

# 基于差动驱动的电子差速控制方法研究

王 强,王 耘\*,宋小文

(浙江大学 能源工程学系,浙江 杭州 310027)

**摘要:**针对目前采用转速或转矩控制模式实现电子差速所存在的问题,提出了一种基于差动驱动的电子差速控制方法,从整车动力学层面上设计了基于滑模控制理论的横摆运动控制模块;在充分考虑轮胎摩擦椭圆和执行机构物理限制的基础上,设计了差动驱动控制模块和滑转率控制模块。研究表明,该电子差速控制策略简单有效,不但能保证每个驱动轮都有很好的附着特性,而且能进一步提高汽车的操纵稳定性和安全性。

**关键词:**电子差速;差动驱动;横摆运动;滑转率

**中图分类号:**TH113;U436

**文献标志码:**A

**文章编号:**1001-4551(2011)06-0698-06

## Investigation into electronic differential strategies based on differential driving

WANG Qiang, WANG Yun, SONG Xiao-wen

(Department of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

**Abstract:** Aiming at solving the problem that exists in the electric differential using speed or torque control mode, an electric differential control strategy based on differential driving was presented, and a yaw motion control module on the whole vehicle dynamic level based on sliding mode control theory was designed. By considering the limitations of the tire friction ellipse and actuator, the differential driving control module and the slip ratio control module were designed. The results indicate that the electric differential control strategy can not only ensure good adhesion properties between driving wheels and road, but also improve the handling characteristics and driving safety.

**Key words:** electric differential(ED); differential driving; yaw motion; slip ratio

## 0 引 言

随着能源危机的不断加深,空气污染的日益严重以及人类对环保认识的不断增强,使越来越多的汽车企业将目光聚焦于新能源汽车,电动车由于其本身不排放任何污染大气的有害气体而受到广泛关注。目前,国内外的许多知名汽车公司都推出了自己的纯电动车,其中大部分是在某一车型的基础上开发出来的,并且保留了传统的机械差速和机械传动系统。而采用电动轮直接驱动的电动车不但可以省去复杂机械传动机构和机械差速装置,减轻汽车重量,而且可以精确地控制每个电动轮的速度和扭矩,提高汽车的操纵性和稳定性。但是,采用电动轮直接驱动必须解决一个技

术问题,那就是各个驱动轮之间的同步协调问题,即电子差速。

国内外对电子差速均有研究,提出了不少电子差速的控制方法和策略,主要可以分为以下几类<sup>[1-3]</sup>:①基于驱动轮的转速控制。常以 Ackermann-Jeantand 转向模型为参考,计算出每个驱动轮的理想转速,对每个驱动轮的转速进行控制。该方案的最大难点就是驱动轮理想转速的确定,特别是在不平路面上,很难预测计算驱动轮下一时刻的理想转速。②基于驱动轮的滑转率控制。该方案需要根据汽车的行驶环境和状态计算出每个驱动轮的目标滑转率,虽然电机响应快的特点能很好的跟随目标滑转率,但是由于路面状况是复杂的,每个驱动轮的垂直载荷也会在很大的范围内变动,这就导致每个驱动轮本身获取理想滑转率十分困难。

收稿日期:2010-11-02

作者简介:王 强(1985-),男,浙江杭州人,主要从事电动汽车系统动力学与控制方面的研究. E-mail: motor1985@126.com

通信联系人:王 耘,女,副研究员,博士. E-mail: wangyun@zju.edu.cn

③基于驱动轮的转矩控制。完全从汽车动力学的角度出发,忽略了汽车运动学方面的协调问题,因此有非常大的局限性。并且,以上这些控制方案对电子差速的研究很少考虑轮胎摩擦椭圆和执行机构的物理限制,从而难以应用于实际情况。

本研究以两后轮独立驱动的电动车模型为研究对象,提出一种基于差动驱动将轮胎摩擦椭圆和执行机构的物理限制作为控制的边界条件,对驱动轮转矩进行最优分配的电子差速控制方法。仿真试验证明,该控制系统简单有效,不但实现了电子差速功能,而且能保证每个驱动轮都有很好的附着特性,提高了汽车的操纵稳定性和安全性。

