



现代有轨电车车辆差速器耦合轮对动力学性能研究

黄锦¹, 池茂儒¹, 蔡吴斌²

(1. 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;

2. 西南交通大学 机械工程学院, 四川 成都 610031)

摘要: 为了解决传统刚性轮对蛇行失稳、独立轮对自动复位能力及其曲线导向性能不足的矛盾, 将机械差速器安装在独立轮对转向架上, 实现左右车轮耦合或差速, 在一定程度上兼具传统刚性轮对和独立轮对的优点, 改善车辆动力学性能。文章分析了差速器耦合轮对的结构和摩擦盘式限滑差速器的传动原理; 基于摩擦盘式差速器力学模型, 建立了采用差速器耦合轮对的现代有轨电车车辆动力学模型, 并与采用独立轮对和传统刚性轮对的车辆进行了直线运行稳定性和曲线通过性能的对比分析, 探讨了关键参数“摩擦饱和力矩”对动力学性能的影响。研究表明, 差速器耦合轮对的直线稳定性和曲线通过安全性介于传统刚性轮对与独立轮对之间, 可以通过调节差速器耦合轮对的摩擦饱和力矩阈值兼顾直线稳定性和曲线通过安全性。

关键词: 有轨电车; 差速器耦合轮对; 机械差速器; 导向性能; 动力学性能

中图分类号: U270.1⁺1; U482.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-128X(2025)01-0097-10

0 引言

传统轮对由左右两个相同的车轮和中间的车轴组成, 轮轴之间采用过盈配合装配, 两者固结无法相对转动。将传统轮对左右车轮解耦, 使两侧车轮可以相对转动, 这种类型的车轮被称为独立轮对^[1-2]。传统轮对虽然存在蛇形运动, 但其具有良好的导向能力, 而独立轮对由于左右车轮解耦, 不存在纵向蠕滑力和回转力矩。因此, 独立轮对不存在蛇形失稳的问题, 但失去了导向和自动复位功能, 使独立轮对在直线和大半径曲线上产生轮缘接触, 轮缘磨损严重^[3-5]。

为了克服刚性轮对和独立轮对的缺陷, 相关学者提出了耦合轮对结构^[6], 而差速器耦合轮对就是通过机械差速器将电机输入的转矩分配给左右车轮, 左右车轮之间既可以相对转动, 又可以相互耦合。

文献[7]分析了传统轮对、独立轮对和耦合轮对的

导向机理, 对车轮耦合方式及其发展趋势进行了探讨; 文献[8-9]研究了磁流变阻尼耦合轮对的动力学性能, 分析了阻尼耦合轮对的蛇行运动稳定性和曲线通过性能; 文献[10]通过仿真分析了纵向耦合轮对和弹性阻尼耦合轮对车辆的曲线通过规律; 文献[11]进一步对弹性阻尼耦合轮对车辆动力学性能进行了研究, 得出了轮对最佳耦合方式和较优耦合度的取值; 文献[12]根据摩擦盘式限滑差速器的结构原理建立了摩擦耦合轮对的力学模型, 对比分析了摩擦耦合轮对与刚性轮对、独立轮对的曲线通过性能; 文献[13]建立了采用差速器耦合轮对车辆和采用刚性轮对车辆模型, 通过对比试验测试得到的三向加速度数据与仿真结果, 验证了模型的正确性, 并重点研究通过小半径曲线时的安全性; 文献[14-15]对比研究了采用机械差速器耦合轮对的轨道车辆和采用刚性轮对、独立轮对的车辆在曲线和直线上的导向性能、曲线通过安全性和轮轨磨损性能; 文献[16]基于摩擦耦合轮对的运动特性, 推导了摩擦力

基金项目: 四川省自然科学基金——青年基金项目 (2024NSFSC0941); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目 (2682024CX074)

通信作者: 池茂儒, 男, 博士, 研究员, 博士生导师, 主要从事轨道交通系统动力学方面的研究; E-mail: cmr2000@163.com

引用格式: 黄锦, 池茂儒, 蔡吴斌. 现代有轨电车车辆差速器耦合轮对动力学性能研究[J]. 机电传动, 2025(1): 97-106. DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2025.01.012.

Citation: HUANG Jin, CHI Maoru, CAI Wubin. Research on dynamic performance of differential-coupled wheelsets in modern trams[J]. Electric drive for locomotives, 2025(1): 97-106. DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2025.01.012.

矩与横向位移之间的解析关系。文献[17]通过力学模型推导出无预紧摩擦盘限滑差速器的锁止差系数理论公式,并进行了试验验证,结果与理论设计一致,验证了理论推导的正确性。为改善独立轮对的大半径曲线通过性能, WU Xingwen^[18]和 LENG Han^[19]等学者设计了由两个独立车轮通过离合器式限滑差速器耦合而成的差速器耦合轮对(DCW),并分析了摩擦饱和力矩对车辆动力学性能的影响。

本文将对差速器耦合轮对和转向架的转向原理进行研究,推导摩擦力矩公式,建立差速器耦合轮对车辆动力学模型,以及采用传统刚性轮对、独立轮对车辆模型,对比分析这三者的直线稳定性和曲线通过性,分析摩擦饱和力矩对动力学性能的影响。

1 采用差速器耦合轮对车辆动力学建模

1.1 差速器耦合轮对结构分析

为研究采用机械差速器耦合轮对车辆动力学性能,考虑左右车轮转矩分配,首先对机械差速器结构进行分析。本文以摩擦盘式限滑差速器耦合轮对为研究对象,其结构如图1所示。机械差速器耦合轮对由轴桥、左右车轮、牵引电机、联轴节、主动齿轮传动装置、从动齿轮传动装置、扭力杆等部件组成,纵向安装在转向架外侧,每台牵引电机同时驱动同一轴位的左右两个车轮。每个转向架安装有2套驱动单元,整体呈斜对称布置。牵引电机和主动齿轮箱通过橡胶关节连接在一起,然后整体通过3个悬挂点抱轴式半悬挂安装在转向架上。

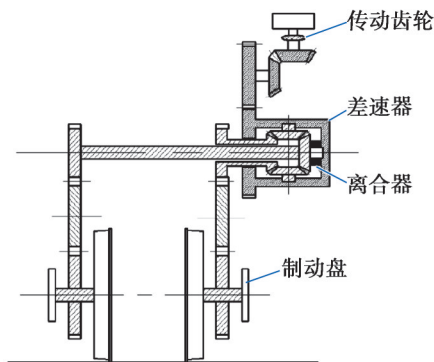


图1 机械差速器耦合轮对^[12]

Fig. 1 Mechanical differential-coupled wheelset^[12]

