术工程研究中心 上海, 201620)

(3. 上海地铁维护保障有限公司车辆分公司 上海, 200235)

摘要 地铁车辆在服役过程中横向低频晃动问题时有发生,严重影响乘客的乘坐舒适性。为掌握地铁在服役过程中的横向低频晃动特性,首先,调研上海某地铁线路车轮磨损情况,建立考虑轨道不平顺输入的地铁车辆横向动力学模型,以模拟地铁横向低频晃动现象;其次,研究服役条件下等效锥度变化对横向平稳性的影响,分析车辆系统主要模态随速度变化情况;最后,针对横向低频晃车问题,对抗蛇行减振器参数进行初步选择,讨论地铁车辆采用抗蛇行减振器的必要性。结果表明:低等效锥度下,轮对蛇行模态振型与车体摇头模态振型变化趋势发生交换,阻尼比出现突变是导致横向低频晃动现象的原因;随着等效锥度的增大,蛇行运动阻尼比过低使得横向振动能量未能及时衰减,车辆在较低速度下不经历横向晃动现象而直接出现晃车问题,恶化了车辆运行品质;通过加装抗蛇行减振器,地铁车辆横向低频晃车问题得到有效控制。研究结果为解决服役地铁车辆进一步提速而面临晃车的瓶颈问题提供理论支撑。

关键词 地铁车辆;横向平稳性;晃车;等效锥度;模态分析;抗蛇行减振器

中图分类号 TH133.1;U270.1

引言

随着城市轨道交通的发展,地铁具有更高的运营速度与更好的乘坐舒适性,成为上班族出行的首选^[1]。车辆在运行过程中通过某些特定路段时,横向低频晃车现象时有发生,横向平稳性指标严重超标,影响乘坐舒适性,甚至威胁行车安全^[2]。若提高营运速度,可能会加剧地铁车辆晃动并引发剧烈晃车问题。因此,服役条件下地铁车辆提速可能引发的晃车问题逐步成为研究重点。

目前,针对轨道车辆横向低频晃动机理及其抑制方法已有大量研究,普遍认为车体的蛇行模态与悬挂模态耦合易造成车辆横向低频晃动现象。陈迪来等^[3]认为车体横向晃动可能是由转向架蛇行、上心滚摆和车体摇头3种模态相互耦合的结果。夏张辉等^[4]认为轮对模态与车体模态间的振型切换是车体发生低频横向晃动的本质原因。Shi等^[5]认为转向架蛇行频率与车体上心滚摆频率发生转换,从而导致车体低频晃动。雷成等^[6]认为较小等效锥度下

转向架蛇行运动模态与车体固有的摇头、侧滚模态之间显著的耦合共振,是产生低频晃动的主要原因。Wu等^[7]发现等效锥度过低或悬挂参数不匹配也会引起低频晃车现象。俞皓等^[8]从钢轨廓形方面进行分析,认为轮轨等效锥度过小是造成动车组晃车的重要原因。姚远等^[9]认为车组列尾较大的横向涡激力以及涡激频率与车体蛇行频率共振是引起晃车的主因。

在明确机理后,针对低频晃车问题,Zhao等^[10]提出一种高速列车二系横向阻尼器协调控制新策略,提高了列车平稳性,且有效抑制了车体横向晃动现象。Xia等^[11]提出一种智能在线检测与控制系统,采用主动动力吸振器控制策略有效抑制了低频晃车现象。邓辰鑫等^[12]提出一种针对高速列车低频晃车的在线检测与控制方法,对晃车现象有很好的抑制效果。上述研究以车辆横向平稳性超标来判断是否发生晃车,多聚焦于车体刚体模态频率及其对应阻尼比变化特性,较少涉及服役条件变化对提速地铁车辆横向低频晃车问题影响的研究。

* 国家自然科学基金资助项目(52202477);西南交通大学牵引动力国家重点实验室开放课题资助项目(TPL2103);上海市轨道交通结构耐久与系统安全重点实验室开放基金资助项目(R202204);上海市自然科学基金资助项目(15ZR1419200)

收稿日期:2023-05-16;修回日期:2023-07-14

为此,本研究建立考虑轨道不平顺的地铁车辆横向模型,调研上海某地铁车轮磨损情况,获取服役条件变化产生的轮径差对等效锥度的影响规律,对车辆横向晃动和晃车特征的异同进行分析,探究等效锥度变化对地铁车辆横向振动的影响,研究地铁车辆安装抗蛇行减振器对横向低频晃车的控制效果。

1 现场调研

地铁车辆在长期运行中车轮出现不均匀磨损，磨耗会随着运营里程的增加呈上升趋势，导致同轴左右车轮出现轮径差。为获得车轮磨损的实际数据，对上海某地铁线路车辆进行了长期的跟踪^[13]。图1为车轮轮径差随运营里程的变化，为同一车辆、不同轴车轮的轮径差随运营里程的变化趋势。随着运营里程的增加，车轮轮径差逐渐增大，短短 25×10^4 km 的里程即出现约 2 mm 的轮径差，必须提前进行车轮镟修。

