

http://bhxb.buaa.edu.cn jbuaa@buaa.edu.cn

DOI: 10.13700/j.bh.1001-5965.2022.0569

基于规则的多轴特种车辆稳定性集成控制

程洪杰*, 杨健福, 刘志浩, 李若亭, 高蕾

(火箭军工程大学 导弹工程学院, 西安 710025)

摘 要: 为提升多轴特种车辆的主动安全性与操纵稳定性, 以某重型 5 轴特种车辆为研究对象, 基于自适应协调控制策略, 设计了集成主动后轮转向 (ARS) 与差动制动力矩分配 (DBTD) 的分层稳定性集成控制策略。决策层基于规则决策出 ARS 与 DBTD 子控制系统的协调控制指令; 分配层基于前馈+反馈控制策略实现主动转向轮转向角的分配; 基于滑膜控制与既定规则实现车轮差动制动力矩的分配。通过 Trucksim 与 Simulink 联合仿真对所提控制策略的控制效果进行验证, 对比分析了高速高附转向与低速低附转向 2 种极限工况下稳定性控制车辆与无控制车辆的运动状态。结果表明: 在集成控制系统控制下的车辆, 对于高速高附工况, 车辆的横摆角速度与质心侧偏角的幅值相比于无控制车辆分别降低了 46% 与 63%, 对于低速低附工况, 车辆的横摆角速度与质心侧偏角的幅值相比于无控制车辆分别降低了 47% 与 58%, 集成控制系统能有效提升车辆高速高附转向时的行驶稳定性与低速低附转向时的转向灵敏度和路径跟随性能。

关 键 词: 特种车辆; 主动转向; 差动制动; 集成控制; 规则控制

中图分类号: U461.6

文献标志码: A

文章编号: 1001-5965(2024)06-1794-12

近年来, 车辆的稳定性控制 (vehicle stability control, VSC) 已经成为车辆底盘安全设计的重点研究领域^[1]。国内外很多学者对此提出了许多先进的控制方式, 目前, 运用比较广泛的主要有差动制动、主动转向、主动悬架、主动防侧倾稳定杆等 4 种^[2-3]。其中, 差动制动与主动转向的作用方式都是通过控制轮胎力 (侧向力与制动力) 作用于车身, 进而控制与影响车辆侧倾和横摆运动^[4-5]; 主动悬架与主动防侧倾稳定杆是通过控制车身的姿态与运动来改善车辆的运动状态^[6-7]。

随着车载电子技术的发展, 围绕单一执行机构的单一控制方式已经不能很好地满足车辆稳定性控制的要求。单一的执行机构往往会受到执行器能力的限制, 进而影响控制系统的控制效果^[8-9]。许多学者致力于对多种控制方式进行集成来控制车辆的稳定性, 利用各种控制方式彼此功能互补, 拓宽控制系统的控制范围与控制效果。李韶华等^[10]

基于主动比例转向控制与直接横摆力矩控制开展了 3 轴重型车辆的稳定性集成控制研究, 结果表明, 6WS+DYC 关于车辆稳定性的控制效果明显优于 6WS 控制和 DYC 控制。孙船斌等^[11]采用 Takagi-Sugeon 方法建立车辆的 3 自由度横摆侧倾模型, 开展了主动前轮转向 (active front wheel steering, AFS) 和 DYC 的集成控制研究, 基于设计的状态反馈模糊分布控制器有效提升了执行器能力的利用率和车辆强非线性转向稳定性的控制效果。付翔等^[12]以零质心侧偏角为控制目标, 设计了前馈+反馈的主动后轮转向 (active rear wheel steering, ARS) 控制器, 并与所设计的四轮转矩控制器协调控制, 有效提高了车辆的行驶稳定性与安全性。Ahmadian 等^[13]基于稳定性指标的调度机制实现了 AFS 与 DYC 的自适应协调, 有效减小了车辆轮胎的侧偏角与侧向加速度, 提高了车辆在不同机动条件下的操纵稳定性与路径跟随性能。

现代特种车辆大多具有整备质量大、质心高、

收稿日期: 2022-06-30; 录用日期: 2022-08-22; 网络出版时间: 2022-09-08 15:42

网络出版地址: link.cnki.net/urlid/11.2625.V.20220908.1307.001

* 通信作者. E-mail: 2375496114@qq.com

引用格式: 程洪杰, 杨健福, 刘志浩, 等. 基于规则的多轴特种车辆稳定性集成控制 [J]. 北京航空航天大学学报, 2024, 50 (6): 1794-1805.
CHENG H J, YANG J F, LIU Z H, et al. Rule-based integrated stability control of multi-axle special vehicle [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2024, 50 (6): 1794-1805 (in Chinese).

车身长、轮距窄的特点,战时面对复杂的行驶环境,很容易发生侧倾、侧翻等失稳现象^[14]。然而,部分型号特种车辆的后轮还不具备主动转向的功能,且由于车辆轴数多、执行机构复杂,使得车辆稳定性控制技术,尤其是集成控制技术的研究并未得到良好的关注^[15]。因此,如何基于底盘的主动安全技术提升多轴特种车辆的行驶稳定性的研究具有非常重要的意义。基于所研究特种车辆的

后轮已具备主动转向的条件,以及车辆的制动方式为传统的机械制动的方式,本文设计了适合该车型的稳定性集成控制器,开展了车辆的稳定性集成控制研究。

1 控制系统结构

控制系统由信号输入层、决策层、分配层和执行层 4 部分组成,如图 1 所示。

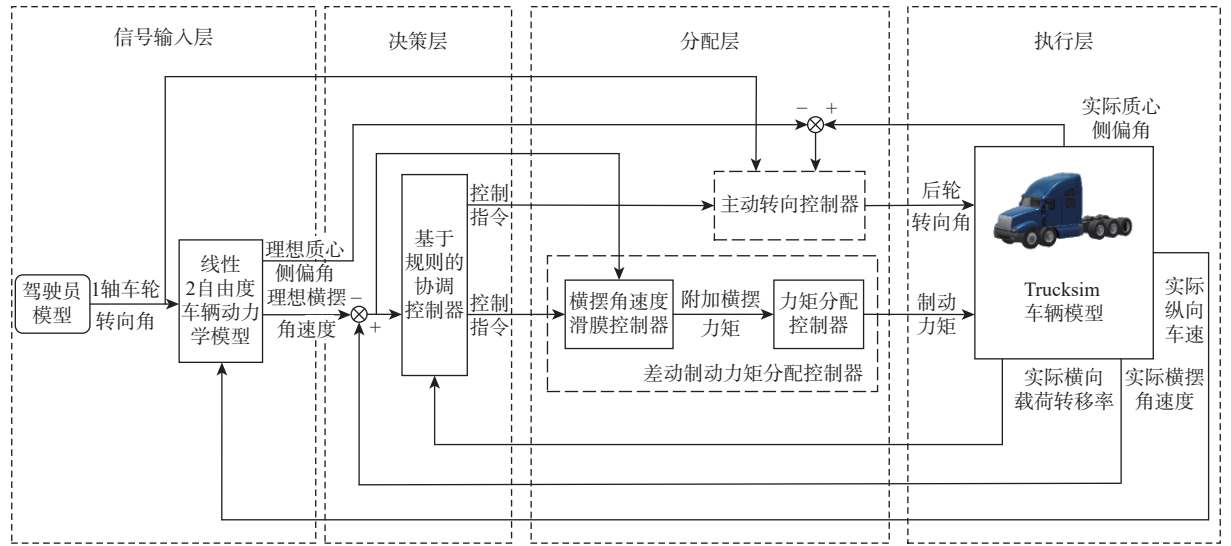


图 1 控制系统结构

Fig. 1 Control system structure

信号输入层主要包括驾驶员模型和线性 2 自由度车辆动力学模型,作用是为决策层和分配层提供相应的信号输入量与车辆的期望运动状态。决策层的作用是基于车辆的运动状态,判断是否需要 对车辆进行稳定性控制,并在需要对车辆进行稳定性控制时,决策出各控制子系统之间协调工作的控制指令。分配层由主动转向控制器与轮胎纵向力分配控制器组成,而车轮纵向力分配控制器又由附加横摆力矩控制器与纵向力分配器组成。各子控制器根据收到的协调控制指令参与控制过程,并计算出控制量发送给执行层。执行层指车辆模型执行分配层发送来的控制量,并反馈车辆的实际运动状态。

