

# 分布式驱动电动汽车操纵性改善控制策略设计

余卓平<sup>1,2</sup>, 刘 军<sup>1,2</sup>, 熊 璐<sup>1,2</sup>, 冯 源<sup>1,2</sup>

(1. 同济大学 汽车学院, 上海 201804; 2. 同济大学 新能源汽车工程中心, 上海 201804)

**摘要:** 根据分布式电动汽车各轮驱动/制动转矩独立精确可控的特点, 设计了一种改善车辆操纵性能的控制策略。根据不同车速下理想的助力特性曲线设计了差动助力转向控制策略以改善转向轻便性, 根据优化的横摆角速度参考模型设计了转矩矢量分配控制策略以改善操纵灵敏性, 最后利用纵向力分配算法将两者结合形成差动助力转向/转矩矢量分配联合控制策略。实车试验结果表明, 操纵性改善控制策略在保证驾驶员路感信息的前提下明显减小了转向盘转矩, 减小了转向盘转角, 降低了驾驶员操纵负担, 明显提高了整车横摆角速度响应, 有效地抑制了车辆的加速不足转向特性, 显著地改善了分布式驱动电动汽车的操纵性能。

**关键词:** 分布式电动汽车; 操纵性改善; 差动助力转向; 转矩矢量控制

**中图分类号:** U426

**文献标志码:** A

## Control Strategies of Handling Improvement of Distributed Drive Electric Vehicle

YU Zhuoping<sup>1,2</sup>, LIU Jun<sup>1,2</sup>, XIONG Lu<sup>1,2</sup>, FENG Yuan<sup>1,2</sup>

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Clean Energy Automotive Engineering Center, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** A control strategy of Handling improvement was proposed for the distributed drive electric vehicle with electric motored wheels which featured the independent and accurate driving/braking of individual wheel. Considering the ideal assistant power character curve under different vehicle velocities, a control strategy of differential drive assist steering was developed, as well as the torque vectoring control strategy according to the optimized reference model of yaw rate. A joint control strategy which was a combination of the differential drive assisted steering strategy and torque vectoring control strategy was presented based on a longitudinal force distribution algorithm. The results of vehicle tests indicate that on the premise to guarantee the

road feeling, with the joint control strategy the steering torque and angle are decreased markedly, which means the workload of driver is lowered. The yaw rate response is enhanced obviously, the accelerating understeer is restrained effectively and the handling of the distributed drive electric vehicle is improved significantly.

**Key words:** distributed drive electric vehicle; handling improvement; differential drive assist steering; torque vectoring control

发展节能环保安全的电动汽车 (Electric Vehicle, EV) 被认为是解决未来能源、环境问题及实现主动安全最有希望的措施之一。分布式驱动电动汽车由多个电机独立驱动, 电机的输出转矩独立精确可控, 在电机能力范围内各车轮转矩可按照任意比例分配, 甚至一侧驱动一侧制动, 其整车结构紧凑, 传动效率高<sup>[1]</sup>, 因此分布式驱动电动汽车被认为是未来电动汽车发展的重要方向<sup>[2]</sup>。

转向轻便性和操纵灵敏性是汽车操纵品质评价中的两项重要指标<sup>[3]</sup>。在传统汽车上通常采用电动助力转向系统 (Electric Power Steering, EPS) 来改善转向轻便性, 该系统由助力电机直接提供转向助力, 从而减小转向盘手力。其次, 通常采用转矩矢量分配控制 (Torque Vectoring Control, TVC) 方法来改善操纵灵敏性, 该方法通过限滑差速器来改变各车轮间的转矩分配, 使整车产生一个附加横摆转矩, 加快整车横摆响应从而改善整车操纵性能。然而, 在传统汽车上加装转向助力电机和限滑差速器会使系统结构复杂, 成本增加。

由于其独特的动力学控制形式, 分布式驱动电动汽车在操纵性方面具有显著优势。前轴左右车轮差动力矩分配可以产生转向助力 (Differential

收稿日期: 2013-07-24

基金项目: 国家“九七三”重点基础研究发展计划 (2011CB711200); 国家自然科学基金 (51105278)

第一作者: 余卓平 (1961—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为汽车系统动力学及控制。E-mail: yuzhuoping@fcv-sh.com

通讯作者: 熊 璐 (1978—), 男, 副教授, 工学博士, 主要研究方向为汽车系统动力学与控制。E-mail: xiong\_lu@tongji.edu.cn

Assisted Steering, DAS),实现整车转向轻便性;后轴左右车轮差动力矩分配可以提高整车横摆角速度响应,实现整车操纵灵敏性.近年来国内外学者对此也作了大量研究,王军年<sup>[4]</sup>提出了差动助力转向的差动转矩控制策略,Russell James Thacher<sup>[5]</sup>发明了一种应用于非公路多功能车的差动转向辅助系统,该系统改善了车辆的转向性能,提高了车辆入弯和出弯能力.Feng-Kung Wu<sup>[6]</sup>提出了一种电子转向系统,并将其应用在无齿轮齿条转向器的前轮独立驱动电动车上.Lorenzo Pinto等<sup>[7]</sup>对在双后轮电动汽车上应用转矩矢量分配控制方法的横摆角控制策略进行了研究.Kaoru SAWASE等<sup>[8]</sup>研究了应用转矩矢量分配控制方法来提高车辆的过弯速度.一些国外汽车公司也研究了基于转矩矢量分配控制技术的动力学稳定控制系统<sup>[9-10]</sup>.然而前人的研究往往局限于单独研究差动助力转向或转矩矢量分配控制,但差动助力转向会对整车的横摆运动产生影响,转矩矢量分配控制也会对驾驶员转向盘转矩产生影响.目前有关在分布式驱动电动汽车上采用差动助力转向和转矩矢量分配控制的联合控制策略的研究及相关实车试验均未展开.