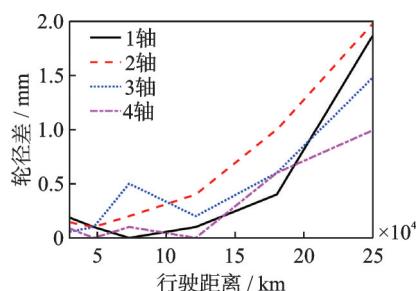


图 1 车轮轮径差随运营里程的变化

Fig.1 Variation of wheel diameter difference with operating mileage

车轮轮径差的增大使轮轨间的匹配关系发生恶化,从而影响等效锥度。图2为不同轮径差下等效锥度随横移量变化。等效锥度 λ 随轮对横移量增加呈非线性变化。当存在1~2 mm的轮径差时,车轮横移量明显影响等效锥度,尤其是当蛇行运动幅值较大或横移量达到5.5 mm以上时,轮轨间的接触状

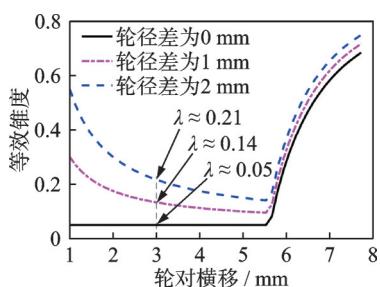


图2 不同轮径差下等效锥度随横移量变化

Fig.2 Equivalent conicity varies with lateral displacement under different wheel diameter differences

态由踏面单点接触、踏面轮缘两点接触,变为轮缘单点接触^[14],此时,列车遇到一定冲击就有脱轨的风险,运行时应尽量避免这种接触状态。通常定义横移量为3 mm处的等效锥度为名义等效锥度,名义等效锥度在轮径差为1、2 mm时会产生约3~4倍的增长,这会显著影响轮轨接触状态。

2 服役条件下晃车分析模型与验证

2.1 考虑方向不平顺的地铁车辆横向振动模型

为模拟服役条件下地铁车辆横向低频晃动现象,需考虑轮对受到轨道不平顺激励的影响。将轨道不平顺中的方向不平顺作为模型的横向激励。图3为轮对受力示意图。

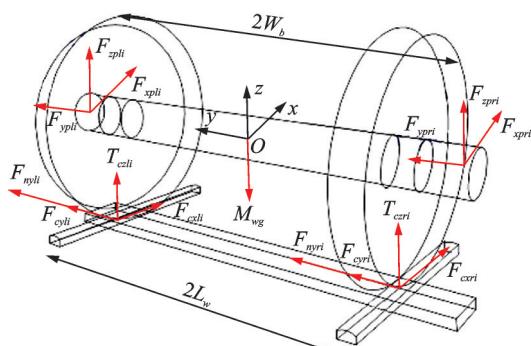


图3 轮对受力示意图

Fig.3 Diagram of forces on wheelset

由图3可得,加载了轨道方向不平顺的轮对横移 $y_{...}$ 和摇头 $\phi_{...}$ 的振动微分方程分别为

$$M_w \ddot{y}_{wi} = F_{cyl i} + F_{cyri} + F_{nyli} + F_{nyri} + F_{ypli} + F_{ypri} - M_w g \phi_{wi} - F_{Ri} + K_{gy} y_{irri} \quad (1)$$

$$I_{wz} \ddot{\psi}_{wi} = \psi_{wi} L_w (F_{cyri} + F_{nyri} - F_{cysi} - F_{nyli}) + T_{czli} + (F_{cxri} - F_{cxli}) L_w + (F_{xpri} - F_{xpli}) W_p + T_{czri} \quad (2)$$

其中： F_{cx} 、 F_{cy} 、 T_{cz} 分别为纵向蠕滑力、横向蠕滑力和自旋蠕滑力矩； F_n 为轮轨法向力； F_{yp} 为一系悬挂力； F_{Ri} 为轮缘力； $i=1, 2, 3, 4$ ； y_{irri} 为轨道方向不平顺时间样本； K_{ow} 为等效重力刚度；其余变量见文献[15-17]。

轮对横移过大,甚至超过轮缘与钢轨间隙时,模型假设轮对受到轮缘给予的轮缘力,即

$$F_{Ri} = \begin{cases} K_{fw}(y_w - \Delta) & (\Delta < y_w - y_r) \\ 0 & (|y_w - y_r| < \Delta) \\ K_{fw}(y_w + \Delta) & (y_w - y_r < -\Delta) \end{cases} \quad (3)$$