2 控制系统设计

2.1 车辆动力学模型

线性 2 自由度车辆动力学模型是反映车辆侧向和横摆 2 个运动动力学特性的基本模型,在车辆的操纵稳定性研究中具有重要的应用。模型对应车辆的轮胎侧偏特性被假定处于线性区域,左右侧轮胎的侧偏特性相同,转向角为小转向角输入,车身及悬架假定为刚性系统,运动状态处于理想运动状态。为表示车辆的期望运动状态,作为车辆横向

稳定性研究的基础,建立与本文研究车辆相对应的线性 2 自由度车辆动力学模型,如图 2 所示。图中: $\delta_i(i=1,2,3,4,5)$ 为 1~5 轴车轮的转向角,3 轴为非转向轴, $\delta_3=0$; α_i 为 1~5 轴车轮的侧偏角; l_i 为 1~5 桥车轴到质心的距离,为后文描述方便,定义 l_i 为带正负的变量,规定位于质心前的车轴与质心的距离为正值,位于质心后的车轴与质心的距离为负值; F_{yi} 为 1~5 轴车轮的侧向力; v 为车辆质心处的实际速度; v_x 和 v_y 分别为实际速度在车身坐标系的 x 轴和 y 轴上的分速度; ω_z 为整车绕质心的横摆角速度; β 为质心侧偏角; ΔM_z 为附加横摆力矩。

基于牛顿第二定律和欧拉第二定律,图 2 所示的车辆模型存在如下侧向动力学方程和绕质心处的力矩平衡方程:

$$\begin{cases} F_{y1} \cos \delta_1 + F_{y2} \cos \delta_2 + F_{y3} + F_{y4} \cos \delta_4 + \\ F_{y5} \cos \delta_5 = m(\dot{v}_y + \omega_z v_x) \\ F_{y1} l_1 \cos \delta_1 + F_{y2} l_2 \cos \delta_2 + F_{y3} l_3 + F_{y4} l_4 \cos \delta_4 + \\ F_{y5} l_5 \cos \delta_5 = J_z \dot{\omega}_z \end{cases} \quad (1)$$

式中: m 为整车质量; J_z 为整车绕车身坐标系 z 轴的转动惯量。

基于简化模型时的小角度假设,有: $\beta \approx \tan \beta = v_y/v_x$, $\cos \delta_i \approx 1$,车辆稳态转向运行时,纵向车速为常数,因此, $\beta = \dot{v}_y/v_x$, 从而式 (1) 可简化为

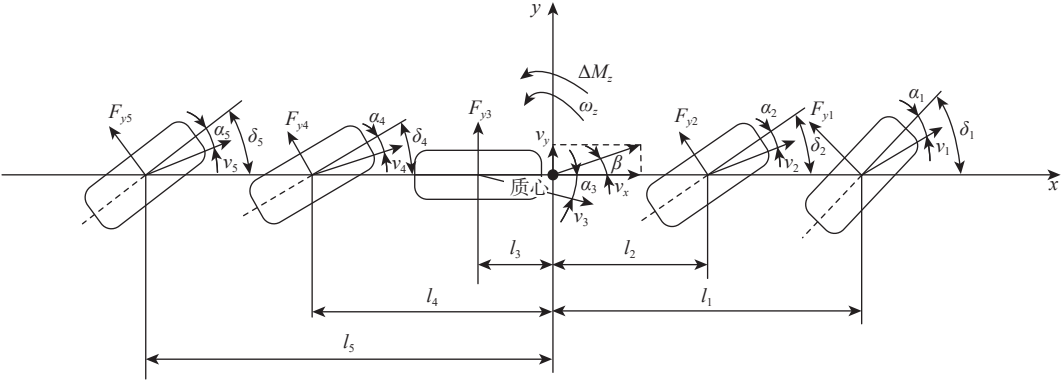


图2 5轴车辆线性2自由度模型

Fig. 2 Linear two-degree-of-freedom model of a five-axle vehicle

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \frac{1}{mv_x} \sum_{i=1}^5 F_{yi} - \omega_z \\ \dot{\omega}_z = \frac{1}{J_{zz}} \sum_{i=1}^5 F_{yi} l_i \end{cases} \quad (2)$$

基于轮胎侧偏特性处于线性区域的假设,各轴车轮的侧向力为

$$F_{yi} = C_i \alpha_i = C_i \left(\frac{v_y + l_i \omega_z}{v_x} - \delta_i \right) = C_i \left(\beta + \frac{l_i \omega_z}{v_x} - \delta_i \right) \quad (3)$$

式中: $C_i (i = 1, 2, 3, 4, 5)$ 为 1~5 轴车轮的等效侧偏刚度,等于左右侧轮胎侧偏刚度之和,即 $C_i = C_{il} + C_{ir}$ 。

将式(3)代入式(2)得车辆线性 2 自由度模型的状态空间表达式为

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\sum_{i=1}^5 C_i}{mv_x} & \frac{\sum_{i=1}^5 C_i l_i}{mv_x^2} - 1 \\ \frac{\sum_{i=1}^5 C_i l_i}{J_{zz}} & \frac{\sum_{i=1}^5 C_i l_i^2}{J_{zz} v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \omega_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{-C_1}{mv_x} & \dots & \frac{-C_5}{mv_x} \\ \frac{-C_1 l_1}{J_{zz}} & \dots & \frac{-C_5 l_5}{J_{zz}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \vdots \\ \delta_5 \end{bmatrix} \quad (4)$$

基于阿克曼转向原理,单轨模型 2、4、5 轴车轮的转向角与 1 轴车轮的转向角间存在如下关系:

$$\begin{cases} \frac{l_2 + l_3}{\tan \delta_2} = \frac{l_1 + l_3}{\tan \delta_1} \\ \frac{l_4 - l_3}{\tan \delta_4} = \frac{l_1 + l_3}{\tan \delta_1} \\ \frac{l_5 - l_3}{\tan \delta_5} = \frac{l_1 + l_3}{\tan \delta_1} \end{cases} \quad (5)$$

仍由小角度假设,可将式(5)简化为

$$\begin{cases} \delta_2 = k_1 \delta_1 \\ \delta_4 = k_2 \delta_1 \\ \delta_5 = k_3 \delta_1 \end{cases} \quad (6)$$

$$\text{式中: } k_1 = \frac{l_2 + l_3}{l_1 + l_3}; k_2 = \frac{l_3 - l_4}{l_1 + l_3}; k_3 = \frac{l_3 - l_5}{l_1 + l_3}。$$

将式(6)代入式(4),可得

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\sum_{i=1}^5 C_i}{mv_x} & \frac{\sum_{i=1}^5 C_i l_i}{mv_x^2} - 1 \\ \frac{\sum_{i=1}^5 C_i l_i}{J_{zz}} & \frac{\sum_{i=1}^5 C_i l_i^2}{J_{zz} v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \omega_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{-C_1 - k_1 C_2 - k_2 C_4 - k_3 C_5}{mv_x} \\ \frac{-l_1 C_1 - l_2 k_1 C_2 - l_4 k_2 C_4 - l_5 k_3 C_5}{J_{zz}} \end{bmatrix} [\delta_1] \quad (7)$$

