

四轮驱动电动汽车差动助力转向系统联合仿真与试验*

王军年 王庆年 宋传学 靳立强 胡长健

(吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室, 130025 长春)

【摘要】 基于 AMESim 软件建立了四轮独立驱动电动汽车动力学仿真模型,并应用 Matlab/Simulink 建立了差动助力转向控制系统模型,在此基础上研究了旨在降低转向盘手力和辅助转向轮回正的左右前轮转矩分配控制策略,并采用后轮差动实现车辆横摆校正。联合仿真结果表明,该差动助力转向控制策略在满足转向轻便性、路感回馈及辅助回正基本要求的同时,还可以补偿前轮差动驱动对车辆稳定性的影响,提高了差动助力转向技术的实际应用能力。通过差动助力转向控制系统的快速原型实车双移线道路试验进一步验证了该系统的转向助力可行性和路感保持能力。

关键词: 电动汽车 助力转向 联合仿真 试验

中图分类号: U469.72 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)06-0007-07

Co-simulation and Test of Differential Drive Assist Steering Control System for Four-wheel Electric Vehicle

Wang Junnian Wang Qingnian Song Chuanxue Jin Liqiang Hu Changjian

(State Key Laboratory of Automobile Dynamic Simulation, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract

The dynamics model of electric vehicle with motorized-wheel-drive based on AMESim was built, and the differential drive assist steering (DDAS) control system model was built using Matlab/Simulink. On this basis, the control strategy of torque distribution between right and left front steerable wheels was presented, aiming for the reduction of the steering efforts and assisting the steering wheel return to center, as well as the yaw compensation produced by differential drive of the rear two wheels. The co-simulation results validated that the proposed DDAS control system could improve steering handiness, steering feel and returnability of the steering wheel, including stability compensation and practicability enhancement for DDAS system. Furthermore, the double-lane change road experiments for rapid control prototyping of DDAS control strategy were conducted. Experimental results verified the feasibility of providing steering assistance and the ability to keep road feeling of DDAS system.

Key words Electric vehicle, Assist steering, Co-simulation, Experiment

引言

电动助力转向(EPS)较传统液压助力转向具有更好的燃油经济性和助力特性^[1],因而有逐步替代液压助力转向的趋势。尽管线控转向具备可变传动比等优点,但受其可靠性及法律法规的限制,一段时

期内难以广泛普及。因此,目前电动汽车大多采用电动助力转向系统,但其没有充分发挥四轮独立驱动电动汽车的特点与优势。

电动轮独立驱动系统被认为是当今车辆驱动的突破性技术。车辆将4个轮毂电动机(in-wheel motor)集成到各个车轮中,一方面省去了传统的复

收稿日期: 2008-12-17 修回日期: 2009-11-20

* 国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2006AA11A129)和吉林省科技发展计划重大项目(20086003)

作者简介: 王军年,讲师,主要从事电动汽车关键技术研究,E-mail: junnianwang@126.com

杂机械传动系统,节省了空间,使其具备灵活的安装方式^[2]。另一方面,左、右两侧轮毂电动机具备准确、迅速的转矩响应及输出转矩独立可控可测的特点^[3],因此,电动汽车的动力学系统也就更易实现。

本文通过分析差动助力转向系统的助力原理以及通过应用 Simulink 与 AMESim 软件联合建模仿真来验证该理论的可行性,并提出左、右转向驱动轮转矩分配控制策略,用以精确控制实际转向手力与参考转向手力的差值,以及给出基于前轮差动理论的转向盘回正辅助控制算法。并提出基于后轮差动提供横摆力矩的横摆角速度校正方法,用以补偿前轮差动对整车稳定性的影响。