其中： $K_{fw} = 1.617 \times 10^7$ N/m，为轮缘和钢轨的接触刚度； y_r 为钢轨的横向位移，模型中假定钢轨不动，

则 $y_r = 0$; $\Delta = 9.23 \text{ mm}$, 为轮缘与钢轨间隙。

轮对在轮缘力的作用下迅速对中, 可保证行车安全。考虑轨道方向不平顺后, 纵向、横向和自旋蠕滑率也会发生改变, 即

$$\begin{cases} \xi_{x(l,r)} = \mp \frac{\lambda(y_w - y_{irri})}{R_0} \mp \frac{L_w \dot{\psi}_w}{v} \\ \xi_{y(l,r)} = \frac{\dot{y}_w}{v \cos \delta} - \frac{\dot{\psi}_w}{\cos \delta} \\ \xi_{sp(l,r)} = \mp \frac{\sin \delta}{R_0} + \frac{\dot{\psi}_w \cos \delta}{v} \end{cases} \quad (4)$$

其中: $\xi_{x(l,r)}$ 、 $\xi_{y(l,r)}$ 、 $\xi_{sp(l,r)}$ 分别为左、右轮轨的纵向、横向、自旋蠕滑率; 矛盾中的+和-分别为左轮和右轮运算时所取的符号; v 为车辆行驶速度; δ 为轮轨接触角。

根据 Kalker 线性蠕滑理论, 蠕滑率与对应的蠕滑系数相乘, 可进一步获取轮对所受的蠕滑力与蠕滑力矩。车体、构架考虑横移、摇头和侧滚 3 个自由度, 轮对考虑横移、摇头 2 个自由度, 形成 17 自由度的车辆横向振动模型^[16-17]。受篇幅限制, 构架、车体微分方程、悬挂力表达式及车辆相关参数可参考文献[16-17]。对横向振动微分方程进行线性化处理, 可得车辆系统的线性振动微分方程为

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \quad (5)$$

其中: M 、 C 、 K 分别为地铁车辆系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵, 均为 17 阶方阵; X 为地铁车辆系统的广义坐标列向量, 为 17×1 阶矩阵; F 为含方向不平顺激励的广义载荷阵。

对式(5)进行降阶, 即令 $Y_1 = X$, $Y_2 = \dot{X}$, 得

$$\dot{Y} = \begin{bmatrix} \dot{Y}_1 \\ \dot{Y}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & E \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{bmatrix} = A \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{bmatrix} \quad (6)$$

其中: A 为地铁车辆系统的雅可比矩阵, 是与车速 v 相关的 34 阶方阵; E 为单位矩阵。

系统的特征值和特征向量的求解公式为

$$(A - \eta)B = 0 \quad (7)$$

其中: η 为特征值; B 为与 η 相对应的特征向量。

对式(6)求解得 17 对共轭复数, 其表示形式为

$$\eta_i = a_i \pm jb_i \quad (i = 1, 2, \dots, 17) \quad (8)$$

其中: a_i 、 b_i 分别为特征根的实部、虚部。

每对特征根(振动模态)对应的振动频率为

$$f_i = \frac{b_i}{2\pi} \quad (9)$$

每对特征根(振动模态)对应的阻尼比为

$$\zeta_i = \frac{-a_i}{\sqrt{a_i^2 + b_i^2}} \quad (10)$$

因此, 车辆系统的固有振动和蛇行运动的频率及模态阻尼比, 可由式(9)、(10)计算得到。

2.2 模型验证

由式(10)求得车辆系统的各阶模态阻尼比, 当车辆系统最小阻尼比为 0 时, 为系统失稳的临界点。图 4 为根轨迹法求得的临界速度, 即等效锥度为 0.05 工况下车辆系统蛇行运动最小阻尼比随速度变化的数据。当最小阻尼比为 0 时, 速度为 133 km/h, 该速度即为蛇行运动临界速度。

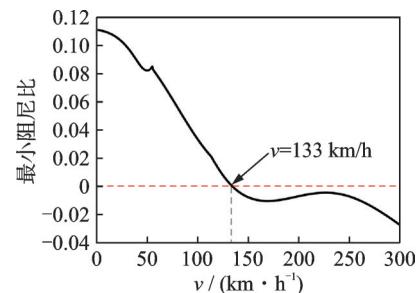


图 4 根轨迹法求得的临界速度

Fig.4 Critical velocity obtained by root loci

为验证模型的正确性, 建立了如图 5 所示的基于 UM 仿真分析软件的地铁车辆动力学模型。



图 5 基于 UM 仿真分析软件的地铁车辆动力学模型

Fig.5 Dynamic model of metro vehicle based on UM simulation analysis software

在等效锥度为 0.05 的工况下, 降速法求解的临界速度见图 6。当速度为 134 km/h 时, 轮对横移幅值在 30 s 时逐渐发散, 稳定在 7 mm 左右; 当速度为 133 km/h 时, 横移幅值在 30 s 时逐渐收敛为 0。由

