文章编号:1672-6553-2024-22(8)-066-009

紧急制动工况下虚拟轨道列车车间铰接力研究*

王谭明1 杨蔡进1节 赵煜1 徐菁1 蔡立雅2 张卫华1

(1. 西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室,成都 610031)
 (2. 盐城工学院 机械优集学院,盐城 224051)

摘要 围绕一种新型多轴铰接式城市轨道交通工具——虚拟轨道列车,针对路面附着条件变化会造成轮胎 制动力不足、车轮抱死和车间铰接力增大的问题,提出了一种考虑路面附着系数的列车自动紧急制动策略. 首先,采用扩展卡尔曼滤波和模型预测控制原理设计了上层控制器,基于实时估计的路面附着系数、列车制 动舒适性和安全性,确定列车期望制动加速度;其次,基于轴荷比例分配原则和 PID 反馈补偿控制原理设计 了下层控制器,根据列车期望制动加速度确定列车各轮胎的制动力矩;最后,搭建了 Matlab/Simulink 与 Trucksim 联合仿真平台,研究了列车制动过程中车间铰接力变化情况.结果表明,列车载重、制动初始车速 以及路面附着系数变化对车间最大铰接力有影响;本文的制动策略具有良好的鲁棒性,在不同工况下能够 有效防止车轮抱死、减小最大铰接力,提高列车制动过程中的舒适性和安全性.

关键词 虚拟轨道列车, 车间铰接力, 自动紧急制动, 路面附着系数估计, 扩展卡尔曼滤波, 模型 预测控制

中图分类号:U482.2

文献标志码:A

Research on Vehicle Articulated Forces of Virtual Track Train under Emergency Braking Conditions^{*}

Wang Tanming¹ Yang Caijin^{1†} Zhao Yu¹ Xu Jing¹ Cai Liya² Zhang Weihua¹
(1. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)
(2. School of Mechanical Engineering, Yancheng Institute of Technology, Yancheng 224051, China)

Abstract For the problems such as the lack of tire braking force, the wheel locking-up and the increase of articulated forces between the vehicles caused by the change of road adhesion condition, an automatic emergency braking strategy of the virtual rail train, which is a new multi-axle articulated urban rail transportation vehicle, is proposed considering road adhesion coefficient. The proposed strategy consists of two-layer controllers. Firstly, the upper controller is designed by extended Kalman filter and model predictive control, and the desired braking acceleration of the train is determined according to the real-time estimated road adhesion coefficient and the braking performances of comfort and safety. Secondly, the lower controller is designed by the principles of load proportion distribution and PID feedback compensation control, and the braking torques of train tires are determined based on the desired braking acceleration of the train. Finally, the co-simulation platform of Matlab/Simulink and Trucksim is built to research the vehicle articulated forces of virtual rail train under emergency braking conditions. The results show that the variations of train load, initial braking speed of the train and road adhesion coefficient

†通信作者 E-mail:ycj78_2012@163.com

²⁰²³⁻¹²⁻²⁶ 收到第1稿,2024-01-08 收到修改稿.

^{*}国家重点研发计划(2018YFB101603-06),四川省科技计划项目(2020JDRC0008), National Key Research and Development Program (2018YFB101603-06), Sichuan Science and Technology Program (2020JDRC0008).

affect the maximum articulated force between the vehicles. The proposed strategy processes good robustness. It can prevent the wheels locking-up, reduce the maximum articulated force between the vehicles and improve the braking performances of comfort and safety under various conditions.

Key words virtual rail train, articulated forces between the vehicles, automatic emergency braking, road adhesion coefficient estimation, extended Kalman filter, model predictive control

引言

近年来,我国一些城市相继出现了一种新型公 共交通运输工具——虚拟轨道列车,如湖南株洲的 智轨列车、江苏盐城的超级虚拟轨道列车和上海临 港的数轨列车.虚拟轨道列车是一种新制式导向运 输系统,采用了胶轮承载、驱动和转向,摆脱了传统 轨道车辆对物理轨道的依赖,可以灵活地在现有城 市道路上行驶,同时兼具了绿色环保、自主导向、灵 活编组、运量可调等特点,符合当前"双碳"目标的 时代大背景,是未来城市轨道交通发展和创新的一 个重要方向^[1-3].

国内外学者针对虚拟轨道列车已开展了相关 研究,但研究主要集中于路径跟踪控制^[4-8]以及横 向稳定性控制^[9,10]. Shen 和 Zhang^[4]针对仅首车和 尾车转向的四节五车轴虚拟轨道列车,基于运动学 模型设计了路径跟踪控制器.孙帮成等^[5]参照劳尔 电车架构,设计了一种多铰接胶轮导向列车,并基 于列车的运动学模型,提出了一种列车路径跟踪控 制策略. Leng 等^[6]在上述研究的基础上考虑跟踪 点最优横向加速度原则建立了分布式虚拟驾驶模 型,提高了列车路径跟随能力和小曲线通过能力. 张众华等^[7]考虑了模型不确定性和未知干扰,针对 一种浮车型虚拟轨道列车,设计了基于自适应超螺 旋滑膜的车辆路径跟踪控制器.