1 差动助力转向基本原理

在驾驶员制动时,如果左右两侧制动力不同,一般可以造成使汽车向制动力大的一侧转向的趋势^[4],这是需要加以避免的现象。同理,左右轮驱动力绕主销轴线的力矩差值也会驱动两转向轮产生转向运动。对于传统汽车,一般在良好的对称路面上,左右转向轮驱动力产生的绕主销的力矩大小大体相等,方向相反,故而相互抵消。而电动轮驱动汽车由于驱动轮转矩独立可控,故而可以通过电机控制器独立精确地控制左右驱动轮转矩产生较大差值,从而经车轮动力学及轮胎力学产生左右两侧纵向驱动力差。这时驱动力对主销轴线的力矩将不再互相抵消。由于两转向轮受转向梯形的约束,具有固定的几何运动关系,驱动转向力矩将会驱动两转向轮向驱动力小的一侧转向。因此对于电动轮驱动的汽车,理论上按照一定规律时时控制左右转向轮的输出扭矩差,将可以利用产生的差动转向力矩实现转向助力的作用,从而提高转向轻便性。这种新型的助力转向方式被称为差动助力转向(DDAS)^[5]。左右车轮的差动驱动通过控制两侧轮毂电机工作在不同的模式下来完成。

2 联合仿真模型

AMESim 图形、模块化的建模特点以及在非线性系统建模等方面的优势使其在车辆动力学、制动系统等液压、机械系统上应用广泛。本文利用 AMESim 和 Matlab/Simulink 在各自领域的建模特点,应用 S 函数作为接口,构建了四轮独立驱动电动汽车的车辆动力学模型及差动助力转向控制模型用于联合仿真,以确保模型仿真精度,提高该系统可行性验证的可信度。

2.1 基于 AMESim 的车辆动力学模型建立

为了差动助力转向系统的离线仿真验证和与前

期基于 Matlab/Simulink 建立的电动汽车整车动力学模型进行对比^[6],本文进行了差动助力转向控制系统的联合仿真验证,图 1 是联合仿真结构框图。

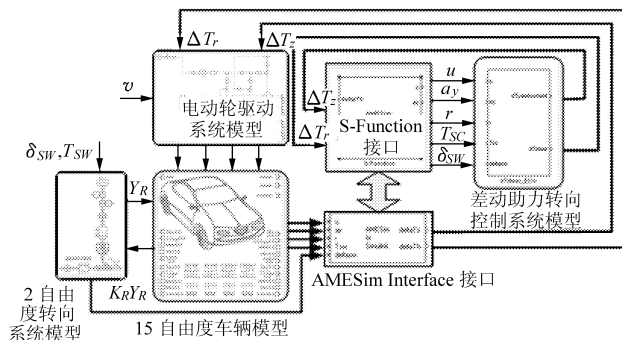


图 1 联合仿真结构框图

Fig. 1 Schematic diagram of co-simulation

基于商用软件 AMESim 建立了 15 自由度四轮独立驱动电动汽车动力学模型、空气动力学模型、转向模型、悬架模型、轮胎模型、电池模型及轮毂电动机模型。创建了与 Simulink 接口模块,定义了输入输出变量。在 Matlab/Simulink 中建立了差动助力转向控制策略模型及与 AMESim 交换数据的 S 函数。

针对研究的重点,这里只给出转向系动力学微分方程,其余模型可直接从 AMESim 车辆动力学模型库中选取。如图 1 所示,对真实转向系进行简化后,在 AMESim 中建立了 2 自由度转向系模型^[7-8](如图 1 所示),其依据的动力学微分方程为

$$J_C \ddot{\delta}_{SW} + B_C \dot{\delta}_{SW} + T_{CFc} + K_C \left(\delta_{SW} - \frac{Y_R}{r_p} \right) = T_{SW} \quad (1)$$

$$M_R \ddot{Y}_R + B_R \dot{Y}_R + K_R Y_R + F_{CFr} = \frac{K_C}{r_p} \left(\delta_{SW} - \frac{Y_R}{r_p} \right) \quad (2)$$

式中 J_C ——转向盘、转向柱等效转动惯量

B_C ——转向柱阻尼常数

K_C ——转矩传感器扭转刚度

δ_{SW} ——转向盘转角

T_{SW} ——转向盘输入转矩

T_{SC} ——转向盘转矩传感器测量值

F_{CFc} ——转向柱和转向轴干摩擦力

M_R ——齿条质量 B_R ——齿条阻尼常数

K_R ——齿条中心弹簧刚度

Y_R ——齿条位移 r_p ——小齿轮半径

F_{CFr} ——齿条干摩擦力

2.2 参考转向手力的确定

汽车动力转向系一直存在着转向轻便性与路感回馈的矛盾。差动助力转向是通过控制轮毂电动机的转矩,左右轮差动来提供转向助力。因此也可以参照电动助力转向制定随速可变的助力增益。然而,由于轮胎与地面作用力的非线性和不确定性,无法像电动助力转向一样按事先制定好的电动机助力