对式(7)两边进行拉氏变换,令初始条件为 0,得到质心侧偏角 β 和横摆角速度 ω_z 对 1 轴车轮转向角 δ_1 的传递函数为

$$\begin{bmatrix} \frac{\beta(s)}{\delta_1(s)} \\ \frac{\omega_z(s)}{\delta_1(s)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s - \frac{\sum_{i=1}^5 l_i^2 C_i}{J_{zz} v_x} & \frac{\sum_{i=1}^5 l_i C_i}{mv_x^2} - 1 \\ \frac{\sum_{i=1}^5 l_i C_i}{J_{zz}} & s - \frac{\sum_{i=1}^5 C_i}{mv_x} \end{bmatrix} \cdot \left[\frac{\frac{-C_1 - k_1 C_2 - k_2 C_4 - k_3 C_5}{mv_x}}{\frac{-l_1 C_1 - l_2 k_1 C_2 - l_4 k_2 C_4 - l_5 k_3 C_5}{J_{zz}}} \right] / \left[s^2 - \left(J_{zz} \sum_{i=1}^5 C_i + m \sum_{i=1}^5 l_i^2 C_i \right) s / (J_{zz} m v_x) + \left(\sum_{i=1}^5 C_i \sum_{i=1}^5 l_i^2 C_i - \left(\sum_{i=1}^5 l_i C_i \right)^2 + m v_x^2 \sum_{i=1}^5 l_i C_i \right) / (J_{zz} m v_x^2) \right] \quad (8)$$

由式(8)可得横摆角速度与质心侧偏角关于 1 轴车轮转向角的稳态增益分别为

$$G_{\omega_z, ss} = \frac{\omega_z(s)}{\delta_1(s)} \Big|_{s=0} = \frac{v_x / L_e}{1 + v_x^2 K} \quad (9)$$

$$G_{\beta ss} = \frac{\beta(s)}{\delta_1(s)} \Big|_{s=0} = \left(a \sum_{i=1}^5 l_i^2 C_i - b \sum_{i=1}^5 l_i C_i + m v_x^2 b \right) / \left[\sum_{i=1}^5 C_i \sum_{i=1}^5 l_i^2 C_i - \left(\sum_{i=1}^5 l_i C_i \right)^2 + m v_x^2 \sum_{i=1}^5 l_i C_i \right] \tag{10}$$

式中:

$$L_e = \frac{\sum_{i=1}^5 C_i \sum_{i=1}^5 l_i^2 C_i - \left(\sum_{i=1}^5 l_i C_i \right)^2}{b \sum_{i=1}^5 C_i - a \sum_{i=1}^5 l_i C_i}$$

$$K = \frac{m \sum_{i=1}^5 l_i C_i}{\sum_{i=1}^5 C_i \sum_{i=1}^5 l_i^2 C_i - \left(\sum_{i=1}^5 l_i C_i \right)^2}$$

$$a = C_1 + k_1 C_2 + k_2 C_4 + k_3 C_5$$

$$b = l_1 C_1 + l_2 k_1 C_2 + l_4 k_2 C_4 + l_5 k_3 C_5$$

2.2 主动转向控制器设计

主动转向控制器的主要作用是维持车辆的侧倾稳定性与轨迹跟踪能力,当车辆因路面附着系数不够或轮胎侧向力达到饱和致使轨迹发生偏移无法按照期望的路径行驶时,或者因车身出现较严重的侧倾而有侧滑甚至侧翻的失稳状态发生时,控制器通过主动转向杆控制车轮转动一定的角度,使车辆始终保持良好的轨迹跟踪能力与侧倾稳定性。而良好的轨迹跟踪能力与侧倾稳定性表征为车辆的质心侧偏角趋近为 0 的运动状态,因此,将零质心侧偏角作为控制器的控制目标。为防止诸如路面系数变化、轮胎刚度变化、侧向风干扰等因素造成质心侧偏角参数的摄动,同时考虑控制器的控制效果与集成控制算法的计算速度,基于 PID 反馈控制原理跟踪控制车辆的质心侧偏角,结合阿克曼转向原理设计一种前馈+反馈的主动转向控制器,控制器的结构如图 3 所示。图中: β_d 为期望质心侧偏角; e_β 为质心侧偏角的偏差, $e_\beta = \beta_d - \beta$; $\delta_{4(l,r)0}$ 和 $\delta_{5(l,r)0}$ 分别为 4 轴和 5 轴左右侧车轮主动转向角的前馈输入量; $\Delta\delta_{4(l,r)}$ 和 $\Delta\delta_{5(l,r)}$ 分别为 4 轴和 5 轴车轮主动转向角的反馈输入量。

2.2.1 阿克曼转向模型

为求解 4 轴与 5 轴车轮的前馈输入角,建立图 4 所示的阿克曼转向模型。由阿克曼转向原理可知,当车辆处于稳定转向运行状态时,过各车轮回转向

心且与轮胎中性面垂直的垂线应交于同一瞬时转向中心。由于该型特种车辆的 3 轴车轮为非转向轴,瞬时转向中心 o' 位于 3 轴车轮中线的延长线上。图 4 中, B 为车辆的轮距, $\delta_{i(l,r)}$ 为各轴左右侧车轮的转向角。

基于几何关系,符合阿克曼转向模型车辆的同侧车轮转向角满足如下关系:

$$\begin{cases} \frac{\tan \delta_{1l}}{\tan \delta_{4l}} = \frac{\tan \delta_{1r}}{\tan \delta_{4r}} = \frac{l_1 + l_3}{l_3 - l_4} \\ \frac{\tan \delta_{1l}}{\tan \delta_{5l}} = \frac{\tan \delta_{1r}}{\tan \delta_{5r}} = \frac{l_1 + l_3}{l_3 - l_5} \end{cases} \tag{11}$$

同轴左右侧车轮转向角满足如下关系:

$$\begin{cases} \cot \delta_{1r} - \cot \delta_{1l} = \frac{B}{l_1 + l_3} \\ \cot \delta_{4r} - \cot \delta_{4l} = \frac{B}{l_3 - l_4} \\ \cot \delta_{5r} - \cot \delta_{5l} = \frac{B}{l_3 - l_5} \end{cases} \tag{12}$$

设方向盘转向角为 δ_{sw} , 方向盘到 1 轴车轮传动链的传动比为 i_{sw} , 则 1 轴左侧车轮的转向角可简化表示为

$$\delta_{1l} = \frac{\delta_{sw}}{i_{sw}} \tag{13}$$

由式(11)~式(13)可得

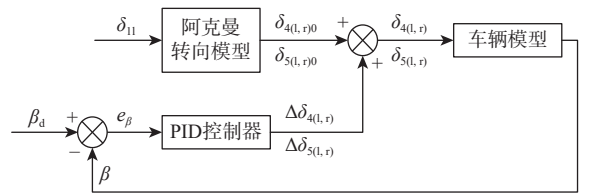


图 3 主动转向控制器结构

Fig. 3 Active steering controller structure

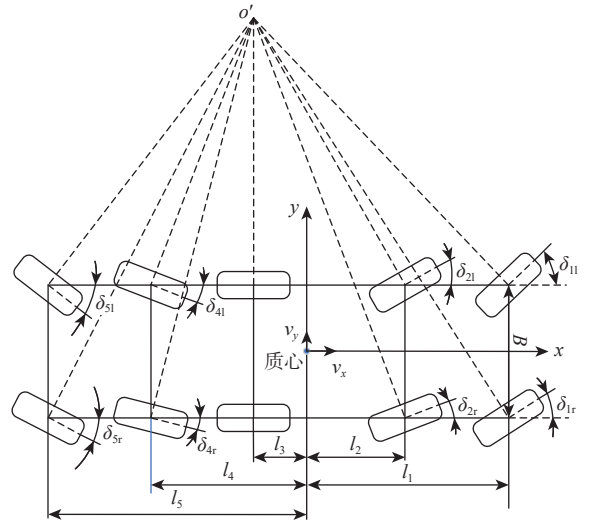


图 4 阿克曼转向模型

Fig. 4 Ackerman steering model

$$\begin{cases} \delta_{4l0} = \arctan\left(\frac{l_3 - l_4}{l_1 + l_3} \tan\left(\frac{\delta_{sw}}{i_{sw}}\right)\right) \\ \delta_{4r0} = \operatorname{arccot}\left(\frac{B_k}{l_3 - l_4} + \frac{l_1 + l_3}{l_3 - l_4} \tan\left(\frac{\delta_{sw}}{i_{sw}}\right)\right) \\ \delta_{5l0} = \arctan\left(\frac{l_3 - l_5}{l_1 + l_3} \tan\left(\frac{\delta_{sw}}{i_{sw}}\right)\right) \\ \delta_{5r0} = \operatorname{arccot}\left(\frac{B_k}{l_3 - l_5} + \frac{l_1 + l_3}{l_3 - l_5} \tan\left(\frac{\delta_{sw}}{i_{sw}}\right)\right) \end{cases} \quad (14)$$

