

doi: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2024.10.004

面向转向制动工况的制动力动态分配策略*

吴桐¹, 荣劲¹, 王军年², 孙文³, 初亮², 葛林鹤¹

(1. 湖北汽车工业学院, 汽车动力传动与电子控制湖北省重点实验室, 十堰 442002; 2. 吉林大学汽车工程学院, 长春 130022;
3. 常州工学院汽车工程学院, 常州 213032)

[摘要] 受轮胎侧偏、载荷横移等因素的影响, 汽车在转向制动工况下的动力学行为比直线制动更复杂。深入探究该工况下改善汽车循迹能力的制动力分配策略, 对于保障行车安全具有重要意义。对此, 本文以电子机械制动为载体, 进一步研究转向制动工况下的制动力分配策略。首先, 以2自由度汽车动力学模型为参考, 基于模型预测控制算法求解汽车保持稳定行驶时前和后轴车轮所需的最低侧向力。然后, 通过在线求解附着椭圆得出可供各车轮制动的最大纵向力。在此基础上, 以最大纵向力为依据进一步计算制动力分配系数, 实现制动力优化分配。仿真和试验结果表明: 所提出的制动力分配策略能够根据汽车行驶工况、载荷状态和路面附着条件动态调节制动力分配比例, 提升了转向制动工况汽车的循迹能力。

关键词: 制动力动态分配; 转向制动; 电子机械制动; 模型预测控制; 循迹能力

Dynamic Braking Allocation Strategy for Turning-Braking Maneuver

Wu Tong¹, Rong Jing¹, Wang Junnian², Sun Wen³, Chu Liang² & Ge Linhe¹

1. Hubei University of Automotive Technology, Hubei Key Laboratory of Automotive Power Train and Electronics, Shiyan 442002;
2. College of Automotive Engineering, Jilin University, Changchun 130022;
3. School of Automotive Engineering, Changzhou Institute of Technology, Changzhou 213032

[Abstract] The vehicle dynamics during turning-braking maneuver are more complex than those on the straight lanes due to tire sideslip, load transfer and other factors. In depth investigation of the braking allocation strategy for enhancing the vehicle tracking performance in this maneuver is of great significance for driving safety. In this regard, a dynamic braking allocation strategy within electro-mechanical brake (EMB) is further investigated in this study. Firstly, the 2-DOF-vehicle dynamics model is taken as a reference, and the minimum lateral force requirements for stable driving of the front and rear axles are solved based on the model predictive control (MPC) algorithm. Then, the maximum longitudinal force available for braking each wheel is obtained by solving the friction circle online. Moreover, the braking allocation ratios are calculated according to the obtained maximum longitudinal force to realize the optimal braking allocation. The simulation and test results show that the proposed strategy enhances the vehicle tracking performance in turning-braking by dynamically adjust the braking force allocation ratios according to the driving conditions, load status and road adhesion conditions of the vehicle.

Keywords: dynamic braking force allocation; turning braking; electro-mechanical brake; model predictive control; tracking performance

* 国家自然科学基金(52272365)、湖北省中央引导地方科技发展专项(2022BGE248)、吉林省自然科学基金(20220101200JC)、汽车动力传动与电子控制湖北省重点实验室开放基金(ZDK1202204)和湖北汽车工业学院博士科研启动基金(BK202214)资助。

原稿收到日期为2024年07月23日, 修改稿收到日期为2024年08月26日。

通信作者: 王军年, 工学博士, 教授, 博士生导师, E-mail: wjn@jlu.edu.cn。

前言

合理分配制动力不仅能够提升各车轮制动效率,还能避免汽车在转向制动时因车轮受力不均而出现打滑甚至甩尾等情况。目前,业内普遍认可基于理想制动力分配曲线(I-曲线)的制动力分配策略。I-曲线能够在直线制动时使各车轮充分利用路面附着条件,并保证汽车的方向稳定性。

然而,受轮胎侧偏、载荷横移等因素的影响,汽车在转向制动工况下的动力学行为比直线制动更复杂。同时,受制于制动系统结构方案和执行部件动态特性,以比例阀、感载阀为压力调节装置的传统燃油车无法实现真正意义上的理想制动力分配。伴随着智能电动汽车的产生和自动驾驶技术的发展,汽车制动系统正朝着“线控化”的趋势演变。线控制动系统(BBWs)能够独立调节各车轮制动力,并具有响应速度快、控制精度高等特点。因此,越来越多的学者开始关注汽车在转向制动工况下的制动力分配问题,并基于BBWs进行了研究。

文献[1]中以保证汽车制动性和稳定性为目标,建立了多目标优化模型并采用粒子群算法优化求解各车轮制动力分配比例,结果表明:优化后的制动力分配比例使汽车制动性能提升6.46%。文献[2]中提出了基于滑移率的BBWs制动力最优分配策略,结果表明:所提出的制动力分配策略始终能保证前轮滑移率大于后轮且后轮滑移率最优,在提高汽车制动稳定性的同时获得了较短的制动距离。为保障汽车的制动稳定性,文献[3]~文献[8]中首先根据横摆角速度和质心侧偏角决策期望横摆力矩,然后以轮胎工作负荷最小为目标、以附着椭圆为约束对期望横摆力矩进行分配,其中:文献[3]中提出了一种基于最优滑移率计算附着椭圆的方法,该方法避免了轮胎侧偏刚度估计误差等问题;文献[5]中建立了基于模型的汽车稳定性控制器,并通过在线估算轮胎侧向力和侧偏刚度来处理模型失配问题;文献[7]中基于凸优化方法求解附着椭圆,进一步精确计算了轮胎力分配的可行域。此外,文献[9]中进一步根据载荷转移情况对各车轮制动力分配结果进行修正,使汽车的实际行驶状态跟随期望状态,结果表明:所提出的分配策略很好地利用了附着力,并确保了车辆在转弯制动过程中的稳定性。为

提高BBWs安全性能,文献[10]中对前后轴制动力分配方法进行了改进,提出了基于安全特性的BBWs制动力分配方法并进行NYCC循环工况的仿真,结果表明:与I-曲线分配方法相比,所提出的制动力分配方法使BBWs压力调节阀的动作频率大幅降低。

综上所述,现有关于制动力分配问题的研究大多关注汽车在转向制动工况下的稳定性,并在建立优化目标、设定约束条件的基础上,基于优化算法求解各车轮制动力分配比例^[1-8]。此外,部分研究进一步考虑了载荷转移以及执行器动态特性对制动力分配的影响^[9-10]。然而,对于如何在转向制动工况下提升汽车的循迹能力却鲜有研究。

对此,本文以电子机械制动(EMB)为载体,进一步研究转向制动工况下改善汽车循迹能力的制动力分配策略。首先,以2自由度汽车动力学模型为参考,基于模型预测控制(MPC)算法求解汽车保持稳定行驶时前、后轴车轮所需的最低侧向力。然后,通过在线求解附着椭圆得出可供各车轮制动的最大纵向力。在此基础上,以最大纵向力为依据进一步计算制动力分配系数,实现制动力优化分配。最后,通过联合仿真分析和硬件在环试验验证所提出制动力分配策略的可行性与有效性。

