DOI: 10.3901/JME.2020.14.161

多轴轮边驱动铰接客车的横摆稳定性控制策略*

王文伟 赵一凡 张伟 林程

(北京理工大学电动车辆国家工程实验室 北京 100081)

摘要: 多轴轮边驱动铰接客车兼具铰接车辆的力学特性和分布驱动的动力特性, 针对其在极限工况中可能出现的折叠、甩尾、横摆等问题, 进行横摆稳定性控制策略研究; 建立线性三自由度参考模型, 通过粒子滤波对前车厢的相关状态变量进行估计, 估计结果证明模型的有效性; 根据三自由度参考模型得到理想响应, 采用分层控制的思想, 在上层采用模糊等效切换滑模控制, 前车厢采用横摆角速度和铰接角联合控制, 后车厢采用横摆角速度控制, 从而得到前后车厢所需附加横摆力矩; 下层采用二次规划法, 以轮胎附着利用率为优化目标进行转矩分配。在 dSPACE-ASM 平台上进行转向角阶跃工况和双移线工况的仿真分析。结果表明, 该控制策略能够在多种工况下有效改善车辆的横摆稳定性, 与等转矩分配相比, 轮胎附着利用率得到有效减小, 控制效果更加显著。

关键词: 轮边驱动; 铰接客车; 模糊等效滑模控制; 横摆稳定性; 转矩分配

中图分类号: U461

Yaw Stability Control Strategy of Multi-wheel Independent Electric Articulated Bus

WANG Wenwei ZHAO Yifan ZHANG Wei LIN Cheng

(National Engineering Laboratory for Electric Vehicles, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081)

Abstract: Multi-wheel independent electric articulated bus both has mechanical characteristics of articulated vehicles and dynamic characteristics of distributed drive, aiming at the problems of folding, tailing and yaw which may occur during its limited conditions, and the yaw stability control research is carried out. A linear three-degree-of-freedom reference model is established, and the relevant state variables of the front compartment is estimated through particle filtering. The estimation results prove the validity of the model; the ideal response is obtained according to the three-degree-of-freedom reference model, and the idea of hierarchical control is adopted. The fuzzy equivalent switching sliding mode control is used in the upper layer. Joint control of yaw rate and articulation angle is adopted in the front compartment, and yaw rate control is adopted in the rear compartment, by which the additional yaw moment required is obtained; the lower layer adopts the quadratic programming method to optimize the torque distribution with the tire utilization rate as the optimization target. The simulation analysis of the steering angle step condition and the double lane change condition is carried out on the dSPACE-ASM platform. The results show that the control strategy can effectively improve the yaw stability of the vehicle under various working conditions. Compared with the equal torque distribution, the tire utilization rate is effectively reduced, and the control effect is more significant.

Key words: in-wheel drive; articulated bus; fuzzy equivalent control; yaw stability; torque distribution

0 前言

分布式驱动电动汽车因其各电机可独立控制的特性, 为动力学控制带来了更多的可能性。一种多轮独立电驱动铰接客车正成为未来城市

交通问题的理想解决方案, 其兼具纯电动客车和铰接客车的优点, 车体内部容量大, 路面适应性强。铰接客车因其前后车厢的驱动力矩耦合作用以及铰接装置的存在, 动力学模型较传统客车更为复杂, 中后轴的轮边电机驱动特性又使其异于普通四轮轮边驱动汽车, 在极限工况中可能出现的横摆、甩尾、折叠等问题不容忽视。因此, 对于多轮独立电驱动铰接客车的动力学研究具有显著意义。

* 国家重点研发计划资助项目(2017YFB0103801)。20190823 收到初稿, 20200223 收到修改稿

分布式驱动作为当前汽车动力学控制领域的前沿方向,研究成果广泛深入。文献[1]针对分布式驱动车辆的纵向和横向运动,在上层控制中建立了包含轮胎模型的三自由度非线性模型,在下层通过 PID 控制器对轮胎的滑移率进行控制,此控制策略的有效性通过四种工况下的硬件在环试验得到了验证。文献[2]从差动助力转向的角度设计了积分滑模控制算法,对四轮分布式驱动汽车在转向系统失效情况下的运动状态进行控制,通过 CarSim-Simulink 联合仿真对控制效果和算法的鲁棒性进行了验证。文献[3]基于转矩矢量控制设计了动力学控制算法并通过有限状态机进行了多种工作模式的划分和切换,其有效性由实车试验得到证明。文献[4]针对分布式驱动车辆,提出了一种复合制动控制策略,在转矩分配层对四轮液压制动转矩和电机制动转矩进行分配,在保证控制效果的同时,实现了能量回收的最大化。

与分布式驱动相比,对铰接车辆的研究尚处于初步阶段。铰接车与半挂车同属于组合式车辆,二者的行驶特性有诸多相似之处,目前国内学者对组合式车辆动力学研究主要集中于稳定性的参数估计和控制策略。文献[5]以 5 自由度的单轨车辆模型为基础,采用无迹卡尔曼滤波对铰接式重型货车的质心侧偏角进行估计,仿真结果表明其效果优于常用的线性卡尔曼滤波,并且对于模型参数的不确定性具有较强的鲁棒性。文献[6]对平面运动的半挂车模型进行了分岔分析,通过对特征矢量,相位轨迹和横向轮胎力饱和状态的分析来解释折叠、甩尾和侧滑等不稳定现象,提出了用于评估可行域中稳定区域的大小的稳定性指标,并通过所提出的稳定性指数对恒定驱动条件下的横摆稳定性进行分析。文献[7]对铰接车辆的转向特性进行研究,通过对内侧车轮施加制动力的直接横摆力矩控制来减小车辆转弯半径,仿真与试验结果表明转弯半径得到显著减小,然而仅对一侧车轮施加制动力可能造成恶劣附着情况,车辆的行驶稳定性可能受到影响。文献[8]建立了一种半挂车的 3 自由度和 5 自由度模型,采用双扩展卡尔曼滤波和卡尔曼滤波分别进行参数估计和状态估计,通过 Trucksim 仿真对算法的准确性进行验证,并进行了实车试验,保证了算法的适用性。