2.2.2 PID 反馈控制器

PID 反馈控制器用于跟踪控制车辆的质心侧偏角,使其始终趋近于期望质心侧偏角,其反馈输出量为 4 轴与 5 轴车轮的附加主动转向角。

$$\Delta\delta_{i(l,r)} = P_1 e_\beta + I_1 \int e_\beta dt + D_1 \frac{de_\beta}{dt} \quad (15)$$

式中: P_1 、 I_1 、 D_1 分别为 PID 反馈控制器的比例系数、积分系数、微分系数。

基于上述分析,4 轴与 5 轴车轮主动转向角的总输入量为

$$\delta_{i(l,r)} = \delta_{i(l,r)0} + \Delta\delta_{i(l,r)} \quad (16)$$

2.3 差动制动力矩分配控制器设计

由于本文研究车辆的动力源仍为传统的依靠发动机提供总动力,再由动力传动系统传递至各轴车轮的单一驱动形式,难以通过驱动力矩在各轮上的分配来实现左右车轮的纵向力差。因此,本文采用差动制动的方式使左右车轮产生纵向力差,进而形成附加的横摆力矩来控制车辆的横摆稳定性。差动制动控制不仅执行机构简单可行,且对于因驾驶员的错误操作导致侧滑、侧偏等危险工况,能够通过降低车速有效缓解驾驶员的慌张情绪,避免由于没有及时修正错误驾驶而带来的严重后果。差动制动力矩分配控制器由横摆角速度滑膜控制器与力矩分配控制器组成,分别设计如下。

2.3.1 横摆角速度滑膜控制器设计

横摆角速度滑膜控制器用于跟踪控制车辆的横摆角速度,维持车辆的实际横摆角速度趋近于理想横摆角速度,进而保证车辆的横摆稳定性。车辆的期望横摆角速度等于横摆角速度的稳态增益 $G_{\omega_{zs}}$ 与 1 轴车轮的转向角 δ_1 的乘积,由稳态增益系数可得车辆的理想横摆角速度为

$$\omega_{zd0} = G_{\omega_{zs}} \delta_1 = \frac{v_x}{L_c(1 + v_x^2 K)} \delta_1 \quad (17)$$

由路面附着系数对车辆侧向加速度的限制得到车辆的理想横摆角速度应满足如下约束条件:

$$|\omega_{zd}| \leq \frac{\mu g}{v_x} \quad (18)$$

式中: μ 为路面摩擦系数; g 为重力加速度。

因此,车辆的期望横摆角速度为

$$\omega_{zd} = \min\left(|\omega_{zd0}|, \left|\frac{\mu g}{v_x}\right|\right) \operatorname{sgn}(\delta_1) \quad (19)$$

式中: $\operatorname{sgn}(\delta_1)$ 为 1 轴车轮转向角的符号函数。

设控制系统作用于车身的附加横摆力偶矩为 ΔM_z ,在附加横摆力矩的作用下,车辆绕质心新的力矩平衡方程为

$$\begin{aligned} J_z \dot{\omega}_z &= F_{y1} l_1 \cos \delta_1 + F_{y2} l_2 \cos \delta_2 + F_{y3} l_3 + \\ &F_{y4} l_4 \cos \delta_4 + F_{y5} l_5 \cos \delta_5 + \Delta M_z + \xi_z \end{aligned} \quad (20)$$

式中: ξ_z 为由于模型简化、参数扰动等造成的不确定项。

结合小角度假设和式(7)与式(20),可得此时车辆横摆角速度的倒数为

$$\dot{\omega}_z = q_1 v_y + q_2 \omega_z + q_3 \delta_1 + q_4 (\Delta M_z + \xi_z) \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \text{式中: } q_1 &= \left(\sum_{i=1}^5 C_i l_i\right) / (J_z v_x), q_2 = \left(\sum_{i=1}^5 C_i l_i^2\right) / (J_z v_x), \\ q_3 &= (-l_1 C_1 - l_2 k_1 C_2 - l_4 k_2 C_4 - l_5 k_3 C_5) / J_z, q_4 = 1 / J_z. \end{aligned}$$

定义横摆角速度的跟踪误差为

$$e_{\omega} = \omega_z - \omega_{zd} \quad (22)$$

取滑膜函数为横摆角速度的跟踪误差与跟踪误差积分和:

$$s_{\omega_z} = e_{\omega_z} + \lambda \int_0^t e_{\omega_z} dt \quad (23)$$

式中: λ 为滑膜面系数,取 $\lambda = 2.5$ 。

$$\begin{aligned} \dot{s}_{\omega_z} &= \dot{\omega}_z - \dot{\omega}_{zd} + \lambda e_{\omega_z} = q_1 v_y + q_2 \omega_z + \\ &q_3 \delta_1 + q_4 (\Delta M_z + \xi_z) - \dot{\omega}_{zd} + \lambda e_{\omega_z} \end{aligned} \quad (24)$$

利用趋近率为指数趋近率的饱和函数来消除滑膜函数的抖振问题,即取

$$\dot{s}_{\omega_z} = -\varepsilon_{\omega_z} \operatorname{sat}(s_{\omega_z}) - k_{\omega_z} s_{\omega_z} \quad \varepsilon_{\omega_z} > 0, k_{\omega_z} > 0 \quad (25)$$

式中: ε_{ω_z} 、 k_{ω_z} 为滑膜函数的趋近率系数。

将式(25)代入式(24),得滑膜控制器的附加横摆力矩输出量为

$$\begin{aligned} \Delta M_z &= \frac{1}{q_4} [\dot{\omega}_{zd} - q_1 v_y - q_2 \omega_z - q_3 \delta_1 - \\ &\varepsilon_{\omega_z} \operatorname{sat}(s_{\omega_z}) - k_{\omega_z} s_{\omega_z} - \lambda e_{\omega_z}] \end{aligned} \quad (26)$$

2.3.2 基于规则的制动力矩分配

文献 [16] 研究结果表明,在车辆转向过程中,内后轮制动力产生朝内侧的横摆力矩最有效,而外前轮制动力产生朝外侧的横摆力矩最有效。由此设计了基于规则的制动力矩分配策略,具体思路为:当所需横摆力矩转向内侧时,优先制动内后轮;

当所需横摆力矩转向外侧时, 优先制动外前轮。

参照此种分配规则, 制定本文车辆的制动控制策略。首先, 根据横摆角速度判断车辆的转向状态, 其次, 确定所需横摆力矩的方向, 最后, 根据制动力分配规则实现该横摆力矩。车辆存在 4 种转向工况, 每种工况所需的横摆力矩都以能产生最大

效益的制动轮为主制动轮, 同侧的其余车轮为次制动轮进行制动得到。次制动轮用于分担主制动轮的制动压力, 防止因主制动轮输出饱和而无法满足横摆力矩的需求。从主到次, 各轮的制动力按 50%:25%:15%:7%:3% 的比例进行分配, 如图 5 所示。