1 制动力动态分配策略架构

本文提出的制动力动态分配策略架构如图1所示。总的来说,控制策略包括车轮侧向力预测、附着椭圆求解和制动力动态分配3个模块。首先,车轮侧向力预测模块以2自由度汽车动力学模型为参考决策期望控制效应,并以前轮转角 δ_f 、质心侧偏角 β 、横摆角速度 ω_r 和纵向车速 v_x 为输入,基于MPC算法求解汽车保持稳定行驶时前、后轴车轮所需的最低侧向力($F_{y_d,f}$ 和 $F_{y_d,r}$)。其次,附着椭圆求解模块以车轮垂向载荷 $F_{z,i}$ 和侧向力需求($F_{y_d,f}$ 和 $F_{y_d,r}$)为输入,求解满足侧向力需求前提下可供各车轮制动的最大纵向力 $F_{x_d,i}$ (i 用于指示车轮位置:fl,fr,rl,rr分别代表左前、右前、左后和右后车轮)。最后,为避免汽车动力学模型和参数计算误差导致车轮意外抱死,制动力动态分配模块将以轮胎纵向力 $F_{x_d,i}$ 为依据进一步计算制动力分配系数,并将总制动力需求 F_d 分配至各车轮。

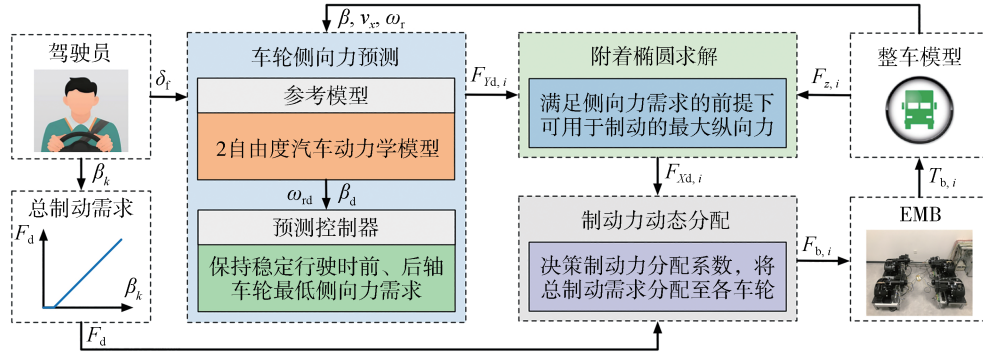


图1 制动力动态分配策略架构

2 预测控制器设计与参数整定

准确预测并求解汽车保持稳定行驶时前和后车轮的侧向力需求是实现制动力动态分配的关键。考虑到MPC算法通过滚动求解带约束的优化问题来预测被控对象未来的行为并控制系统的响应,能够根据状态量变化动态调整控制目标,更好地应对系统的时变性,本文基于MPC算法设计预测控制器并求解车轮侧向力需求。

2.1 参考模型建立

本文提出的制动力动态分配策略的目的在于提升汽车转向制动工况下的循迹能力,因此,在决策期望控制效应时应重点关注车身的横摆和侧向运动。选取考虑车身横摆与侧向运动的2自由度汽车模型为参考,既能满足实际问题的需要,又能降低模型复杂程度、减轻运算负担。2自由度汽车动力学模型如图2所示。

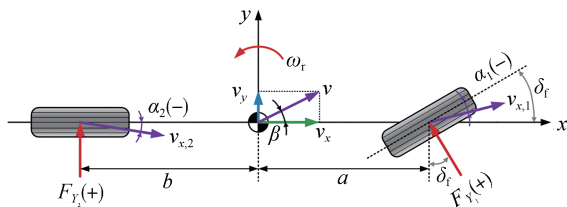


图2 2自由度汽车动力学模型

以车身质心侧偏角 β 和横摆角速度 ω_r 同时作为状态量和输出量,选取前、后轴轮胎侧向力 $F_{y,r}$ 和 $F_{y,f}$ 作为控制量,将2自由度汽车模型表示成状态空间的形式,即

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}(t)\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}(t)\mathbf{u}(t) \\ \mathbf{y}(t) = \mathbf{C}(t)\mathbf{x}(t) \end{cases} \quad (1)$$

其中:

$$\mathbf{x}(t) = \begin{pmatrix} \beta \\ \omega_r \end{pmatrix}; \mathbf{u}(t) = \begin{pmatrix} F_{y,f} \\ F_{y,r} \end{pmatrix}; \mathbf{A}(t) = \begin{pmatrix} 0 & -1 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{C}(t) = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}; \mathbf{B}(t) = \begin{pmatrix} \cos \delta_f & 1 \\ mv_x & mv_x \\ a \cos \delta_f & -b \\ I_z & -I_z \end{pmatrix}$$

式中: m 为汽车质量; a 和 b 分别为质心距前、后轴的距离; δ_f 为车轮转角; I_z 为车身转动惯量。

2.2 预测控制器设计

2.2.1 广义状态空间模型

采用1阶差商的方法对参考模型离散化,结果如下:

$$\begin{cases} \mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}(k)\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}(k)\mathbf{u}(k) \\ \mathbf{y}(k) = \mathbf{C}(k)\mathbf{x}(k) \end{cases} \quad (2)$$

式中: $\mathbf{A}(k) = \mathbf{I} + \mathbf{T}\mathbf{A}(t)$; $\mathbf{B}(k) = \mathbf{T}\mathbf{B}(t)$; $\mathbf{C}(k) = \mathbf{T}\mathbf{C}(t)$; T 为时间常数。为简化表达,下文将 $\mathbf{A}(k)$ 、 $\mathbf{B}(k)$ 和 $\mathbf{C}(k)$ 分别简记为 \mathbf{A}_k 、 \mathbf{B}_k 和 \mathbf{C}_k 。

若以当前采样时刻的状态量 $\mathbf{x}(k)$ 和上一采样时刻的控制量 $\mathbf{u}(k-1)$ 作为广义状态量,可将式(2)写成矩阵的形式,结果如下:

$$\begin{cases} \begin{pmatrix} \mathbf{x}(k+1) \\ \mathbf{u}(k) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{A}_k & \mathbf{B}_k \\ 0 & \mathbf{I} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{x}(k) \\ \mathbf{u}(k-1) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{B}_k \\ \mathbf{I} \end{pmatrix} \Delta \mathbf{u}(k) \\ \mathbf{y}(k) = (\mathbf{C}_k \quad 0) \begin{pmatrix} \mathbf{x}(k) \\ \mathbf{u}(k-1) \end{pmatrix} \end{cases} \quad (3)$$

定义:

$$\zeta(k|t) \triangleq \begin{pmatrix} \mathbf{x}(k) \\ \mathbf{u}(k-1) \end{pmatrix}; \tilde{\mathbf{A}}_k \triangleq \begin{pmatrix} \mathbf{A}_k & \mathbf{B}_k \\ 0 & \mathbf{I} \end{pmatrix}$$

$$\tilde{\mathbf{B}}_k \triangleq \begin{pmatrix} \mathbf{B}_k \\ \mathbf{I} \end{pmatrix}; \tilde{\mathbf{C}}_k \triangleq (\mathbf{C}_k \quad 0)$$

式中 $\zeta(k|t)$ 表示在 t 时刻预测 k 个采样周期所得到的状态。为便于表达,视 $\zeta(k|t)$ 与 $\zeta(k)$ 等同。综

上,可将广义状态空间模型以控制增量 $\Delta u(k)$ 的形式表达如下:

$$\begin{cases} \zeta(k+1) = \tilde{A}_k \zeta(k) + \tilde{B}_k \Delta u(k) \\ y(k) = \tilde{C}_k \zeta(k) \end{cases} \quad (4)$$

2.2.2 预测方程

假设MPC算法的预测时域为 N_p , 根据式(4)可分别得出系统在第 k 个 ($0 \leq k \leq N_p, k \in Z$) 步长下状态量和输出量的预测方程:

$$\begin{cases} X = A\zeta(0) + \Gamma \Delta U \\ Y = \Omega \zeta(0) + \Theta \Delta U \end{cases} \quad (5)$$