本文设计了分布式驱动电动汽车操纵性改善控制策略.首先根据不同车速下理想的助力特性设计了差动助力转向控制策略改善转向轻便性;其次,设计了基于运动跟踪的转矩矢量分配控制策略改善操纵灵敏性;然后利用纵向力分配算法将两者结合形成差动助力转向/转矩矢量分配联合控制策略.最后选择转向盘转角阶跃和双移线等工况进行实车试验,试验结果验证了该联合控制策略的有效性.

## 1 差动助力转向特性曲线设计

差动助力转向特性曲线是指助力转矩与转向盘转矩、车速之间的关系.本文在差动助力转向特性曲线设计上借鉴电动助力转向特性曲线的制定方法,选择较为优越的二次曲线型助力曲线作为差动助力转向特性曲线的形式<sup>[4]</sup>.其具体制定遵循以下原则:

(1) 差动助力转矩大小 $|\Delta T|$ 随转向盘转矩 $|T_{sw}|$ 的增大而增大,随车速的增大而减小.

(2) 为避免转向盘中间位置转向过于灵敏,开始助力时的转向盘转矩 $|T_{sw0}|=1\text{ N}\cdot\text{m}$ .

(3) 受到驾驶员极限体力的限制,达到最大助力转矩时的转向盘转矩 $|T_{sw\max}|=7\text{ N}\cdot\text{m}$ .

(4) 提供最大转向助力的左右车轮转矩分配差

$|\Delta T|$ 应由原地转向时的最大阻力矩通过下式求得:

$$\begin{cases} T_{PK} = \frac{f}{3} \sqrt{\frac{G_f^3}{P}} \\ |\Delta T|_{\max} \frac{r_o}{r_w} = T_{PK} - T_{sw}i \end{cases} \quad (1)$$

式中: $T_{PK}$ 为原地转向阻力矩; $f$ 为轮胎与路面间的滑动摩擦因数,本文取0.8; $G_f$ 为转向轴负荷; $P$ 为轮胎气压; $r_o$ 为主销横向偏移距; $r_w$ 为轮胎滚动半径; $i$ 为转向系统传动比.

(5) 确定几组典型车速下的助力特性后,其余车速则进行线性插值获取.

最终制定的助力特性曲线如图1所示.

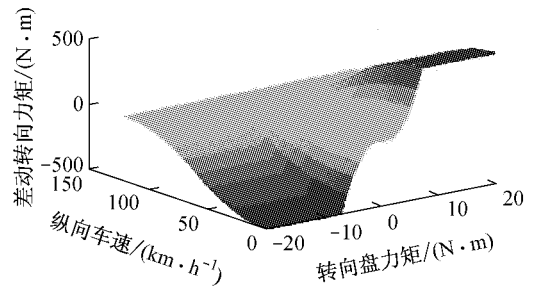


图1 理想差动助力转向特性曲线

Fig.1 Ideal characteristic curve of DAS

为了简化差动助力转向控制策略,在转向回正过程中控制系统不产生差动助力,依靠转向轮自身的回正力矩使转向盘回到中心位置.

## 2 转矩矢量分配控制策略设计

转矩矢量分配控制策略以提高车辆操纵性作为主要控制目标,以车辆的横摆角速度作为被控状态量,并实时跟踪参考横摆角速度,最后由前馈和反馈控制两部分计算出附加横摆转矩.

### 2.1 参考横摆角速度的确定

横摆角速度计算的基本参考模型是简单线性二自由度模型,输入变量是转向盘转角并结合车辆行驶参数,计算出一个代表驾驶员驾驶意图的参考横摆角速度,其线性化表达式见式(2).

$$\dot{\varphi}_{\text{ref}} = G_{\text{ref}}(s)\delta_f = G_{\varphi}(0) \frac{(1+T_{\varphi}s)}{1+\frac{2\zeta}{\omega_n}s+\frac{1}{\omega_n^2}s^2} \delta_f \quad (2)$$

$$\delta_f = \frac{\delta_{sw}}{i} \quad (3)$$

式(2),(3)中: $\dot{\varphi}_{\text{ref}}$ 为参考横摆角速度; $G_{\text{ref}}(s)$ 为参考模型传递函数; $G_{\varphi}(0)$ 为稳态增益; $T_{\varphi}$ 为时间常数; $\zeta$ 为阻尼比; $\omega_n$ 为参考模型固有频率; $\delta_f$ 为前轮转角;

$\delta_{sw}$  为转向盘转角;  $i$  为转向系统传动比, 本文取  $i=17$ .

由式 2 可见, 参考模型传递函数  $G_{ref}(s)$  包含稳态和瞬态响应两部分. 在参考模型设计过程中可对稳态和瞬态响应部分进行单独设计.  $G_{\varphi}(0)$  代表稳态时单位前轮转向角输入下车辆横摆角速度响应大小.

$$G_{\varphi}(0) = \left( \frac{\dot{\varphi}}{\delta_f} \right)_{stat} = \frac{v}{l(1+Kv^2)} \quad (4)$$

式中:  $\dot{\varphi}$  为整车横摆角速度;  $v$  为车速;  $l$  为整车轴距;  $K$  为车辆稳定性因数.

$$K = -\frac{m(l_f C_f - l_r C_r)}{2l^2 C_f C_r} \quad (5)$$

式中:  $m$  为车辆质量;  $C_f, C_r$  分别为车辆前后轴等效侧偏刚度;  $l_f, l_r$  分别为车辆质心到前后轴的距离.