特性来控制电动机电流。而只能采用依据驾驶员喜好的转向手力大小,采取转向盘转矩反馈控制。该算法避免了差动助力转矩大小无法准确获知的缺点,而是采用将理想驾驶员手力作为控制目标,控制差动转矩使实际转向手力实时跟踪参考转向手力。

大量研究表明,驾驶员所偏好的转向盘力矩随车速的增大而增大,在线性区域内,驾驶员所偏好的转向盘力矩随侧向加速度的增大而明显增大^[9]。因此,本文制定了依赖于车速和侧向加速度信号的驾驶员参考转向手力,如图 2 所示。

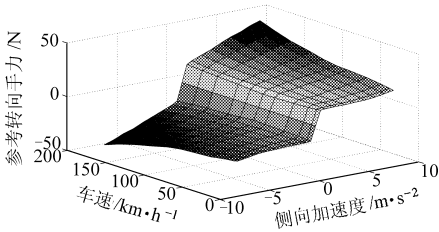


图 2 参考转向手力曲线

Fig. 2 Curve of reference steering effort of driver

2.3 差动助力转向控制策略

图 3 为差动助力转向控制策略框图。

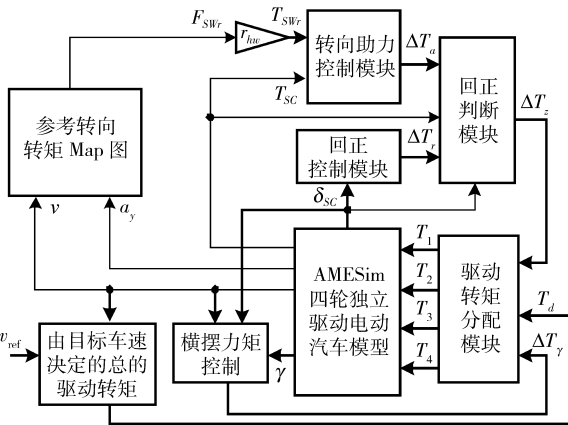


图 3 差动助力转向控制策略框图

Fig. 3 Block diagram of control strategy of DDAS system

差动助力转向系统在基本功能上与电动助力转向系统类似,在车辆转向时,驾驶员手力必须权衡转向轻便性及对驾驶员路感回馈要求。又由于转向助力控制和转向轮回正控制不会同时激发,因此依据不同的转向工况,两个独立的差动助力转向助力回正控制算法被应用于控制器设计过程中。一方面,应用转向盘转矩直接控制算法闭环控制驾驶员转向手力^[10],实时跟踪由车速及侧向加速度共同决定的参考转向转矩^[11]。另一方面,应用转向盘转角闭环控制调整差动转矩,使转向轮实现快速、准确地回正到中间位置^[12],避免转向回正过度造成的转向摆头或无法完全回正带来的驾驶员对转向盘修正负担的增加。如图 3 所示,驾驶员转向时,电控单元获得转

向盘转矩/转角传感器检测到的转矩信号 T_{sc} ,以及车速信号 v 、侧向加速度信号 a_y ,控制器依据制定好的参考转向手力图,线性插值出对应的参考转向手力 F_{sw_r} 或参考转向转矩 T_{sw_r} 。积分分离式 PID 转向助力控制模块依据 T_{sw_r} 与 T_{sc} 的差值,控制输出左右轮驱动转矩差 ΔT_z 。