虚拟轨道列车本质上是一种在公共路权环境 中运行的多铰式道路车辆,在行驶过程中不可避免 地需要进行紧急制动,规避前方危险.目前,关于虚 拟轨道列车紧急制动控制方面的研究不多.参照现 代汽车制动控制理论研究,经典的紧急制动控制策 略(Automatic Emergency Braking, AEB)主要有 两种:基于安全距离^[11]控制策略和基于碰撞时 间^[12](TTC)控制策略.Rajaram 和 Subramannian^[13]考虑了载荷转移、动态制动力分配和气压制 动系统响应等因素,优化了基于安全距离的控制策 略,有效减小了重型商务车停车距离. 郭祥靖等^[14] 提出了一种基于 BP 神经网络预测碰撞时间 TTC 的 AEB 控制策略,提高了车辆紧急制动时的安全 性、舒适性和横摆稳定性.值得说明的是,上述制动 策略能较好地应用于传统道路车辆,但虚拟轨道列 车车身长、车轴多、载重大,制动时会形成较大的纵 向冲击,导致车间铰接力增大.此外,列车运行的路 面环境复杂,各车轴处路面附着条件会存在差异. 列车制动时容易出现轮胎制动力不足和车轮抱死 问题,进而导致车间铰接力急剧增加,甚至车体间 相互挤压、列车甩尾等危险工况,影响到列车的运 行安全.因此,需要研究匹配虚拟轨道列车的自动 紧急制动策略,改善车间铰接受力状态.

围绕上述问题,本文以常见的三节编组虚拟轨 道列车为研究对象,设计一种考虑路面附着条件且 具有良好鲁棒性的分层式列车自动紧急制动控制 策略,其原理如图1所示,并在此基础上对不同制 动工况下列车车间铰接力展开研究.本文的研究对 虚拟轨道列车制动与控制方面具有一定的理论参 考意义和工程应用价值.





1 路面附着系数估计

虚拟轨道列车在城市道路上行驶,实际路面的 附着系数在空间上会呈现分布不一致性.由于车身 较长,列车各车轮处路面附着条件存在差异,影响 着系统制动性能.本文采用扩展卡尔曼滤波^[15]对 路面附着系数进行实时估计,如图 2 所示.



1.1 车辆动力学模型

考虑如图 3 所示的列车动力学模型. 假设 l_f 和 l_r 分别为车体质心到前轴和后轴的距离, l_c 为 车体质心到车间铰接点的距离, θ_1 和 θ_2 为车间铰 接角, a_{xi} 和 a_{yi} 分别为第 i 节车体的纵向和横向加 速度, γ_i 为相应车体的横摆角, F_{xj} 和 F_{yj} 分别为 第 j 个轮胎的纵向和侧向力,其中 i = 1, 2, 3 和 $j = 1, 2, \dots, 8.$ 基于牛顿第二定律,列车动力学方 程^[16] 为:

$$Mz = F \tag{1}$$

式中, M 为系统质量矩阵, F 为系统的外力, 系统加速度 z 为:

$$\boldsymbol{z} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{a}_{x1}, \boldsymbol{a}_{y1}, \dot{\boldsymbol{\gamma}}_{1}, \ddot{\boldsymbol{\theta}}_{1}, \ddot{\boldsymbol{\theta}}_{2} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$
(2)

考虑篇幅原因,这里不给出质量矩阵 M 和外力 F 的具体表达式,可根据文献[16]进行推导.



Fig. 3 Train dynamics model

1.2 基于扩展卡尔曼滤波的附着系数估计

将系统加速度选定为测量变量,同时定义状态 变量 $\mathbf{x}_{p}(t) = [\mu_{1}, \mu_{2}, \mu_{3}, \mu_{4}, \mu_{5}, \mu_{6}, \mu_{7}, \mu_{8}]^{T}$.考虑 式(1),参照文献[17]可以建立卡尔曼滤波的状态 方程与观测方程,并进一步在时间序列上离散,其 中第 k 步状态方程和观测方程为:

$$\boldsymbol{x}_{p}(k+1) = \varphi(k+1|k) \boldsymbol{x}_{p}(k) + \boldsymbol{w}(k) \quad (3)$$

$$\boldsymbol{z}_{p}(k) = \boldsymbol{H}(k) \boldsymbol{x}_{p}(k) + \boldsymbol{v}(k)$$
(4)

式中,w(k)和v(k)分别为系统噪声和测量噪声,符 合相互独立且均值为0高斯白噪声特征, φ 为状态 方程矩阵,H为观测方程的雅可比矩阵.本文利用 式(3)和式(4)估计状态变量 $x_p(t)$,即列车各车轮 处的路面附着系数,进一步选定路面附着系数的最 小值 μ 作为参考值并用于列车制动控制,避免车轮 发生抱死情况.