由式(2)可见传递函数的瞬态响应部分由两个一阶超前环节和一个标准二阶环节组成, 因此系统具有两个极点和一个零点. 其中  $T_{\varphi}$  为时间常数,  $\omega_n$  为系统的固有频率.

$$T_{\varphi} = \frac{ml_f v}{sl C_r} \quad (6)$$

$$\omega_n = \frac{2l}{v} \sqrt{\frac{C_f C_r}{m I_z}} \sqrt{1+Kv^2} \quad (7)$$

式中:  $I_z$  为整车绕  $Z$  轴的横摆转动惯量.

为了提高车辆响应速度, 设定参考模型固有频率  $\omega'_n = 1.5\omega_n$ .

## 2.2 前馈控制策略

前馈控制可认为是虚拟地使汽车减小转动惯量. 当转向盘转角发生变化时, 转矩矢量分配控制系统会直接产生一个横摆转矩. 此时车辆的横摆角速度来自两方面, 一是由前轮转向产生; 二是由转矩矢量分配控制系统产生. 这两个方面都是由转向盘转角  $\delta_f$  输入, 并且输出横摆转矩  $M_{Z,FFC}$ , 它们的传递函数分别为  $G(s)$  和  $H(s)$ .

$$\dot{\varphi} = G(s)\delta_f + H(s)M_{Z,FFC} = \frac{G_{\varphi}(0)(1+T_{\varphi}s)}{1+\frac{2\zeta}{\omega_n}s+\frac{1}{\omega_n^2}s^2}\delta_f + \frac{G_M(0)(1+T_Ms)}{1+\frac{2\zeta}{\omega_n}s+\frac{1}{\omega_n^2}s^2}M_{Z,FFC} \quad (8)$$

式中:  $G_M(0)$  是稳态增益;  $T_M$  是时间常数.

$$G_M(0) = \frac{v(C_f + C_r)}{l^2 C_f C_r (1+Kv^2)} \quad (9)$$

$$T_M = \frac{mv}{2(C_f + C_r)} \quad (10)$$

由式(2), (8)可得

$$\dot{\varphi}_{ref} - \dot{\varphi} = G(s)_{ref}\delta_f - G(s)\delta_f - H(s)M_{Z,FFC} \quad (11)$$

则横摆转矩可以由下式获得:

$$M_{Z,FFC} = \frac{G(s)_{ref} - G(s)}{H(s)}\delta_f \quad (12)$$

## 2.3 反馈控制策略

在反馈控制策略中, 利用参考横摆角速度  $\dot{\varphi}_{ref}$  和实际横摆角速度  $\dot{\varphi}_{act}$  作为输入变量,  $\dot{\varphi}_{ref}$  与  $\dot{\varphi}_{act}$  间的差值产生使车辆稳定的必要的横摆转矩, 且差值的正负提供了重要的信息, 即横摆角是需要衰减或者增大. 具体计算如式(15)所示, 并且可以通过仿真进一步调整来配合需求的响应值.

$$M_{Z,FBK} = \frac{\dot{\varphi}_{ref} - \dot{\varphi}_{act}}{H(s)} \quad (13)$$

即

$$M_{Z,FBK} = \frac{(\dot{\varphi}_{ref} - \dot{\varphi}_{act})(1 + \frac{2\zeta}{\omega_n}s + \frac{1}{\omega_n^2}s^2)}{G_M(0)(1 + T_Ms)} \quad (14)$$

最终整车的需求附加横摆转矩为  $M_{Z,req}$ , 且

$$M_{Z,req} = M_{Z,FFC} + M_{Z,FBK} \quad (15)$$

## 3 差动助力转向/转矩矢量分配联合控制策略

### 3.1 联合控制算法框架

为了实现转向助力及提高横摆角速度响应两种控制目标, 联合控制策略利用前轴左右车轮转矩差动控制来实现转向助力控制目标, 利用后轴左右车轮转矩差动控制来实现提高横摆角速度响应控制目标. 其联合控制框架如图 2 所示.

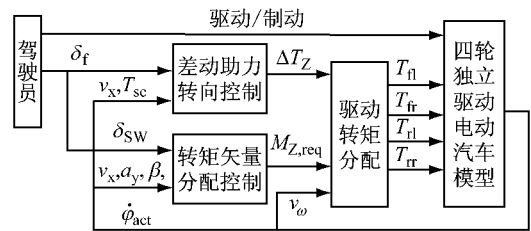


图 2 差动助力转向/转矩矢量分配联合控制框架

Fig. 2 Joint control structure of DAS and TVC

整车控制器分为两个部分, 一部分是差动助力转向控制模块, 另一部分是转矩矢量分配控制模块. 根据设定工况, 驾驶员模型会输出转向盘转角与驱动/制动信号. 差动助力转向控制模块的输入变量为转向盘转角  $\delta_f$ 、纵向车速  $v_x$  和转向盘的实际转矩  $T_{sc}$ , 其输出变量为前轮差动助力转矩  $\Delta T_z$ . 转矩矢量分配控制模块的输入变量为转向盘转角  $\delta_{sw}$ 、纵向车速  $v_x$ 、侧向加速度  $a_y$ 、质心侧偏角  $\beta$  和实际横摆角速度  $\dot{\varphi}_{act}$ , 其输出变量为整车需求的附加横摆转矩

$M_{Z,req}$ . 驱动转矩分配模块的输入变量为前轮差动助力转矩  $\Delta T_z$ 、整车需求的附加横摆转矩  $M_{Z,req}$  以及 4 个车轮的轮速  $v_w$ , 输出变量为 4 个车轮的转矩. 在实车试验中, 转向盘转矩、横摆角速度都是通过传感器测量得到.