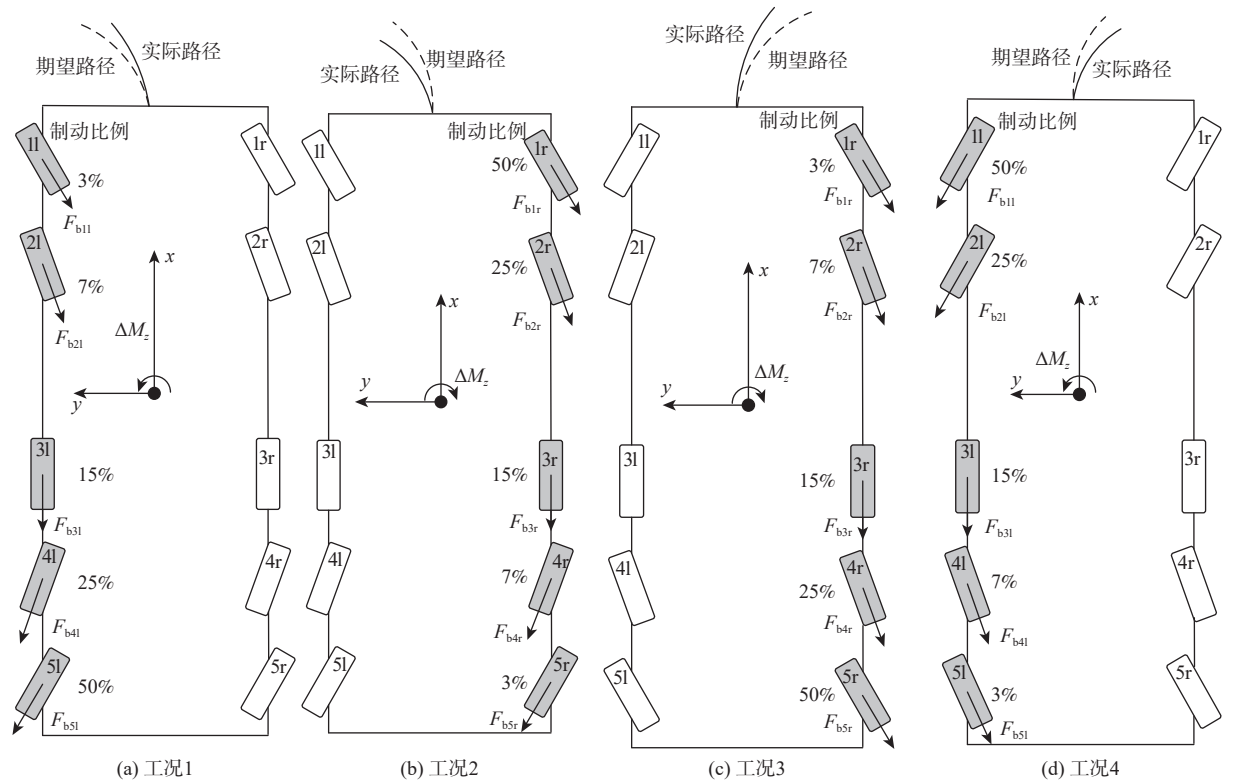


图 5 制动控制策略

Fig. 5 Braking control strategy

规定逆时针方向为横摆角速度与横摆力矩的正值方向。具体的制动控制规则如表 1 所示。

制动控制规则说明如下：

1) 当车辆的期望横摆角速度 $\omega_{zd}>0$, 且车辆的实际横摆角速度的绝对值 $|\omega_z|$ 小于期望横摆角速度的绝对值 $|\omega_{zd}|$ 时, 车辆处于左转与不足转向的运动状态, 此时, 车辆所需的附加横摆力矩的方向为逆时针方向, 而为了获得所需的附加横摆力矩, 制动策略为左侧车轮制动, 主制动轮为左后轮, 如图 5(a) 所示。

2) 当车辆的期望横摆角速度 $\omega_{zd}>0$, 且车辆的实际横摆角速度的绝对值 $|\omega_z|$ 大于期望横摆角速度的绝对值 $|\omega_{zd}|$ 时, 车辆处于左转与过多转向的运动状态, 此时, 车辆所需的附加横摆力矩的方向为顺时针方向, 制动策略采取右侧车轮制动, 主制动轮为右前轮, 如图 5(b) 所示。

3) 当车辆的期望横摆角速度 $\omega_{zd}<0$, 且车辆的实际横摆角速度的绝对值 $|\omega_z|$ 小于期望横摆角速度的绝对值 $|\omega_{zd}|$ 时, 车辆处于右转与不足转向运动状态, 此时, 车辆所需的附加横摆力矩的方向为顺时针方向, 制动策略采取右侧车轮制动, 主制动轮为右后轮, 如图 5(c) 所示。

4) 当车辆的期望横摆角速度 $\omega_{zd}<0$, 且车辆的实际横摆角速度的绝对值 $|\omega_z|$ 大于期望横摆角速度的绝对值 $|\omega_{zd}|$ 时, 车辆处于右转与过多转向的运动状态, 此时, 车辆所需的附加横摆力矩的方向为逆时针方向, 制动策略采取左侧车轮制动, 主制动轮为左前轮, 如图 5(d) 所示。

表 1 制动控制规则		
Table 1 Braking control rules		
理想横摆角速度判断	横摆角速度判断	制动控制策略
$\omega_{zd} > 0$	$ \omega_z < \omega_{zd} $	左侧车轮制动
	$ \omega_z > \omega_{zd} $	右侧车轮制动
$\omega_{zd} < 0$	$ \omega_z < \omega_{zd} $	右侧车轮制动
	$ \omega_z > \omega_{zd} $	左侧车轮制动

设各轮的制动力为 $F_{bi(l,r)}$, 制动力的合力为 F_b , 则根据滑膜控制器输出的附加横摆力矩计算各轮的制动力如下。

对处于图 5(a)状态的车辆:

$$\begin{cases} \Delta M_z = \frac{B}{2} (F_{b1l} \cos \delta_{1l} + F_{b2l} \cos \delta_{2l} + F_{b3l} + \\ F_{b4l} \cos \delta_{4l} + F_{b5l} \cos \delta_{5l}) - l_1 F_{b1l} \sin \delta_{1l} - \\ l_2 F_{b2l} \sin \delta_{2l} - l_4 F_{b4l} \sin \delta_{4l} - l_5 F_{b5l} \sin \delta_{5l} \\ F_{b1l} = 0.03 F_b \\ F_{b2l} = 0.07 F_b \\ F_{b3l} = 0.15 F_b \\ F_{b4l} = 0.25 F_b \\ F_{b5l} = 0.5 F_b \end{cases} \quad (27)$$

对处于图 5(b)状态的车辆:

$$\begin{cases} \Delta M_z = \frac{B}{2} (F_{b1r} \cos \delta_{1r} + F_{b2r} \cos \delta_{2r} + F_{b3r} + \\ F_{b4r} \cos \delta_{4r} + F_{b5r} \cos \delta_{5r}) + l_1 F_{b1r} \sin \delta_{1r} + \\ l_2 F_{b2r} \sin \delta_{2r} + l_4 F_{b4r} \sin \delta_{4r} + l_5 F_{b5r} \sin \delta_{5r} \\ F_{b1r} = 0.5 F_b \\ F_{b2r} = 0.25 F_b \\ F_{b3r} = 0.15 F_b \\ F_{b4r} = 0.07 F_b \\ F_{b5r} = 0.03 F_b \end{cases} \quad (28)$$

对处于图 5(c)状态的车辆:

$$\begin{cases} \Delta M_z = \frac{B}{2} (F_{b1r} \cos \delta_{1r} + F_{b2r} \cos \delta_{2r} + F_{b3r} + \\ F_{b4r} \cos \delta_{4r} + F_{b5r} \cos \delta_{5r}) + l_1 F_{b1r} \sin \delta_{1r} + \\ l_2 F_{b2r} \sin \delta_{2r} - l_4 F_{b4r} \sin \delta_{4r} - l_5 F_{b5r} \sin \delta_{5r} \\ F_{b1r} = 0.03 F_b \\ F_{b2r} = 0.07 F_b \\ F_{b3r} = 0.15 F_b \\ F_{b4r} = 0.25 F_b \\ F_{b5r} = 0.5 F_b \end{cases} \quad (29)$$