功能切换模块依据转向盘转角绝对值变化率正负以及转向盘手力的相对大小判断是转向过程还是回正过程。驱动转矩分配模块依据由目标车速决定的总驱动转矩以及计算式将此驱动转矩差分配给左右驱动前轮轮毂电动机。

$$T_1 = T_d d_{fr} / 2 + \Delta T_z / 2 \quad (3)$$

$$T_3 = T_d d_{fr} / 2 - \Delta T_z / 2 \quad (4)$$

式中 T_d ——由目标车速决定的总驱动转矩

d_{fr} ——前轴驱动转矩占总转矩的百分比

考虑到用于提供助力转矩的前轮差动驱动必将对车辆引入一个正横摆力矩,即

$$I_z \dot{\gamma} = F_{yf} L_f + F_{yr} L_r - F_{xf} B \quad (5)$$

$$R = \frac{L_f + L_r}{\delta_f - (\alpha_f - \alpha_r)} \quad (6)$$

式中 I_z ——车辆绕其固连坐标系 Z 轴的转动惯量

γ ——车辆横摆角速度

F_{yf} 、 F_{yr} ——前、后轮侧偏力

L_f 、 L_r ——质心与前、后轴的距离

R ——车辆转向半径 δ_f ——前轮转角

α_f 、 α_r ——前、后轮侧偏角

该横摆力矩必将影响前后轮地面侧向反作用力数值、稳态转向特性及相应的汽车行驶转弯半径。由于该正横摆力矩减小了前轮侧偏角,增大了后轮侧偏角,不仅减小了汽车不足转向量,提高了道路跟随能力,而且依据式(6)可知,保持相同转弯半径所需的前轮转角相应变小,因此可以说间接减小了转向盘转矩。为此低速转向时可以利用后轮的差动来进一步减小手力,但是在汽车中高速转弯时过大的前轮正横摆力矩,将可能使车辆趋于不稳定,因此这里通过采用横摆角速度反馈控制对后轮进行差动驱动,对横摆角速度进行直接横摆力矩控制用以跟踪参考横摆角速度。参考横摆角速度为

$$\gamma_{ref} = \frac{v}{\frac{L_f + L_r}{1 + T_e s} \delta_f} \quad (7)$$

式中 v ——车速

T_e ——时间常数,其值由横摆响应决定^[13]

当转向盘回正时,回正控制模块读取来自传感器的转向盘转角信号 δ_{sc} 。刚开始回正时,先不进行控制,靠回正力矩辅助回正至转角小于某一角度时,

再运用积分分离式数字 PID 控制计算得出对应的回正辅助力矩 ΔT_r ,并分配到两个转向轮进行差动,以克服转向系统中的摩擦阻力,实现快速准确回正,减小驾驶员转向回正负担,以及防止回正过度摆头现象,从而保证车身姿态的稳定性。

3 联合仿真分析

作为一种助力转向方式,从 4 个方面来进行联合仿真分析:转向轻便性分析、转向路感分析、转向回正性能分析及横摆校正分析。转向系仿真参数如表 1 所示^[14]。

表 1 转向系统参数
Tab.1 Parameters of steering system

参数	数值
转向盘、转向柱等效转动惯量 $J_c/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	0.029
转向柱阻尼系数 $B_c/\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1}$	0.023
转矩传感器扭转变刚度 $K_c/\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}$	139.82
小齿轮半径 r_p/m	0.008 8
齿条质量 M_R/kg	2.57
齿条阻尼系数 $B_R/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	3 920
齿条中心弹簧刚度 $K_R/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	182 000
转向柱和转向轴干摩擦力矩 $T_{CFc}/\text{N}\cdot\text{m}$	0.2
齿条干摩擦力 F_{CFr}/N	8
主销横向偏移距 R_o/m	0.07

3.1 中低速转向轻便性分析

为验证差动助力转向的可行性及助力效果,分别进行了 30 km/h 和 50 km/h 车速下,有差动助力转向与无差动助力转向两种情况,转向角幅值分别为 $\pm 80^\circ$ 和 $\pm 40^\circ$,侧向加速度都达到 2 m/s^2 左右,周期为 0.2 Hz 的正弦角输入仿真验证,用以模拟中、低速变线行驶时的转向操作。转向力矩与转向盘转角关系对比仿真结果如图 4、图 5 所示。