2 紧急制动控制策略

列车制动控制系统主要由上层控制器和下层 控制器组成,如图1所示.上层控制器基于 MPC 开 发设计,主要根据车载传感器获得的前车速度、本 车速度等信息及扩展卡尔曼滤波器预估的路面附 着系数,计算出列车期望制动加速度并传递给下层 控制器,下层控制器通过基于载荷的比例分配方 式和PID反馈补偿控制原理计算列车各轴的制动 力矩.

2.1 基于 MPC 的上层控制器

假设 x_f, x_h, v_f, v_h, a_f 和 a_h 分别为前车与列 车的位移、速度与加速度, d 和 d_{ref} 分别为列车与 前车的实时车距和安全车距, 且 d_{ref} 通常取 1~2 倍的车体长度^[18]. 定义列车与前车间的相对距离:

$$d = x_f - x_h \tag{5}$$

类似地,列车与前车间相对速度可定义为:

$$\Delta v = v_f - v_h \tag{6}$$

假设 *a_{ref}* 为列车制动过程的期望加速度.考虑 到车辆惯性和底盘传动特性等因素,列车加速度 *a_b* 和期望加速度 *a_{ref}* 存在如下关系^[19]:

$$a_h = \frac{K_p}{T_p s + 1} a_{ref} \tag{7}$$

式中,K,和T,分别为底盘执行器的一阶惯性环 节系统增益和时滞.考虑式(5)~式(7),列车与前 车的相对运动学模型为:

$$\begin{cases} \dot{d} = \Delta v \\ \Delta \dot{v} = a_f - a_h \\ \dot{a}_h = b a_h + c a_{ref} \end{cases}$$
(8)

式中, $b = -1/T_p$, $c = K_p/T_p$.这里将 a_{ref} 和 a_f 视为系统输入u和扰动v,则式(8)可改写为:

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{A}\boldsymbol{x} + \boldsymbol{B}\boldsymbol{u} + \boldsymbol{G}\boldsymbol{v}$$
(9)
$$\boldsymbol{\mathfrak{X}} = \begin{bmatrix} \mathbf{d} \\ \Delta \boldsymbol{v} \\ \boldsymbol{a}_{\boldsymbol{k}} \end{bmatrix}, \boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & b \end{bmatrix}, \boldsymbol{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ c \end{bmatrix}, \boldsymbol{G} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

进一步对方程(9)进行线性化离散,可以得到:

$$\mathbf{x}(k+1) = \bar{\mathbf{A}}\mathbf{x}(k) + \bar{\mathbf{B}}u(k) + \bar{\mathbf{G}}v(k) \quad (10)$$
式中,

$$\bar{\boldsymbol{A}} = \begin{bmatrix} 1 & T_s & 0 \\ 0 & 1 & -T_s \\ 0 & 0 & 1+T_s b \end{bmatrix}, \bar{\boldsymbol{B}} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ T_s c \end{bmatrix}, \bar{\boldsymbol{G}} = \begin{bmatrix} 0 \\ T_s \\ 0 \end{bmatrix}$$

其中,T。为采样周期.

列车在制动过程中控制目标通常包括列车与 前车的相对速度 Δ。趋于零和列车制动停止后与前 车的间距保持在安全范围内,即有:

$$\Delta v \to 0 \text{ 和 d} \to d_{ref}$$
(11)
利用式(10)和式(11),可得如下状态方程:

$$\begin{cases} \mathbf{x} (k+1) = \bar{\mathbf{A}} \mathbf{x} (k) + \bar{\mathbf{B}} u(k) + \bar{\mathbf{G}} v(k) \\ \mathbf{y} (k) = \bar{\mathbf{C}} \mathbf{x} (k) - \bar{\mathbf{D}} \end{cases}$$
(12)

式中, $\mathbf{y}(k)$ 为输出变量, $\overline{C} = \mathbf{I}$, $\overline{D} = [\mathbf{d}_{ref}, 0, 0]^{\mathrm{T}}$. 假 设第 k 步期望加速度u(k)和第 k - 1步期望加速度 u(k - 1)满足:

 $u(k) = u(k-1) + \Delta u(k)$ (13)

式中, $\Delta u(k)$ 为第k步的输入增量.这里进一步将u(k-1)作为状态变量^[20],因此系统状态向量 更新为:

$$\boldsymbol{\xi}(k) = [d(k), \Delta v(k), a_h(k), u(k-1)]^T$$

利用式(12)和式(13),可以得到:

$$\begin{cases} \boldsymbol{\xi}(k+1) = \widehat{\boldsymbol{A}}\boldsymbol{\xi}(k) + \widehat{\boldsymbol{B}}\Delta u(k) + \widehat{\boldsymbol{G}}v(k) \\ \boldsymbol{\eta}(k) = \widehat{\boldsymbol{C}}\boldsymbol{\xi}(k) - \overline{\boldsymbol{D}} \end{cases}$$