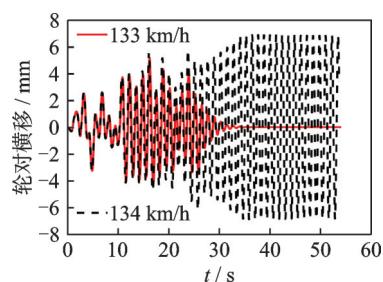


图 6 降速法求解的临界速度

Fig.6 Critical velocity obtained by decreasing velocity method

此可知,基于UM的动力学模型求得的临界速度为134 km/h。

综上,采用根轨迹法与降速法求得的临界速度误差仅为0.8%,UM建立的空间模型和本研究建立理论模型所得的临界速度误差较小,说明本研究建立的理论模型具有一定的正确性和可靠性,可以用于后续的仿真研究。

3 车辆横向晃动和晃车特征

目前,将横向低频异常振动称为晃车。以往对晃动和晃车的概念并没有明确区分,何种程度的晃动将演化为晃车其实并不清晰。下面,将对车辆横向晃动和晃车特征的异同做细致分析。

3.1 速度特征

为探究地铁提速后可能引发的晃车问题,假定140 km/h为最高仿真速度。进一步以美国六级谱轨道方向不平顺作为系统输入,对本研究建立的模型进行求解。设置车辆等效锥度为0.05,车辆横向平稳性指标如图7所示。车辆横向平稳性与速度呈非线性关系,在60 km/h附近时,横向平稳性出现局部峰值,此时平稳性出现恶化,但指标小于2.50,仍处于优级,定义该工况为横向晃动;当速度提高到110 km/h时,横向平稳性指标超过2.50,等级为良好,则可认为横向晃动演变为横向晃车;速度为120 km/h时,平稳性指标超过2.75,等级仅为合格,说明出现较严重的横向晃车问题。因此,横向晃动现象易发生在低速区间,而晃车问题往往出现在更高的运行速度下。

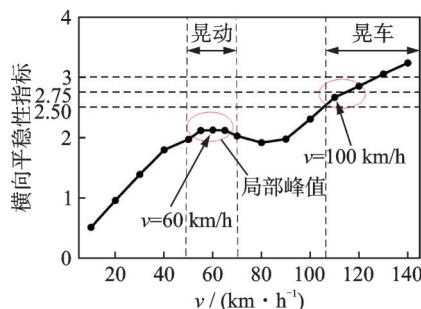


图7 车辆横向平稳性指标

Fig.7 Vehicle lateral ride comfort index

3.2 振动特征

进一步在低锥度(0.05)下,分别对车辆的横向晃动和横向晃车进行时域和频域分析。

在时域上,车辆发生横向晃动和晃车的横移、横向加速度存在一定差异。图8为晃动与晃车时刻车体横向振动时域对比。由图8(a)可知,车辆发生横向晃动时,车体横移量幅值偏大,其幅值大小多次超过6 mm,最大可达11 mm;车辆发生横向晃车时,车体的横移量幅值相对较小,为-6~6 mm。取图8(a)中的数据求车体横移量均方根值,车辆发生横向晃动时,横移量均方根值为4.6 mm;车辆发生横向晃车时,车体横移量均方根值为2.6 mm。因此,车辆发生晃动与发生晃车时相比,车体横向振动特征表现为振动幅值偏大。

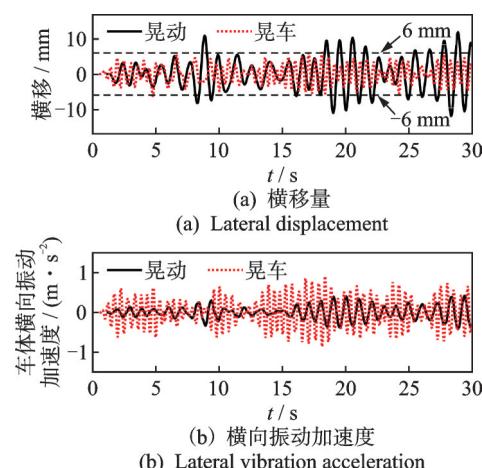


图8 晃动与晃车时刻车体横向振动时域对比

Fig.8 Comparison of time domain in lateral vibration of vehicle body when shaking and rocking

由图8(b)可知,横向晃车振动加速度明显比横向晃动振动加速度大,求得发生横向晃动和晃车时车体横向振动加速度均方根值分别为 $0.16, 0.36 \text{ m/s}^2$,晃车时车体振动加速度均方根值是晃动时的2倍之多,说明车辆发生晃车时,振动能量较大,振动加速度幅值偏大,表现为横向平稳性指标超标。

为求解车辆晃动与晃车时刻在频域上的振动特征,对横向振动加速度数据进行傅里叶变换,图9为晃动与晃车时刻车体横向振动频域对比。车辆发生横向晃动和晃车时,横向振动加速度分别在0.96、1.96 Hz处存在明显的振动峰值;晃车的横向振动频率峰值大于横向晃动,说明车辆晃动与晃车问题均为横向低频振动,振动频率均在3 Hz以下,晃车的振动特征表现更为剧烈。

综上,横向晃动现象与晃车问题均属于3 Hz以下的低频振动,不同之处在于速度区间在50~70 km/h发生横向晃动时,车辆平稳性局部恶化,横移幅值明显偏大,但平稳性仍处于优级;晃车问题易