文献[9]采用 LQR 最优控制技术,设计出针对牵引车横摆角速度、侧向加速度和铰接角的重型半挂车多目标稳定性控制策略,并在 TruckSim 和

Matlab/Simulink 联合仿真环境下进行了验证,结果表明该策略可有效提升车辆的行驶稳定性。文献[10]建立了重型半挂车三轴简化动力学模型,采用自适应卡尔曼滤波算法对半挂车的横摆角速度和铰接角进行估计,结果表明,估计精度较普通卡尔曼滤波算法相比有显著提升。文献[11]针对 35 t 铰接式自卸车的结构特点,以质心侧偏角和横摆角速度为联合控制变量,设计了前馈和后馈补偿控制器,从响应速度和精确性方面进行仿真分析,为电驱动铰接式车辆的控制提供参考,但是整个设计过程并未考虑铰接角的变化。

目前,针对组合式车辆的动力学研究主要集中在工程铰接车辆和半挂车上,针对分布式驱动铰接客车的研究还相对较少。铰接式客车载客量大,在城市交通的普及性逐步提高,传统铰接客车与分布式电驱动技术的结合带来了更多的可能性,也为整车动力学控制带来了更大的挑战。因此对于带有铰接装置的轮边驱动客车而言,其动力学控制有着特殊的意义。

本文基于多轴轮边驱动大通道低地板铰接电动客车,首先建立线性三自由度参考模型,采用粒子滤波理论,对前车厢的质心侧偏角、横摆角速度、铰接角速度和铰接角进行状态估计。采用分层控制的方法,以三自由度参考模型提供的理想车辆响应为参考,采用模糊等效滑模控制,分别计算出前后车厢的附加横摆力矩;下层采用二次规划法,以轮胎附着利用率为优化目标对转矩进行分配。在 dSPACE-ASM 仿真平台上对控制策略进行了多种工况的验证,并对控制效果进行评价。图 1 为全文的技术路线图。

图 1 全文技术路线图

1 基于粒子滤波的车辆状态参数估计

1.1 整车构型

整车构型如图 2 所示。在车辆的中轴和后轴分布有四个永磁同步电动机, 电动机与驱动轮之间以带有固定减速比的行星齿轮减速器来传递动力。与传统的铰接客车布置相比, 此类新型布置结构因减少了变速器、传动轴和差速器, 使乘坐空间大大增加。

图 2 轮边驱动铰接客车的整车构型图

1.2 线性三自由度参考模型

本文所研究的分布驱动式铰接客车, 主要行驶环境为城市道路, 路况良好, 车速变化范围小, 极少出现极限路况。因此, 根据车辆本身特点和行驶特征, 在建立车辆模型的过程中进行以下假设: ① 假设车辆纵向车速恒定; ② 假设车辆在水平路面行驶, 忽略空气阻力和坡度阻力; ③ 假设车辆关于纵向中心线对称, 前轮转向角相等; ④ 忽略前后车厢的垂向运动, 忽略车辆的侧倾和俯仰自由度; ⑤ 将前后车厢看作刚体, 对铰接盘进行简化, 忽略质量特性; ⑥ 忽略轮胎因垂直载荷变化而引起的轮胎特性变化以及回正力矩的作用。

为了对分布式电驱动铰接客车进行重要参数的状态估计, 需要建立三自由度参考模型。相对于传统的二自由度车辆模型包含的横摆角速度和侧向自由度而言, 本模型增加了前后车厢的铰接自由度。

1.2.1 输入变量

以前轮转角作为输入变量

$$u = \delta \quad (1)$$

1.2.2 状态变量

需要估计的状态变量包括前车厢质心侧偏角、前车厢横摆角速度、前后车厢铰接角速度和前后车厢铰接角。

$$\mathbf{x} = (\beta_f, \omega_f, \dot{\theta}, \theta)^T \quad (2)$$

式中, β_f 为前车厢质心侧偏角, rad; ω_f 为前车厢横摆角速度, rad/s; $\dot{\theta}$ 为铰接角速度, rad/s; θ 为铰接角, rad。

1.2.3 观测变量

以前车厢的侧向加速度为观测输出

$$z = a_y \quad (3)$$

1.2.4 估计模型

对前车厢、后车厢、整车进行简化受力分析, 如图 3~5 所示。

图 3 前车厢受力分析

图 4 后车厢受力分析

图 5 整车受力分析

前车厢侧向运动方程

$$F_{fy} \cos \delta a_f - F_{my} b_f - F_{y0} L_f - M = J_f \dot{\omega}_f \quad (4)$$

$$F_{y0} + F_{fy} \cos \delta + F_{my} = m_f a_{fy} \quad (5)$$

$$a_{fy} = \dot{V}_{fy} + V_{fx} \omega_f \quad (6)$$

后车厢侧向运动方程

$$-F_{ry} b_r - F_{y0'} \cos \theta L_r - F_{x0'} \sin \theta L_r + M_\theta = J_r \dot{\omega}_r \quad (7)$$