### 3.2 纵向力分配策略

在差动助力转向/转矩矢量分配联合控制算法的纵向力分配模块里, 差动助力转向控制模块获得整车车速和实际转向盘转矩之后, 按照理想的差动助力转向曲线计算得到差动助力转矩  $\Delta T_z$ , 并根据式(16)分配前轴左右两个车轮转矩  $T_{fl}$  和  $T_{fr}$ .

$$\begin{aligned} T_{fl} &= T_{total} p_f / 2 - \Delta T_z / 2 \\ T_{fr} &= T_{total} p_f / 2 + \Delta T_z / 2 \end{aligned} \quad (16)$$

式中:  $T_{total}$  为整车总的需求转矩;  $p_f$  为前轴车轮转矩占总转矩的比例.

此时, 前轴左右车轮纵向力对整车产生的横摆转矩为  $M_{Z,f}$ , 且

$$M_{Z,f} = \Delta T_z \frac{b}{2} \quad (17)$$

式中:  $b$  为轮距.

后轴左右车轮纵向力对整车产生的横摆转矩为  $M_{Z,r}$ , 且

$$M_{Z,r} = M_z - M_{Z,f} = \Delta T_r \frac{b}{2} \quad (18)$$

式中:  $M_z$  为总需求横摆转矩;  $\Delta T_r$  为后轴差动转矩.

则后轴左右车轮转矩可由下式得到:

$$\begin{aligned} T_{rl} &= T_{total} (1 - p_f) / 2 + \Delta T_r / 2 \\ T_{rr} &= T_{total} (1 - p_f) / 2 - \Delta T_r / 2 \end{aligned} \quad (19)$$

具体分配过程中, 为了避免当两侧电机能力不等时对某一侧电机的需求发生饱和, 首先将两侧电机的需求绝对值限制为当前左右侧电机可产生驱动或制动转矩的绝对值的最小值, 然后从驱动侧电机当前能够提供的最大驱动力中减去需求的驱动力作为当前剩余的可用来加速的驱动能力, 乘以代表驾驶员加速意图的油门踏板位置信号, 将此加速需求驱动力叠加到两侧电机已有的驱动和制动力需求上去, 从而实现优先满足横摆转矩需求, 其次以剩余电机能力来满足驾驶员加速意图的分配策略.

## 4 实车试验验证

### 4.1 试验设备

本试验利用高速分布式驱动电动车平台(图3)进行实车试验, 其整车参数如表1所示.

### 4.2 转向盘转角阶跃输入实车试验

由设计的转向助力特性曲线可知, 低车速下转

表1 试验车及电机参数

Tab.1 Electric motor and test vehicle parameters			
整车参数	数值	电机参数	数值
整车质量/kg	941	额定功率/kW	2.2
整车质心高度/mm	380	峰值功率/kW	7.5
前轴到质心距离(空载)/mm	1 202	峰值扭矩/(N·m)	167
后轴到质心距离(空载)/mm	1198	额定转速(r·min <sup>-1</sup> )	750
轴距/mm	2 400	最大转速(r·min <sup>-1</sup> )	1 250
轮距(前/后)/mm	1 364/1 364	额定直流电压/V	320

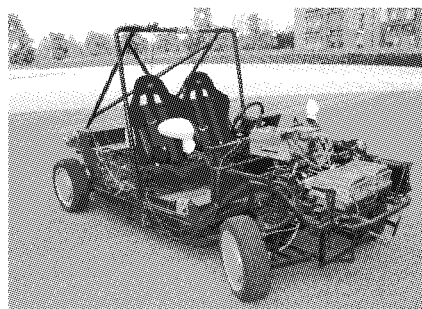


图3 高速分布式驱动电动车平台

Fig.3 High performance distributed drive electric vehicle

向助力控制效果更明显, 故选取  $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  车速下转向盘转角阶跃输入的试验工况来考察转向助力/转矩矢量分配联合控制策略对改善整车转向轻便性的有效性. 试验时, 当车辆达到目标车速时, 试验记录人员开始记录数据, 驾驶员以最快的速度转动转向盘到目标转向盘转角( $100^\circ$ )并保持至试验车辆达到稳定状态, 试验车速误差控制在  $\pm 10\%$  以内. 试验结果如图4~7所示.

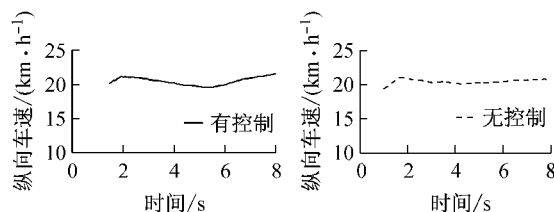


图4 转向盘转角阶跃输入工况下纵向车速对比

Fig.4 Comparison of longitudinal speeds in step steer input test

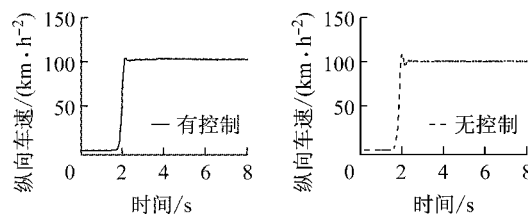


图5 转向盘转角阶跃输入工况下转向盘转角对比

Fig.5 Comparison of steering wheel angles in step steer input test

由图 4,5 可知,有控制和无控制车辆的纵向车速基本相同,其变化范围都在  $20 \sim 21 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  之间. 同时,其转向盘转角大小也基本相同且稳定在  $101^\circ$  左右. 这也是后续对转向盘转矩和横摆角速度变化分析的基础.