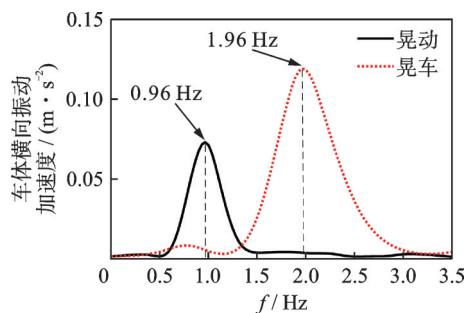


图9 晃动与晃车时刻车体横向振动频域对比

Fig.9 Comparison of frequency domain in transverse vibration of vehicle body when shaking and rocking

发生在低等效锥度与100 km/h以上车速时,横向幅值并不突出,但振动加速度幅值偏大,表现为横向平稳性指标超标。因此,车辆横向晃车是一种更加剧烈的横向晃动现象,即“晃动”的频率较低,“晃车”的频率较高。

4 服役条件下车辆低频晃动分析

地铁车辆同轴车轮轮径差的不断增加,导致车轮等效锥度发生改变。图10为不同等效锥度下车辆横向平稳性随速度变化。与小锥度0.05相比,在0.15、0.25的较大锥度下,车辆横向平稳性指标不存在明显的局部峰值,在80、50 km/h时指标超过2.5,开始出现晃车时的速度更低。这说明在高锥度下,车辆低频晃动现象不明显,且容易在更低的速度下不经历横向晃动而直接演变为晃车问题。

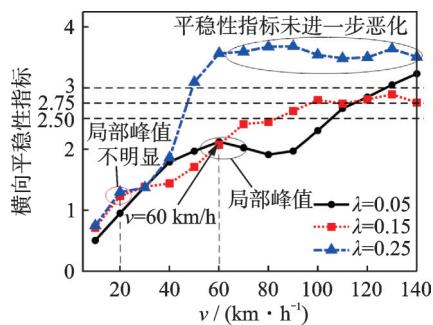


图10 不同等效锥度下车辆横向平稳性随速度变化

Fig.10 Lateral stability of vehicle with different equivalent conicities varying with speed

进一步对等效锥度为0.05、0.15和0.25下车辆的主要模态进行分析,分别获得如图11、12所示的 $\lambda=0.05$ 时、 $\lambda=0.15$ 、 0.25 时主要模态随速度变化。图11中,轮对蛇行1和轮对蛇行2是指系统的2种蛇行运动模态,表现为模态频率相同、相位相反。车体摇头和轮对蛇行1模态振型发生交换;轮对蛇行2

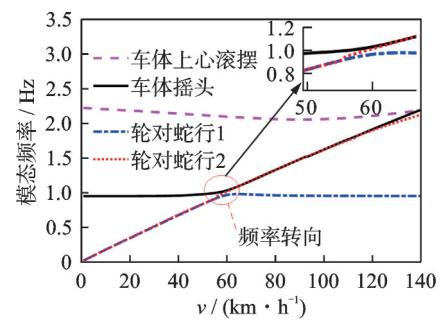
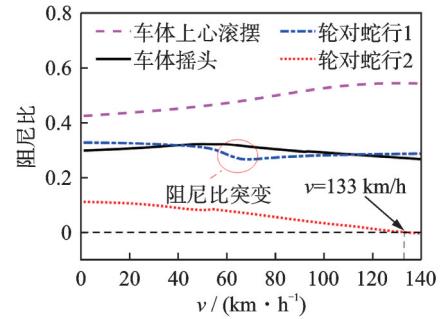
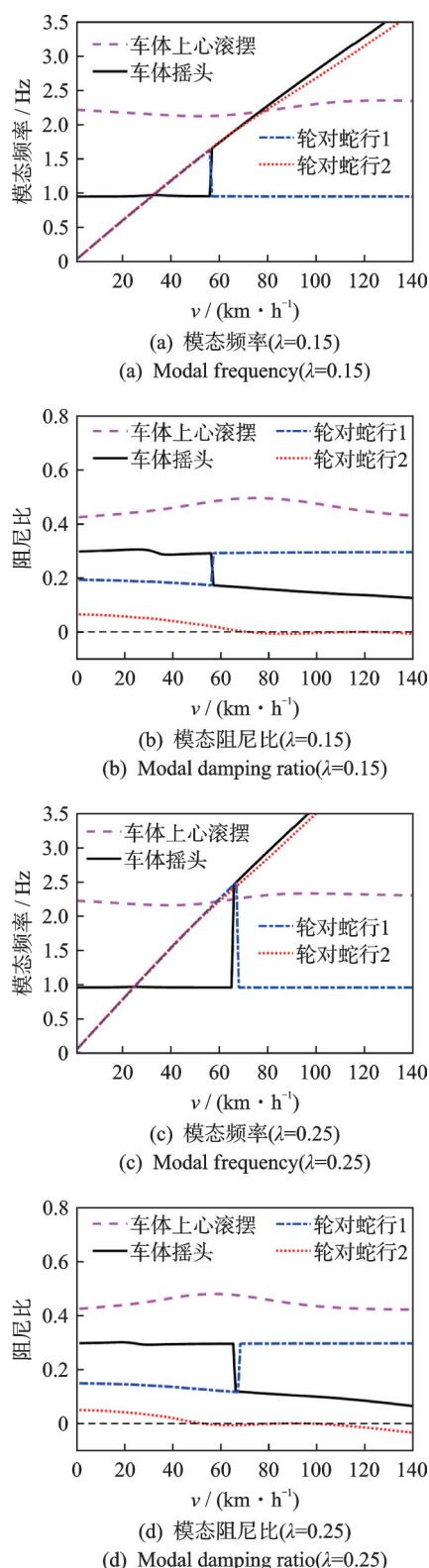
(a) 模态频率
(a) Modal frequency(b) 不同速度下模态阻尼比
(b) Modal damping ratio at different speeds图11 $\lambda=0.05$ 时主要模态随速度变化