式中, M_θ 为铰接盘的阻尼转矩, 其大小为

$$M_\theta = -c(\theta, v) \dot{\theta} \quad (8)$$

式中, $c(\theta, v)$ 为阻尼系数, 其大小可由一系列的试验数据拟合得到。

$$F_{ry} - F_{y0'} \cos \theta - F_{x0'} \sin \theta = m_r a_{ry} \quad (9)$$

$$a_{ry} = \dot{V}_{ry} + V_{rx} \omega_r \quad (10)$$

由两节车厢之间的运动关系, 可以推导出

$$\omega_r = \omega_f - \dot{\theta} \quad (11)$$

$$F_{y0} + F_{fy} \cos \delta + F_{my} = m_f a_{fy} \quad (12)$$

$$V_{ry} = V_{fx} \theta + V_{fy} - \omega_f L_f - \omega_r L_r \quad (13)$$

$$a_{ry} = a_{fy} - \dot{\omega}_f L_f - \dot{\omega}_r L_r \quad (14)$$

式中, m_f 、 m_r 为前后车厢质量; J_f 、 J_r 是前后车厢横摆转动惯量; F_{fy} 、 F_{my} 、 F_{ry} 为各轴车轮所受侧向力; F_{x0} 、 F_{y0} 为铰接盘处作用力; V_{fx} 、 V_{rx} 为前后车厢质心纵向速度; V_{fy} 、 V_{rx} 为前后车厢质心侧向速度; a_{fy} 、 a_{ry} 为前后车厢横向加速度; ω_f 、 ω_r 为前后车厢横摆角速度; L_f 、 L_r 为铰接盘中心到前后车厢质心的距离; θ 为前车厢与后车厢 X 轴的夹角; a_f 、 b_f 为前车厢质心到第一、二轴的距离; b_r 为后车厢质心到第

三轴的距离。

假设轮胎的侧偏特性始终处于线性范围内, 因此前轴、中轴和后轴的侧向作用力可表示为

$$\begin{cases} F_{fy} = k_f \alpha_f = k_f \left(\beta_f + \frac{\omega_f a_f}{V_{fx}} - \delta \right) \\ F_{my} = k_m \alpha_m = k_m \left(\beta_f - \frac{\omega_f b_f}{V_{fx}} \right) \\ F_{ry} = k_r \alpha_r = k_r \left(\beta_r - \frac{\omega_r b_r}{V_{rx}} \right) \end{cases} \quad (15)$$

$$\mathbf{D} = \frac{-1}{V_{fx}} \begin{pmatrix} -(k_f + k_m + k_r)V_{fx} & (m_f + m_r)V_{fx}^2 - k_f a_f + k_m b_f + k_r(L_f + L_r + b_r) & -k_r(L_r + b_r) & -k_r V_{fx} \\ -(k_f a_f - k_m b_f - k_r L_f)V_{fx} & -m_r L_f V_{fx}^2 - k_f a_f^2 - k_m b_f^2 - k_r L_f(L_f + L_r + b_r) & k_r(L_r + b_r)L_f & k_r V_{fx} L_f \\ k_r(L_r + b_r)V_{fx} & -k_r(L_r + b_r)(L_f + L_r + b_r) - m_r L_f V_{fx}^2 & k_r(L_r^2 + 2L_r b_r + b_r^2) & k_r(L_r + b_r)V_{fx} \\ 0 & 0 & -V_{fx} & 0 \end{pmatrix} \quad (18)$$

$$\mathbf{F} = \begin{pmatrix} -k_f \\ -k_f a_f \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \mathbf{x} = \begin{pmatrix} \beta_f \\ \omega_f \\ \theta \\ \theta \end{pmatrix} \quad \mathbf{u} = \delta \quad (19)$$

为了计算方便, 将 $\mathbf{M}$ 矩阵和 $\mathbf{D}$ 矩阵中的元素分别用 a_{ij} 和 b_{ij} 来表示, 联立式(17)~(19)可得状态方程和观测方程如下

$$\begin{aligned} \dot{\beta}_f &= (\delta k_f (-a_{12} a_{33} a_f + a_{13} a_{32} a_f + a_{22} a_{33} - a_{23} a_{32}) + \\ &\beta_f (a_{12} a_{23} b_{31} - a_{12} a_{33} b_{21} - a_{13} a_{22} b_{31} + a_{13} a_{32} b_{21} + a_{22} a_{33} b_{11} - \\ &a_{23} a_{32} b_{11}) + \omega_f (a_{12} a_{23} b_{32} - a_{12} a_{33} b_{22} - a_{13} a_{22} b_{32} + a_{13} a_{32} b_{22} + \\ &a_{22} a_{33} b_{12} - a_{23} a_{32} b_{12}) + \dot{\theta} (a_{12} a_{23} b_{33} - a_{12} a_{33} b_{23} - a_{13} a_{22} b_{33} + \\ &a_{13} a_{32} b_{23} + a_{22} a_{33} b_{13} - a_{23} a_{32} b_{13}) + \theta (a_{12} a_{23} b_{34} - a_{12} a_{33} b_{24} - \\ &a_{13} a_{22} b_{34} + a_{13} a_{32} b_{24} + a_{22} a_{33} b_{14} - a_{23} a_{32} b_{14})) / (a_{11} a_{22} a_{33} - \\ &a_{11} a_{23} a_{32} - a_{12} a_{21} a_{33} + a_{12} a_{23} a_{31} + a_{13} a_{21} a_{32} - a_{13} a_{22} a_{31}) \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_f &= -(\delta k_f (-a_{11} a_{33} a_f + a_{13} a_{31} a_f + a_{21} a_{33} - a_{23} a_{31}) + \\ &\beta_f (a_{11} a_{23} b_{31} - a_{11} a_{33} b_{21} - a_{13} a_{21} b_{31} + a_{13} a_{31} b_{21} + a_{21} a_{33} b_{11} - \\ &a_{23} a_{31} b_{11}) + \omega_f (a_{11} a_{23} b_{32} - a_{11} a_{33} b_{22} - a_{13} a_{21} b_{32} + a_{13} a_{31} b_{22} + \\ &a_{21} a_{33} b_{12} - a_{23} a_{31} b_{12}) + \dot{\theta} (a_{11} a_{23} b_{33} - a_{11} a_{33} b_{23} - a_{13} a_{21} b_{33} + \\ &a_{13} a_{31} b_{23} + a_{21} a_{33} b_{13} - a_{23} a_{31} b_{13}) + \theta (a_{11} a_{23} b_{34} - a_{11} a_{33} b_{24} - \\ &a_{13} a_{21} b_{34} + a_{13} a_{31} b_{24} + a_{21} a_{33} b_{14} - a_{23} a_{31} b_{14})) / (a_{11} a_{22} a_{33} - \\ &a_{11} a_{23} a_{32} - a_{12} a_{21} a_{33} + a_{12} a_{23} a_{31} + a_{13} a_{21} a_{32} - a_{13} a_{22} a_{31}) \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \dot{\theta} &= (\delta k_f (-a_{11} a_{32} a_f + a_{12} a_{31} a_f + a_{21} a_{32} - a_{22} a_{31}) + \\ &\beta_f (a_{11} a_{22} b_{31} - a_{11} a_{32} b_{21} - a_{12} a_{21} b_{31} + a_{12} a_{31} b_{21} + a_{21} a_{32} b_{11} - \\ &a_{22} a_{31} b_{11}) + \omega_f (a_{11} a_{22} b_{32} - a_{11} a_{32} b_{22} - a_{12} a_{21} b_{32} + a_{12} a_{31} b_{22} + \\ &a_{21} a_{32} b_{12} - a_{22} a_{31} b_{12}) + \dot{\theta} (a_{11} a_{22} b_{33} - a_{11} a_{32} b_{23} - a_{12} a_{21} b_{33} + \\ &a_{12} a_{31} b_{23} + a_{21} a_{32} b_{13} - a_{22} a_{31} b_{13}) + \theta (a_{11} a_{22} b_{34} - a_{11} a_{32} b_{24} - \\ &a_{12} a_{21} b_{34} + a_{12} a_{31} b_{24} + a_{21} a_{32} b_{14} - a_{22} a_{31} b_{14})) / (a_{11} a_{22} a_{33} - \\ &a_{11} a_{23} a_{32} - a_{12} a_{21} a_{33} + a_{12} a_{23} a_{31} + a_{13} a_{21} a_{32} - a_{13} a_{22} a_{31}) \end{aligned} \quad (22)$$