(14)

式中, $\eta(k)$ 为输出变量,

$$\hat{A} = \begin{bmatrix} \bar{A} & \bar{B} \\ 0 & I \end{bmatrix}, \hat{B} = \begin{bmatrix} \bar{B} \\ I \end{bmatrix}, \hat{G} = \begin{bmatrix} \bar{G} \\ 0 \end{bmatrix}, \hat{C} = \begin{bmatrix} \bar{C} & 0 \end{bmatrix}$$

假设 N_p 为预测时域步长, N_c 为控制时域步 长, 基于方程(14)预测系统输出, 可以得到:

$$Y = A_n \xi(k) + B_n \Delta U + G_n V - D_n \qquad (15)$$

it ψ ,

$$Y = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\eta}(k+1) \ \boldsymbol{\eta}(k+2) \cdots \boldsymbol{\eta}(k+N_c) \cdots \boldsymbol{\eta}(k+N_p) \end{bmatrix}^{\mathsf{T}}$$
$$\Delta U = \begin{bmatrix} \Delta u(k) \quad \Delta u(k+1) \quad \cdots \quad \Delta u(k+N_c-1) \end{bmatrix}^{\mathsf{T}}$$

$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} v(k) & v(k+1) & \cdots & v(k+N_p-1) \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$

$$\mathbf{A}_n = \begin{bmatrix} \widehat{C}\widehat{A} & \widehat{C}\widehat{A}^2 & \cdots & \widehat{C}\widehat{A}^{N_p} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$

$$\mathbf{B}_n = \begin{bmatrix} \widehat{C}\widehat{B} & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \widehat{C}\widehat{A}\widehat{B} & \widehat{C}\widehat{B} & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \widehat{C}\widehat{A}^{N_c^{-1}}\widehat{B} & \widehat{C}\widehat{A}^{N_c^{-2}}\widehat{B} & \widehat{C}\widehat{A}^{N_c^{-3}}\widehat{B} & \cdots & \widehat{C}\widehat{A}^{0}\widehat{B} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \widehat{C}\widehat{A}^{N_p^{-1}}\widehat{B} & \widehat{C}\widehat{A}^{N_p^{-2}}\widehat{B} & \widehat{C}\widehat{A}^{N_p^{-3}}\widehat{B} & \cdots & \widehat{C}\widehat{A}^{N_p^{-N_c}}\widehat{B} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{G}_n = \begin{bmatrix} \widehat{C}\widehat{G} & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} \\ \widehat{C}\widehat{A}\widehat{G} & \widehat{C}\widehat{G} & \cdots & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \widehat{C}\widehat{A}^{N_p^{-1}}\widehat{G} & \widehat{C}\widehat{A}^{N_p^{-2}}\widehat{G} & \cdots & \widehat{C}\widehat{G} \end{bmatrix}, \mathbf{D}_n = \begin{bmatrix} \overline{D} \\ \overline{D} \\ \vdots \\ \overline{D} \end{bmatrix}$$

结合列车制动控制目标,定义系统的目标 函数:

分别为: $Q_Q = I_{N_h} \otimes Q, \quad R_R = I_{N_h} \otimes R$

其中,Q和R矩阵为优化系统输出状态向量和控制状态向量的权重矩阵,⊗表示Kroneck乘积.

此外,本文在列车制动过程中还考虑了列车加 速度 *a*_h 和加速度变化率 Δ*a*_h 变化对乘客的舒适 性影响^[21],因此引入如下约束条件限制列车制动 加速度和加速度变化率的最大值,即有:

$$\begin{cases} \max(-\mu g, a_{h\min}) \leqslant a_h \leqslant \min(\mu g, a_{h\max}) \\ \Delta a_{h\min} \leqslant \Delta a_h \leqslant \Delta a_{h\max} \end{cases}$$

(17)

式中,g为重力加速度, a_{hmin} 和 a_{hmax} 分别为设定 的列车最小和最大制动加速度, Δa_{hmin} 和 Δa_{hmax} 分 别为设定的列车最小和最大制动加速度变化率.利 用式(17),定义系统约束为:

$$\begin{cases}
\Delta \boldsymbol{U}_{\min} \leqslant \Delta \boldsymbol{U} \leqslant \Delta \boldsymbol{U}_{\max} \\
\boldsymbol{U}_{\min} \leqslant \boldsymbol{A}_{t} \Delta \boldsymbol{U} + \boldsymbol{U}_{t} \leqslant \boldsymbol{U}_{\max}
\end{cases}$$
(18)