其中:

$$X \triangleq \begin{pmatrix} \zeta(k+1) \\ \zeta(k+2) \\ \zeta(k+3) \\ \vdots \\ \zeta(k+N_p) \end{pmatrix}; A \triangleq \begin{pmatrix} \tilde{A}_k \\ \tilde{A}_k^2 \\ \tilde{A}_k^3 \\ \vdots \\ \tilde{A}_k^{(N_p)} \end{pmatrix}$$

$$\Theta \triangleq \begin{pmatrix} \tilde{C}_k \tilde{B}_k & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \tilde{C}_k \tilde{A}_k \tilde{B}_k & \tilde{C}_k \tilde{B}_k & 0 & \cdots & 0 \\ \tilde{C}_k \tilde{A}_k^2 \tilde{B}_k & \tilde{C}_k \tilde{A}_k \tilde{B}_k & \tilde{C}_k \tilde{B}_k & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \tilde{C}_k \tilde{A}_k^{(N_p-1)} \tilde{B}_k & \tilde{C}_k \tilde{A}_k^{(N_p-2)} \tilde{B}_k & \tilde{C}_k \tilde{A}_k^{(N_p-3)} \tilde{B}_k & \cdots & \tilde{C}_k \tilde{B}_k \end{pmatrix}$$

从上述预测方程可以看出:在预测时域内系统的状态量 X 和输出量 Y 均可以通过当前状态量 $\zeta(0)$ 和控制增量 ΔU 计算得到。

2.2.3 期望控制效应

在每一个采样时刻的状态量参考目标为

$$y(k) = \begin{pmatrix} \beta_d(k) \\ \omega_{rd}(k) \end{pmatrix} \quad (6)$$

为简化控制器设计,取 $\beta_d(k) = 0$, 即期望的质心侧偏角为零^[10-12]。

当车速为定值且轮胎处于线性区域时,汽车的横摆角速度和前轮转角近似呈线性关系。因此,设定横摆角速度参考值为

$$\omega_{rd} = \frac{v_x \delta_f}{L(1 + Kv_x^2)} \quad (7)$$

式中: L 为汽车轴距; K 为稳定性因数。除此之外,汽车的运动还受到路面附着条件的限制,对于侧向运动而言,有

$$\omega_{r, \max} = \frac{\mu g}{v_x} \quad (8)$$

综上,横摆角速度参考值^[13-14]为

$$\omega_{rd} = \min \left\{ \left| \frac{v_x \delta_f}{L(1 + Kv_x^2)} \right|, \left| \frac{\mu g}{v_x} \right| \right\} \text{sign}(\delta_f) \quad (9)$$

$$\Delta U \triangleq \begin{pmatrix} \Delta u(0) \\ \Delta u(1) \\ \Delta u(2) \\ \vdots \\ \Delta u(N_p - 1) \end{pmatrix}; Y \triangleq \begin{pmatrix} y(k+1) \\ y(k+2) \\ y(k+3) \\ \vdots \\ y(k+N_p) \end{pmatrix}$$

$$\Omega \triangleq \begin{pmatrix} \tilde{C}_k \tilde{A}_k \\ \tilde{C}_k \tilde{A}_k^2 \\ \tilde{C}_k \tilde{A}_k^3 \\ \vdots \\ \tilde{C}_k \tilde{A}_k^{(N_p)} \end{pmatrix}$$

$$\Gamma \triangleq \begin{pmatrix} \tilde{B}_k & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \tilde{A}_k \tilde{B}_k & \tilde{B}_k & 0 & \cdots & 0 \\ \tilde{A}_k^2 \tilde{B}_k & \tilde{A}_k \tilde{B}_k & \tilde{B}_k & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \tilde{A}_k^{(N_p-1)} \tilde{B}_k & \tilde{A}_k^{(N_p-2)} \tilde{B}_k & \tilde{A}_k^{(N_p-3)} \tilde{B}_k & \cdots & \tilde{B}_k \end{pmatrix}$$

2.2.4 优化目标函数

分别考虑:(1)控制量对参考目标的跟踪能力和跟踪精度;(2)通过限制控制增量取值范围以避免控制量突变;(3)通过加入松弛因子 ε 来避免在有限时间内MPC算法不收敛。所构造的优化目标函数如下:

$$J^* = \|Y - Y_{\text{ref}}\|_Q^2 + \|\Delta U\|_R^2 + \rho \varepsilon^2 \quad (10)$$

式中: Y_{ref} 为状态量的参考目标; Q 为控制权重矩阵; R 为能量权重矩阵; ρ 和 ε 为常数。进一步将目标函数转化为二次规划的标准形式:

$$\min_{\Delta U} (J^*) = \min_{\Delta U} \left[\frac{1}{2} (\Delta U^T, \varepsilon)^T H (\Delta U, \varepsilon) + f^T (\Delta U, \varepsilon) \right] \quad (11)$$

$$\text{其中: } H = \begin{pmatrix} \Theta^T Q \Theta + R & 0 \\ 0 & \rho \end{pmatrix}; f = (2E^T Q \Theta \quad 0)$$

$$E \triangleq \Omega \zeta(0) - Y_{\text{ref}}$$

2.2.5 约束条件

(1) 控制增量约束

为避免控制量 $F_{y,f}$ 和 $F_{y,r}$ 在两个连续的采样时刻产生突变,须对其增量 $\Delta F_{y,f}$ 和 $\Delta F_{y,r}$ 进行限制。设定 $\Delta F_y \leq 2000 \text{ N}$, 即

$$\begin{cases} \Delta u(k)_{\min} = (-2000, -2000)^T \\ \Delta u(k)_{\max} = (2000, 2000)^T \end{cases} \quad (12)$$

(2) 控制量约束

车轮侧向力方向须与前轮转角方向一致,且大小不能超过地面附着限制。因此,当 $\delta_i \geq 0$ 时,有

$$\begin{cases} \mathbf{u}(k)_{\min} = [0, 0]^T \\ \mathbf{u}(k)_{\max} = [\mu m_1 g, \mu m_2 g]^T \end{cases} \quad (13)$$

当 $\delta_i < 0$ 时,有

$$\begin{cases} \mathbf{u}(k)_{\min} = [-\mu m_1 g, -\mu m_2 g]^T \\ \mathbf{u}(k)_{\max} = [0, 0]^T \end{cases} \quad (14)$$

式中: μ 为路面附着系数; m_1 和 m_2 分别为分配到前轴和后轴的质量; g 为重力加速度。

(3) 状态量和输出量约束

状态量和输出量中的质心侧偏角 β 对汽车的稳定性有较大影响。研究表明,在附着良好的干燥路面,汽车稳定行驶的质心侧偏角 β 可达到 $\pm 12^\circ$ ^[6]。对此,定义状态量和输出量约束为

$$\begin{cases} \mathbf{X}_{\min} = \mathbf{Y}_{\min} = (-12, -\infty)^T \\ \mathbf{X}_{\max} = \mathbf{Y}_{\max} = (12, +\infty)^T \end{cases} \quad (15)$$

在附着系数较低的冰雪路面下,质心侧偏角 β 的极限值仅为 $\pm 2^\circ$ ^[6]。因此,状态量和输出量约束变为

$$\begin{cases} \mathbf{X}_{\min} = \mathbf{Y}_{\min} = (-2, -\infty)^T \\ \mathbf{X}_{\max} = \mathbf{Y}_{\max} = (2, +\infty)^T \end{cases} \quad (16)$$