前车厢质心侧偏角 $\beta_f = V_{fy} / V_{fx}$, 对其求导可得 $\dot{\beta}_f = \dot{V}_{fy} / V_{fx}$, 将其代入式(15)。

假定前轮转角和铰接角足够小, 由式(4)~(15)可得

$$\mathbf{M} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{D} \mathbf{x} + \mathbf{F} \mathbf{u} \quad (16)$$

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} (m_f + m_r)V_{fx} & -m_r(L_f + L_r) & m_r L_r & 0 \\ -m_r L_f V_{fx} & J_f + m_r L_f(L_f + L_r) & -m_r L_f L_r & 0 \\ -m_r L_r V_{fx} & J_r + m_r L_r(L_f + L_r) & -J_r - m_r L_r^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (17)$$

$$\dot{\theta} = \dot{\theta} \quad (23)$$

$$a_{fy} = \dot{\beta}_f V_{fx} + V_{fx} \omega_f \quad (24)$$

1.3 基于粒子滤波的状态参数估计

1.3.1 粒子滤波算法

粒子滤波是一种基于蒙特卡洛仿真的近似贝叶斯滤波算法。其核心思想是用多个离散随机采样点来近似系统随机变量的概率密度函数, 以样本值均值代替积分运算, 从而获得状态的最小方差估计。在实际应用中系统的过程噪声不只包括高斯白噪声, 还存在大量有色噪声, 而粒子滤波并不限制系统的过程噪声模型, 故粒子滤波相比卡尔曼滤波而言, 有一定的优越性。

本文所研究的状态模型属于线性系统, 模型复杂度不高, 故可采用基本粒子滤波来进行估计, 采样算法选择随机重采样, 算法流程见文献[12]。

1.3.2 状态估计验证

在 dSPACE-ASM 平台上进行双移线工况仿真, 路面附着系数为 0.8, 目标车速为 40 km/h。将状态估计所得变量值与模型参考值进行对比, 结果如图 6~9 所示。表 1 为各估计变量的误差均方根值。

图6 前车厢质心侧偏角估计

图7 前车厢横摆角速度估计

图8 铰接角速度估计

图9 铰接角估计

由图6~9及表1可知,铰接客车前车厢的质心侧偏角、横摆角速度、铰接角速度和铰接角的估计值与参考值的误差在容许范围内,估计精度满足要求,式(16)~(24)的正确性得到验证。

表1 估计误差表

变量	β_f	ω_f	$\dot{\theta}$	θ
RMS	0.000 9	0.005 0	0.002 0	0.004 6

2 铰接客车的横摆稳定性控制

当车辆进入稳态时,车辆的质心侧偏角、横摆角速度和铰接角不再随时间发生改变,即 $\dot{\beta}_f = 0$,

$\dot{\omega}_f = 0$, $\dot{\theta} = 0$, $\ddot{\theta} = 0$, 将其代入式(20)~(22)中,可得理想的前车厢质心侧偏角、横摆角速度和铰接角

$$\beta_{desire} = -k_f \cdot \delta \cdot (a_f b_{12} b_{34} - a_f b_{14} b_{32} - b_{22} b_{34} + b_{24} b_{32}) / (b_{11} b_{22} b_{34} - b_{11} b_{24} b_{32} - b_{12} b_{21} b_{34} + b_{12} b_{24} b_{31} + b_{14} b_{21} b_{32} - b_{14} b_{22} b_{31}) \quad (25)$$

$$\omega_{f_desire} = k_f \cdot \delta \cdot (a_f b_{11} b_{34} - a_f b_{14} b_{31} - b_{21} b_{34} + b_{24} b_{31}) / (b_{11} b_{22} b_{34} - b_{11} b_{24} b_{32} - b_{12} b_{21} b_{34} + b_{12} b_{24} b_{31} + b_{14} b_{21} b_{32} - b_{14} b_{22} b_{31}) \quad (26)$$

$$\theta_{desire} = -k_f \cdot \delta \cdot (a_f b_{11} b_{32} - a_f b_{12} b_{31} - b_{21} b_{32} + b_{22} b_{31}) / (b_{11} b_{22} b_{34} - b_{11} b_{24} b_{32} - b_{12} b_{21} b_{34} + b_{12} b_{24} b_{31} + b_{14} b_{21} b_{32} - b_{14} b_{22} b_{31}) \quad (27)$$