Fig.11 Main modes vary with velocity when $\lambda=0.05$

模态阻尼比随速度增大而减小,受速度影响较大,且为系统模态中阻尼比最小值,系统最小阻尼比越小则越不稳定,因此该模态与系统非线性临界速度相关。

车体的悬挂模态一般不随速度和等效锥度发生变化,但在一定条件下会和蛇行运动模态发生耦合共振。当模态发生耦合共振时,会使模态频率发生转向现象,从而使得模态振型发生转换。由图11(a)可知,当等效锥度为0.05时,上心滚摆模态频率随速度变化很小,轮对蛇行2模态频率随速度大致呈线性增长。此外,从图11中发现,车体摇头和轮对蛇行1模态出现“频率转向”现象^[4],即当速度达到60 km/h左右时,车体摇头和轮对蛇行1模态变化趋势发生改变,轮对蛇行1模态频率不再随速度增大而增大,而车体摇头模态频率却与速度呈正相关,说明两者模态变化趋势发生交换,此时的速度与轮对蛇行2模态穿过车体摇头模态频率时的速度基本一致,均为60 km/h左右。

图11(b)中,上心滚摆模态阻尼比随速度变化较小;轮对蛇行2模态阻尼比随速度增大而减小,该模态与系统非线性临界速度相关,阻尼比为0时对应的速度为该系统的非线性临界速度,即133 km/h;此外,出现频率转向对应速度下,车体摇头和轮对蛇行1出现“阻尼比突变”现象,即模态阻尼比发生相

图 12 $\lambda=0.15, 0.25$ 时主要模态随速度变化Fig.12 Main modes vary with velocity when $\lambda=0.15, 0.25$

应变化,车体摇头模态阻尼比缓慢上升,同时轮对蛇行1模态阻尼比突然下降。

对比图11(a)、(b)可知,速度方面,发生频率转向、阻尼比发生突变及发生低频晃动时的速度均为

60 km/h左右。频率方面,发生频率转向时与发生低频晃动频率均在1 Hz左右。由此,可初步推断出横向低频晃动原因为:车体摇头频率与轮对蛇行1模态频率接近,发生同频共振,使得车体摇头和轮对蛇行1模态发生交换,对应的阻尼比突变,导致发生横向低频晃动现象,横向平稳性出现局部恶化。

由图12可知,当等效锥度分别为0.15、0.25时,随着速度的增大,轮对蛇行1模态频率先穿过车体摇头模态频率,随后二者模态频率变化趋势发生交换。此时,车体摇头和轮对蛇行1模态阻尼比仍然出现突变。在这2种等效锥度工况下,蛇行运动非线性临界速度均较小,且轮对蛇行2模态阻尼比较低;结合图10,当车速接近但尚未达到非线性临界速度时,车辆横向平稳性指标已超过2.5,此时将出现晃车问题。这说明当车速接近临界速度时,车辆轮对蛇行运动阻尼比过低,横向振动能量不能及时衰减,导致发生晃车问题,从而恶化车辆运行品质。

因此,低等效锥度时,车辆先发生横向晃动现象,随着速度继续增大而逐渐演化成晃车问题;高等效锥度时,车辆在较低速度不经历横向晃动现象而直接出现晃车问题。为避免出现异常振动,应通过安装抗蛇行减振器以抑制晃车。

5 服役条件下车辆防晃控制

5.1 抗蛇行减振器参数的选择

由前文可知,随着等效锥度的增大,横向低频晃动现象逐渐消失,但晃车问题愈发凸显。因此,选择抗蛇行减振器参数时以0.25的等效锥度为研究工况。抗蛇行减振器阻尼的选取与二系横向阻尼有关,较大的二系横向阻尼应匹配较大的抗蛇行减振器阻尼,取抗蛇行减振器阻尼 $C_{yaw}=1.5 \text{ (mN}\cdot\text{s)}/\text{m}$ 。在确定抗蛇行减振器阻尼的情况下,获取的抗蛇行减振器参数对车辆横向平稳性的影响见图13。