式中, ΔU_{\min} 和 ΔU_{\max} 分别为控制时域内输入增量的最小值和最大值集合, U_{\min} 和 U_{\max} 分别为控制时域内输入量的最小值和最大值集合, U_t 和 A_t 分别定义为:

$$\boldsymbol{U}_{t} = \boldsymbol{1}_{Nc} \otimes \boldsymbol{u} (k-1)$$
$$\boldsymbol{A}_{t} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 1 & 1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & 1 & \cdots & 1 \end{bmatrix}_{N_{c} \times N}$$

求解约束条件(18)下的最优二次型问题(16) 可以得到:

 $\Delta \boldsymbol{U} = \begin{bmatrix} \Delta \boldsymbol{u}(k) & \Delta \boldsymbol{u}(k+1) & \cdots & \Delta \boldsymbol{u}(k+N_c-1) \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$ (19)

利用式(13)和式(19),进一步得到第 k 步期望加速 度 u(k),即期望制动加速度 a_{ref}.

2.2 下层控制器

下层控制器根据列车的期望制动加速度 a_{ref}, 基于载荷比例分配原则,首先初步确定各车轴制动 力,再利用 PID 原理进行车轴制动力的反馈补偿, 最后根据车轮转动动力学,确定各轮胎的制动力 矩.具体过程如下.

首先,根据牛顿第二定理,制动工况下列车纵 向动力学方程为:

$$a_{ref} = -\frac{1}{m} [F_b + \sum F(v)]$$
⁽²⁰⁾

式中, F_b 为地面提供的总制动力,m 为列车总质 量, $\Sigma F(v)$ 为轮胎滚动、坡道和列车空气阻力等合 力.当期望制动加速度 a_{ref} 确定后,由式(20)可以 计算出列车所需的总制动力 F_b .假设第i个车轴 垂向载荷为 F_{zi} ,i=1,2,3,4.根据载荷比例分配原 则,可以得到第i个车轴所需的制动力 F_{zi} 为:

$$F_{xi} = \frac{F_{zi}}{mg} F_b \tag{21}$$

其次,根据各车体实时加速度 a_j 和期望加速 度 a_{ref} 的偏差及车间实时铰接力 F_h 与理想铰接力 F_{ref} 的偏差,基于 PID 控制原理,确定第 j 节车的 补偿制动力:

 $F_{jb} = \kappa_1 F_{1jb}(t) + \kappa_2 F_{2jb}(t)$ (22) 式中, κ_1 和 κ_2 为权重系数, $F_{1jb}(t)$ 和 $F_{2jb}(t)$ 分别 为第*j*节车体的补偿制动力, $j = 1, 2, 3, 1 = 1^{[22]}$:

$$\begin{cases} F_{1jb}(t) = K_{1jp}e_{1j}(t) + K_{1ji} \int_{0}^{t} e_{1j}(t) dt + K_{1jd} \frac{de_{1j}(t)}{dt} \\ F_{2jb}(t) = K_{2jp}e_{2j}(t) + K_{2ji} \int_{0}^{t} e_{2j}(t) dt + K_{2jd} \frac{de_{2j}(t)}{dt} \end{cases}$$
(23)

式中, K_{1jp} , K_{2jp} , K_{1ji} , K_{2ji} , K_{1jd} 和 K_{2jd} 分别为各 PID 控制器的比例、积分和微分系数, $e_{1j}(t)$ 和 $e_{2j}(t)$ 分别为第 j 节车体的加速度偏差和车间铰接 力偏差,且有:

$$e_{1j}(t) = a_j(t) - a_{ref}(t)$$
(24)

式中,a_j(t)为第 j 节车体的实际加速度.本文选择 用第二节车体的制动力补偿第一个铰接点偏差,第 三节车体的制动力补偿第 2 个铰接点偏差,第一节 车体制动力不参与铰接点补偿,可得:

$$\begin{cases} e_{21} = 0 \\ e_{22} = F_1(t) - F_{1ref}(t) \\ e_{23} = F_2(t) - F_{2ref}(t) \end{cases}$$
(25)

式中, $F_1(t)$ 和 $F_2(t)$ 分别为首车与中间车之间和 中间车与尾车之间铰接点的实际铰接力, $F_{1ref}(t)$ 和 $F_{2ref}(t)$ 分别为首车与中间车之间和中间车与 尾车之间铰接点的理想铰接力.利用式(21)和式 (22)可得*PID*补偿后每根轴的制动力 F_a 为:

$$\begin{cases} F_{c1} = F_{x1} + 1/2F_{1b} \\ F_{c2} = F_{x2} + 1/2F_{1b} \\ F_{c3} = F_{x3} + F_{2b} \\ F_{c4} = F_{x4} + F_{3b} \end{cases}$$
(26)

本文采用左右轮胎平均分配方式分配制动力, 所以*i*轴轮胎制动力*F_{si}*为:

$$F_{si} = \frac{1}{2} F_{ci} \tag{27}$$

由车轮转动动力学方程可得第 *i* 轴轮胎的制动力矩 *T_{si}* 为:

$$T_{si} = F_{si} \times r_0 + I_{si} \dot{\omega}_{si} \tag{28}$$

式中, r_0 为轮胎转动半径, I_{si} 和 $\dot{\omega}_{si}$ 分别为第i轴轮胎转动惯量和轮胎角加速度.