后车厢的理想横摆角速度

$$\omega_{r_desire} = \omega_{f_desire} - \dot{\theta}_{desire} = \omega_{f_desire} \quad (28)$$

由于路面附着条件的限制,轮胎所能提供的最大侧向加速度有其客观的约束,车辆行驶过程中,前后车厢的横摆角速度均有极限值为

$$|\omega_{f_max}| = \frac{\mu g}{V_{fx}} \quad (29)$$

$$|\omega_{r_max}| = \frac{\mu g}{V_{rx}} \quad (30)$$

式中, μ 为路面附着系数。

故前车厢横摆角速度理想值可表示为

$$\omega_{f_d} = \min\{|\omega_{f_desire}|, |\omega_{f_max}|\} \text{sgn}(\delta) \quad (31)$$

后车厢横摆角速度理想值可表示为

$$\omega_{r_d} = \min\{|\omega_{r_desire}|, |\omega_{r_max}|\} \text{sgn}(\delta) \quad (32)$$

为了保证车辆行驶过程中的一致性,防止车辆跑偏^[13],将前车厢理想质心侧偏角定义为

$$\beta_{f_d} = 0 \quad (33)$$

本文所研究的铰接客车所用的铰接盘在其横摆平面内最大转向角度为 54° ,故铰接角度 θ 的最大值为

$$|\theta_{max}| = 54^\circ \quad (34)$$

故前后车厢铰接角理想值可表示为

$$\theta_d = \min\{|\theta_{desire}|, |\theta_{max}|\} \text{sgn}(\delta) \quad (35)$$

2.1 上层控制算法设计

分布式轮边驱动铰接客车在高速行驶转弯时,车辆系统存在较大的非线性、时变性和干扰性,而滑模控制作为一种变结构控制系统的控制策略,其控制的不连续性和鲁棒性使其适用于解决非线性系统的控制问题。然而,滑模变结构控制在本质上的不连续开关特性将会引起系统的抖振,且在实际系

统中,抖振必然存在。为了减少抖振给车辆系统带来的不利影响,本文建立基于模糊切换控制的等效滑模控制,从而减少抖振^[14]。

2.1.1 前车厢控制算法设计

以式(31)~(35)所得到的前车厢理想横摆角速度和理想铰接角为期望值,对横摆角速度和铰接角进行联合控制。基于横摆角速度和铰接角的真实值与期望值的差值来构造滑模切换函数

$$s_1 = c_2 \left(\omega_f - \omega_{f-d} + c_1 \int_0^t (\omega_f - \omega_{f-d}) dt \right) + (1 - c_2)(\theta - \theta_d) \quad (36)$$

$$\dot{s}_1 = c_2((\dot{\omega}_f - \dot{\omega}_{f-d}) + c_1(\omega_f - \omega_{f-d})) + (1 - c_2)(\dot{\theta} - \dot{\theta}_d) \quad (37)$$

式中, c_1 、 c_2 为控制系数, c_1 、 $c_2 > 0$ 。

本文采用等效滑模控制,控制率由等效控制 u_{eq} 和切换鲁棒控制项 u_{sw} 构成。在忽略干扰和不确定性的情况下,令 $\dot{s}_1 = 0$,由式(36)、(37)可得等效控制的附加横摆力矩

$$u_{feq} = M_{feq} = J_f(\dot{\omega}_f - \dot{\omega}_{f-d}) = -J_f \left(\frac{(1 - c_2)(\dot{\theta} - \dot{\theta}_d)}{c_2} + c_1(\omega_f - \omega_{f-d}) \right) \quad (38)$$

当系统出现不稳定性时,需要通过切换控制项 u_{sw} 来保证系统的鲁棒性。为了削弱抖振,本文采用饱和函数 $\text{sat}(s)$ 代替符号函数 $\text{sgn } s$, 即

$$u_{fsw} = M_{fsw} = -K \cdot \text{sat}(s_1) \quad (39)$$

$$\text{sat}(s_1) = \begin{cases} \text{sgn } s_1 & |s_1| > \delta \\ s_1 / \delta & |s_1| < \delta \end{cases} \quad (40)$$

式中, δ 为边界层厚度, K 为控制项系数, $K > 0$ 。

联立式(38)、(39)可得附加横摆力矩

$$M_f = u_f = u_{feq} + u_{fsw} = -J_f \left(\frac{(1 - c_2)(\dot{\theta} - \dot{\theta}_d)}{c_2} + c_1(\omega_f - \omega_{f-d}) \right) - K \cdot \text{sat}(s_1) \quad (41)$$

将式(41)代入式(37)得

$$\dot{s}_1 = -\frac{c_2 K \text{sat}(s_1)}{J_f} \quad (42)$$

取 Lyapunov 函数

$$L = \frac{1}{2} s_1^2 \quad (43)$$

对式(43)求一阶导数得

$$\dot{L} = s \dot{s} = -\frac{c_2 K |s_1|}{J_f} < 0 \quad (44)$$

故系统满足 Lyapunov 意义下稳定^[15]。

2.1.2 模糊滑模控制律的设计

滑模控制的鲁棒性由切换控制项得到保证,然而切换控制项也会引起系统的抖振。为了削弱抖振,要求切换控制项在满足鲁棒性的前提下取小值。因此,可通过模糊控制,对切换项进行模糊化^[16]。

取 $u = u_{feq} + \mu \cdot u_{fsw}$, 通过模糊系数 μ 将切换控制模糊化。为了削弱抖振和保证鲁棒性,当干扰较大时,切换项应较大;当干扰较小时,切换项应较小。基于此思想,以滑模切换函数 s 作为输入,模糊系数 μ 作为输出,可建立模糊规则如表 2 所示。