## 1 整车动力学模型

本研究采用两种整车动力学模型,一种是线性二自由度模型,作为汽车运动的简化模型,将用于整车的动力学分析和控制器的设计;另一种是非线性八自由度模型,作为仿真时的实车模型,用于评价控制器的好坏。

### 1.1 线性二自由度模型

该模型忽略了空气阻力及轮胎滚动阻力,不考虑左右车轮轮胎由于载荷变化而引起轮胎特性的变化,仅具有侧向及横摆运动二自由度。其状态方程如下式所示:

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \\ M_z \end{bmatrix} \quad (1)$$

其中:

$$a_{11} = -\frac{(C_f + C_r)}{mu}; a_{12} = -1 - \frac{(aC_f - bC_r)}{mu^2};$$

$$a_{21} = -\frac{(aC_f - bC_r)}{I_{zz}}; a_{22} = -\frac{(a^2C_f + b^2C_r)}{I_{zz}u};$$

$$b_{11} = -\frac{C_f}{mu}; b_{12} = 0;$$

$$b_{21} = \frac{aC_f}{I_{zz}}; b_{22} = \frac{1}{I_{zz}}.$$

式中: $\beta$ —质心侧偏角, $r$ —横摆角速度, $\delta$ —前轮转向角, $C_f$ 和 $C_r$ —分别是前后轴总侧偏刚度, $m$ —整车质量, $a$ 和 $b$ —分别为质心到前轴和后轴的距离, $I_{zz}$ —汽车横摆转动惯量, $u$ —汽车的纵向车速, $M_z$ —汽车横摆运动的控制力矩。

### 1.2 非线性八自由度模型

该模型具有汽车纵向、侧向、横摆及侧倾4个自由度,同时还包括4个车轮的滚动自由度,能较真实地反映实际车辆的运动状态,如图1所示<sup>[4]</sup>。其运动微分

方程如下:

$$\begin{aligned} m(\dot{u} - vr) &= \sum F_{xij} - \frac{1}{2}C_d A_d \rho u^2; \\ m(\dot{v} + ur) &= \sum F_{yij}; \\ I_{zz}\dot{r} &= (F_{ylf} + F_{yrf})a - (F_{ylr} + F_{yrr})b + \\ &\quad \frac{T}{2}(F_{xrf} + F_{xrr} - F_{xlf} - F_{xlr}); \\ I_{xx}\ddot{\varphi} &= m_s(h_{cg} - h_{rc})[g\varphi + (\dot{v} + ur)] - \\ &\quad (k_{\varphi f} + k_{\varphi r})\varphi - (b_{\varphi f} + b_{\varphi r})\dot{\varphi}; \\ I_w\dot{\omega}_{ij} &= T_{Dij} - F_{Lij}R; \\ F_{xij} &= F_{Lij}\cos\delta - F_{Cij}\sin\delta; \\ F_{yij} &= F_{Cij}\cos\delta + F_{Lij}\sin\delta \end{aligned} \quad (2)$$

式中: $ij$ — $lf, rf, lr, rr$ ;  $C_d$ —空气阻力系数; $A_d$ —汽车迎风面积; $\rho$ —空气密度; $v$ —汽车侧向速度; $T$ —前后轮距; $m_s$ —簧载质量; $\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$ —分别为汽车侧倾角、侧倾角速度和侧倾角加速度; $h_{cg}$ —质心高度; $h_{rc}$ —侧倾中心高度; $k_{\varphi f}, k_{\varphi r}$ —前后侧倾刚度; $b_{\varphi f}, b_{\varphi r}$ —前后侧倾阻尼; $I_{xx}$ —汽车侧倾转动惯量; $I_w$ —轮胎转动惯量; $T_{Dij}$ —轮胎驱动力矩; $F_{Lij}, F_{Cij}$ —轮胎的纵向力和侧向力; $R$ —轮胎滚动半径。