3 仿真与分析

根据上文的列车紧急制动控制策略,本节将基于 Matlab/Simulink 与 Trucksim 联合仿真研究列 车在制动动力学问题.列车主要参数见表 1.

表 1 虚拟轨道列车参数^[23,24] Table 1 Virtual track train parameters^[23,24]

Parameter	Value
Sprung mass m_1 of first vehicle	9000kg
Sprung mass m_2 of middle vehicle	9000kg
Sprung mass m_3 of last vehicle	9000 kg
Distance l_f form front axle to the vehicle mass center	3.50m
Distance \boldsymbol{l}_r form rear axle to the vehicle mass center	3.50m
Distance l_c form vehicle mass center to the hitch	5.65m
Height h_s of the vehicle mass center	1.00m
Tire radius r_0	0.53m

3.3

3.1 列车载重对车间铰接力的影响

假设轮胎与路面附着系数 μ 为 0.85,车速为 50 km/h,分别考虑列车空载 AW0(m=27t)、定员 AW1(m=40t)和超员 AW2(m=48.5t) 三种情况, 研究列车在紧急制动过程中车间最大铰接力.图 4 为上述三种情况下首车与中间车的最大铰接力 F_{m1}及尾车与中间车的最大铰接力 F_{m2} 的对比图. 从图 4 中可以看出,列车的最大铰接力随载重变大 而增加.这是因为列车在制动过程中车体惯性会形 成纵向冲击效应,大载重车辆的铰接力往往会较大.



3.2 制动初始车速对车间铰接力的影响

以轮胎与路面附着系数 "为 0.85 为例进一步 比较分析列车分别以 30km/h、40km/h 和 50km/h 车速进行紧急制动时车间最大铰接力.图 5 为对应 上述三种车速的车间铰接力 F_{m1} 和 F_{m2} 的对比 图.图5表明列车制动时行驶速度越大,相应的车 间铰接力也较大.一般情况下,列车制动时车速越 大,相应的最大制动加速度较大,在车辆惯性的作 用下,车间铰接力往往比较大.



动过程中车间最大铰接力变化情况,并将结果与文 献[25]中基于 Honda 安全距离模型的经典紧急制 动方法的结果进行比较,图6表明基于本文方法列 车在三种路面条件进行紧急制动时车间最大铰接 力变化相对稳定,且均小于传统方法的结果,这是 因为本文采用了 PID 补偿控制器对车间铰接力优 化. 由图 6 可以看出,相较于附着系数 $\mu = 0.85$ 路 面,列车在附着系数阶跃变化的路面上紧急制动 时,车间最大铰接力 F_{m1} 和 F_{m2} 降低幅度较大;而 列车在附着系数 μ=0.50 的路面上紧急制动时,车 间最大铰接力F_{m1}降低幅度较大,而车间最大铰接 力 F.... 无明显变化. 上述现象与车轮纵向滑移率有 关,将在下文进一步阐述与分析.

路面附着系数对车间铰接力的影响

真实道路的路面附着条件是变化的.考虑表 2

中三种路面附着条件,研究车速为 50km/h 列车制

三种路面附着工况 表 2 Table 2 Three road adhesion conditions in simulation

Case	Road adhesion condition
1	Uniform coefficient ($\mu = 0.85$)
2	Uniform coefficient ($\mu = 0.50$)
3	Step variable coefficient (from $\mu = 0.50$ to $\mu = 0.30$)



图 7 为车速 50km/h 列车在上述三种路面附 着条件下紧急制动时第二、三和四轴轮胎滑移率变 化的时程曲线图.从图7(a)可以看出,基于本文方 法和传统方法,列车在附着系数 $\mu=0.85$ 的路面上 紧急制动时均未出现车轮抱死情况,当列车在后两

Axle 2 Axle 3

urrent meth

Traditional method

- Axle 2

Current method

Traditional method

5

Axle 2

Axle 3

Axle 4

Current n

5

raditional method

5

-- Axle 3

- Axle 4

5

10

10

10

10

10

5

5

--- Axle 4

0.5

0

.1

0.5

0

Time /s

(a) Case 1

0.5

0

1

0.5

0

Time /s

(b) Case 2

0.5

0

1

0.5

0

0

0

3.8

0

0

0

0

4.2

4.2

此外,本文还比较研究了车速为 50km/h 列车 在附着系数阶跃变化的路面上紧急制动时最终停 车距离、预警时间 TTC、最大制动加速度 amax 和最 大制动加速度变化率 J max 等指标,主要结果见图 8 和表 3. 图 8 为列车在制动过程中与前车的相对位 移和相对速度变化曲线图.由图8可以看出,本文