当车辆在直线或者大半径曲线上行驶时,差速器耦合轮对左右轮通常以相同的转速旋转,摩擦盘式限滑差速器的摩擦盘之间没有或只有很小的相对转动,但因未突破最大解耦黏着转矩,存在一定大小的静摩擦力矩,因此差速器耦合轮对恢复转向能力,并可以通过限制摩擦副的摩擦力矩值来控制轮对蛇行运动的剧烈程度。当车辆通过小半径曲线线路时,左右车轮的转矩差值大到足以克服最大解耦黏着转矩时,行星

齿轮在公转的同时开始沿着转速慢的一侧半轴齿轮自转,差速器发挥差速作用,左右车轮可以相对转动,差速器中存在滑动摩擦力矩。

机械摩擦盘式限滑差速器是利用摩擦元件产生摩擦力矩,从而增加差速器内摩擦力矩,以此实现限滑的目的^[20]。摩擦盘式限滑差速器由推力压盘、摩擦片、弹簧、行星齿轮、左右半轴及其他结构组件组成,具有与行星齿轮相配合的“V”形槽,如图2所示。在驱动力作用下,行星齿轮轴端部棱面将沿斜面移动,造成行星齿轮通过台肩压向压力环,将摩擦组件压紧,产生摩擦力矩,并将力矩传到左右半轴上^[21]。

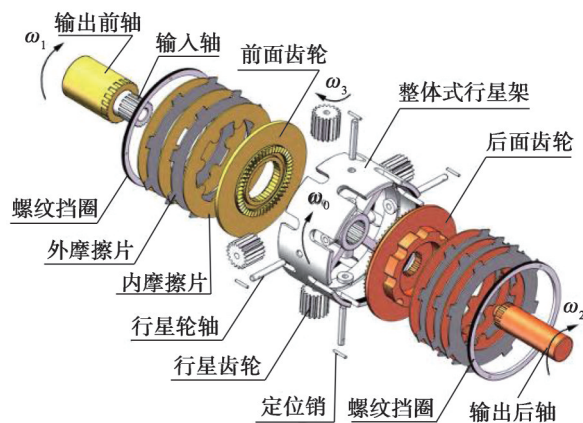


图2 摩擦盘式限滑差速器^[22]

Fig. 2 Friction disc-type limited-slip differential^[22]

1.2 摩擦盘式差速器力学模型

当车辆在线路上运行时,摩擦盘式差速器的摩擦盘主要有滑动和黏着两种状态,对此在多体动力学软件Simpack中采用210号力元stick-slip rotational cmp建立差速器干摩擦副模型,将差速器考虑为弹簧阻尼单元和摩擦单元结合的力矩单元。该力矩单元主要由弹簧阻尼元件和摩擦元件组合而成,力矩计算的输入是左右2个车轮状态量的差值,力的描述包括滑动模式和黏着模式:

①黏着状态

$$\left. \begin{aligned} M &= c \cdot \varphi + d \cdot \dot{\varphi} \\ |M| &\leq M_{\text{stick_max}} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

②滑动状态

$$\left. \begin{aligned} M &= M_{\text{slip}} \cdot \sin \varphi \\ \sin \dot{\varphi}^{(n)} &= \sin \dot{\varphi}^{(n-1)} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: M 为摩擦盘式差速器中摩擦盘力矩; c 为扭转刚度; d 为扭转阻尼; φ 为相对转角; $\dot{\varphi}$ 为相对转速; $M_{\text{stick_max}}$ 为最大黏着转矩; M_{slip} 为滑动摩擦力矩。

由式(1)和式(2)可知,在2种模式下差速器耦合轮对均表现为刚度和阻尼的耦合力矩。类似于具有恒定动摩擦力矩的库仑摩擦定律,“滑动-黏着”转变发生在相对转速突破最小滑动速度的时刻,即摩擦力矩达

到最大黏着力矩时, 具体如图3所示。

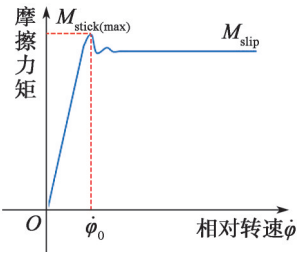


图3 摩擦副力学特性

Fig. 3 Mechanical properties of friction pair

根据上述摩擦盘式限滑差速器的结构和力学特性, 可以建立差速器耦合轮对的等效简化动力学模型, 如图4所示。

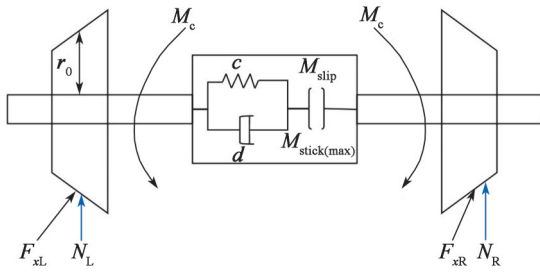


图4 差速器耦合轮对简化模型

Fig. 4 Simplified model of differential-coupled wheelset

1.3 差速器耦合轮对运动特性理论分析

差速器耦合轮对结合了传统刚性轮对与独立轮对的特点, 假设轮对横摆角和侧滚角很小, 则左、右车轮在踏面坐标系下的横向蠕滑率与纵向蠕滑率计算如下:

$$\left. \begin{aligned} \zeta_{Lx} &= \left[v \left(1 - \frac{r_L}{r_0} \right) - r_L \dot{\beta}_L - b \dot{\psi}_y \right] = -\frac{b \dot{\psi}_y}{v} - \frac{r_L \dot{\beta}_L}{v} - \frac{\lambda y_w}{r_0} \\ \zeta_{Rx} &= \left[v \left(1 - \frac{r_R}{r_0} \right) - r_R \dot{\beta}_R + b \dot{\psi}_y \right] = \frac{b \dot{\psi}_y}{v} - \frac{r_R \dot{\beta}_R}{v} + \frac{\lambda y_w}{r_0} \\ \zeta_{Ly} &= \frac{\dot{y}_w + r_L \dot{\phi} - v \psi_y}{v \cos(\delta_L + \phi)} \\ \zeta_{Ry} &= \frac{\dot{y}_w + r_R \dot{\phi} - v \psi_y}{v \cos(\delta_R - \phi)} \end{aligned} \right\} (3)$$

式中: ζ_{Lx} 、 ζ_{Rx} 分别为左、右车轮的纵向蠕滑率; ζ_{Ly} 、 ζ_{Ry} 分别为左、右车轮的横向蠕滑率; r_L 、 r_R 分别为左、右车轮的滚动圆半径; r_0 为名义滚动圆半径; b 为名义滚动圆距离之半; v 为轮对运行速度; $\dot{\beta}_L$ 、 $\dot{\beta}_R$ 分别为左、右车轮旋转角速度的扰动量; ψ_y 为摇头位移; λ 为等效锥度; y_w 为轮对横移量; δ_L 、 δ_R 分别为左、右车轮接触角; ϕ 为轮对侧滚角。