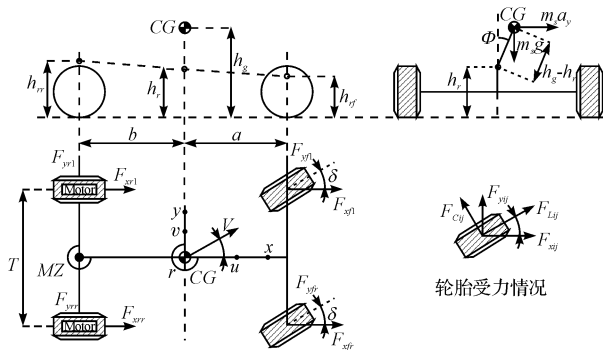


图1 八自由度整车模型

## 2 电子差速控制器设计

大量研究表明<sup>[5-7]</sup>,差动驱动对于提高车辆的操纵稳定性和安全性起着非常大的作用,它是在车辆稳定性控制系统(VSC或称ESP)普遍采用的差动制动的基础上发展而来的。差动驱动相对差动制动的优势在于,其控制实施过程车辆的纵向车速保持较好,能量损耗小。本研究在差动驱动基础上提出的电子差速控制器结构如图2所示,主要由横摆运动控制模块、差动驱动控制模块和滑移率控制模块3部分组成,其控制目标就是在使车辆有效跟随理想横摆角速度和质心侧偏角的基础上,将驱动轮滑移率控制在合理的区间内,保证轮胎的良好附着特性,实现电子差速的功能。横摆运动控制模块首先根据驾驶员输入的前轮转角 $\delta$ 和测

得的当前车速  $u$ , 经理想模型得到理想横摆角速度  $r_d$  和理想质心侧偏角  $\beta_d$ , 然后利用鲁棒性较好的滑模控制算法, 根据实际反馈值与理想值之差给出需要施加的横摆控制力矩  $M_z$ , 从而从整车层面上保证了实际车辆运动对理想模型的跟随<sup>[8]</sup>。差动驱动控制模块根据需要的总驱动力矩  $T_{cmd}$  和需要施加的绕质心的横摆控制力矩  $M_z$ , 并充分考虑驱动轮峰值扭矩的约束, 将最优转矩分配到每个驱动轮上。滑转率控制模块直接以驱动轮的滑转率  $S_{ij}$  作为控制对象, 同时间接控制车辆的侧向稳定性, 对驾驶员输入的总驱动力矩  $T_{cmd}^*$  进行适时调节, 目的是使输出的驱动轮驱动力在轮胎摩擦椭圆允许的范围内, 从而保证驱动轮工作在稳定区域, 提高行车的安全性。

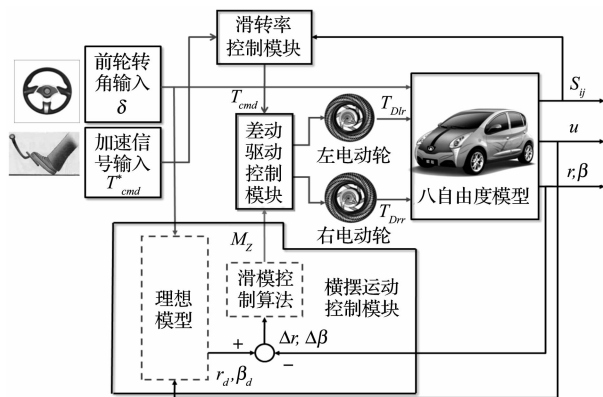


图2 电子差速控制器框图

## 2.1 汽车运动理想模型

为了控制汽车的侧滑运动, 理想模型质心侧偏角的控制目标设为  $\beta_d = 0$ , 此时, 由二自由度模型得到理想横摆角速度对前轮转角的响应为<sup>[9-11]</sup>:

$$r_d = \frac{k_y}{(1 + \tau_y s)} \delta, |r_d| \leq \frac{\mu_p g}{u} \quad (3)$$

式中:  $s$ —拉普拉斯算子;  $k_y, \tau_y$ —分别为稳态横摆角速度增益和时间常数,  $k_y = u/[L(1 + Ku^2)]$ , 时间常数  $\tau_y$  关系着横摆角速度对前轮转角响应品质的好坏, 由设计者决定;  $L$ —轴距;  $K$ —稳定性因数;  $\mu_p$ —轮胎与路面的摩擦系数峰值;  $g$ —重力加速度常数。