本文方法与传统方法的评价指标 **表** 3 Table 3 Evaluation indexes of current method and traditional method

Evaluation index	Current method	Traditional method
Distance between parking cars/m	8.49	5.40
TTC/s	2.90	2.42
$amax/(m/s^2)$	-4.90	-4.20
$I_{max}/(m/s^3)$	-6.00	-8.56



图 7 不同路面附着工况下的滑移率 Fig. 7 Slip rates of tires on vehicle axles under road adhesion conditions

3.8

Time /s

(c) Case3

种附着条件路面进行紧急制动时,本文方法可以实 时估计路面附着系数并调整期望制动加速度最大 值,有效控制了车轮的滑移率,避免车轮出现抱死 现象;而基于传统方法列车在制动过程中发生车轮 抱死现象,见图 7(b)和图 7(c).此外,列车在附着 系数阶跃变化的路面紧急制动时,列车车轮转动出

0.07

0.06

0.05

0.04

0.03

0.1

0.08

0.06

0.04

0.12

0.1

0.08

0.06

0.04

4.05

4.05

0.06

0.04

0.02

3.5

3.5

Slip rate

4.1

4.1

Slip rate

3.6

3.6

Slip rate

Non-locking wheel

3.8

3.8

Non-locking wheel

4.15

Synchronous

brake lock-up

4.15

Non-locking wheel

36

3.6

Asynchronous

brake lock-up

37

3.7

4.2

4.2

Non-locking wheel

4

4

相对距离与相对速度对比图 Fig. 8 Comparison of relative distance and relative speed

73

方法可以实时预估路面附着系数,并提前进行 制动,保证最终停车距离在安全范围内.本文方法 的最大加速度变化率更小,更能满足列车的舒适性 要求,如表 3 所示.

4 结论

本文提出了一种匹配虚拟轨道列车的自动紧 急制动控制策略,并研究了不同工况下列车车间铰 接力变化情况,得出如下主要结论:(1)列车载重和 制动时车速对车间最大铰接力有影响,且随着载重 和制动车速增加呈现出增大变化趋势;(2)路面附 着系数对车间最大铰接力的影响比较复杂.以本文 研究而言,路面附着系数变化会导致列车车轮非同 步抱死,此时车间最大铰接力将增加,而当车轮发 生同步抱死时,车间最大铰接力则减少.因此,本文 建议长大重载型虚拟轨道列车在实施制动时,需要 重点考虑路面附着条件不确定性和可变性对车辆 制动性能的影响.

参考文献

 [1] 任利惠,李稳,冷涵,等.轮胎式轨道交通车辆动力学研究现状与挑战[J].交通运输工程学报, 2021,21(6):8-30.

> REN L H, LI W, LENG H, et al. Research on dynamics of rail transit vehicle with tire running gears: state-of-arts and challenges [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(6): 8-30. (in Chinese)

- YIN Z H, ZHANG J Y, LU H Y. Establishment and comparison of a spatial dynamics model for virtual track train with different steering modes [J].
 Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics, 2021, 235(3): 481-498.
- [3] LENG H, REN L H, JI Y J. Cascade modular path following control strategy for gantry virtual track train: time-delay stability and forward predictive model [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2022, 71(7): 6969-6983.
- [4] SHEN L, ZHANG L W. Trajectory following control of modern configurable multi-articulated urban bus based on model predictive control [J]. Sustainability, 2022, 14(24): 16619.

[5] 孙帮成,刘志明,崔涛,等.一种汽车列车结构及

其路径跟踪控制方法[J]. 机械工程学报, 2018, 54 (24): 181-188. SUN B C, LIU Z M, CUI T, et al. New structure

for train-like vehicle and its path tracking method [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54 (24): 181-188. (in Chinese)

- [6] LENG H, REN L H, JI Y J. Path-following control strategy for gantry virtual track train based on distributed virtual driving model [J]. Vehicle System Dynamics, 2024, 62(1): 85-113.
- [7] 张众华,杨蔡进,张卫华.虚拟轨道列车超螺旋滑 模自适应导向控制[J].交通运输工程学报,2023, 23(5):163-182.
 ZHANG Z H, YANG C J, ZHANG W H. Adaptive guidance control of super-twisting sliding mode for virtual track train [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2023, 23(5):163-182. (in Chinese)
- [8] ZHANG D H, YANG C J, ZHANG W H, et al. A novel tracking control method for the distributeddrive and active-steering articulated virtual rail train [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2022, 236(2): 418-440.
- [9] MARUMO Y, YOKOTA T, AOKI A. Improving stability and lane-keeping performance for multi-articulated vehicles using vector follower control [J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 58(12): 1859-1872.
- [10] ISLAM M M, DING X J, HE Y P. A closed-loop dynamic simulation-based design method for articulated heavy vehicles with active trailer steering systems [J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(5): 675-697.
- [11] 何仁, 冯海鹏. 自动紧急制动(AEB)技术的研究与进展[J]. 汽车安全与节能学报, 2019, 10(1): 1-15.