表 2 模糊规则表

滑模切换函数 s	模糊系数 μ
NB	PB
NM	PM
NS	PS
ZO	ZO
PS	PS
PM	PM
PB	PB

其中模糊集定义为 NB(负大)、NM(负中)、NS(负小)、ZO(0)、PS(正小)、PM(正中)、PB(正大)。论域分别为 $s \in [-3, 3]$ 和 $\mu \in [0, 1]$, s 和 μ 的模糊子集隶属度函数均由 Z 函数、S 函数和三角函数组成,如图 10 和图 11 所示。

图 10 输入 s 的隶属度函数

图 11 输出 μ 的隶属度函数

图 12 中 K_s 为输入的量化因子,其作用是将输入从实际值映射到其模糊论域中。

图 12 模糊结构图

2.1.3 后车厢控制算法设计

基于横摆角速度的真实值与期望值的差值来构造滑模切换函数

$$s_2 = \omega_r - \omega_{r_d} + c_3 \int_0^t (\omega_r - \omega_{r_d}) dt \quad (45)$$

$$\dot{s}_2 = \dot{\omega}_r - \dot{\omega}_{r_d} + c_3 (\omega_r - \omega_{r_d}) \quad (46)$$

式中, c_3 为控制系数, $c_3 > 0$ 。

令 $\dot{s}_2 = 0$, 可得等效控制的附加横摆力矩

$$u_{req} = M_{req} = J_r (\dot{\omega}_r - \dot{\omega}_{r_d}) = -J_r c_3 (\omega_r - \omega_{r_d}) \quad (47)$$

切换控制项为

$$u_{rsw} = M_{rsw} = -K \cdot \text{sat}(s_2) \quad (48)$$

后车厢的总附加横摆力矩

$$M_r = u_r = u_{req} + u_{rsw} = -J_r c_3 (\omega_r - \omega_{r_d}) - K \cdot \text{sat}(s_2) \quad (49)$$

后车厢模糊控制律的设计与前车厢同理, 可参考第 2.1.2 节。

2.2 下层转矩分配控制算法

目前分布式驱动汽车的下层分配算法主要分为非优化分配算法和优化分配算法。优化分配算法中, 二次规划法以其对车辆实际约束条件的适用性而得到广泛应用。本文采用二次规划算法, 以轮胎附着利用率为优化目标^[17]。其表达式为

$$J = \sum_{i=3}^6 C_i \frac{F_{xi}^2 + F_{yi}^2}{(\mu_i F_{zi})^2} \quad (50)$$

式中, $F_{xi}(i=3, 4, 5, 6)$ 代表的是四个驱动轮的纵向力, $F_{yi}(i=3, 4, 5, 6)$ 代表的是四个驱动轮的侧向力, $F_{zi}(i=3, 4, 5, 6)$ 代表的是四个驱动轮的垂向力, μ_i 代表的是各轮对应的路面附着系数, $C_i(i=3, 4, 5, 6)$ 代表的是四个驱动轮的权重系数。

以四个驱动轮轮胎附着利用率之和最小作为下层转矩优化分配的目标, 从而充分发挥轮胎的附着性能, 避免单个车轮因时间转矩过大而滑转。

由于本文所研究车辆的各轮纵向力独立可控, 附加横摆力矩由各轮的附加纵向力来实现, 且各轮侧向力不可控, 故二次规划目标函数简化如式(51)所示^[18]

$$\min J = \min \sum_{i=3}^6 C_i \frac{F_{xi}^2}{(\mu_i F_{zi})^2} \quad (51)$$

2.2.1 转矩分配控制算法的约束条件

本文研究车辆在行驶过程中需要同时满足上层附加横摆力矩需求、电动机峰值扭矩限制以及路面附着条件的约束。

上层附加横摆力矩需求

$$\begin{cases} -F_{x3} \cdot \frac{B_m}{2} + F_{x4} \cdot \frac{B_m}{2} = M_f \\ -F_{x5} \cdot \frac{B_r}{2} + F_{x6} \cdot \frac{B_r}{2} = M_r \end{cases} \quad (52)$$

式中, M_f 、 M_r 为前后车厢附加横摆力矩, 由上层控制策略得到。

轮边驱动电动机峰值扭矩限制

$$-\frac{T_{\max} \cdot i \cdot \eta}{R} \leq F_{xi} \leq \frac{T_{\max} \cdot i \cdot \eta}{R} \quad (53)$$

式中, $T_{\max}$ 为车辆当前车速下对应的驱动电动机峰值扭矩, i 为减速比, η 为机械效率, R 为轮胎半径。

路面附着约束

$$-\mu_i F_{zi} \leq F_{xi} \leq \mu_i F_{zi} \quad (54)$$

2.2.2 二次规划问题求解

由式(51)~(54)可知, 本文上层附加横摆力矩优化分配的二次规划问题可表达为

$$\begin{aligned} \min J &= \sum_{i=3}^6 C_i \frac{F_{xi}^2}{(\mu_i F_{zi})^2} \\ \text{s.t.} \quad &-F_{x3} \cdot \frac{B_m}{2} + F_{x4} \cdot \frac{B_m}{2} = M_f \\ &-F_{x5} \cdot \frac{B_r}{2} + F_{x6} \cdot \frac{B_r}{2} = M_r \\ &-\frac{T_{\max} \cdot i \cdot \eta}{R} \leq F_{xi} \leq \frac{T_{\max} \cdot i \cdot \eta}{R} \\ &-\mu_i F_{zi} \leq F_{xi} \leq \mu_i F_{zi} \end{aligned} \quad (55)$$

本文采用有效集方法进行求解, 具体算法参见文献[19]。

3 控制策略仿真验证

为了对本文所提出的控制策略进行验证, 在 dSPACE-ASM 平台自带铰接式燃油车辆模型的基础上建立四轮分布式驱动铰接客车模型。由于本文并不对电动机的内在特性进行研究, 故采用经验公式来计算电动机的输出特性, 其输出转矩可表示为

$$T_e = f(n, \alpha) \quad (56)$$

式中, T_e 为电动机输出转矩, n 为电动机转速, α 为踏板开度。

本文所研究的分布式驱动铰接客车参数和电动机参数如表 3 和表 4 所示。

在仿真过程中, 在上层采用模糊等效切换滑模控制的前提下, 对无控制情况、下层等转矩分配控制和本文提出的下层有效集分配控制进行对比, 分别进行了转向角阶跃和双移线仿真工况。