## 2.2 横摆运动控制模块设计

首先, 将式(1)改写为:

$$\dot{X} = AX + BM_{fb} + H\delta \quad (4)$$

其中,  $X = \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix}$ ,  $A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}$ ,  $B = \begin{bmatrix} b_{21} \\ b_{22} \end{bmatrix}$ ,  $H =$

$\begin{bmatrix} b_{11} \\ b_{21} \end{bmatrix}$ ,  $M_{fb}$  为反馈控制量。

将汽车运动理想模型表示成状态方程的形式为:

$$\dot{X}_d = A_d X_d + H_d \delta \quad (5)$$

$$\text{其中, } X_d = \begin{bmatrix} \beta_d \\ r_d \end{bmatrix}, A_d = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_y} \end{bmatrix}, H_d = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{k_y}{\tau_y} \end{bmatrix}。$$

定义误差矢量  $E = \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \beta - \beta_d \\ r - r_d \end{bmatrix}$ , 则误差动力学

系统的状态方程为:

$$\dot{E} = \dot{X} - \dot{X}_d = AE + BM_{fb} + (A - A_d)X_d + (H - H_d)\delta \quad (6)$$

再进一步假设式(6)中的  $(A - A_d)X_d + (H - H_d)\delta$  是由前轮转角引起的对误差动力学系统的干扰, 此时, 误差动力学系统就转化为一个只有反馈控制量  $M_{fb}$  作为输入, 而与前轮转角  $\delta$  无关的, 且具有不确定干扰的线性控制系统。

为建立式(6)的误差矢量的滑模控制, 先选取切换函数为:

$$S = CE \quad (7)$$

式中:  $C$ —待定的切换系数矩阵,  $C = [c \quad 1]$ 。

在理想情况下, 当误差动力学系统进入滑动模式后, 满足  $S = \dot{S} = 0$ , 则可得等效控制力矩:

$$\begin{aligned} M_{eq} &= -(CB)^{-1}CAE \\ &= -I_{zz}[e_1(ca_{11} + a_{21}) + e_2(ca_{12} + a_{22})] \end{aligned} \quad (8)$$

为了保证系统尽快进入对干扰具有良好鲁棒性的滑动模式, 同时减弱系统抖动对实时控制带来的不利影响, 采用如下的指数趋近率:

$$\dot{S} = -\omega S - k \operatorname{sgn}(S) \quad (\omega \geq 0, k > 0) \quad (9)$$

式中:  $\omega, k$ —待定的切换系数。

为了减小不连续切换函数  $\operatorname{sgn}(\cdot)$  引起的抖动现象,  $k$  取值应尽量小些。当  $k$  值确定后, 可通过选取适当的  $\omega$  加快进入滑动模式的时间。

最后, 系统的反馈控制量  $M_z$  为:

$$M_z = M_{eq} - (CB)^{-1}(\omega S + k \operatorname{sgn}(S)) \quad (10)$$

## 2.3 差动驱动控制模块设计

差动驱动控制模块的目标就是根据总的驱动力矩和需要施加的绕质心的横摆控制力矩将转矩合理地分配到每个驱动轮上。由于受到轮胎摩擦椭圆和执行机构(转向、驱动轮的峰值扭矩  $T_{peak}$ )等的物理限制, 如图3所示, 转矩分配实质上就是有约束的最优化分配问题<sup>[12]</sup>。为了简化控制算法, 缩短计算时间, 差动驱动控制模块采用一侧增加扭矩  $\Delta T_0$ , 而另一侧相应减少  $\Delta T_0$  的简单分配方法; 同时, 只考虑驱动轮峰值扭矩的限制, 当所需驱动轮扭矩大于峰值扭矩时, 在保证

产生所需的横摆控制力矩的前提下适当减少总的驱动力矩的输出。分配算法如下:

$$T_{Dij}^+ = \begin{cases} \frac{T_{cmd}}{2} + \Delta T_D & \text{若 } \frac{T_{cmd}}{2} + \Delta T_D \leq T_{peak} \\ T_{peak} & \text{若 } \frac{T_{cmd}}{2} + \Delta T_D > T_{peak} \end{cases} \quad (11)$$

$$T_{Dij}^- = \begin{cases} \frac{T_{cmd}}{2} - \Delta T_D & \text{若 } \frac{T_{cmd}}{2} - \Delta T_D \geq -T_{peak} \\ -T_{peak} & \text{若 } \frac{T_{cmd}}{2} - \Delta T_D < -T_{peak} \end{cases} \quad (12)$$