2.2.6 优化问题数学模型

综上所述,在每个预测步长内MPC需要求解的优化问题为

$$\begin{cases} \min_{\Delta U} (J^*) = \min_{\Delta U} \left[\frac{1}{2} (\Delta U^T, \varepsilon)^T \mathbf{H} (\Delta U, \varepsilon) + f^T (\Delta U, \varepsilon) \right] \\ \text{s. t.} \quad \begin{pmatrix} -\mathbf{I} \\ \mathbf{I} \end{pmatrix} \Delta U \leq \begin{pmatrix} -\Delta U_{\min} \\ \Delta U_{\max} \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} -\mathbf{F} \\ \mathbf{F} \end{pmatrix} \Delta U \leq \begin{pmatrix} -\mathbf{U}_{\min} + \mathbf{E} \mathbf{U}(-1) \\ \mathbf{U}_{\max} - \mathbf{E} \mathbf{U}(-1) \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} -\mathbf{G} \\ \mathbf{G} \end{pmatrix} \Delta U \leq \begin{pmatrix} -\mathbf{X}_{\min} + \mathbf{A} \boldsymbol{\zeta}(0) \\ \mathbf{X}_{\max} - \mathbf{A} \boldsymbol{\zeta}(0) \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} -\boldsymbol{\Theta} \\ \boldsymbol{\Theta} \end{pmatrix} \Delta U \leq \begin{pmatrix} -\mathbf{Y}_{\min} + \mathbf{O} \boldsymbol{\zeta}(0) \\ \mathbf{Y}_{\max} - \mathbf{O} \boldsymbol{\zeta}(0) \end{pmatrix} \end{cases} \quad (17)$$

$$\text{其中: } \mathbf{U} \triangleq \begin{pmatrix} \mathbf{u}(0) \\ \mathbf{u}(1) \\ \mathbf{u}(2) \\ \vdots \\ \mathbf{u}(N_p - 1) \end{pmatrix}; \mathbf{E} \triangleq \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ \vdots \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{F} \triangleq \begin{pmatrix} 1 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 1 & 1 & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 1 & 1 & \cdots & 1 & 0 \\ 1 & 1 & \cdots & 1 & 1 \end{pmatrix}$$

2.3 控制器参数整定

各参数对控制效果的影响以及参数整定原则如下。

(1) 采样周期 T_s 、预测步长 N_p 和控制步长 N_c :研究表明,建议采样周期 T_s 选取为系统开环响应时间的 $1/20 \sim 1/10$ ^[15];预测步长 N_p 确定为在系统开环响应时间内采样20~30个样本的范围较为合适^[16];控制步长 N_c 应保持在预测步长 N_p 的10%~20%之间,最小值取2~3个采样时间步长^[17]。经过调整,最终确定的参数为: $T_s = 0.02$, $N_p = 30$, $N_c = 3$ 。

(2) 控制权重矩阵 \mathbf{Q} :矩阵 \mathbf{Q} 的取值应根据控制量与状态量之间的数量级之差来设定,以确保模型匹配^[15]。在本文中,控制量前、后轴侧向力的数量级为 10^3 N,状态量质心侧偏角的数量级为 10^{-2} rad,横摆角速度的数量级为 10^{-1} rad/s。因此,质心侧偏角的控制权重为 10^5 数量级,横摆角速度的控制权重为 10^4 数量级。经过调整,最终确定的控制权重矩阵为

$$\mathbf{Q} = \begin{pmatrix} 1 \times 10^5 & 0 \\ 0 & 5 \times 10^4 \end{pmatrix}$$

(3) 能量权重矩阵 \mathbf{R} :经过调整,最终确定的能量权重矩阵为

$$\mathbf{R} = 1 \times 10^{-4} \times \mathbf{I}_{(N_u \times N_u) \times (N_u \times N_u)}$$

式中 $N_u = 2$ 为控制量的维数。

3 附着椭圆求解与制动力动态分配

3.1 附着椭圆求解

若不考虑制动时轮胎纵向力的方向,可将附着椭圆表示在第1象限。假设车轮垂向载荷 F_z 和轮胎充气压力不变,则纵滑-侧偏工况下轮胎侧偏特性与附着椭圆的关系如图3所示。

从图中可以看出:描述轮胎纵向力 F_x 与侧向力 F_y 关系的椭圆(图中右侧黑色和绿色线)始终处于摩擦圆(图中右侧红色线)包络范围内^[18]。此时,椭圆的长轴等于 μF_z ,椭圆的短轴为轮胎能够传递的最大侧向力,该侧向力由轮胎侧偏特性(图中左侧)所决定。因此,若确定了椭圆的长短轴,则轮胎在对应工况下纵向力 F_x 和侧向力 F_y 的关系便可确定。

在此基础上,通过优化求解式(17)便可得出汽

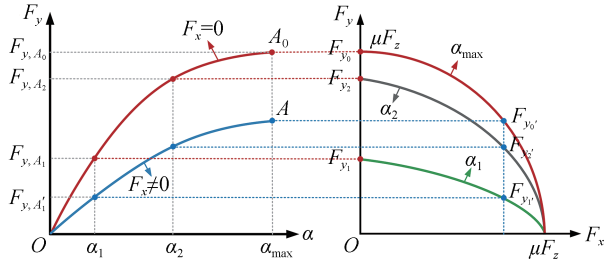


图3 轮胎侧偏特性与附着椭圆的关系

车在当前工况下(v_x , δ_f , α , μ 和 F_z 一定)满足期望控制效应(ω_{rd} 和 β_d)所需的前、后轴车轮侧向力($F_{Yd,f}$ 和 $F_{Yd,r}$)。然后以车轮垂向载荷 $F_{z,i}$ 为依据,可将 $F_{Yd,f}$ 和 $F_{Yd,r}$ 进一步转化为各车轮侧向力需求 $F_{Yd,i}$, 即

$$\begin{cases} F_{Yd,fl} = F_{Yd,f} \cdot \frac{F_{z,fl}}{F_{z,fl} + F_{z,fr}}; & F_{Yd,fr} = F_{Yd,f} \cdot \frac{F_{z,fr}}{F_{z,fl} + F_{z,fr}} \\ F_{Yd,rl} = F_{Yd,r} \cdot \frac{F_{z,rl}}{F_{z,rl} + F_{z,rr}}; & F_{Yd,rr} = F_{Yd,r} \cdot \frac{F_{z,rr}}{F_{z,rl} + F_{z,rr}} \end{cases} \quad (18)$$

当车轮侧偏角 α 、垂向载荷 F_z 、路面附着系数 μ 和车轮侧向力需求 $F_{Yd,i}$ 已知时,便可通过在线求解附着椭圆计算出可供各车轮制动的最大纵向力 $F_{Xd,i}$ 。

3.2 制动力动态分配

在得到最大纵向力 $F_{Xd,i}$ 之后,制动力分配系数可根据式(19)确定:

$$\begin{cases} \varepsilon_{fl} = F_{Xd,fl} / F_{Xd,total} \\ \varepsilon_{fr} = F_{Xd,fr} / F_{Xd,total} \\ \varepsilon_{rl} = F_{Xd,rl} / F_{Xd,total} \\ \varepsilon_{rr} = F_{Xd,rr} / F_{Xd,total} \end{cases} \quad (19)$$

式中: ε_i 为各车轮制动力分配系数; $F_{Xd,total}$ 为各车轮可利用的最大纵向力之和。结合式(19)便可将总制动力需求 F_d 分配至各车轮。

根据上述分析可知,汽车转向制动工况下制动力的分配与车速 v_x 、路面附着系数 μ 、轮胎垂向载荷 $F_{z,i}$ 、轮胎侧偏角 α 和前轮转角 δ_f 等因素有关。因此,式(19)所描述的制动力分配系数将随着汽车行驶工况的改变而动态调整。