表 3 车辆参数表

参数	a_f/m	b_f/m	b_r/m	L_f/m	L_r/m	$J_f/(kg \cdot m^2)$	$J_r/(kg \cdot m^2)$	m_f/kg	m_r/kg	B_f/m	B_m/m	B_r/m	i
数值	3.7	2.1	0.5	4.75	3.85	127 890	32 020	16 500	11 500	2.156	1.91	1.91	13.9

表4 电动机参数表

额定功率/ kW	峰值功率/ kW	额定转矩/ (N·m)	峰值转矩/ (N·m)	最高转速/ (r/min)
85	145	320	680	6 000

3.1 转向角阶跃工况仿真

参考 GB/T 6323—2014, 在附着系数为 0.8 的路面上, 车辆保持 40 km/h 的速度匀速直线行驶, 在 5 s 时转向盘输入发生阶跃, 其前轮转向角变化如图 13 所示, 仿真结果如图 14~18 所示。

由图 15~18 可知, 前后车厢在控制前后均可

图13 前轮转向角变化图

图14 轮胎附着利用率变化图

(a) 前车厢横摆角速度

(b) 后车厢横摆角速度

图15 横摆角速度变化图

图16 铰接角变化图

图17 质心侧偏角变化图

完成角阶跃试验, 但在施加控制后, 前后车厢的横摆角速度和铰接角更加接近理想值, 此时车辆较无控制时相比, 前后车厢横摆角速度增大, 铰接角减小, 车辆的转弯半径减小, 转向操纵性增强, 转弯能力得到提高, 后车厢对前车厢的跟随性能提高。由图 14~18 中两种控制分配策略的对比可知, 本文所提出的有效集分配策略使轮胎附着利用率明显减小, 减小程度达 30.8 %, 四个驱动轮与地面间的附着力得到充分发挥, 并且取得了更加显著的控制效果。

图 18 运动轨迹图

本文提出的上层控制策略并未对前车厢的质心侧偏角进行控制, 但由图 17 可知, 在控制前后, 质心侧偏角的大小均在一定范围内, 等转矩分配控制下的质心侧偏角最大值为 0.0136 rad 。而根据经验公式, 车辆的最大质心侧偏角一般为

$$\beta_{\max} = \arctan(0.02\mu g) \quad (57)$$

此工况下 $\beta_{\max}=0.1555 \text{ rad}>0.0136 \text{ rad}$, 故在上层施加模糊等效切换滑模控制后, 质心侧偏角的

变化仍在合理范围内, 车辆的横向稳定性控制效果良好。

3.2 双移线工况仿真

参考国际上通用的 ISO 3888—1—2011 标准, 进行双移线试验, 道路情况针对客车的特性进行调整。考虑到铰接客车的日常城市道路行驶情况, 选择易出现失稳的高速工况进行仿真。车速为 50 km/h , 路面附着系数为 0.6 。仿真结果如图 19~25 所示。

图 19 纵向速度变化图

图 20 运动轨迹变化图

(a) 前车厢横摆角速度

(b) 后车厢横摆角速度

图 21 横摆角速度变化图

图 22 铰接角变化图

图 23 质心侧偏角变化图

图 24 前轮转向角变化图

图 25 轮胎附着利用率变化图

由图 19、20 可知, 车辆在未施加控制时, 为了保持转弯时的车辆行驶稳定, 前后车厢的纵向速度均在 6 s 后开始下降, 但在 13 s 后, 车辆丧失稳定性, 前后车厢纵向速度迅速减小以至于反向, 此时后车厢发生甩尾现象, 前后车厢的运动轨迹均发生明显偏移, 双移线工况不能完成。而在施加了控制后, 为了保持转弯时的车辆行驶稳定, 前后车厢的纵向速度在 6 s 后开始下降, 但下降幅度与无控制

时相比明显减小, 且在 14 s 前后车厢的纵向速度回归理想值, 并在此后基本保持不变, 此时前后车厢的运动轨迹均保持在合理范围内, 车辆顺利完成双移线工况。

图 21~24 显示了车辆横摆稳定性主要相关参数的变化。在未施加控制时, 前后车厢的横摆角速度以及铰接角均在转弯后发生较大幅度的变化, 其中铰接角的最大值达到 86.4° , 超出了本文研究车

辆所采用铰接盘的最大铰接角 $\theta_{\max}=54^\circ$, 铰接装置受到损害。前车厢的质心侧偏角也发生了大幅度改变, 其最大值达到 1.57 rad , 超过了此工况下的质心侧偏最大值 $\beta_{\max}=0.12 \text{ rad}$, 车辆已经丧失行驶稳定性, 转向角产生大幅度振荡。在施加控制后, 前后车厢的横摆角速度以及铰接角跟随理想值而变化, 虽然在转弯时前后车厢的横摆角速度以及铰接角有小范围波动, 但在完成转向后, 其值迅速收敛到 0, 与理想值保持一致, 而质心侧偏角虽然短暂超过最大值 $\beta_{\max}$, 但在 12 s 后趋于理想值, 车辆恢复稳定状态。

在此工况下, 等比例转矩分配策略与有效集分配策略均产生了有效的控制效果, 而由图 25 可知, 有效集分配策略与等比例转矩分配策略相比, 轮胎附着利用率平均值减小了 16.54%。在保证显著控制效果的同时, 有效集分配策略对驱动轮轮胎的附着性能进行提升。