式中: $T_{Dij}^+$ , $T_{Dij}^-$ —驱动力增加一侧驱动轮扭矩和减少一侧驱动轮扭矩, $\Delta T_D = M_z R / T_0$ 。

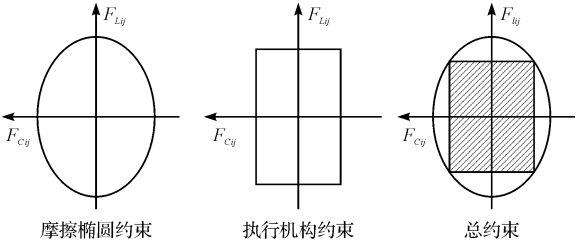


图3 轮胎力约束条件

2.4 滑转率控制模块设计

前面已经提到,驱动轮所能产生的最大驱动力受到轮胎的摩擦椭圆约束,由于摩擦椭圆的大小受到路面条件、轮胎垂直载荷等很多因素的影响,很难实时地精确计算出摩擦椭圆的约束范围,所以本研究在做差动驱动控制系统设计时并未考虑这一约束条件。为了解决这一问题,保证轮胎工作在稳定区域,本研究设计了基于传统逻辑门限值控制方法的驱动轮滑转率控制模块。定义驱动轮滑转率为:

$$S_{ij} = 1 - \frac{u}{w_{ij} R} \quad (13)$$

由先前的研究可知<sup>[13]</sup>,轮胎的纵向与侧向附着系数随车轮滑转率的变化趋势如图4所示,最大纵向附着系数 $\varphi_{Lmax}$ 对应的滑转率 $S_T$ 的变化范围一般在0.08~0.3。综合考虑车辆纵向驱动性和侧向稳定性,驱动轮的理想滑转率应该控制在0.15以内(如图4阴影部分所示),此时轮胎具有较好的纵向和侧向附着特性。滑转率控制模块以驱动轮的角加速度和角减速度以及驱动轮的滑转率作为控制门限,从行车的安全性角度出发,为保证每个驱动轮工作在稳定区域,本研究将滑转率门限值设定为0.15,即当某一驱动轮滑转率大于0.15时,滑转率控制模块就对总的驱动力矩 $T_{cmd}$ 进行控制。本研究将较复杂的驱动轮摩擦椭圆预测问题转化为简单的驱动轮滑转率控制问题。

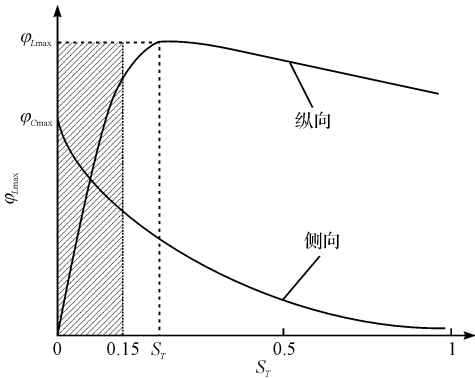


图4 附着系数与滑转率的关系

3 仿真分析

为了验证上述电子差速控制器的有效性,本研究采用 Matlab/Simulink 作为仿真环境,建立了8自由度的整车模型、电机模型及电子差速控制器,进行仿真分析。整车中的轮胎模型采用简化的“魔术公式”轮胎模型(不考虑轮胎外倾角变化的影响),其纵向力和侧向力特性如图5所示。