其中

$$r_L = r_0 + \lambda y_w, \quad r_R = r_0 - \lambda y_w$$

根据 Kalker 线性蠕滑理论, 蠕滑力与蠕滑率的关系如下:

$$\left. \begin{aligned} F_x &= -f_{11} \zeta_x \\ F_y &= -f_{22} \zeta_y \end{aligned} \right\} (4)$$

式中: F_x 、 F_y 分别为车轮的纵向、横向蠕滑力; f_{11} 、 f_{22} 分别为车轮的纵向、横向蠕滑系数。

差速器耦合轮对的左、右车轮通过摩擦副连接, 具有横移、摇头、左轮转动和右轮转动4个自由度, 其运动方程为:

$$\left. \begin{aligned} J_z \ddot{\psi}_y + \frac{2f_{11} b^2}{v} \dot{\psi}_y &= -\frac{2f_{11} b \lambda}{r_0} (y_w - \frac{r_0 b}{\lambda R}) + \frac{f_{11} b r_0}{v} (\dot{\phi}_L - \dot{\phi}_R) - M_z \\ m \ddot{y}_w + \frac{2f_{22} \psi_y \dot{y}_w}{v} + \frac{W \lambda y_w}{b} &= m \left(\frac{v^2}{R} - g \theta \right) - 2f_{22} \psi_y + F_y \\ J_y \ddot{\phi}_L - f_{11} \lambda (y_w - \frac{r_0 b}{\lambda R}) - \frac{f_{11} b r_0}{v} \dot{\psi}_y + \frac{f_{11} r_0^2}{v} \dot{\phi}_L &= M_{L\phi} \\ J_y \ddot{\phi}_R + f_{11} \lambda (y_w - \frac{r_0 b}{\lambda R}) + \frac{f_{11} b r_0}{v} \dot{\psi}_y + \frac{f_{11} r_0^2}{v} \dot{\phi}_R &= M_{R\phi} \end{aligned} \right\} (5)$$

式中: J_z 、 J_y 分别为绕 z 轴、 y 轴的转动惯量; R 为车辆行驶路径的曲线半径; M_z 为摇头力矩; W 为轴重; θ 为车辆行驶路径的曲线超高; g 为重力加速度, 取 $g=9.81 \text{ m/s}^2$; m 为轮对质量; $M_{L\phi}$ 、 $M_{R\phi}$ 分别为轮对左半轴、右半轴的转矩。

根据式(5), 摩擦盘输出转矩为^[16]

$$\begin{aligned} M_\phi &= \frac{M_{R\phi} - M_{L\phi}}{2} = J_y \ddot{\phi} + f_{11} \lambda \left(y_w - \frac{r_0 b}{\lambda R} \right) + \\ &\quad \frac{f_{11} b r_0}{v} \dot{\psi}_y + \frac{f_{11} r_0^2}{v} \dot{\phi} \end{aligned} (6)$$

参考某低地板有轨电车差速器和齿轮箱参数, 根据差速器齿轮摩擦力矩和传动比得到差速器摩擦力矩 M_ϕ 的取值范围为 $1\,540 \sim 2\,567 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

1.4 采用差速器耦合轮对的车辆动力学仿真模型

车辆转向架主要由构架、轴桥、轮对、一系悬挂、二系悬挂、驱动电机、传动装置、摩擦盘式限滑差速器组成。为了对比分析, 根据表1中相关的转向架参数建立对应的采用传统刚性轮对转向架、采用独立轮对转向架动力学模型。参照国内外有轨电车编组形式和表1中相关的车辆参数, 在多体动力学软件 Simpack 中建立差速器耦合轮对车辆动力学模型, 其拓扑结构如图5所示。

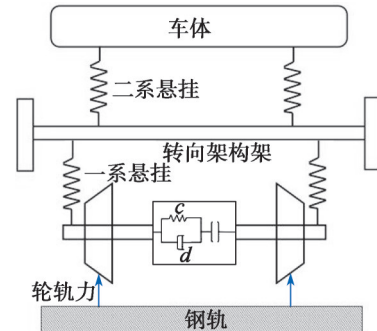


图5 差速器耦合轮对转向架拓扑图

Fig. 5 Topological diagram of differential-coupled wheelset bogie

低地板有轨电车车辆采用“M+F+T+F+M”5节编组形式^[23-24]，如图6所示。其中，头尾车为动车（M车），中间车为拖车（T车），动车与拖车之间为浮车（F车），动车转向架采用差速器耦合轮对，拖车转向架采用独立轮对，浮车不设置转向架。各车体进行铰接时，下铰选用固定铰，上铰选用3个转动铰与1个自由铰，各铰均不约束转动自由度。

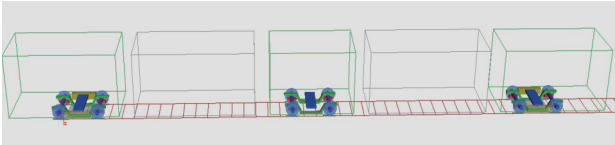


图6 车辆编组形式
Fig. 6 Tram formation

表1 某有轨电车车辆参数^[25]

Table 1 Vehicle parameters of a tram^[25]

参数名	参数值	参数名	参数值
轴距/mm	1 850	车轮滚动圆横向跨距/mm	1 500
轮对内侧距/mm	1 376	车轮滚动圆直径/mm	650
拖车 T _p 质量/kg	5 629.94	一系钢簧纵向刚度/(kN·m ⁻¹)	4 500
浮车 F ₁ 质量/kg	5 660.08	一系钢簧横向刚度/(kN·m ⁻¹)	4 500
浮车 F ₂ 质量/kg	6 024.99	一系钢簧垂向刚度/(kN·m ⁻¹)	1 400
耦合刚度/(N·m·rad ⁻¹)	8×10 ⁻⁵	空气弹簧纵向刚度/(kN·m ⁻¹)	200
耦合阻尼/(N·m·s·rad ⁻¹)	1×10 ⁻³	空气弹簧横向刚度/(kN·m ⁻¹)	200
动车 M _{c1} 质量/kg	10 390.88	空气弹簧垂向刚度/(kN·m ⁻¹)	610
动车 M _{c2} 质量/kg	10 370.49		

2 采用差速器耦合轮对车辆动力学性能分析

针对低地板有轨电车曲线通过性与稳定性的相互矛盾的问题，本章将根据差速器耦合轮对、传统刚性轮对和独立轮对转向架的动力学模型，从直线稳定性和曲线安全性的角度出发，对不同形式轮对转向架开展线路适应性对比分析，得出差速器耦合轮对转向架的关键参数，并为差速器耦合轮对关键参数优化提供支撑。