对处于图 5(d)状态的车辆:

$$\begin{cases} \Delta M_z = \frac{B}{2} (F_{b1l} \cos \delta_{1l} + F_{b2l} \cos \delta_{2l} + F_{b3l} + \\ F_{b4l} \cos \delta_{4l} + F_{b5l} \cos \delta_{5l}) + l_1 F_{b1l} \sin \delta_{1l} + \\ l_2 F_{b2l} \sin \delta_{2l} + l_4 F_{b4l} \sin \delta_{4l} + l_5 F_{b5l} \sin \delta_{5l} \\ F_{b1l} = 0.5 F_b \\ F_{b2l} = 0.25 F_b \\ F_{b3l} = 0.15 F_b \\ F_{b4l} = 0.07 F_b \\ F_{b5l} = 0.03 F_b \end{cases} \quad (30)$$

设车轮的滚动半径为 R_w , 则基于计算得到的各轮制动力可得作用于各轮的制动力矩为

$$T_{bi(l,r)} = F_{bi(l,r)} R_w \quad (31)$$

2.4 基于规则的协调控制策略

2.4.1 协调控制目的

车辆的稳定性集成控制算法对多种控制方式集成时必须要考虑 2 个问题: ①在车辆存在失稳风险时, 如何根据车辆的运动状态判断采取哪一种或哪几种控制方式对车辆进行稳定性控制; ②当多种控制方式同时对车辆的稳定性进行控制时, 如何分配各子控制系统的控制范围与控制比例。

优秀的集成控制系统应不仅能保证各子控制系统控制效果达到最大化, 还应能保证各子控制系统协同工作时彼此互不干扰, 弥补各自的缺点与限制, 扩大控制系统的控制范围。因此, 需要对各种控制方式工作时的判断与工作方式的协调分配进行相应的分析与研究。

2.4.2 协调控制策略

本文的稳定性集成控制系统通过集成主动转向与差动制动 2 种控制方式对车辆的稳定性进行控制。主动转向控制系统主要用于车辆侧倾稳定性的控制, 差动制动控制系统主要用于车辆横摆稳定性的控制, 弥补高速工况下轮胎侧向力的不足与主动转向控制能力的限制。车辆的侧倾稳定性可表征为横向载荷转移率的变化, 因此, 本文将横向载荷转移率作为车辆防侧倾稳定性控制的判据, 将车辆的横摆角速度及其与理想横摆角速度的差值作为车辆横摆稳定性控制的判据。参考文献 [2] 中横向载荷转移率阈值的取值, 取 $LTR_d=0.55$ 。基于规则制定如表 2 所示的协调控制策略。

表 2 协调控制策略

Table 2 Coordinated control strategy			
横向载荷转移率判断	横摆角速度判断	横摆角速度偏差判断	控制策略
$LTR < LTR_d$	$ e_\omega < e_1$		不控制
	$ e_\omega \geq e_1$		DYC
$LTR \geq LTR_d$	$ e_\omega < e_1$		ARS
	$ e_\omega \geq e_1$	$\text{sgn}(a_y) = \text{sgn}(e_\omega)$	ARS+DYC
		$\text{sgn}(a_y) \neq \text{sgn}(e_\omega)$	先ARS后DYC

协调控制策略的说明如下:

- 1) 当 $LTR < LTR_d$, $|e_\omega| < e_1$ 时, 判定车辆为稳定状态, 控制系统不对车辆进行稳定性控制。
- 2) 当 $LTR < LTR_d$, $|e_\omega| \geq e_1$ 时, 判定车辆存在横

摆失稳的风险, 控制系统只通过差动制动的方式对车辆进行稳定性控制。

3) 当 $LTR \geq LTR_d$, $|e_\omega| < e_1$ 时, 判定车辆有侧倾失稳的风险, 控制系统只通过主动转向的方式对车辆进行稳定性控制。

4) 当 $LTR \geq LTR_d$, $|e_\omega| \geq e_1$, 且 $\text{sgn}(a_y) = \text{sgn}(e_\omega)$ 时, 判定车辆同时存在侧倾失稳与横摆失稳的风险, 并且两者所需横摆力矩的方向一致, 此时, 控制系统基于主动转向与差动制动同时对车辆进行稳定性控制。

5) 当 $LTR \geq LTR_d$, $|e_\omega| \geq e_1$, 且 $\text{sgn}(a_y) \neq \text{sgn}(e_\omega)$ 时, 判定车辆同时存在侧倾失稳与横摆失稳的风险, 但两者所需横摆力矩的方向相反, 此时, 控制系统先通过主动转向的方式, 再通过差动制动的方式对车辆进行稳定性控制。因为车辆的侧翻事故往往会带来比横摆失稳事故更严重的损失。

当 2 种控制方式协同工作时, 为消除 2 种控制方式频繁切换带来的控制系统抖振, 可通过定义一个横摆角速度差值的正阈值 e_2 对 2 种控制方式的输出权重进行如下定义。

定义后轮主动转向角关于控制总量的分配比例函数为

$$g(|e_\omega|) = \begin{cases} 0 & |e_\omega| < e_1 \\ \rho(|e_\omega|) & e_1 \leq |e_\omega| < e_2 \\ 1 & |e_\omega| \geq e_2 \end{cases} \quad (32)$$

式中: $\rho(|e_\omega|)$ 为关于 $|e_\omega|$ 的单调递减函数。

附加横摆力矩关于控制总量的分配比例函数为

$$f(|e_\omega|) = 1 - g(|e_\omega|) = \begin{cases} 1 & |e_\omega| < e_1 \\ 1 - \rho(|e_\omega|) & e_1 \leq |e_\omega| < e_2 \\ 0 & |e_\omega| \geq e_2 \end{cases} \quad (33)$$

此时, 各子控制系统输出的控制量为

$$\begin{cases} \delta_{\text{obi}(l,r)} = g(|e_\omega|)\delta_{i(l,r)} \\ \Delta M_{\text{obz}} = f(|e_\omega|)\Delta M_z \end{cases} \quad (34)$$

3 仿真分析

为验证集成控制器对于车辆稳定性的控制效果, 基于 Trucksim 与 Simulink 联合仿真平台, 在高速高附与低速低附 2 种极限工况下分别进行集成控制车辆与无控制车辆的对比分析。车辆动力学模型的主要参数如表 3 所示。

3.1 双移线工况测试

为验证集成控制器对于车辆在高速高附工况

表 3 车辆模型主要参数
Table 3 Main parameters of vehicle model

参数	数值
整车质量/kg	54 048
轮距/m	2.56
1轴距质心的轴距/m	5.784
2轴距质心的轴离/m	3.384
3轴距质心的轴离/m	1.116
4轴距质心的轴离/m	3.516
5轴距质心的轴离/m	5.916
质心高度/m	1.36
轮胎半径/m	0.628
整车绕x轴的转动惯量/(kg·m ²)	230 700
整车绕y轴的转动惯量/(kg·m ²)	852 500
整车绕z轴的转动惯量/(kg·m ²)	72 536.8

下高速行驶时稳定性的控制效果, 选取双移线工况作为测试实验工况, 设定路面的附着系数为 0.85, 车辆车速为 100 km/h, 集成控制车辆与无控制车辆在该工况下的对比结果如图 6 所示。

图 6(a) 与图 6(b) 分别为车辆车速的对比与行驶轨迹的对比, 由图 6(b) 可见, 集成控制车辆在经过双移线道路最后一个弯道时的侧向位移的超调量要比无控制车辆小 0.126 m, 集成控制车辆侧向位移进入稳态的时间为 7.6 s, 而无控制车辆 9.5 s 时才达到稳态。

图 6(c) 与图 6(d) 分别为车辆横摆角速度与质心侧偏角的对比, 数据表明, 集成控制车辆横摆角速度偏差与质心侧偏角的幅值相较于无控制车辆分别降低了 46% 与 63%, 说明所设计的集成控制器对于车辆在高速与高路面附着系数的行驶稳定性有比较明显的提高。