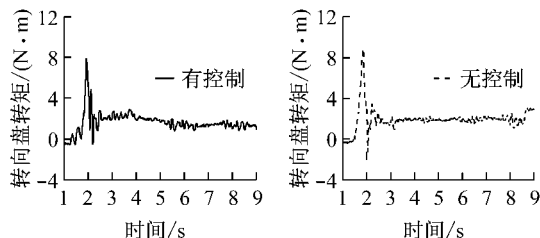


图 6 转向盘转角阶跃输入工况下转向盘转矩对比  
Fig.6 Comparison of steering wheel torques in step steer input test

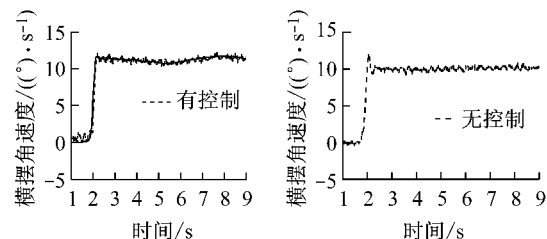


图 7 转向盘转角阶跃输入工况下横摆角速度对比  
Fig.7 Comparison of yaw rates in step steer input test

由图 6,7 可见,联合控制算法介入后,转向盘转矩明显降低(表 2),减轻了驾驶员的操纵负担. 此外,有/无控制对横摆角速度影响不大,因为低速下轮胎处于线性区,此时车辆的实际横摆角速度与参考横摆角速度差别不大.

表 2 有/无控制时转向盘转矩对比

Tab.2 Comparison of steering wheel torques with/without control

方式	转向盘转矩/(N·m)	
	峰值	稳定值
无控制	9.4	2.3~2.7
有控制	7.9	0.9~1.8

#### 4.3 固定转向盘转角加速转弯实车试验

本试验主要考察车辆在不同车速下,差动助力转向与转矩矢量分配联合控制策略对改善转向轻便性与提高车辆过弯能力的有效性. 车辆以  $15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  的车速匀速行驶,调整转向盘转角至  $120^\circ$ ,保持转向盘转角不变后,逐渐增大油门开度,开始均匀加速,接近  $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  开始记录数据,车速到达  $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  记录数据完毕,减速停车. 试验结果如图 8~13 所示.

由图 8 可见,在试验过程中有控制和无控制车辆的纵向车速均从  $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  均匀增加到  $50 \text{ km} \cdot$

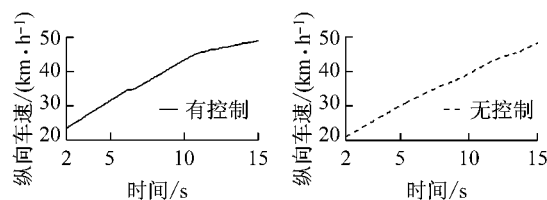


图 8 加速转弯工况下纵向车速对比

Fig.8 Comparison of longitudinal speeds in the acceleration while cornering test

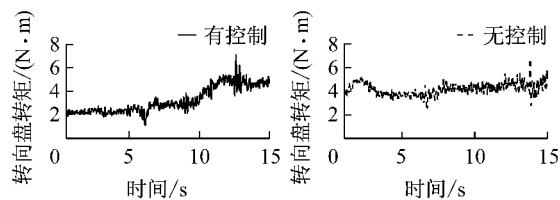


图 9 加速转弯工况下转向盘转矩对比

Fig.9 Comparison of steering wheel torques in the acceleration while cornering test

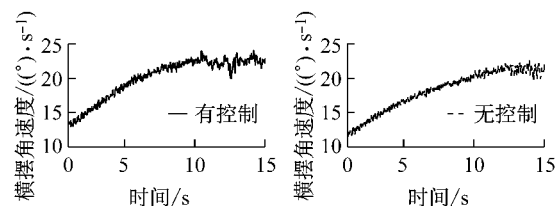


图 10 加速转弯工况下横摆角速度对比

Fig.10 Comparison of yaw rates in the acceleration while cornering test

$\text{h}^{-1}$ ,加速过程中车速没有较大幅度波动.

图 9 为转向盘转矩对比图,随着车速的增加,转向助力的效果逐渐减弱,有/无控制的转向盘转矩差从  $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  的  $1.3 \text{ N} \cdot \text{m}$  变化到了  $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  时的  $0.6 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,这有利于驾驶员掌握路面反馈信息,增强了路感. 由图 10 可见,在联合控制算法介入后,整车横摆角速度有显著提高(表 3).