2.1 直线稳定性分析

本文采用蛇行失稳临界速度来评估车辆运行稳定性。车辆动力学模型基于 LM 踏面匹配 CHN60 钢轨，摩擦饱和力矩值为 1 000 N·m，计算不同轮对类型的低地板有轨电车在幅值 5 mm、波长 20 m 的横向周期性激励下以不同速度运行的直线稳定性，将车辆的计算结果去除轨道谱激励，观察轮对的收敛情况，具体如图 7 所示。由图 7 可知，在此工况下，独立轮对因不存在蛇行失稳问题，其临界速度可达到 400 km/h；传统刚性轮对临界速度最低，仅为 180 km/h；差速器耦合轮对的临界速度介于两者之间，为 240 km/h，相较于传统

刚性轮对有所提高。

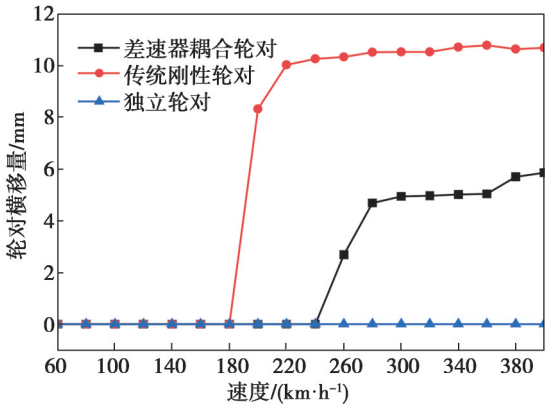


图7 分岔图

Fig. 7 Bifurcation diagram

2.2 曲线通过性能对比分析

为了研究差速器耦合轮对的曲线通过性能，本节将选取 3 条典型的曲线线路对比分析差速器耦合轮对、传统刚性轮对和独立轮对关于差速器摩擦力矩、左右车轮转速、纵向蠕滑力、脱轨系数等参数的情况。摩擦饱和力矩阈值为 2 053 N·m，曲线工况与通过速度设置如表 2 所示。

表2 曲线通过性能计算工况

Table 2 Calculation conditions of curve negotiation performance

参数名称	曲线 1	曲线 2	曲线 3
圆曲线半径/m	600	200	45
曲线超高/mm	50	65	0
缓和曲线长/m	50	60	9
圆曲线长/m	70.000	100.000	36.459
通过速度/(km·h ⁻¹)	70	45	20

1) R600 m 曲线

当采用 3 种轮对形式的车辆以 70 km/h 通过 R600 m 曲线时，其差速器耦合轮对摩擦力矩、左右轮转速、纵向蠕滑力、脱轨系数的变化趋势如图 8 所示。由图 8(a)和图 8(b)可知，差速器摩擦力矩最大值为 1 820 N·m，没有超过摩擦饱和力矩阈值，差速器耦合轮对一直处于耦合状态，左右车轮转速大小相等。由图 8(c)和图 8(d)可知，差速器耦合轮对的曲线通过性能与传统刚性轮对相近，纵向蠕滑力最大值达到 5.58 kN，脱轨系数最大值为 0.03；而独立轮对的纵向蠕滑力基本为 0 kN，脱轨系数最大达到了 0.37，在 R600 m 曲线下导向能力较弱。综上所述，当采用 3 种轮对形式的车辆在 R600 m 曲线运行时，差速器耦合轮对与传统刚性轮对的导向能力接近，两者都要优于独立轮对。

2) R200 m 曲线

当采用 3 种轮对形式的车辆以 45 km/h 通过 R200 m 曲线时，其差速器耦合轮对摩擦力矩、左右轮转速、

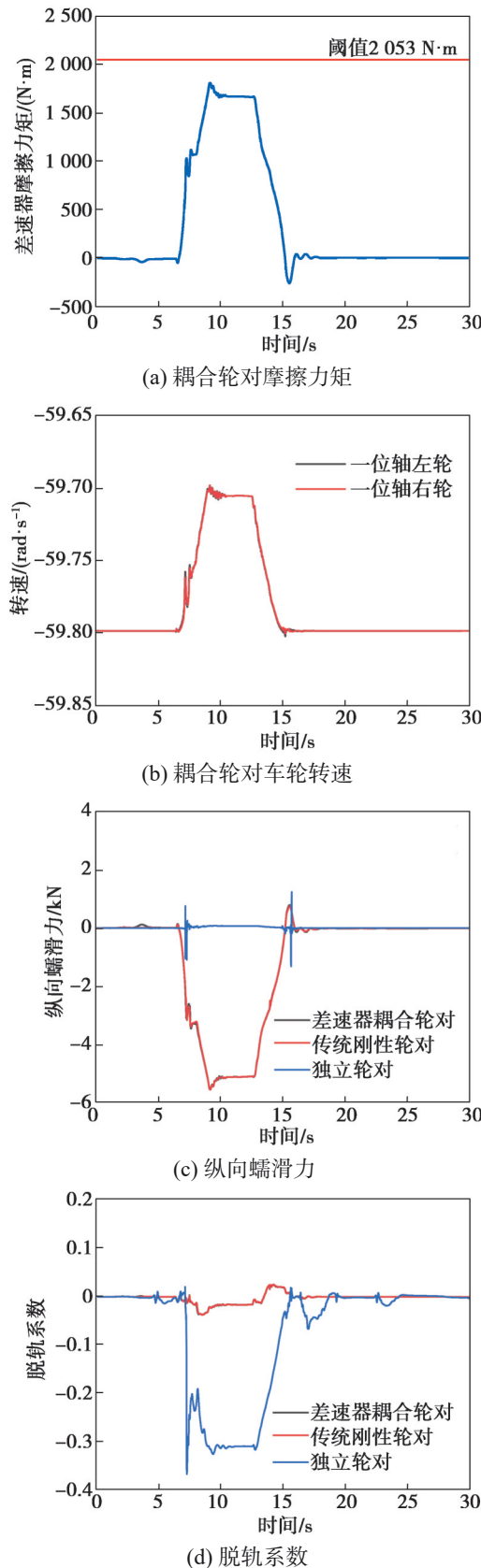


图8 R600 m曲线工况

Fig. 8 Curve condition at R600 m

纵向蠕滑力、脱轨系数如图9所示。由图9(a)和图9(b)可知,当差速器耦合轮对通过R200 m曲线时,轮对处于解耦状态,差速器摩擦力矩突破最大黏着转矩后达到摩擦饱和力矩阈值 2 053 N·m,左右车轮解耦差速转

动。由图9(c)可知,独立轮对的纵向蠕滑力基本为0 kN,传统刚性轮对的纵向蠕滑力最大值为11.8 kN,差速器耦合轮对由于差速器仍存在滑动摩擦力矩,保留了部分纵向蠕滑力,其值为6 kN,介于独立轮对和传统刚性轮对之间。由图9(d)可知,独立轮对的脱轨系数