4 仿真分析与试验验证

为验证制动力动态分配策略的可行性与有效性,本文以 EMB 为载体开展仿真分析和试验验证。

4.1 仿真分析

4.1.1 联合仿真平台

本文基于 Matlab/Simulink 和 TruckSim 对制动力

分配策略进行联合仿真。TruckSim 整车动力学模型关键参数如表 1 所示。

表 1 整车动力学模型关键参数

符号	数值	单位	符号	数值	单位
M	10 080	kg	B_1	2.030	m
m_v	7 690	kg	B_2	1.863	m
h_g	1.300	m	r_r	0.510	m
L	4.490	m	r_b	0.173	m
a	3.102	m	μ_b	0.4	
I_z	30 872.4	kg·m ²	J_w	14	kg·m ²

表中: M 为汽车满载总质量; m_v 为汽车整备质量; B_1 和 B_2 分别为前后轴轮距; r_r 为车轮滚动半径; r_b 为制动盘有效工作半径; μ_b 为摩擦块与制动盘之间的摩擦因数; J_w 为车轮转动惯量; 其余符号含义与上文一致。

需要说明的是,质心侧偏角 β 、纵向车速 v_x 、轮胎侧偏角 α 、路面附着系数 μ 等参数无法直接通过车载传感器测量。因此,完整的制动力动态分配策略还应包含对上述关键参数的估算。受文章篇幅限制,本文将上述参数视作已知量并由 TruckSim 整车动力学模型获取。关于参数估计的详细研究可见文献 [18]~文献 [20]。

4.1.2 高附着路面、转向盘斜坡输入工况

设置路面附着系数为 0.85,初始车速为 90 km/h,转向盘和制动踏板输入信号如图 4 所示,以此来模拟汽车高速紧急转向制动工况。

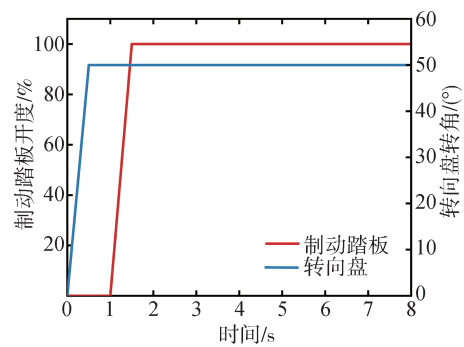


图4 高附着路面转向盘和制动踏板输入信号

仿真时以基于 I-曲线的制动力分配方法作为对比,结果如图 5 所示。

图 5(a) 为汽车侧向加速度随时间变化曲线,从图中可知:在制动力动态分配策略作用下,汽车侧向加速度最大值约为 0.35g;在 I-曲线作用下,汽车侧向加速度最大值约为 0.5g。

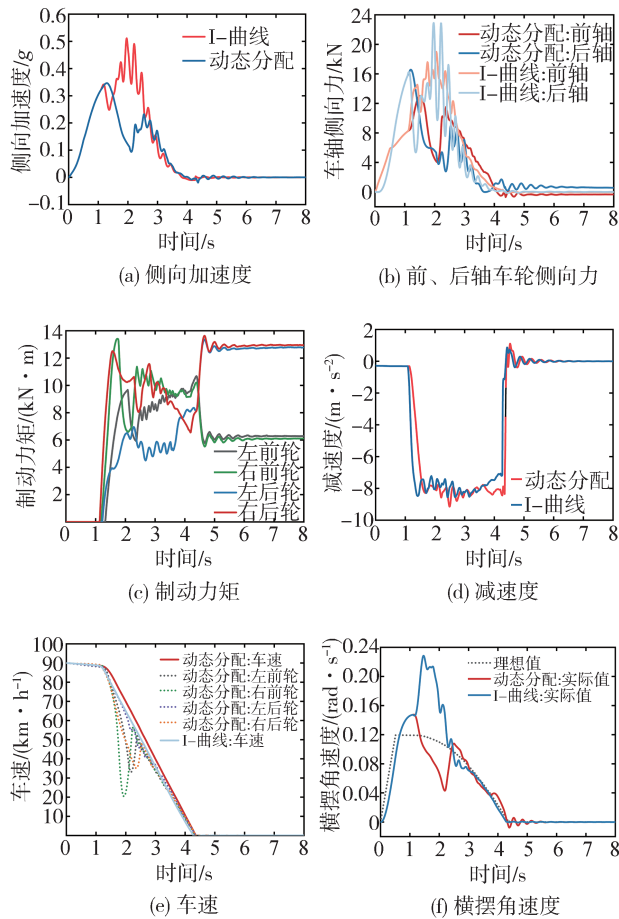


图5 高附着路面、转向盘斜坡输入工况仿真结果

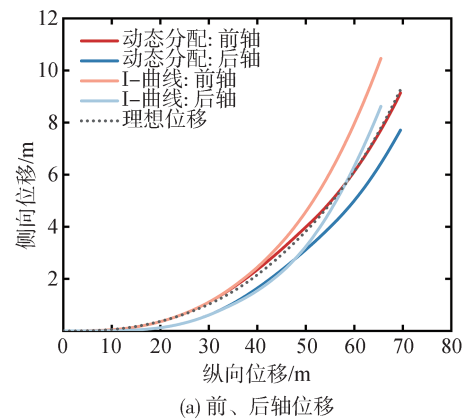
图5(b)和图5(c)分别为前、后轴车轮侧向力和各车轮制动力矩随时间变化曲线,据此可对不同制动力分配方式的原理进行分析。从图5(b)可知:车轮侧向力变化趋势与侧向加速度变化趋势相符,且当汽车同时受到转向和制动作用时,制动力动态分配策略能使车轮侧向力变化平缓,不出现剧烈振荡(图中深色曲线)。从图5(c)可知:汽车左转时载荷向右侧车轮转移,制动力动态分配策略可根据车轮垂向载荷调整各车轮制动力矩以充分利用地面附着条件,进而使制动防抱死控制介入时机更晚、动作频率更低。

图5(d)和图5(e)分别为制动减速度和车速随时间变化的曲线,据此可对汽车的制动效能进行分析。从图5(d)可知:在制动力动态分配策略的作用下,汽车能够达到的平均制动减速度约为 8.1 m/s^2 。但是在制动初期,基于I-曲线的制动力分配方法使汽车的制动减速度上升较快。从图5(e)可知:基于I-曲线的制动力分配方法使汽车从 90 km/h 制动到

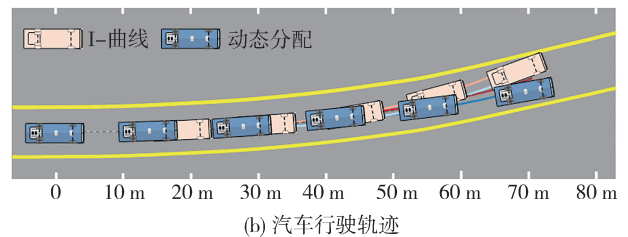
停车耗时约为 4.2 s ,相比制动力动态分配方法耗时更短(约为 4.3 s),但优势不明显。

图5(f)是车身横摆角速度随时间变化的曲线,据此可对汽车制动时的方向稳定性进行分析。从图中可知:前 1 s 内汽车只受到转向的作用,此时两种制动力分配方法均能使实际横摆角速度跟随期望值;第 1 s 后随着制动强度的增加,基于I-曲线的制动力分配方法使汽车横摆角速度剧增并达到最大值 0.23 rad/s ;第 2.5 s 后车速逐渐降低,两种制动力分配方式均能使横摆角速度在一定范围内跟随理想值。