表 3 有/无控制时转向盘转矩和横摆角速度对比

Tab.3 Comparison of steering wheel torques and yaw rates with/without control

方式	转向盘转矩/(N·m)		横摆角速度/((°)·s⁻¹)	
	起始值	结束值	起始值	结束值
无控制	3.4	5.6	11.2	22.4
有控制	2.1	5.0	12.5	23.5

图 11,12 对比了有/无控制时 4 个车轮的转矩. 在固定转向盘转角加速过程中,随着车速的提高,实际的横摆角速度与参考横摆角速度存在一定偏差. 当控制算法介入后,为了跟踪参考横摆角速度,4 个车轮的转矩得到了优化分配,前轴左右车轮产生了一个较小的差动转矩来减小转向盘转矩,实现转向

助力功能;而此时后轴的左右车轮转矩则保持在正负极限转矩的状态下工作(图 11),从而也获得了更高的横摆角速度增益(图 10),同时也保证了车辆的目标车速.而无控制时车辆 4 个车轮转矩则一直处于驱动状态,且左右轮无差动转矩(图 12).

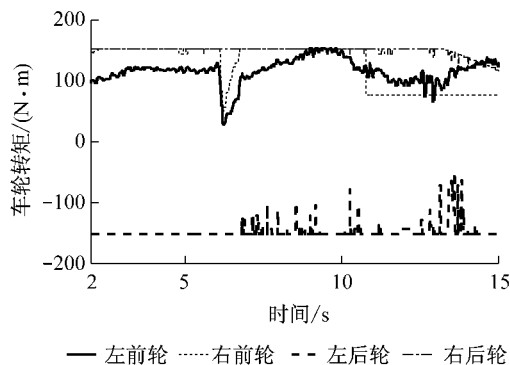


图 11 加速转弯工况下有控制时 4 个车轮转矩  
Fig.11 Four-wheel-torque with control in the acceleration during cornering test

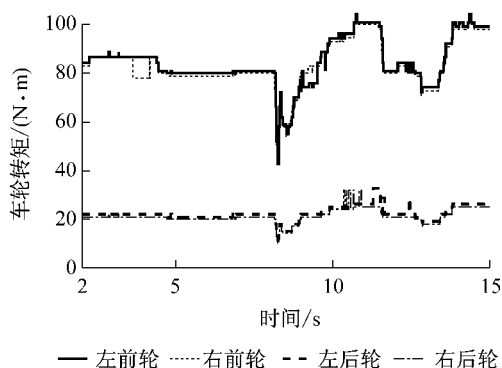


图 12 加速转弯工况下无控制时 4 个车轮转矩  
Fig.12 Four-wheel-torque without control in the acceleration during cornering test

图 13 为整车横摆角速度与车速的变化曲线对比图,在  $20 \sim 45 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  加速过程中,横摆角速度随车速的增加而增加,且有/无控制的横摆角速度之差也随车速的提高而增大,因此在联合控制算法介入后整车更接近于中性转向.

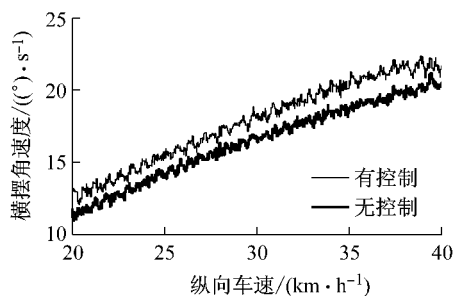


图 13 有/无控制时横摆角速度对比  
Fig.13 Comparison of yaw rate with/without control

#### 4.4 $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 车速下双移线实车试验

双移线道路试验主要考察在变线换道的过程中,差动助力转向与转矩矢量分配联合控制的能力.试验路面为干燥柏油路面,车辆变道时,驾驶员尽量保持车辆匀速行驶,试验车速误差不超过  $\pm 10\%$ .

由图 14~16 可见,有控制和无控制车辆的纵向车速基本相同.无控制时,转向盘的全程转动范围为  $64.6^\circ$ ,而有控制时转向盘的全程转动范围为  $58.5^\circ$ ,比无控制时减小  $9.5\%$ ,有控制时转向盘转矩比无控制时减小了  $18.8\%$ (表 4).因此,控制算法介入后,在行驶路径相同的情况下,需要转动的转向盘转角更小,这不仅可以明显减轻驾驶员的操纵负担,更有利于提高驾驶员操纵转向盘在变线换道时的敏捷程度.

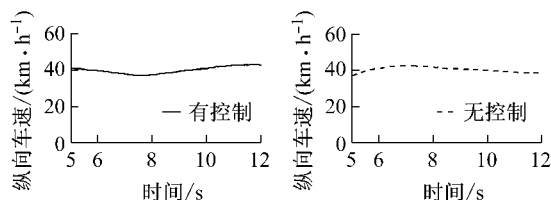


图 14  $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  双移线工况下纵向车速对比  
Fig.14 Comparison of longitudinal speeds in the  $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  DLC test

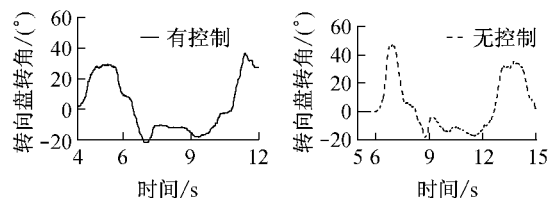


图 15  $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  双移线工况下转向盘转角对比  
Fig.15 Comparison of steering wheel angles in the  $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  DLC test