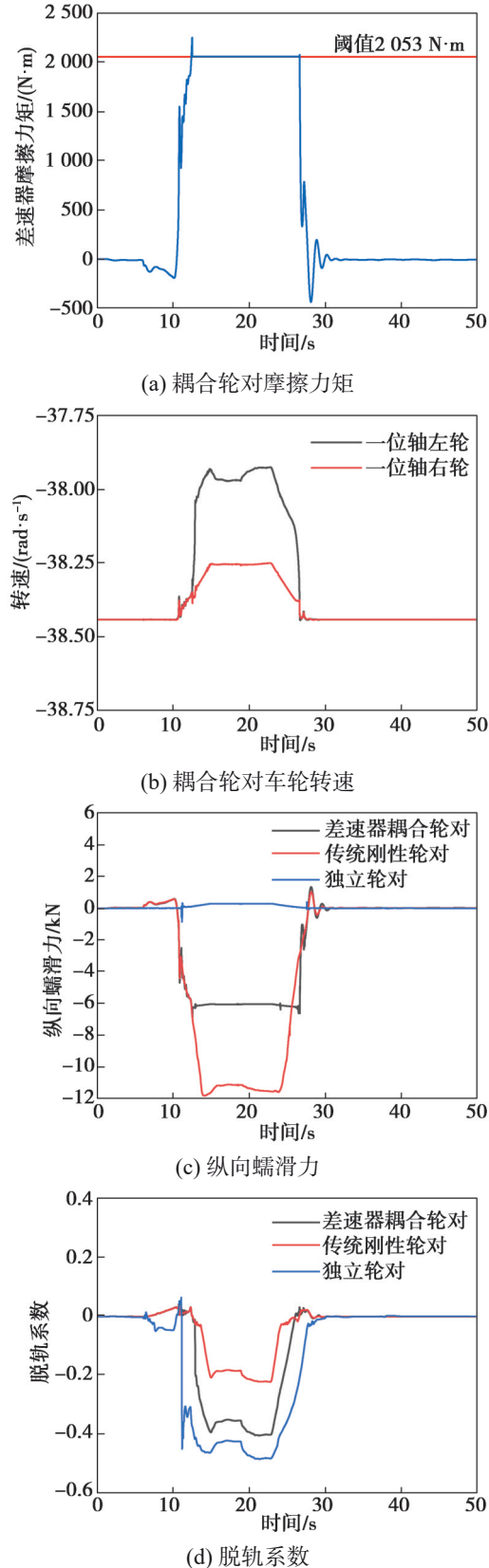


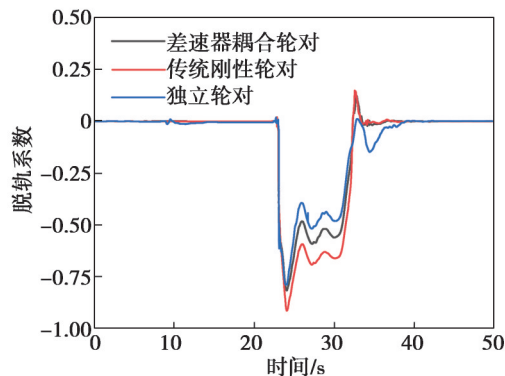
图9 R200 m曲线工况

Fig. 9 Curve condition at R200 m

最大值为 0.49, 差速器耦合轮对的脱轨系数降低至 0.40, 相较于独立轮对低。总的来说, 当采用 3 种轮对形式的车辆在 $R200\text{ m}$ 曲线运行时, 差速器耦合轮对的导向能力优于独立轮对, 介于独立轮对和传统刚性轮对之间。

3) $R45\text{ m}$ 曲线

当采用 3 种轮对形式的车辆通过 $R45\text{ m}$ 曲线时, 其差速器耦合轮对摩擦力矩、左右轮转速、纵向蠕滑力、脱轨系数如图 10 所示。由图 10(a) 和图 10(b) 可知, 当差速器耦合轮对的一位轴短暂解耦后, 差速器耦合力矩降低, 轮对耦合, 左右车轮转速相同。这是由于当一位轮对进入缓和曲线时, 横移量快速增大, 纵向蠕滑力快速增大, 使得差速器解耦 (此时轮轨之间还未达到摩擦极限), 但随着轮对继续前进, 冲角也快速增大, 而轮对横移量因为贴靠轮缘无法再增大, 此时横向蠕滑力快速上涨, 突破摩擦极限达到纯滑动状态, 纵向蠕滑力因此下降 (如图 11 所示), 达不到差速器解

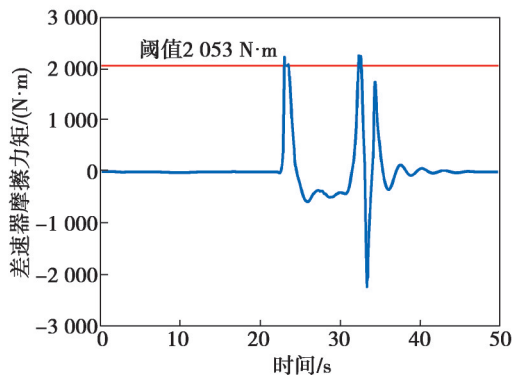


(d) 脱轨系数

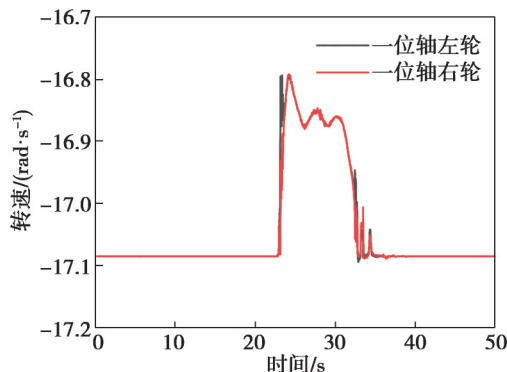
图 10 $R45\text{ m}$ 曲线工况

Fig. 10 Curve condition at $R45\text{ m}$

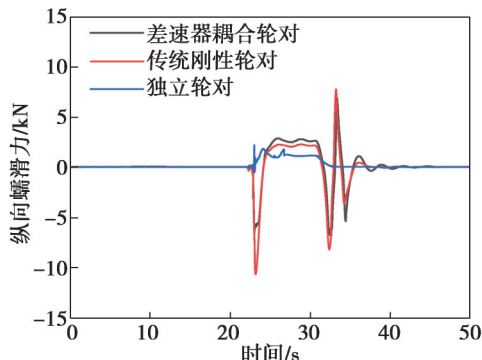
耦的条件, 从而使差速器又变为耦合状态。纵向蠕滑力与轮对横移量呈正相关关系, 横向蠕滑力与轮对冲角呈正相关关系, 而两者的合力 (即总蠕滑力) 是有上限的。当总蠕滑力达到轮轨摩擦极限时, 差速器耦合轮对的一位轴轮轨出现纯滑动。因此, 当采用 3 种轮对形式的车辆在 $R45\text{ m}$ 小半径曲线运行时, 差速器耦合轮对的状态与传统刚性轮对相似, 建议减小摩擦饱和力矩阈值, 或使轮对完全解耦趋近于独立轮对, 这将利于低地板有轨电车通过极小半径曲线。