图6是该工况下汽车行驶轨迹,据此可对汽车转向制动工况的循迹能力进行分析。从图中可知:两种制动力分配方法都能使汽车在一定程度上跟随期望轨迹。在制动力动态分配策略的作用下,汽车表现出一定的不足转向特性,前、后轴偏离期望轨迹的距离分别为 0.1 m 和 1.5 m (均向弯道外侧偏离);而基于I-曲线的制动力分配方法则使汽车表现出过多转向特性,前、后轴偏离期望轨迹的距离分别为 3 m 和 1 m (均向弯道内侧偏离)。相较而言,制动力动态分配策略使汽车偏离期望轨迹的程度较低,汽车循迹能力更好。



(a) 前、后轴位移



(b) 汽车行驶轨迹

图6 高附着路面、转向盘斜坡输入工况汽车行驶轨迹

4.1.3 低附着路面、单移线工况

为模拟汽车在低附着路面条件下的紧急制动避障工况,本文参照GB/T 6323—2014《汽车操纵稳定性试验方法》和GB/T 40521.2—2021《乘用车紧急变线试验车道第2部分:避障》,设置初始车速为60 km/h,测试路谱如图7所示。

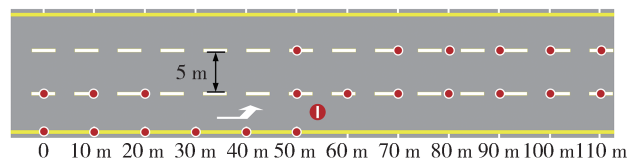


图7 单移线工况测试路谱

仿真分析时,TruckSim内置的驾驶员模型将根据测试路谱和汽车行驶轨迹完成转向动作,转向盘转角信号如图8(a)所示。此外,为避免在制动力分配过程中触发制动防抱死控制,进而对仿真结果造成干扰,本文将该工况下制动踏板开度上限设置为20%,制动踏板输入信号如图8(b)所示。

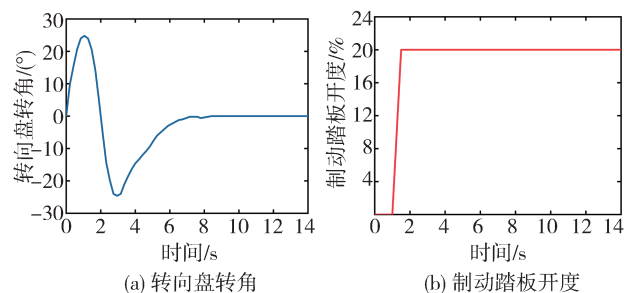


图8 低附着路面转向盘和制动踏板输入信号

进一步设置路面附着系数为0.3,仿真结果如图9所示。其中,图9(a)为前、后轴车轮侧向加速度随时间变化的曲线,从图中可知:在制动力动态分配策略作用下,汽车侧向加速度最大值约为0.09g;在I-曲线作用下,汽车侧向加速度最大值约为0.11g。

图9(b)和图9(c)分别为前、后轴车轮侧向力和各车轮制动力矩随时间变化的曲线。从图9(b)可知:车轮侧向力变化趋势与侧向加速度变化趋势相符,且当汽车同时受到转向和制动作用时,制动力动态分配策略能使车轮侧向力变化平缓,不出现剧烈振荡(图中深色曲线)。从图9(c)可知:制动力动态分配策略根据车轮垂向载荷调整各车轮制动力矩以充分利用地面附着条件,全程未触发制动防抱死控制。

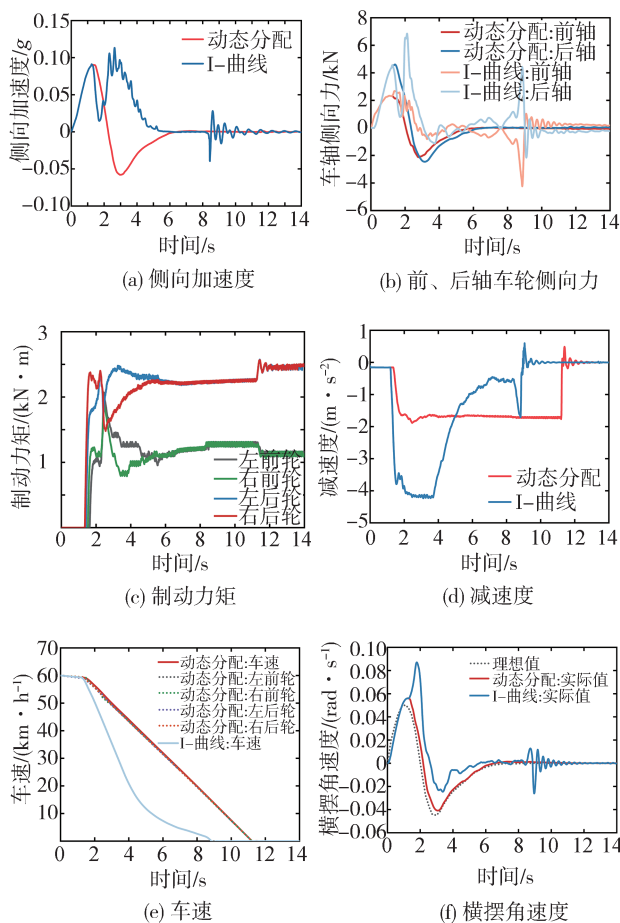


图9 低附着路面、单移线工况仿真结果

图9(d)和图9(e)分别为制动减速度和车速随时间变化的曲线。从图9(d)可知:基于I-曲线的制动力分配方法能够在制动初期使汽车达到较大的减速度,但在制动中后期减速度大幅降低;相较而言,制动力动态分配策略则使汽车减速度在整个仿真过程中保持相对恒定(约为 1.8 m/s^2)。从图9(e)可知:基于I-曲线的制动力分配方法使汽车从90 km/h制动到停车耗时约为9 s,相比制动力动态分配方法耗时短2 s。

图9(f)是车身横摆角速度随时间变化的曲线,从图中可知:当汽车只受到转向的作用时,两种制动力分配方法均能使车身实际横摆角速度跟随期望值;随着制动和转向强度增加,基于I-曲线的制动力分配方法使车身横摆角速度剧增并达到最大值 0.09 rad/s ,随后车身横摆角速度在虽一定程度内能够跟随期望值,但误差较大;相较而言,制动力动态分配策略则使车身横摆角速度持续保持对期望值的跟随,且曲线变化平缓、无突变和振荡产生。

图 10 是该工况下汽车行驶轨迹。从图中可知:在制动力动态分配策略的作用下,汽车始终能够跟随期望轨迹,最终实现紧急避障制动;而基于 I-曲线的制动力分配方法在汽车行驶约为 40 m 后便彻底丧失循迹能力,脱离期望轨迹。