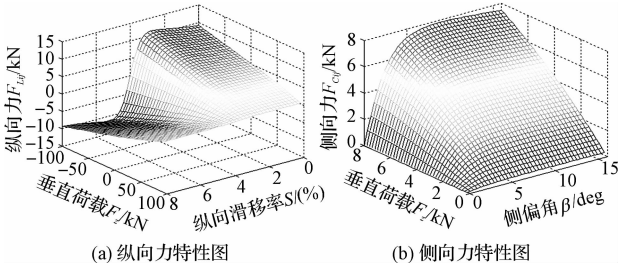


图5 轮胎特性图

仿真时采用的模型参数如表1所示。

表1 整车模型仿真参数设置

| 整车模型参数                        | 数值(单位)                                       |
|-------------------------------|----------------------------------------------|
| $m/m_s$                       | 1 600(kg)/1 460(kg)                          |
| $a/b$                         | 1.35(m)/1.35(m)(过多转向)<br>1.2(m)/1.5(m)(不足转向) |
| $I_{zz}$                      | 2 000(kg·m <sup>2</sup> )                    |
| $I_{xx}$                      | 1 800(kg·m <sup>2</sup> )                    |
| $T$                           | 1.47(m)                                      |
| $h_{cg}$                      | 0.758(m)                                     |
| $h_{rc}$                      | 0.1(m)                                       |
| $k_{\varphi f}/k_{\varphi r}$ | 30 000(Nm/rad)/20 000(Nm/rad)                |
| $b_{\varphi f}/b_{\varphi r}$ | 2 000(Nms/rad)/1 500(Nms/rad)                |
| $R$                           | 0.294(m)                                     |
| $I_w$                         | 2(kg·m <sup>2</sup> )                        |
| $A_d$                         | 2.5(m <sup>2</sup> )                         |
| $C_d$                         | 0.31                                         |
| $\rho$                        | 1.2(Ns <sup>2</sup> m <sup>-4</sup> )        |
| $\tau_\gamma$                 | 0.1                                          |
| $K$                           | 0.000 8(s <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> )     |

为检验控制策略的有效性,本研究分别对具有不足转向特性和过度转向特性的两种整车模型进行仿真分析。同时,为了体现基于差动驱动的电子差速控制策略的优越性,本研究以传统的机械差速器作为比较对象,对左右电动轮等转矩分配的情况进行仿真分析。

### 3.1 前轮转角阶跃输入试验

车辆初始速度为 25 m/s,在 2 s 时前轮角阶跃输入,幅值为 0.03 rad,车辆的动态响应如图 6~8 所示。

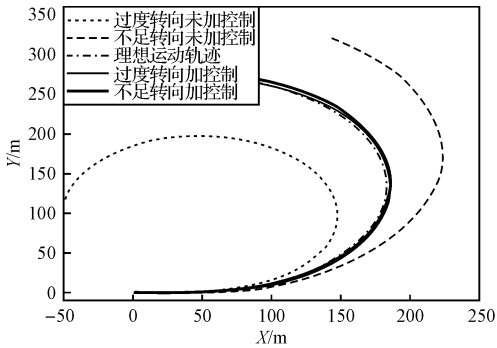


图 6 车辆运动轨迹图

### 3.2 试验结果分析

从图 6 可以看出,具备电子差速控制器的车辆模型响应能很好地跟随理想模型的运动轨迹,说明本研究设计的电子差速控制器对具有不足转向特性或过度转向特性的车辆均有很好的控制效果。由于左右电动轮等转矩分配的车辆模型没有差动驱动所产生的横摆控制力矩,其响应完全取决于车辆自身的转向特性,在不同转向工况下车辆响应往往表现出很大的

非线性,特别是在大侧向加速度情况下,车辆很难达到理想的运动轨迹。

对具备电子差速控制器的车辆模型,其横摆角速度和质心侧偏角都能较好地跟踪期望值变化,但均不能达到期望值,特别是质心侧偏角会存在一定的偏差。其原因主要是:从方程式(1)可以看出,当  $aC_f - bC_r \neq 0$  时,汽车的横摆角速度与质心侧偏角存在完全耦合关系,所以作为控制输入的横摆控制力矩  $M_z$  并不能使横摆角速度与质心侧偏角同时达到理想值。所以在做控制器设计时必须两者兼顾,找到一个平衡点,使车辆的运动轨迹达到一个理想状态。

对于表现出过度转向特性的车辆,配备本研究设计的电子差速控制后,如图 7 所示,质心侧偏角有所减小,横摆角速度的响应也接近理想值,同时减小了侧向加速度。从图 7(c)可以看出,内侧轮胎的滑移率由等转矩分配时的  $\lambda_{rl} \approx 0.2$  下降到  $\lambda'_{rl} \approx 0.1$ ,从而减少了轮胎的滑移率,使轮胎具有更好的附着特性。