(a) 耦合轮对摩擦力矩



(b) 耦合轮对车轮转速



(c) 纵向蠕滑力

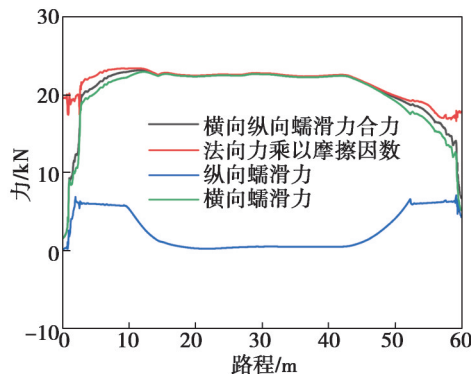


图 11 差速器耦合轮对一位轴蠕滑力

Fig. 11 Creep force at position-1 axle of differential-coupled wheelset

综上所述, 通过对比采用 3 种不同形式轮对的车辆直线稳定性和曲线通过性能, 可以得出如下结论:

①在上述工况下, 独立轮对因不存在蛇形失稳问题, 其临界速度大于 400 km/h , 传统刚性轮对临界速度为 180 km/h , 差速器耦合轮对临界速度介于传统刚性轮对与独立轮对之间, 差速器摩擦饱和力矩阈值的大小影响临界速度趋于传统刚性轮对或独立轮对。

②在 $R600\text{ m}$ 曲线工况下, 差速器耦合轮对的导向性能与传统刚性轮对相当, 2 种形式的轮对有着基本相同的曲线通过安全性; 在 $R200\text{ m}$ 曲线工况下, 差速器耦合轮对处于解耦状态, 左右轮差速转动, 但保留了一部分滑动摩擦力矩, 纵向蠕滑力矩不足, 导向性能不如传统刚性轮对, 但优于独立轮对; 在 $R45\text{ m}$ 曲线工况下, 差速器耦合轮对的一位轴打滑, 独立轮对的

导向性能最好, 传统刚性轮对最差, 因此应减小差速器耦合轮对耦合度, 使其导向性能趋于独立轮对, 这将有利于低地板有轨电车通过极小半径曲线。

3 摩擦饱和力矩对动力学性能的影响分析

根据前文对差速器耦合轮对的动力学分析可以知道, 差速器摩擦饱和力矩是影响采用差速器耦合轮对车辆动力学性能的关键参数, 如果摩擦饱和力矩取值很小, 则差速器耦合轮对趋近于独立轮对, 左右车轮容易解耦, 利于通过极小半径曲线, 但会导致在其他曲线上的导向能力不足; 如果摩擦饱和力矩取值过大, 则差速器耦合轮对趋近于传统刚性轮对, 大半径曲线或中等半径曲线的导向能力好, 但不利于车辆通过小半径曲线。为了解决传统轮对、独立轮对关于大小半径曲线通过能力的问题, 如何选取差速器耦合轮对摩擦饱和力矩阈值尤为重要, 本章将重点分析摩擦饱和力矩取值对低地板有轨电车车辆动力学性能的影响。

3.1 直线稳定性

图 12 和图 13 分别为摩擦饱和力矩对轮轨横移量(不同速度)和临界速度的影响曲线。当摩擦饱和力矩阈值在 1~3 000 N·m 内变化时, 随着摩擦饱和力矩值的增大, 差速器耦合轮对的临界速度减小。当摩擦饱和力矩取值为 1 N·m 时, 轮对横移量为 0.05 mm, 临界速度为 400 km/h, 接近采用独立轮对车辆的临界速度; 当摩擦饱和力矩取值为 2 000 N·m 时, 临界速度为 180 km/h, 接近传统刚性轮对的临界速度; 当摩擦饱和力矩增大至 2 000~3 000 N·m 时, 车辆临界速度比采用传统刚性轮对的车辆低, 最小至 140 km/h。由此可知, 摩擦饱和力矩取值越小, 差速器耦合轮对在直线上的非线性临界速度越趋近于独立轮对; 摩擦饱和力矩取

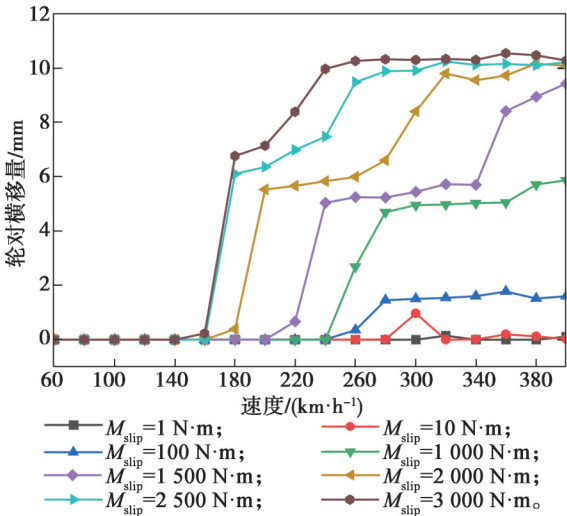


图 12 摩擦饱和力矩对轮对横移量的影响
Fig. 12 Effect of friction saturation torque on lateral displacement of wheelset

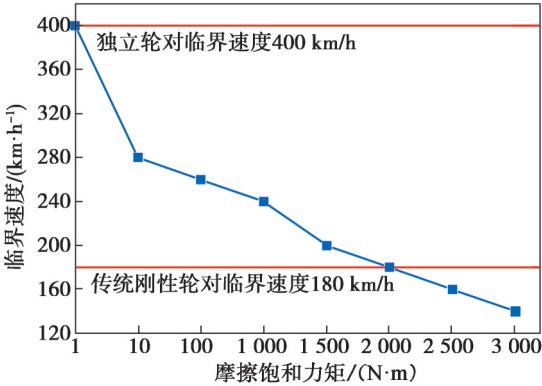


图 13 摩擦饱和力矩对临界速度的影响
Fig. 13 Effect of friction saturation moment on critical speed

值越大, 则趋近于传统刚性轮对, 但当摩擦饱和力矩大于 2 000 N·m 时, 车辆临界速度反而更小。因此, 从车辆直线稳定性来看, 差速器耦合轮对的摩擦饱和力矩取值范围建议在 1~2 000 N·m。

3.2 曲线通过性能

差速器耦合轮对在不同摩擦饱和力矩阈值下的解耦状态如表 3 所示, 其中“0”表示耦合状态, “1”表示解耦状态。摩擦饱和力矩越大, 差速器耦合轮对越不容易解耦, 不同摩擦饱和力矩阈值对车辆脱轨系数的影响如图 14 所示。在 R600 m 曲线上, 摩擦饱和力矩