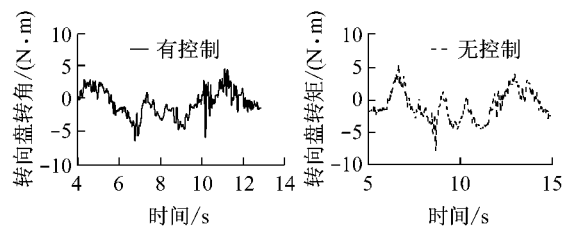


图 16  $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  双移线工况下转向盘转矩对比  
Fig.16 Comparison of steering wheel torques in the  $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  DLC test

表 4 有/无控制时转向盘转角和力矩对比

Tab.4 Comparison of steering wheel angles and torques with/without control

方式	转向盘转角/(°)		转向盘转矩/(N·m)	
	正幅值	负幅值	正幅值	负幅值
无控制	46.8	-17.8	5.4	-7.9
有控制	36.5	-22.0	4.4	-6.4

图17,18分别为有/无控制时车辆的横摆角度与参考横摆角速度的对比图。在无控制情况下,车辆的实际横摆角速度与参考横摆角速度存在一定的偏差,控制算法介入后,车辆的实际横摆角速度能很好地跟踪参考横摆角速度,实现更高的机动性。

图19,20对比了 $40\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 双移线工况下有/无控制时4个车轮的转矩。由图19可见,有控制车

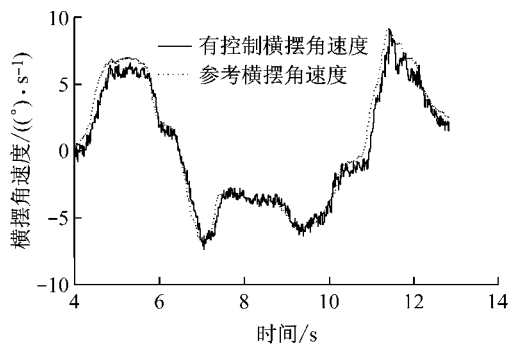


图17  $40\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 双移线工况下有控制时横摆角速度与参考值对比

Fig.17 Comparison of yaw rates with control and reference value in the  $40\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  DLC test

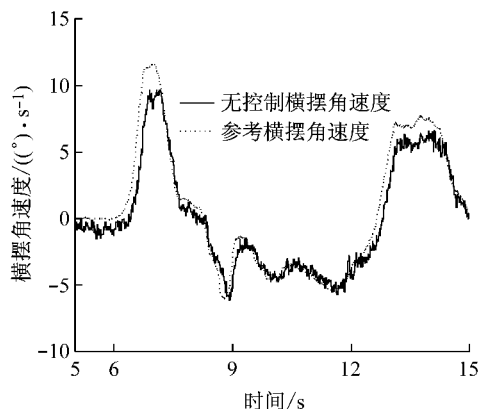


图18  $40\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 双移线工况下无控制时横摆角速度与参考值对比

Fig.18 Comparison of yaw rates without control and reference value in the  $40\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  DLC test

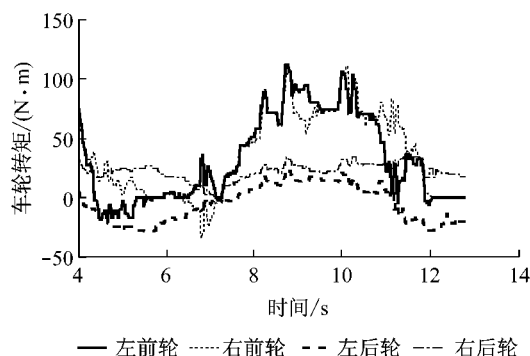


图19  $40\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 双移线工况下有控制时4个车轮转矩  
Fig.19 Four-wheel-torque with control in the  $40\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  DLC test

辆的4个车轮转矩得到了更好的分配。在开始加速时,前轴左右车轮电机的能力主要是用于驱动,在随后两次变道过程中,左右前轮产生了差动力矩用于助力转向;同时左右后轮也产生了差动转矩,用于跟踪目标横摆角速度,在保证目标车速的同时实现更好的过弯能力。无控制车辆的4个车轮转矩只能根据驾驶员的油门的变化而变化(图20)。

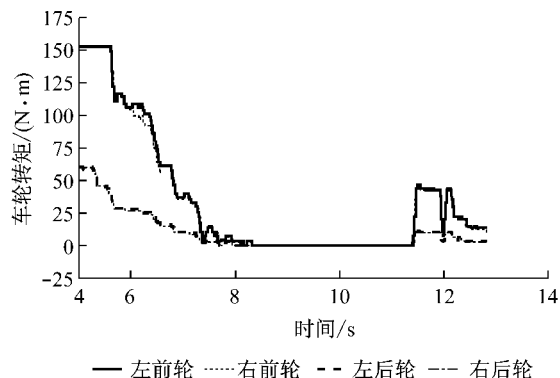


图20  $40\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 双移线工况下无控制时4个车轮转矩  
Fig.20 Four-wheel-torque without control in the  $40\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  DLC test

## 5 结论

设计了分布式驱动电动汽车差动助力转向/转矩矢量分配联合控制策略,通过实车试验得到主要结论如下:

(1) 差动助力转向控制算法能显著减小转向盘转矩,也能在一定程度上减小转向盘转角,有效地减小了驾驶员操纵负担。同时,差动助力随车速的增加而减小,有效地保证了驾驶员的路感信息。

(2) 转矩矢量分配控制算法能显著提高整车横摆角速度响应,提高车辆的过弯速度,有效地抑制了加速不足转向,提升了车辆的机动性能。

(3) 通过合理分配前后轴的驱动/制动转矩,协调了差动助力转向/转矩矢量分配联合控制算法,使其在减小驾驶员操纵负担的同时提高了整车横摆角速度响应,从而有效地改善了整车的操纵性能。