图 6(e) 为车辆 4 轴与 5 轴车轮转向角(后轮转向角)的对比, 可以看出, 集成控制车辆的后轮转向角正负向极值相差很小, 且左转向与右转向时峰值也较均匀, 说明在集成控制下的车辆运行更平稳, 这与车辆的横摆角速度偏差与质心侧偏角的幅值较无控制车辆小相对应。

图 6(f) 为集成控制车辆车轮的制动力矩, 可见, 在车辆的横摆角速度与名义值超过设定的阈值时, 车辆左右侧的各轴车轮的制动器能够按照既定的规则按比例对车轮进行制动。

结果表明, 对于高速高附换道的行驶工况, 集成控制系统能够有效提升多轴特种车辆的行驶稳定性。

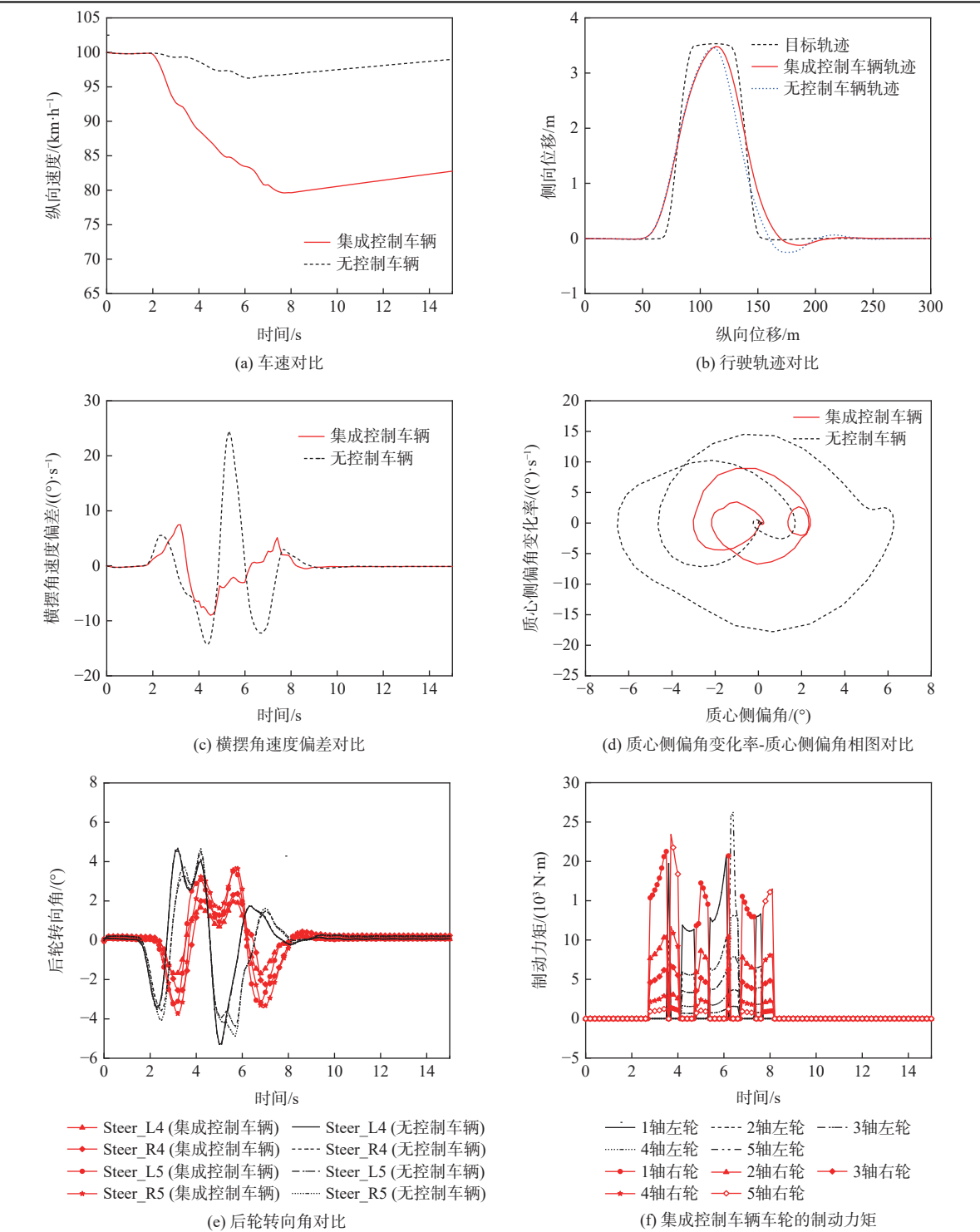


图 6 双移线仿真测试结果
Fig. 6 Double shift line simulation test results

3.2 低附着路面测试

设定附着系数为 0.4 的 S 形路面进行仿真测试, 仿真车速设为 60 km/h, 车辆运动状态的对比如图 7 所示。

图 7(a) 为横摆角速度的对比, 图 7(b) 为质心侧偏角对比, 数据表明, 集成控制器控制车辆的横摆角速度幅值与质心侧偏角幅值较无控制车辆分别降低了 47% 与 58%。

图 7(c) 为车辆后轮转向角的对比, 数据表明, 集成控制车辆的 4 轴与 5 轴左右车轮转向角的幅值约比无控制车辆分别增大了 0.49°与 1.23°, 后轮转向角增大拓宽了轮胎侧向力的可利用裕度。

图 7(d) 为车辆行驶轨迹对比, 由局部放大图可见, 集成控制车辆与无控制车辆的都存在微小的过多转向, 而集成控制车辆的转向过度要小于无控制车辆。

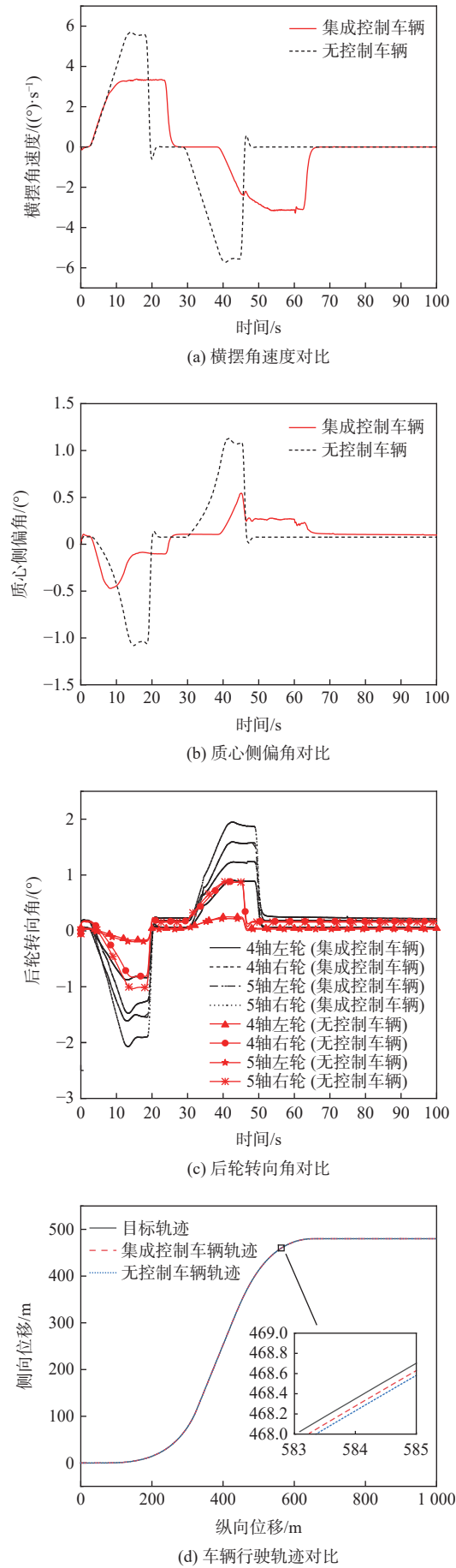


图 7 低附着路面测试结果

Fig. 7 Test results of low adhesion pavement

结果表明,集成控制系统能够改善车辆低速低附路面的转向灵敏度。

4 结 论

本文以某重型 5 轴特种车辆为研究对象,基于自适应协调控制策略,设计了前馈+反馈的主动后轮转向控制与差动制动力矩分配控制的稳定性集成控制系统,对控制策略的控制效果进行了 Trucksim 与 Simulink 联合仿真验证,对比分析了高速高附转向与低速低附转向 2 种极限工况下车辆的运动状态。主要结论如下:

- 1) 对于高速高附的换道行驶工况,集成控制器控制车辆的横摆角速度偏差与质心侧偏角的幅值较无控制车辆分别降低了 46% 与 63%,车辆后轮转向角的幅值较无控制车辆减小了 1.4°,各轴车轮能够按照既定的规则按比例进行制动,路径跟随性能也要好于无控制车辆。
- 2) 对于低速低附的转向行驶工况,集成控制器控制车辆的横摆角速度与质心侧偏角的幅值较无控制车辆分别降低了 47% 与 58%,集成控制器控制车辆 4 轴与 5 轴左右车轮转向角的幅值较无控制车辆分别增大了约 0.49° 与 1.23°,后轮转向角的增大提升了车辆低速与低附着路面上行驶的转向灵敏度,改善了车辆的过多转向情况。

参考文献 (References)

[1] 毕凤荣, 孙浩轩, 张立鹏, 等. 4WID 车辆主动安全控制策略研究[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2022, 55(2): 158-165. BI F R, SUN H X, ZHANG L P, et al. Research on the active safety control of the 4WID vehicle[J]. Journal of Tianjin University (Science and Technology), 2022, 55(2): 158-165(in Chinese).

[2] 张不扬. 基于主动转向与差动制动的四轴商用车稳定性集成控制算法开发[D]. 长春: 吉林大学, 2019. ZHANG B Y. Development of integrated stability control algorithm for four-axle commercial vehicle based on active steering and differential braking[D]. Changchun: Jilin University, 2019(in Chinese).

[3] AOUDJ N, HARTANI K, FATIHA M. New integrated vehicle dynamics control system based on the coordination of active front steering, direct yaw control, and electric differential for improvements in vehicle handling and stability[J]. SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH, 2020, 4(2): 119-133.

[4] 邓召文, 孔昕昕, 高伟. 重型半挂汽车列车主动转向控制策略研究[J]. 现代制造工程, 2021(10): 17-24. DENG Z W, KONG X X, GAO W. Research on active steering control strategy of articulated heavy vehicles[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2021(10): 17-24(in Chinese).

[5] 张为, 丁能根, 王健, 等. 汽车 DYC 滑模控制器设计及系统稳定性分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2010, 36(11): 1353-1357. ZHANG W, DING N G, WANG J, et al. Vehicular DYC via SMC

and system stability analysis[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2010, 36(11): 1353-1357(in Chinese).

[6] 高坤明, 郭宗和, 于瑶瑶, 等. 重型车辆主动悬架的滑模控制器设计及优化[J]. 山东理工大学学报 (自然科学版), 2020, 34(4): 30-36. GAO K M, GUO Z H, YU Y Y, et al. Design and optimization of sliding mode controller for active suspension of heavy vehicle[J]. Journal of Shandong University of Technology (Natural Science Edition), 2020, 34(4): 30-36(in Chinese).

[7] 赵强, 解利臣. 基于主动横向稳定杆的汽车防侧倾控制策略及算法研究[J]. 重庆理工大学学报 (自然科学), 2019, 33(12): 1-7. ZHAO Q, XIE L C. Research on anti-roll control strategy and algorithm of automobile based on active anti-roll bar[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2019, 33(12): 1-7(in Chinese).

[8] 朱宏波. 车辆稳定性控制系统控制策略研究及验证[D]. 长春: 吉林大学, 2019. ZHU H B. Research and validation on control strategy of vehicle electronic stability control system[D]. Changchun: Jilin University, 2019(in Chinese).

[9] WANG G D, LIU Y, LI S S, et al. New integrated vehicle stability control of active front steering and electronic stability control considering tire force reserve capability[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2021, 70(3): 2181-2195.

[10] 李韶华, 张志达, 周军魏. 全轮转向非线性重型车辆稳定性集成控制研究[J]. 振动与冲击, 2019, 38(9): 148-156. LI S H, ZHANG Z D, ZHOU J W. Nonlinear integrated control for maneuvering stability of a heavy-duty vehicle with all-wheel steering[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(9): 148-156(in Chinese).

[11] 孙船斌, 方琳, 童宝宏. 受饱和约束的车辆转向非线性鲁棒模糊分布控制[J]. 振动与冲击, 2022, 41(4): 77-85. SUN C B, FANG L, TONG B H. Nonlinear robust fuzzy distributed control of vehicle steering with saturation constraint[J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(4): 77-85(in Chinese).

[12] 付翔, 杨凤举, 黄斌, 等. 主动后轮转向四轮独立驱动车辆的协调控制[J]. 江苏大学学报 (自然科学版), 2021, 42(5): 497-505. FU X, YANG F J, HUANG B, et al. Coordinated control of active rear wheel steering and four wheel independent driving vehicle[J]. Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition), 2021, 42(5): 497-505(in Chinese).

[13] AHMADIAN N, KHOSRAVI A, SARHADI P. Integrated model reference adaptive control to coordinate active front steering and direct yaw moment control[J]. ISA Transactions, 2020, 106: 85-96.

[14] 赵权, 李韶华, 刘欢, 等. 某特种车辆整车动力学性能分析与评价[J]. 车辆与动力技术, 2018(4): 28-32. ZHAO Q, LI S H, LIU H, et al. Dynamic performance analysis and evaluation of a special vehicle[J]. Vehicle & Power Technology, 2018(4): 28-32(in Chinese).

[15] 刘明春. 8×8 轮毂电机驱动车辆操纵稳定性分析与控制研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015. LIU M C. Study on handling stability analysis and control for 8 in-wheel motor drive vehicle[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2015(in Chinese).

[16] KIM W, YI K, LEE J. An optimal traction, braking, and steering coordination strategy for stability and manoeuvrability of a six-wheel drive and six-wheel steer vehicle[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2012, 226(1): 3-22.

Rule-based integrated stability control of multi-axle special vehicle

CHENG Hongjie*, YANG Jianfu, LIU Zhihao, LI Ruoting, GAO Lei

(Missile Engineering Institute, Rocket Force University of Engineering, Xi'an 710025, China)

Abstract: In order to improve the active safety and handling stability of multi-axle special vehicles, taking a heavy-duty 5-axle special vehicle as the research object, based on the adaptive coordinated control strategy, an integrated active rear wheel steering (ARS) and differential Hierarchical stability integrated control strategy for differential braking torque distribution (DBTD). The decision-making layer decides the coordinated control instructions of the ARS and DBTD sub-control systems based on the rules. The distribution layer uses the feedforward and feedback control technique to achieve the distribution of the active steering wheel angle, and it uses the synovial film control and specified rules to realize the distribution of the wheel differential braking torque. The control effect of the control strategy is verified by the co-simulation of Trucksin and Simulink, and the motion states of the stability-controlled vehicle and the uncontrolled vehicle under the two extreme conditions of high-attachment high maneuvering steering and low-speed low-attachment steering are compared and analyzed. The findings demonstrate that, under high-speed and high-speed situations, the integrated control system-controlled vehicle's amplitudes of the yaw rate and side-slip angle are lowered by 46% and 63%, respectively, in comparison to the uncontrolled vehicle. With the working conditions, the yaw rate and the center of mass sideslip amplitude of the vehicle are reduced by 47% and 58% respectively compared with the uncontrolled vehicle. The integrated control system can effectively improve the driving stability of the vehicle during high-speed steering and low-speed low-speed steering. Steering sensitivity and path following performance.

Keywords: special vehicle; active steering; differential braking; integrated control; rules control