表 3 不同摩擦饱和力矩下的差速器解耦状态
Table 3 Decoupling state of differential under different friction saturation torques

摩擦饱和力矩阈值/(N·m)	差速器解耦状态		
	R600 m	R200 m	R45 m
1	1	1	1
10	1	1	1
100	1	1	1
1 000	1	1	0
1 500	1	1	0
2 000	0	1	0
2 500	0	1	0
3 000	0	0	0

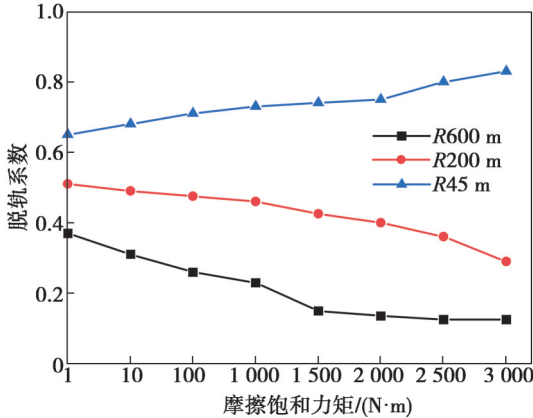


图 14 不同摩擦饱和力矩下的脱轨系数
Fig. 14 Derailment coefficients under different friction saturation torques

矩越大,脱轨系数越小,则摩擦饱和力矩阈值应取为 $2\,000\text{ N}\cdot\text{m}$,使得差速器耦合轮对在 $R600\text{ m}$ 曲线上的导向能力与传统刚性轮对相近;在 $R200\text{ m}$ 曲线上,摩擦饱和力矩对脱轨系数的影响规律与在 $R600\text{ m}$ 曲线上一样,随着摩擦饱和力矩增大,脱轨系数逐渐减小,当摩擦饱和力矩达到 $3\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 时,差速器耦合,导向能力与传统刚性轮对相近,其纵向蠕滑力接近传统刚性轮对。在 $R45\text{ m}$ 曲线上时,随着摩擦饱和力矩阈值的增大,脱轨系数递增,因此应减小摩擦饱和力矩阈值或完全解耦为独立旋转轮对,这将有利于车辆通过极小半径曲线。

4 结论

本文将采用差速器耦合轮对的低地板有轨电车作为研究对象,通过建立动力学模型,对比分析了采用差速器耦合轮对车辆、采用独立轮对车辆和采用传统刚性轮对车辆的直线稳定性与曲线通过安全性,并研究了摩擦饱和力矩对动力学性能的影响,经过仿真研究分析,得出以下结论:

①差速器耦合轮对在限滑差速器的作用下可以实现左右车轮相对差速转动。在直线轨道上,其临界速度高于传统刚性轮对,具有直线对中能力;在大半径曲线上,采用差速器耦合轮对的车辆与采用传统刚性轮对的车辆有着性能接近的导向性能,而在中等半径曲线上,其导向能力比之不足,在小半径曲线上,独立轮对的导向能力更强。差速器耦合轮对的耦合度越低,则导向能力越趋近于独立轮对。

②摩擦饱和力矩对临界速度的影响较大。当摩擦饱和力矩取值很小,甚至逼近于 $0\text{ N}\cdot\text{m}$ 时,差速器耦合轮对的临界速度接近于独立轮对;当摩擦饱和力矩增大到 $2\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 时,其临界速度与传统刚性轮对相等。

③摩擦饱和力矩对曲线通过性能的影响与曲线半径的大小有关。对于大半径、中等半径曲线,摩擦耦合力矩应增大至其导向性能接近传统轮对,而对于小半径曲线,摩擦饱和力矩应尽量取小或完全解耦,使其导向性能趋近于独立轮对,这有利于车辆通过极小半径曲线。

本文主要研究了采用机械差速器耦合轮对车辆的动力学性能,通过限滑差速器被动地控制摩擦饱和力矩,使差速器耦合轮对在不同曲线工况下解耦。为了更好地实现控制,研究团队下一步将开展基于轮对横移量为控制目标的主动径向控制,研究摩擦饱和力矩与轮对横移量的关系。

参考文献:

[1] 苗彦英.低地板有轨电车车辆技术特征[J].城市交通,

2013(4): 39-43.

MIAO Yanying. Technologies for low-floor streetcar development[J]. Urban transport of China, 2013(4): 39-43.

[2] 周橙.城市轻轨低地板列车关键动力学问题研究[D].成都:西南交通大学,2019.

ZHOU Cheng. Study on key dynamics problem of urban low floor light railway vehicles[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2019.

[3] 刘飞,杨新文,陈德文,等.长春70%低地板轻轨车辆的车轮磨耗特征分析[J].城市轨道交通研究,2022,25(9): 11-15.

LIU Fei, YANG Xinwen, CHEN Dewen, et al. Wheel wear characteristics analysis of Changchun 70% low-floor light rail vehicles[J]. Urban mass transit, 2022, 25(9): 11-15.

[4] 周橙,池茂儒,梁海啸,等.城市轻轨低地板列车独立轮对接触与磨耗分析[J].中国铁路,2021(5): 33-38.

ZHOU Cheng, CHI Maoru, LIANG Haixiao, et al. Analysis on the contact and wear of independent wheelsets for low-floor trains of urban light rail transit[J]. Chinese railways, 2021(5): 33-38.

[5] 李金城,丁军君,吴朋朋,等.不同模式低地板车辆动力学及车轮磨耗分析[J].西南交通大学学报,2019,54(1): 14-22.

LI Jincheng, DING Junjun, WU Pengpeng, et al. Analysis of dynamics and wheel wear of low floor vehicle based on different patterns[J]. Journal of southwest jiaotong university, 2019, 54(1): 14-22.

[6] SHI Yan, LI Miao, MA Weihua, et al. Dynamic of friction coupling independently rotating wheels for high speed[J/OL]. Shock and vibration. (2017-10-12) [2024-12-25]. <https://doi.org/10.1155/2017/7456598>.

[7] 李芾,黄运华,傅茂海.车轮耦合方式发展及其导向机理[J].机电传动,2006(2): 1-4.

LI Fu, HUANG Yunhua, FU Maohai. Development of wheel coupling mode and its guiding principle[J]. Electric drive for locomotives, 2006(2): 1-4.

[8] 池茂儒,王开文,张卫华.磁流体耦合轮对转向架动力学性能的研究[J].西南交通大学学报,2002,37(6): 664-668.

CHI Maoru, WANG Kaiwen, ZHANG Weihua. Dynamic performances of the bogie with magnetic fluid coupled wheelsets[J]. Journal of southwest jiaotong university, 2002, 37(6): 664-668.

[9] 倪平涛,王开文,张洪.磁流变耦合轮对车辆的超高速曲线通过性能[J].西南交通大学学报,2008,43(3): 373-376.