由图13(a),当抗蛇行减振器刚度不变、车速低于70 km/h时,车体横向平稳性指标随车速呈线性增长;随着车速增加,指标变化较小。图13(b)中,在抗蛇行减振器刚度较小时,车体横向平稳性指标下降比较明显,随着刚度继续增大,平稳性指标下降速度减缓,趋于饱和。因此,以横向平稳性趋于饱和且指标小于2.5为选取原则,可选取抗蛇行减振器的刚度为 $K_{yaw}=30 \text{ mN}/\text{m}$ 。

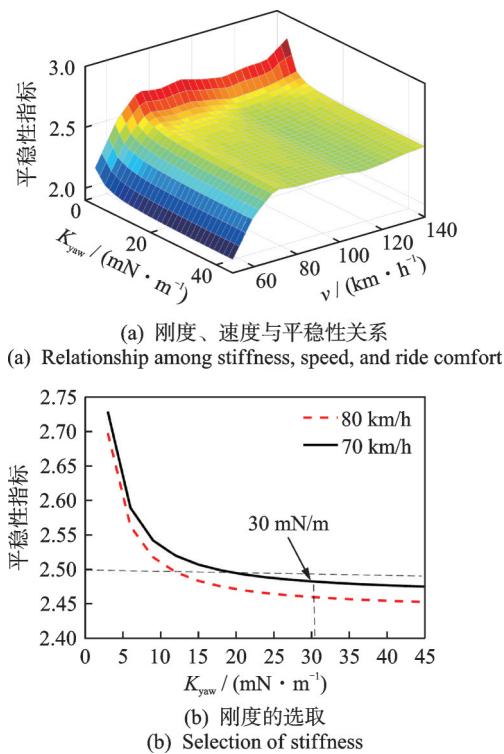


图13 抗蛇行减振器参数对横向平稳性的影响

Fig.13 Influence of anti-hunting damper parameters on lateral ride comfort

5.2 效果对比与讨论

根据上述所选抗蛇行减振器参数,研究服役条件下安装抗蛇行减振器后,不同等效锥度车辆横向平稳性随速度变化见图14。安装抗蛇行减振器后,各等效锥度工况下,车体横向平稳性指标均小于2.5,即使在100~140 km/h高速行驶时,也能满足舒适性要求。这说明安装合适的抗蛇行减振器,可解决地铁车辆提速及轮轨关系恶化带来的晃车问题,提高车体整体横向平稳性。因此,建议地铁车辆安装抗蛇行减振器,作为解决提速地铁车辆横向低频晃车问题的措施。

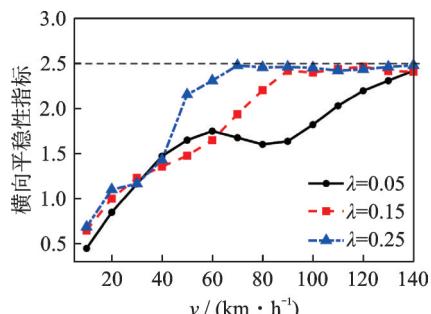


图14 不同等效锥度车辆横向平稳性随速度变化

Fig.14 Lateral stability of vehicle with different equivalent conicities varying with speed

6 结论

1) 地铁车辆横向晃动与晃车的相同点在于二者均为3 Hz以下的低频振动,不同之处在于横向晃动速度区间为50~70 km/h,车辆平稳性局部恶化,横移幅值明显偏大,但其平稳性依然为优级;晃车问题易发生在低等效锥度的100 km/h以上车速时,横移幅值并不突出,但振动加速度幅值偏大,表现为横向平稳性指标超标。因此,车辆的横向晃车是一种更加剧烈的横向晃动现象。

2) 低等效锥度下,轮对蛇行模态振型与车体摇头模态振型发生交换、阻尼比发生突变,导致产生横向低频晃动,随着速度增大而逐渐演化成晃车问题;随着等效锥度的增大,蛇行运动阻尼比过低使横向振动能量不能及时衰减,车辆在较低速度时不经历横向晃动现象而直接出现晃车问题。

3) 现役地铁安装抗蛇行减振器,可有效控制车辆横向低频晃动现象,解决地铁提速及轮轨关系恶化带来的车体横向低频晃车问题。因此,建议安装合理参数的抗蛇行减振器,以解决服役地铁车辆进一步提速面临晃车的瓶颈问题。