对于表现出不足转向特性的车辆,配备本研究设计的电子差速控制后,模拟结果如图 8 所示,横摆角速度的响应接近理想值,而质心侧偏角却有所增大,这主要是由于车辆的转弯半径减小,侧向加速度增大,从而导致质心侧偏角有所增大,但仍处于允许的范围内(一般小于  $5^\circ$ )。从图 8(c)可以看出,内侧轮胎的滑移率有了大幅的降低,而外侧轮胎的滑移率有所增加,这主要是因为内侧轮胎驱动力减少,而外侧轮胎的驱动力增加,以产生一个减小车辆不足转向度的横摆控制力矩。

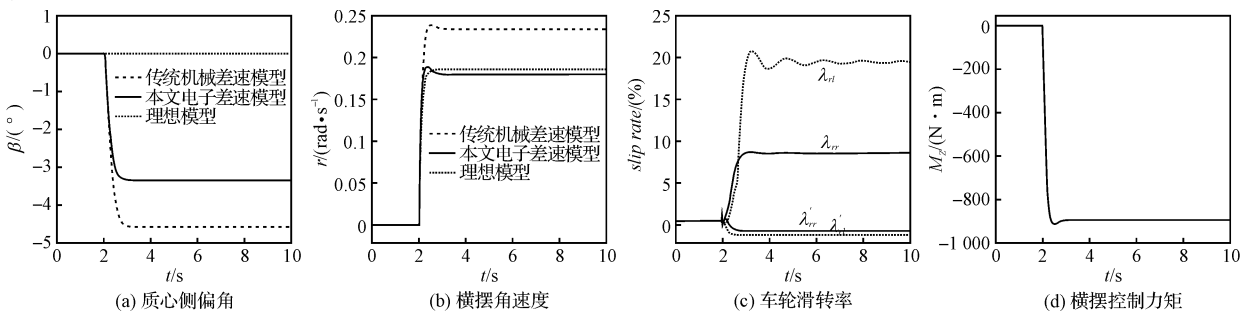


图 7 对具有过度转向特性车辆的控制模拟结果

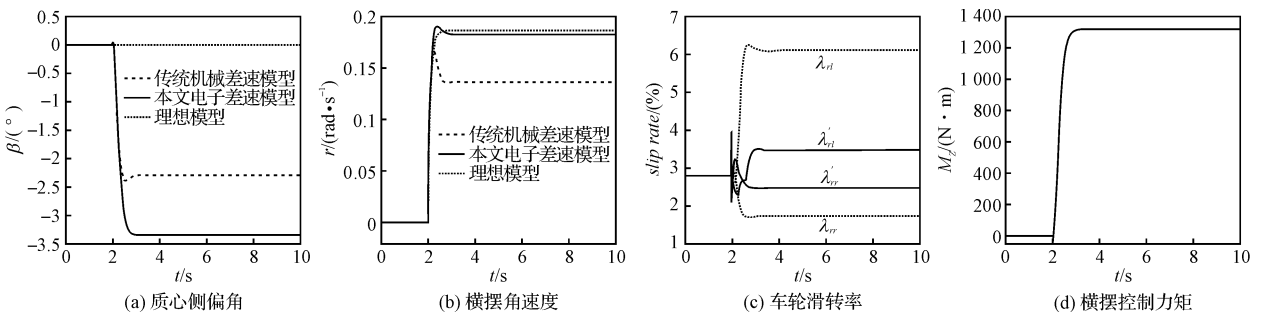


图 8 对具有不足转向特性车辆的控制模拟结果

从仿真试验结果可以看出,配备电子差速控制器的汽车,其横摆角速度对前轮转角输入的响应能很好地接近设计人员设定的期望值,汽车的动态响应更为准确和灵敏,并在一定程度上弥补了汽车自身转向特性的不足;在提供一定驱动力和足够的横摆控制力矩的同时,能很好地保证驱动轮工作在理想的滑转率区间内,这对减少轮胎磨损、延长轮胎寿命起到很大的作用;采用鲁棒性较好的滑模控制可以适应复杂的路面环境,提高控制系统的稳定性<sup>[14]</sup>。