## 参考文献:

- [1] 余卓平,冯源,熊璐. 分布式驱动电动汽车动力学控制发展现状综述[J]. 机械工程学报, 2013(8): 105.  
YU Zhuoping, FENG Yuan, XIONG Lu. Review on vehicle dynamics control of distributed drive electric vehicle [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013(8): 105.
- [2] Yoichi Hori. Future vehicle driven by electricity and control—

- research on four-wheel-motored "UOT Electric March II"[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2004(51):954.
- [3] 赵又群,郭孔辉. 汽车操纵性评价指标的研究[J]. 汽车工程, 2001(1): 1.  
ZHAO Youqun, GUO Konghui. A research on active safety evaluation of vehicle [J]. Automotive Engineering, 2001(1):1.
- [4] 王军年. 电动轮独立驱动汽车差动助力转向技术研究[D]. 长春: 吉林大学, 2009.  
WANG Junnian. Study on differential drive assist steering technology for electric vehicle with independent-motorized-wheel-drive [D]. Changchun: Jilin University, 2009.
- [5] Thacher T R. Differential steering assist system for utility vehicle; United States, US20070051554A1 [P]. 2007-03-08.
- [6] Wu F, Yeh T J. A control strategy for an electrical vehicle using two in-wheel motors and steering mechanism [C] // Proceedings of the 9th International Symposium on Advanced Vehicle Control. Kobe: [s. n.], 2008:796-801.
- [7] Pinto L, Aldorth S, Watkinson M. Development and integration of a yaw control strategy using torque vectoring by twin rear electric motors [J]. Vehicle System Dynamics, 2011; NVSD-2011-0010.
- [8] Sawase K, Ushiroda Y. Improvement of vehicle dynamics by right-and-left torque vectoring system in various drivetrains [J]. Mitsubishi Motors Technical Review, 2008, 20:14.
- [9] Sawase K, Ushiroda Y, Inoue K. Effect of the right-and-left torque vectoring system in various types of drivetrain [C] // SAE. [s. l.]: SAE, 2007; 2007-01-3645.
- [10] Folke R, Böker R, Thomys A, *et al.* Torque vectoring a new level of freedom for electric vehicles [J]. ATZ Worldwide, 2010, 112(6): 8.

#### (上接第 1063 页)

- [4] 张宁,戴洁,张晓军. 基于多项 Logit 模型的轨道交通站点步行接驳范围[J]. 城市轨道交通研究, 2012(5):46.  
ZHANG Ning, DAI Jie, ZHANG Xiaojun. Walking affect area of rail transit station based on multinomial logit model [J]. Urban Mass Transit, 2012(5): 46.
- [5] 王佳,胡列格. 城市轨道交通站点对常规公交客流的吸引范围[J]. 系统工程, 2010(1):14.  
WANG Jia, HU Liege. Attraction scope of urban rail transit station to the conventional public transit passenger flow [J]. Systems Engineering, 2010(1): 14.
- [6] 杜彩军,蒋玉琨. 城市轨道交通与其他交通方式接驳规律的探讨[J]. 都市快轨交通, 2005(3):45.  
DU Caijun, JIANG Yukun. Connection of urban rail transit with other public transportations [J]. Urban Rapid Rail Transit, 2005(3): 45.
- [7] 杨京帅,张殿业. 城市轨道交通车站合理吸引范围研究[J]. 中国铁路, 2008(3):72.  
YANG Jingshuai, ZHANG Dianye. Research on reasonable attracting range of urban rail transit station [J]. Chinese Railways, 2008(3):72.
- [8] 张小松,胡志晖,叶霞飞. 城市轨道交通开发利益影响范围研究[J]. 同济大学学报:自然科学版, 2005, 33(8):1118.  
ZHANG Xiaosong, HU Zhihui, YE Xiafei. Study of impact of urban rail transit development on surrounding areas [J]. Journal of the Tongji University: Natural Science, 2005, 33(8):1118.
- [9] 江永,叶霞飞,王治. 上海轨道交通 1 号线对沿线房地产价格的影响范围研究[J]. 城市轨道交通研究, 2007(2):28.  
JIANG Yong, YE Xiafei, WANG Zhi. Impact area of shanghai rail transit line 1 on development benefit [J]. Urban Mass Transit, 2007(2):28.
- [10] Horowitz A J, Thompson N A. Evaluation of intermodal passenger transfer facilities [M]. Washington D C: U S Department of Transportation, Federal Highway Administration, 1994.
- [11] Bowes D R, Ihlanfeldt K R. Identifying the impacts of rail transit stations on residential property values [J]. Journal of Urban Economics, 2001, 50(1):1.
- [12] 杨晓光,叶霞飞,顾保南,等. 中山市城市轨道交通线网规划 [R]. 上海:同济大学, 2012.  
YANG Xiaoguang, YE Xiafei, GU Baonan, *et al.* The urban rail transit network planning of Zhongshan City [R]. Shanghai: Tongji University, 2012.
- [13] 吴戈,竹内新一,远山诚,等. 中山市城市轨道交通客流预测 [R]. 北京:北京开来工程咨询有限公司, 2011.  
WU Ge, Takeuchi Shinichi, Seitohyama, *et al.* The urban rail transit passenger flow forecasting of Zhongshan City [R]. Beijing: Beijing Kailai Engineering Consulting Co., Ltd, 2011.