4 结论

(1) 本文针对多轴轮边驱动铰接客车的横向稳定性控制, 将前后车厢的横摆角速度以及铰接角作为控制目标, 上层采用模糊等效切换滑模控制, 下层利用二次规划中的有效集法进行了分配控制, 通过 dSPACE-ASM 平台上的仿真工况对控制策略进行了验证。

(2) 仿真结果表明, 本文提出的控制策略一方面可以显著提高车辆的横向稳定性; 另一方面, 与传统的等比例转矩分配相比, 轮胎附着利用率得到优化。当车辆行驶到对开路面时, 左右轮胎与附着系数的不同会对转矩分配产生更高的要求, 这为未来控制分配策略的研究提供了方向。

(3) 由于下层控制分配策略的基础是约束优化, 其在仿真试验中, 算法复杂, 运行时间较长, 目前的实用性还有待加强, 未来可对实用性较强的优化分配方法进行研究, 同时考虑在控制作用下轮胎的横向受力情况。

参 考 文 献

- [1] ZHOU Hongliang, JIA Fengjiao, JING Houhua, et al. Coordinated longitudinal and lateral motion control for four wheel independent motor-drive electric vehicle[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2018, 67(5): 3782-3790.
- [2] HU Chuan, WANG Rongrong, YAN Fengjun, et al. Differential steering based yaw stabilization using ISMC for independently actuated electric vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2018, 19(2): 627-638.
- [3] 苏昊, 余卓平, 熊璐, 等. 分布式驱动纯电动 SUV 车辆控制策略研究[J]. 合肥工业大学学报, 2019, 42(4): 439-444.
SU Hao, YU Zhuoping, XIONG Lu, et al. Study on control strategy of distributed driving electric SUV[J]. Journal of Hefei University of Technology, 2019, 42(4): 439-444.
- [4] 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.
DU Ronghua, MI Siyu, HU Lin, 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.
- [5] MORRISON G, CEBON D. Side slip estimation for articulated heavy vehicles at the limits of adhesion[J]. Vehicle System Dynamics, 2016, 54(11): 1601-1628.
- [6] DING Nenggen, SHI Xiaobo, ZHANG Yipeng, et al. Analysis of bifurcation and stability for a tractor semi-trailer in planar motion[J]. Vehicle System Dynamics, 2014, 52(12): 1729-1751.
- [7] IIDA M, NAKASHIMA H, TOMIYAMA H, et al. Small-radius turning performance of an articulated vehicle by direct yaw moment control[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2011, 76(2): 277-283.
- [8] CHENG Caizhen, CEBON D. Parameter and state estimation for articulated heavy vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(1-2): 399-418.
- [9] 朱天军, 李飞, 宗长富, 等. 重型半挂车多目标稳定性控制策略[J]. 农业机械学报, 2011, 42(19): 32-37.
ZHU Tianjun, LI Fei, ZONG Changfu, et al. Multi-objective stability control strategy of heavy tractor semi-trailer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(19): 32-37.
- [10] 张不扬, 宗长富, 王化吉, 等. 基于自适应卡尔曼算法的重型半挂车状态估计研究[J]. 汽车技术, 2012, 442(7): 1-4.
ZHANG Buyang, ZONG Changfu, WANG Huaji, et al. State estimation of heavy tractor semitrailers based on adaptive Kalman filter[J]. Automobile Technology, 2012, 442(7): 1-4.

- [11] 申焱华, 李艳红, 金纯. 电驱动铰接式工程车辆操纵稳定性控制分析[J]. 农业工程学报, 2013, 29(12): 71-78.
SHEN Yanhua, LI Yanhong, JIN Chun. Analysis of handling stability for electric-driven articulated truck[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(12): 71-78.
- [12] 黄小平, 王岩, 缪鹏程. 粒子滤波原理及应用——Matlab 仿真[M]. 北京: 电子工业出版社, 2017.
HUANG Xiaoping, WANG Yan, MIAO Pengcheng. Principle and application of particle filtering: Matlab simulation[M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2017.
- [13] 李以农, 胡一明, 邹桃. 轮毂电机驱动电动汽车横摆稳定性控制[J]. 重庆大学学报, 2017, 40(12): 24-34.
LI Yinong, HU Yiming, ZOU Tao. Yaw stability control of wheel-drive electric vehicle[J]. Journal of Chongqing University, 2017, 40(12): 24-34.
- [14] 刘金琨. 滑模变结构控制 MATLAB 仿真: 基本理论与设计方法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2017.
LI Jinkun. Sliding mode control design and MATLAB simulation: The basic theory and design method[J]. Beijing: Tsinghua University Press, 2017.
- [15] 刘豹, 唐万生. 现代控制理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2015.
LIU Bao, TANG Wansheng. Modern control theory[M]. Beijing: China Machine Press, 2015.
- [16] CHEN Jenyang. Expert SMC-based fuzzy control with genetic algorithms[J]. Journal of the Franklin Institute, 1999, 336(4): 589-610.
- [17] 余卓平, 杨鹏飞, 熊璐. 控制分配理论在车辆动力学控制中的应用[J]. 机械工程学报, 2014, 50(18): 99-107.
YU Zhuoping, YANG Pengfei, XIONG Lu. Application of control allocation in distributed drive electric vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(18): 99-107.
- [18] 杨鹏飞, 熊璐, 张康, 等. 分布式电驱动汽车稳定性控制策略设计与试验[J]. 机械工程学报, 2013, 49(24): 128-134.
YANG Pengfei, XIONG Lu, ZHANG Kang, et al. Stability control strategy design and experiment of distributed electric drive vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(24): 128-134.
- [19] 张恺城. 分布式驱动电动汽车驱动力分配控制策略研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2016.
ZHANG Kaicheng. Study on the control strategy of driving force distribution of distributed drive electric vehicle[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2016.

作者简介: 王文伟(通信作者), 男, 1980 年出生, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为电动汽车及动力学控制。

E-mail: bitev@bit.edu.cn

赵一凡, 男, 1996 年出生。主要研究方向为电动汽车及动力学控制。

E-mail: zyf960420@163.com