## 4 结束语

(1) 本研究所设计的电子差速控制器不但能很好地控制每个驱动轮的滑转率,而且能在很大程度上改善车辆的动态响应,提高车辆的操纵稳定性。同时,针对不同转向特性的车辆都具有良好的控制效果。

(2) 基于差动驱动的电子差速控制策略在适用范围上有一定的局限性,特别是在车辆高速工况下,差动驱动的效果并不是很明显,从车辆的安全性角度出发,建议采用差动制动的控制策略,虽然降低了车速,但保证了行车安全。

(3) 研究发现,车辆在不同行驶工况下,滑模控制器的切换系数矩阵  $C$  的选取也不同。由于滑模控制器的设计是基于二自由度模型,其轮胎侧偏刚度是定值,而车辆在不同工况下其轮胎侧偏特性会发生变化,特别是轮胎进入非线性区域时,情况变得更加复杂。所以,下一步将着重于研究在不同附着特性路面、不同车速以及不同转角输入下的  $C$  值的合理选取问题。

## 参考文献 (References):

- [1] YANG Yee-Pien, LO Chun-Pin. Current distribution control of dual directly driven wheel motors for electric vehicles[J]. **Control Engineering Practice**, 2008(16): 1285-1292.
- [2] FRANCISCO J. PEREZ-Pinal, Ilse Cervantes, et al. Stability of an electric differential for traction applications[J]. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, 2009, 58(7): 3224-3233.
- [3] NAOKI A, HIROSHI F. Yaw-rate Control for Electric Vehicle with Active Front/Rear Steering and Driving/Braking Force Distribution of Rear Wheels[C]//The 11<sup>th</sup> IEEE International Workshop on Advanced Motion Control, Nagao-ka, Japan, March 21-24, 2010:726-731.
- [4] GHIKE C, SHIM T, ASGARI J. Integrated control of wheel drive-brake torque for vehicle-handling enhancement[J]. **Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, 2009, 223(4):439-457.
- [5] PIYABONGKAM D, LEW J Y. On the use of torque-biasing systems for electronic stability control: Limitations and Possibilities[J]. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, 2007, 15(3):581-589.
- [6] YU Hai, LIANG Wei. Vehicle Handling Assistant Control System via Independent Rear Axle Torque Biasing[C]//2009 American Control Conference, Hyatt Regency Riverfront, St. Louis, MO, USA, June 10-12, 2009:695-700.
- [7] BROWN J W, MACLEAN R K. Experimental Vehicle Handling Modification through Steer-by-Wire and Differential Drive[C]//Proceedings of the 2007 American Control Conference, New York, July 11-13, 2007:2302-2307.
- [8] MANNING W J, CROLLA D A. A review of yaw rate and side slip controllers for passenger vehicles[C]//Transactions of the Institute of Measurement and Control 29, Portugal: [s. n.], 2007:117-135.
- [9] YANG Yee-Pien, XING Xian-Yee. Design of Electric Differential System for an Electric Vehicle with Dual Wheel Motors[C]//Proceedings of the 47<sup>th</sup> IEEE Conference on Decision and Control, Cancun, Mexico, Dec 9-11, 2008:4414-4419.
- [10] TSENG H E, ASHRAF B. The development of vehicle stability control at ford[J]. **IEEE/ASME Transactions on Mechatronics**, 1999, 3(4):223-234.
- [11] YI K, CHUNG T. An investigation into differential braking strategies for vehicle stability control[J]. **Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, Journal of Automobile Engineering**, 2003, 217(12): 1081-1093.
- [12] FREDRIKSSON J, ANDREASSON J, LAINE L. Wheel Force Distribution for Improved Handling in a Hybrid Electric Vehicle using Nonlinear Control[C]//The 43<sup>th</sup> IEEE Conference on Decision and Control, Portugal: [s. n.], Dec 14-17, 2004:4081-4086.
- [13] 郭孔辉,王德平. 汽车驱动防滑控制理论的初步研究[J]. 吉林工业大学学报, 1997, 27(3): 1-5.
- [14] 陈 宋,乌日图. 无刷直流电动机双闭环调速系统[J]. 轻工机械, 2009, 27(1):76-78. [编辑:柴福莉]