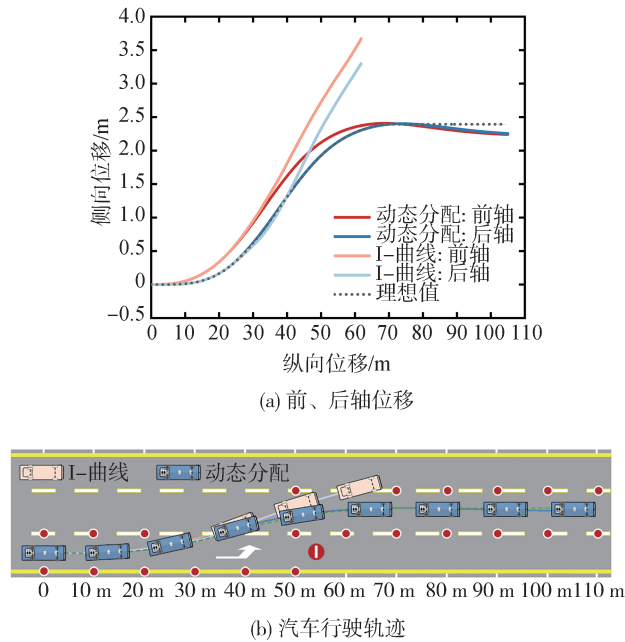


图 10 低附着路面、单移线工况汽车行驶轨迹

4.2 试验验证

4.2.1 EMB 硬件在环试验平台

基于自主设计开发的 EMB 功能样机建立的硬件在环试验平台如图 11 所示。该平台由上位机、下位机、EMB 功能样机、直流电源以及电缆线组成。其中:上位机负责模型编译、程序刷写、数据采集与试验控制;下位机由 NI PXIe-8840 主板和信号板卡组成;EMB 功能样机在接收到下位机发出的制动指令后通过 SVPWM 算法控制电机运转并将制动压力等信号反馈至下位机中。

4.2.2 高附着路面、转向盘斜坡输入工况

首先对高附着路面、转向盘斜坡输入工况进行试验验证。路面附着系数、初始车速、转向盘转角和制动踏板开度的设定与仿真工况保持一致,试验结果如图 12 所示。

图 12(a) 和图 12(b) 分别为各车轮垂向载荷及制动力矩随时间变化的曲线,从中可以看出:整个过程各车轮制动力矩的变化趋势与垂向载荷的变化趋势基本一致。

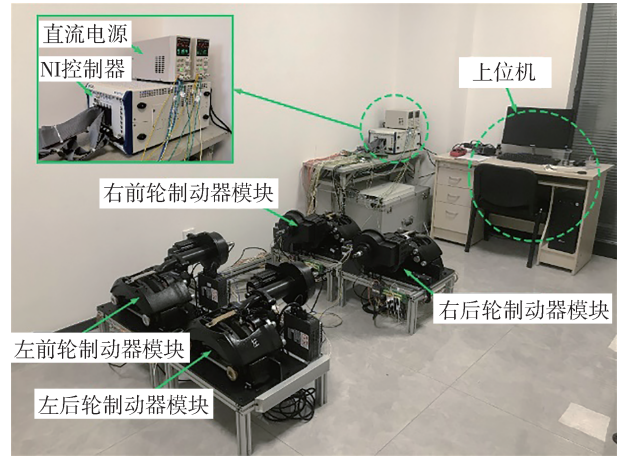


图 11 硬件在环试验平台总体结构

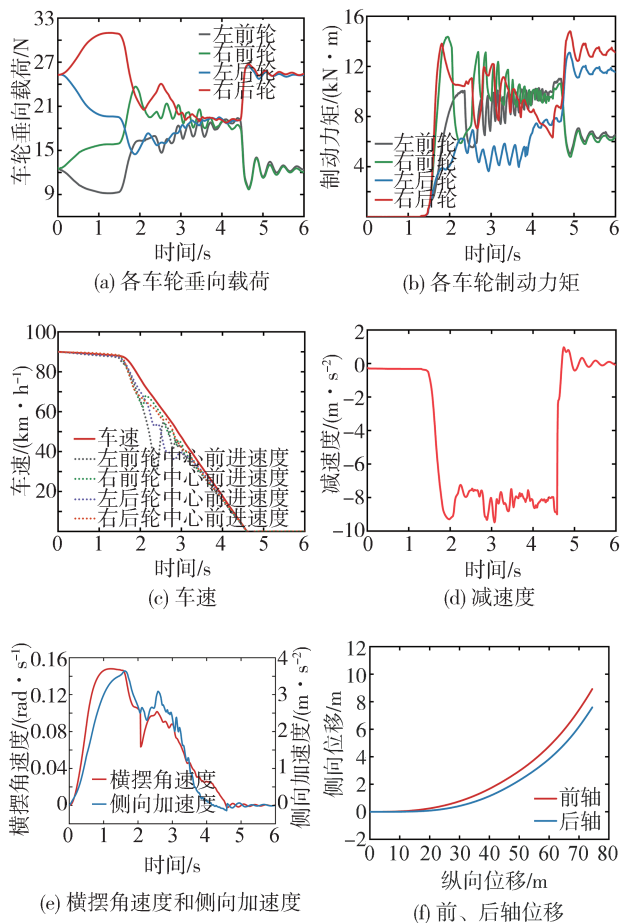


图 12 高附着路面、转向盘斜坡输入工况试验结果

图 12(c) 和图 12(d) 分别为车速和制动减速度随时间变化的曲线。从图 12(c) 可知:从施加制动到汽车完全停止所经历的时间约为 3.3 s。从图 12(d) 可知:汽车最大减速度约为 9 m/s^2 , 平均制动减速度约为 8.15 m/s^2 。

图12(e)为车身横摆角速度和侧向加速度随时间变化的曲线。从图中可知:前1 s内汽车只受到转向作用,车身横摆角速度随转向程度的增加而增长并在第1 s时趋于稳定;从第1到第1.5 s,制动强度逐渐增加,横摆角速度在1.5 s后出现振荡;最终,在制动力动态分配策略的作用下,横摆角速度随着车速下降而降低并回归到零。此外,汽车侧向加速度的变化趋势与横摆角速度基本相同。

图12(f)为汽车在该工况下的行驶轨迹。从图中可知:在制动力动态分配策略的作用下,汽车的实际行驶轨迹能够较好地跟随期望轨迹,且表现出一定的不足转向特性。

4.2.3 低附着路面、单移线工况

进行低附着路面、单移线工况进行试验验证时,路面附着系数、初始车速、转向盘转角和制动踏板开度的设定与仿真工况保持一致,试验结果如图13所示。

图13(a)和图13(b)分别为各车轮垂向载荷及制动力矩随时间变化的曲线。从图中可以看出:整

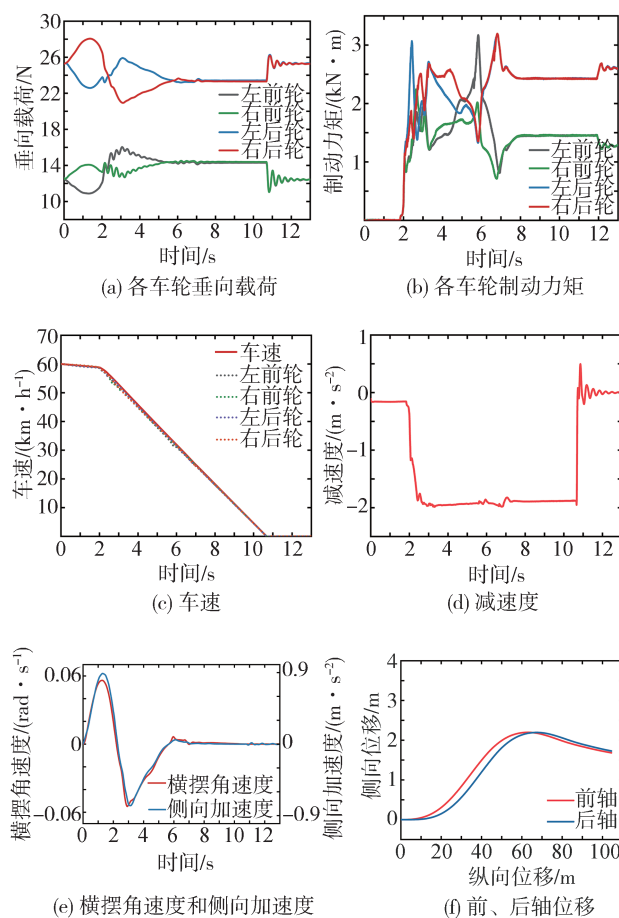


图13 低附着路面、单移线工况试验结果

个过程各车轮制动力矩的变化趋势与垂向载荷的变化趋势基本一致。

图13(c)和图13(d)分别为车速和制动减速度随时间变化的曲线。从图13(c)可知:从施加制动到汽车完全停止所经历的时间约为9 s,整个制动过程没有触发制动防抱死控制。从图13(d)可知:汽车最大减速度约为 1.9 m/s^2 且能够保持相对恒定。