HE R, FENG H P. Research and development of autonomous emergency brake (AEB) technology [J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2019, 10(1): 1-15. (in Chinese)

- [12] LEE J, KIM G, KIM B. Study on the improvement of a collision avoidance system for curves [J]. Applied Sciences, 2019, 9(24): 5380.
- [13] RAJARAM V, SUBRAMANIAN S C. Design and hardware-in-loop implementation of collision avoidance algorithms for heavy commercial road vehicles

[J]. Vehicle System Dynamics, 2016, 54(7): 871 -901.

- [14] 郭祥靖,孙攀,邓杰,等. 基于 BP 神经网络算法预测的重型半挂汽车列车 AEB 控制策略研究[J]. 汽车工程,2021,43(9):1350-1359+1366.
 GUO X J, SUN P, DENG J, et al. Research on AEB control strategy of a heavy tractor-semitrailer
 - combination based on BP neural network algorithm prediction [J]. Automotive Engineering, 2021, 43 (9): 1350-1359+1366. (in Chinese)
- [15] LEUNG H, ZHU Z W, DING Z. An aperiodic phenomenon of the extended Kalman filter in filtering noisy chaotic signals [J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2000, 48(6): 1807-1810.
- [16] 王郭俊,许洪国,刘宏飞.双半挂汽车列车两种建模方法的对比研究[J].湖南大学学报(自然科学版),2018,45(2):53-61.
 WANG G J, XU H G, LIU H F. Comparative study on two modeling methods for B-double vehi
 - cles [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2018, 45(2): 53-61. (in Chinese)
- [17] 李刚,解瑞春,李宁,等.基于卡尔曼滤波的车辆 状态与路面附着估计[J].华南理工大学学报(自然 科学版),2014,42(8):129-135.

LIG, XIE R C, LI N, et al. Estimation of vehicle state and road adhesion coefficient based on Kalman filter [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2014, 42 (8): 129-135. (in Chinese)

[18] 党睿娜, 李升波, 王建强, 等. 兼顾节能与安全的 电动车 ACC 系统[J]. 汽车工程, 2012, 34(5): 379 - 384+393.

> DANG R N, LI S B, WANG J Q, et al. Adaptive cruise control system of electric vehicles considering both economy and safety [J]. Automotive Engineering, 2012, 34(5): 379-384+393. (in Chinese)

[19] 赵亚男,王泰翔,高利,等.基于模型预测控制的 可变目标距离自适应巡航控制研究[J].北京理工 大学学报,2023,43(5):499-509.

> ZHAO Y N, WANG T X, GAO L, et al. A Model Predict Control based Adaptive Cruise Control of Variable Target Distance [J]. Transactions of Bei

jing Institute of Technology, 2023, 43(5): 499-509. (in Chinese)

- [20] 龚建伟,刘凯,齐建永.无人驾驶车辆模型预测控制[M].2版.北京:北京理工大学出版社,2020.
 GONG J W, LIU K, QI J Y. Model predictive control for self-driving vehicles [M]. 2nd ed. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2020. (in Chinese)
- [21] LI S B, LI K Q, RAJAMANI R, et al. Model predictive multi-objective vehicular adaptive cruise control [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2011, 19(3): 556-566.
- [22] 刘强,杨蔡进,张卫华,等.基于阿克曼原理的 4WID/4WIS汽车循迹控制研究[J].动力学与控制 学报,2023,21(1):36-44.
 LIU Q,YANG C J,ZHANG W H, et al. Research on tracking control of 4WID/4WIS vehicle based on Aekerman principle [J]. Journal of Dynamics and Control, 2023, 21(1):36-44. (in Chinese)
- [23] 李前明,杨蔡进,李艳,等.基于协同转向的铰接 车辆轨迹跟随控制研究[J].动力学与控制学报, 2023,21(2):87-95.

LI Q M, YANG C J, LI Y, et al. Research on trajectory following control of articulated vehicle based on cooperative active steering [J]. Journal of Dynamics and Control, 2023, 21(2): 87-95. (in Chinese)

- [24] 张立伟,刘晋琦,张孟磊,等.现代无轨列车横摆 稳定控制策略[J].交通运输工程学报,2023,23
 (2):240-250.
 ZHANG L W, LIU J Q, ZHANG M L, et al. Yaw stability control strategy of modern trackless train
 [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2023, 23(2): 240-250. (in Chinese)
- [25] 胡远志,吕章洁,刘西.基于 PreScan 的 AEB 系统 纵向避撞算法及仿真验证[J]. 汽车安全与节能学 报,2017,8(2):136-142.
 HU Y Z, LV Z J, LIU X. Algorithm and simulation verification of longitudinal collision avoidance for autonomous emergency break (AEB) system based on PreScan [J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2017, 8(2):136-142. (in Chinese)