NI Pingtao, WANG Kaiwen, ZHANG Hong. Super-high speed curve passing performances of vehicle with MRF coupled wheelsets[J]. Journal of southwest jiaotong university, 2008, 43(3): 373-376.

[10] 靳晓亮,戚壮,刘鹏飞,等.耦合车轮导向机理分析及导向性能对比研究[J].动力学与控制学报,2020,18(3): 62-70.

JIN Xiaoliang, QI Zhuang, LIU Pengfei, et al. Analysis of

- coupling wheel steering mechanism and comparative study of steering performance[J]. *Journal of dynamics and control*, 2020, 18(3): 62-70.
- [11] 王军平. 弹性阻尼耦合轮对客车系统动力学性能研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2013.
- WANG Junping. Research on dynamic performance of passenger car system with elasto damper coupled wheelset[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2013.
- [12] 孙泽良, 王卉捷, 冷涵, 等. 采用摩擦限滑差速器的耦合轮对动力学性能[J]. *机电一体化*, 2021(1): 32-40.
- SUN Zeliang, WANG Huijie, LENG Han, et al. Dynamic characteristics of coupled wheelset with friction limited slip differential[J]. *Mechatronics*, 2021(1): 32-40.
- [13] 张济民, 寇杰, 周和超, 等. 差速器耦合轮对车辆曲线通过性能[J]. *机械工程学报*, 2017, 53(10): 94-99.
- ZHANG Jimin, KOU Jie, ZHOU Hechao, et al. Curving performance of the differential-coupled wheelset vehicle[J]. *Journal of mechanical engineering*, 2017, 53(10): 94-99.
- [14] 寇杰, 张济民, 周和超, 等. 机械差速器耦合轮对轨道车辆导向性能分析[J]. *机械工程学报*, 2019, 55(8): 128-135.
- KOU Jie, ZHANG Jimin, ZHOU Hechao, et al. Analysis of guiding of the mechanical differential coupling wheels for railway vehicle[J]. *Journal of mechanical engineering*, 2019, 55(8): 128-135.
- [15] KOU Jie, ZHANG Jimin, ZHOU Hechao, et al. Dynamics of the differential coupling independently rotating wheels for railway vehicle[J]. *Journal of advanced mechanical design systems and manufacturing*, 2020, 14(6): JAMDSM0079.
- [16] JI Yuanjin, HUANG Youpei, LENG Han, et al. Dynamic characteristics and friction torque design method for bogies with friction coupling independently rotating wheelsets[J]. *Vehicle system dynamics*, 2022, 60(5): 1461-1487.
- [17] YU Xiuyi, HOU Liang, LIU Pijing, et al. The design and performance analysis of friction disk type limited slip differential[J]. *Advanced materials research*, 2011, 422: 570-574.
- [18] WU Xingwen, CHI Maoru, ZENG Jing, et al. Analysis of steering performance of differential coupling wheelset[J]. *Journal of modern transportation*, 2014, 22(2): 65-75.
- [19] LENG Han, REN Lihui. Dynamic performance study of transverse friction-coupled wheelset[C]//*Proceedings of the 11th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*. Delft: TU Delft, 2018.
- [20] 李冰冰, 刘大伟, 傅章磊. 非圆面齿轮限滑差速器的设计方法与锁紧特性[J]. *机械设计*, 2024, 41(1): 36-42.
- LI Bingbing, LIU Dawei, FU Zhanglei. Design method and locking characteristics of limited-slip differential based on non-circular gears[J]. *Journal of machine design*, 2024, 41(1): 36-42.
- [21] 王志铁. 车用限滑差速器转矩特性分析及其对操纵稳定性影响[D]. 长春: 吉林大学, 2004.
- WANG Zhitie. The torque performance analysis and the influence on the controllability and stability of vehicle with limited slip differential[D]. Changchun: Jilin University, 2004.
- [22] 彭先龙, 吴桂晨. 面齿轮轴间限滑差速器构型设计与性能分析[J]. *机械传动*, 2024, 48(8): 9-17.
- PENG Xianlong, WU Guichen. Configuration design and performance analysis of inter-axle limited slip differential with face gears[J]. *Journal of mechanical transmission*, 2024, 48(8): 9-17.
- [23] 余妍金戈, 谢加辉, 张健全, 等. 编组形式对浮车型低地板有轨电车动力学性能影响的研究[J]. *电力机车与城轨车辆*, 2025, 48(1): 41-46.
- YU Yanjinge, XIE Jiahui, ZHANG Jianquan, et al. Research on the influence of marshalling form on the dynamic performance of floating low-floor trams[J]. *Electric locomotives & mass transit vehicles*, 2025, 48(1): 41-46.
- [24] 牛悦丞, 李芾, 杨阳, 等. 国外新一代100%低地板有轨电车技术特征及发展趋势[J]. *铁道标准设计*, 2018, 62(11): 144-149.
- NIU Yuecheng, LI Fu, YANG Yang, et al. Technical characteristics and development tendency of new generation foreign 100 % low floor tram[J]. *Railway standard design*, 2018, 62(11): 144-149.
- [25] 王军平, 黄运华, 丁军君. 阻尼耦合轮对动力学性能及最佳耦合度研究[J]. *铁道机车车辆*, 2015, 35(5): 38-42.
- WANG Junping, HUANG Yunhua, DING Junjun. A study of dynamic performance and the best coupling factor of damper coupled wheelset[J]. *Railway locomotive & car*, 2015, 35(5): 38-42.

Research on dynamic performance of differential-coupled wheelsets in modern trams

HUANG Jin¹, CHI Maoru¹, CAI Wubin²

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

2. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: Traditional rigid wheelsets suffer from hunting instability, while independent wheelsets demonstrate inadequacies in both automatic resetting and guiding performance on curves. This paper proposes the integration of mechanical differentials on bogies equipped with independent wheelsets, enabling either coupling or differential action between the left and right wheels. This addition improves the dynamic performance of the vehicle, combining the advantages of both traditional rigid wheelsets and independent wheelsets. This paper first analyzed the structure of the proposed differential-coupled wheelset and the transmission principle of friction disc-type limited-slip differentials. It presented the establishment of a dynamic model for modern trams with differential-coupled wheelsets, based on the mechanical model of friction disc-type differentials. Subsequent comparisons with modern trams equipped with independent wheelsets and traditional rigid wheelsets focused on linear stability and curve negotiation performance, exploring the influence of a key parameter—friction saturation torque—on dynamic performance. The research results indicate that the straight line stability and curve passing safety of the proposed differential-coupled wheelset are between the traditional rigid wheelsets and the independent wheelsets. By adjusting the friction saturation torque threshold of the differential-coupled wheelsets, a balance can be achieved in the straight line stability and curve passing safety.

Keywords: tram; differential-coupled wheelset; mechanical differential; guiding performance; dynamic performance