图13(e)为车身横摆角速度和侧向加速度随时间变化的曲线。从图中可知:汽车侧向加速度的变化趋势与横摆角速度基本一致。当汽车只受到转向的作用时,其横摆角速度随着转向程度的增加而增长并在1.5 s时达到最大值 0.055 rad/s ;在1.5 s后汽车同时受到转向和制动的的作用,随着车轮转角的变化和制动强度的增加,横摆角速度曲线变化平缓且未出现振荡;最终,横摆角速度随着车速的下降而降低并最终回到零。该过程汽车最大侧向加速度仅为 0.8 m/s^2 。

图13(f)为汽车在该工况下的行驶轨迹。从图中可知:在制动力动态分配策略的作用下,汽车始终能够跟随期望轨迹,最终实现紧急制动避障。

5 结论

本文以EMB为载体,提出了转向制动工况下改善汽车循迹能力的制动力分配策略,并进行了仿真分析和试验验证,得到如下结论。

(1)高附着路面、转向盘斜坡输入工况下,制动力动态分配策略使汽车表现出一定的不足转向特性,前、后轴偏离期望轨迹的距离分别为0.1和1.5 m;基于I-曲线的制动力分配策略则使汽车表现出过多转向特性,前、后轴偏离期望轨迹的距离分别为3和1 m。相较而言,制动力动态分配策略使汽车偏离期望轨迹的程度较低,汽车循迹能力更好。

(2)低附着路面、单移线工况下,制动力动态分配策略使汽车始终能够跟随期望轨迹,最终实现紧急避障制动;基于I-曲线的制动力分配方法在汽车行驶约为40 m后便彻底丧失循迹能力,脱离期望轨迹。

与现有研究相比,本文所提出的制动力分配策略能够根据汽车行驶工况、载荷状态和路面附着条件实时、动态地调节各车轮制动力分配比例,确保了汽车在转向制动工况下的稳定性,并改善了汽车的循迹能力。

然而,当轮胎侧偏特性处于非线性区域时,通过

2自由度汽车动力学模型决策期望控制效应将产生较大偏差。此外,状态变量估算误差也将对控制效果产生负面影响。对此,深入探究轮胎侧偏特性和参数估算误差对制动力动态分配策略的影响,进一步提升控制策略的鲁棒性将是下一步的研究方向。

参考文献

- [1] WANG C, ZHAO W, LI W. Braking sense consistency strategy of electro-hydraulic composite braking system [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 109: 196–219.
- [2] 彭晓燕,吕以滨,何磊.基于滑移率的线控制动系统制动力分配策略研究[J].*中国机械工程*, 2016, 27(17): 2407–2412.
PENG X Y, LV Y B, HE L. Research on brake-force distribution strategies for brake-by-wire system based on slip ratio [J]. *China Mechanical Engineering*, 2016, 27(17): 2407–2412.
- [3] ZHANG Z, LI B, HUANG C, et al. Collaborative control of lateral stability and braking performance of vehicles during braking-in-turn maneuver [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2021, 235(5): 1364–1378.
- [4] JOA E, YI K, SOHN K, et al. Four-wheel independent brake control to limit tire slip under unknown road conditions [J]. *Control Engineering Practice*, 2018, 76: 79–95.
- [5] LU H, SHI Y, HE D, et al. Model-based vehicle stability control with tyre force and instantaneous cornering stiffness estimation [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2016, 230(6): 754–770.
- [6] 陈佳瑶,彭晓燕.线控制动车辆弯道制动力优化分配控制策略[J].*机械设计*, 2020, 37(2): 1–9.
CHEN J Y, PENG X Y. Strategy for optimal braking-force allocation of vehicles with the brake-by-wire system during a braking-in-turn maneuver [J]. *Journal of Machine Design*, 2020, 37(2): 1–9.
- [7] PARK H, GERDES J C. Analysis of feasible tire force regions for optimal tire force allocation with limited actuation [J]. *IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine*, 2017, 9(3): 75–87.
- [8] TANG M, ZHANG X, LIU J. Vehicle braking control with variable ratio braking forces optimization distribution during cornering braking process [J]. *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles*, 2024. Doi: 10.1109/TIV.2024.3388015.
- [9] ZHANG L, YU L, WANG Z, et al. All-wheel braking force allocation during a braking-in-turn maneuver for vehicles with the brake-by-wire system considering braking efficiency and stability [J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2016, 65(6): 4752–4767.
- [10] 胡东海,何仁.基于安全特性电子液压制动前后轴制动力分配改进方法[J].*汽车工程*, 2016, 38(5): 587–594,599.
- HU D H, HE R. A modified method for braking force distribution between front and rear axles of electro-hydraulic brake based on safety features [J]. *Automotive Engineering*, 2016, 38(5): 587–594,599.
- [11] 杜荣华,米思雨,胡林,等.分布式驱动电动汽车复合制动系统转矩分配控制策略仿真[J].*汽车工程*, 2019, 41(3): 327–333,345.
DU R H, MI S Y, HU L, et al. Simulation on control strategy for torque distribution of compound brake system in a distributed drive electric vehicle [J]. *Automotive Engineering*, 2019, 41(3): 327–333,345.
- [12] GENG G Q, CHENG P, SUN L Q, et al. A study on lateral stability control of distributed drive electric vehicle based on fuzzy adaptive sliding mode control [J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2024.
- [13] CHENG S, PENG H N, YANG C, et al. Chassis global dynamics optimization for automated vehicles: a multiactuator integrated control method [J]. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems*, 2024, 54(1): 578–587.
- [14] 陈志成,吴坚,赵健,等.混合线控制动系统制动力精确调节控制策略[J].*汽车工程*, 2018, 40(4): 457–464.
CHEN Z C, WU J, ZHAO J, et al. Control strategy for accurate adjustment of braking force in hybrid brake by wire system [J]. *Automotive Engineering*, 2018, 40(4): 457–464.
- [15] SCHOLTZ S J, HAMERSMA H A. Investigating off-road vehicle lateral stability with integrated chassis control [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2024: 1–22.
- [16] 席裕庚,王凡.非线性系统预测控制的多模型方法 [J]. *自动化学报*, 1996(4): 456–461.
XI Y G, WANG F. A multi-model approach for predictive control of nonlinear systems [J]. *Acta Automatica Sinica*, 1996(4): 456–461.
- [17] 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. *Autonomous vehicle model predictive control* [M]. 2nd ed. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2020.
- [18] JEONG D, CHOI S B. Tube-based robust model predictive control for tracking control of autonomous articulated vehicles [J]. *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles*, 2024, 9(1): 2184–2196.
- [19] 安部正人.车辆操纵动力学理论与应用 [M]. 2版.北京:机械工业出版社,2016.
ABE Masato. *Vehicle handling dynamics theory and application* [M]. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 2016.
- [20] 吴桐.商用车电控机械制动器结构与制动力控制策略研究 [D]. 长春:吉林大学,2022.
WU T. Research on structure and braking force control strategies of electro-mechanical brake for commercial vehicles [D]. Changchun: Jilin University, 2022.