参考文献

- [1] ZHAI W M. Vehicle-track coupled dynamics: Theory and application[M]. Singapore: Springer, 2020:1-14.
- [2] CHANG C, DING X, LING L, et al. Mechanism of high-speed train carbody shaking due to degradation of wheel-rail contact geometry[J]. International Journal of Rail Transportation, 2023, 11(3): 289-316.
- [3] 陈迪来, 沈钢, 宗聪聪. 基于耦合度的铁道车辆平稳性分析[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2018, 46(1): 118-124.
CHEN Dilai, SHEN Gang, ZONG Congcong. Analysis of ride quality of railway vehicle based on coupling degree [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2018, 46(1): 118-124.(in Chinese)
- [4] 夏张辉, 周劲松, 宫岛, 等. 基于模态连续追踪的铁道车辆车体低频横向晃动现象研究[J]. 铁道学报, 2018, 40(12): 46-54.
XIA Zhanghui, ZHOU Jinsong, GONG Dao, et al. Research on low-frequency lateral sway of railway vehicle body based on modal continuous tracking[J]. Journal of the China Railway Society, 2018, 40(12): 46-54.(in Chinese)
- [5] SHI Y X, DAI H Y, WANG Q S, et al. Research on low-frequency swaying mechanism of metro vehicles

- based on wheel-rail relationship [J]. Shock and Vibration, 2020, 2020(1): 8878020.
- [6] 雷成,王少聪,郭柏龄,等.2B0机车车体低频横向晃动现象研究[J].铁道学报,2019,41(11): 42-49.
LEI Cheng, WANG Shaocong, GUO Bailing, et al. Study on low-frequency lateral swaying of 2B0 locomotive [J]. Journal of the China Railway Society, 2019, 41(11): 42-49.(in Chinese)
- [7] WU Y, ZENG J, QU S, et al. Low-frequency carbody sway modelling based on low wheel-rail contact conicity analysis [J]. Shock and Vibration, 2020, 2020 (1) : 6671049.
- [8] 俞喆,杨光,王有能,等.钢轨廓形对动车组车体低频横向晃动影响研究[J].铁道工程学报,2020,37(7): 23-28.
YU Zhe, YANG Guang, WANG Youneng, et al. Research on the influence of rail profile on low frequency lateral sway of EMUs[J]. Journal of Railway Engineering Society, 2020, 37(7): 23-28.(in Chinese)
- [9] 姚远,许振飞,宋亚东,等.基于涡激振动的动车组隧道内列尾横向晃动机理[J].交通运输工程学报,2021,21(5): 114-124.
YAO Yuan, XU Zhenfei, SONG Yadong, et al. Mechanism of train tail lateral sway of EMUs in tunnel based on vortex-induced vibration [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(5): 114-124.(in Chinese)
- [10] ZHAO Y W, LIU Y Q, YANG S P, et al. A new coordination control strategy on secondary lateral damper for high-speed trains [J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2022, 10(1): 395-408.
- [11] XIA Z H, ZHOU J S, LIANG J Y, et al. Online detection and control of car body low-frequency swaying in railway vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2021, 59(1): 70-100.
- [12] 邓辰鑫,周劲松,夏张辉,等.高速列车低频晃车在线检测及控制[J].同济大学学报(自然科学版),2020,48(3): 441-446.
DENG Chenxin, ZHOU Jinsong, XIA Zhanghui, et al. Online detection and control of high-speed train's low-frequency swaying [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2020, 48(3): 441-446.(in Chinese)
- [13] 尹波润,文永蓬,尚慧琳.基于元胞自动机方法的地铁车轮磨损动态建模与仿真[J].机械工程学报,2019, 55(2): 135-146.
YIN Borun, WEN Yongpeng, SHANG Huilin. Dynamic modeling and simulation of metro wheel wear based on cellular automata method [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55 (2) : 135-146.(in Chinese)
- [14] 董昊亮,文永蓬,王向阳,等.多种接触状态下地铁车辆蛇行运动的稳定性演化[J].振动与冲击,2022, 41(18): 94-103.
DONG Haoliang, WEN Yongpeng, WANG Xiangyang, et al. Evolution of metro vehicle Serpentine motion stability under multiple contact conditions [J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(18) : 94-103.(in Chinese)
- [15] 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: 250-252.
- [16] 吴俊汉,文永蓬,宗志祥,等.服役条件下提速地铁车辆的横向运动稳定性研究[J].振动与冲击,2023, 42(3): 304-312.
WU Junhan, WEN Yongpeng, ZONG Zhixiang, et al. Study on lateral motion stability of speed-up metro vehicles under service conditions [J]. Journal of Vibration and Shock, 2023, 42(3): 304-312. (in Chinese)
- [17] 周慧,文永蓬,钟硕乔,等.提速地铁在车轮磨耗条件下的曲线运行稳定性研究[J].振动与冲击,2025, 44(17): 262-271.
ZHOU Hui, WEN Yongpeng, ZHONG Shuoqiao, et al. Research on the curve running stability of speed-up metro under wheel wear conditions[J]. Journal of Vibration and Shock, 2025, 44(17): 262-271. (in Chinese)



第一作者简介:程瑞平,男,1998年7月生,硕士生。主要研究方向为城市轨道交通车辆异常振动。

E-mail: 2748266493@qq.com

通信作者简介:文永蓬,男,1979年10月生,博士,副教授。主要研究方向为城市轨道交通车辆系统动力学、轮轨系统智能运维等。

E-mail: yp_wen@163.com