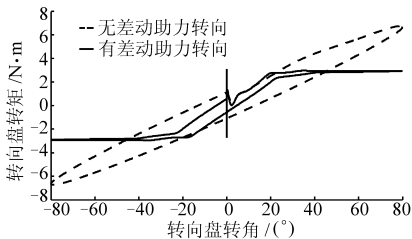


图 4 30 km/h 车速时转向手力对比仿真结果
Fig.4 Steering efforts contrast at 30 km/h

仿真结果表明,由差动驱动转矩提供转向助力的差动助力转向系统可以明显降低转向操作时的驾驶员转向手力,提高了转向轻便性。由最大转角的 $\pm 20\%$ 范围内转向力矩对转向转角的斜率(转向刚

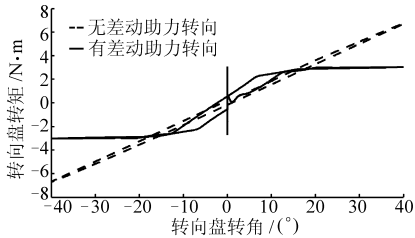


图 5 50 km/h 车速时转向手力对比仿真结果
Fig.5 Steering efforts contrast at 50 km/h

度)可见,有差动助力的转向系统比无差动助力的转向系统在转向初始阶段具有更高的刚度值,刚度值越大表明具有更好的中心区转向灵敏度。

3.2 中高车速转向路感分析

转向路感通常是用零侧向加速度时的转向力矩大小来评定^[15]。为此,用驾驶员 0.2 Hz 转向角正弦输入来模拟驾驶员中心区转向操作。图 6、7 分别是车辆在 50 km/h 和 90 km/h 车速下的转向力矩与侧向加速度关系曲线。两次模拟仿真都要求最大侧向加速度在 2 m/s^2 左右。图中标注出了侧向加速度在 0 m/s^2 左右的转向力矩梯度对比值。 0 m/s^2 处转向盘转矩随汽车侧向加速度的变化率(转矩梯度)表征了刚离开直线行驶状况时的“路感”。

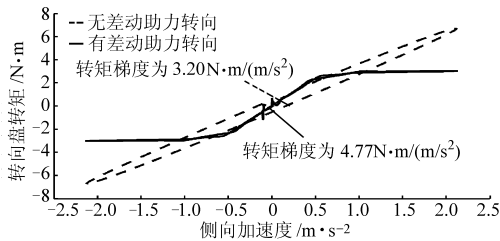


图 6 50 km/h 车速时转向盘转矩与侧向加速度对比图
Fig.6 Steering wheel torque vs lateral acceleration at 50 km/h

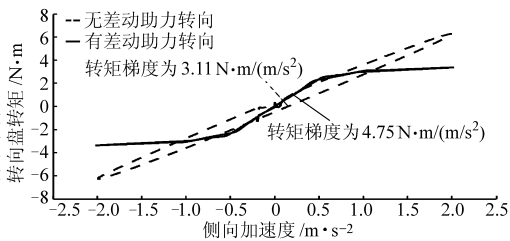


图 7 90 km/h 车速时转向盘转矩与侧向加速度对比图
Fig.7 Steering wheel torque vs lateral acceleration at 90 km/h

图 6、图 7 都反映出装配有差动助力转向系统比没有装配差动助力转向系统时,转矩梯度均有较大提高,路感回馈增强。在较高车速下,装配差动助力转向系统的电动汽车可以让驾驶员获得如更低车速时一样的路感回馈,并没有丧失路感的迹象。总之,对比传统液压动力转向系统,差动助力转向系统更好地实现了转向轻便性与路感回馈的权衡。

3.3 转向回正性能分析

一方面,车辆低速行驶时,由于机械转向系中干摩擦的存在导致回正时转向轮无法充分准确回到中间位置^[16];另一方面,车辆高速行驶时,由于转向系惯性的影响导致回正时出现回正过度造成的车辆摆头现象。因此,差动助力转向的另一个主要功能是辅助驾驶员快速准确地回正转向轮,以减轻低速时驾驶员频繁回正校正的体力负担及提高高速回正时的直线行驶稳定性。图 8、图 9 分别是低速和高速撒手(转向盘转矩在第 19 s 从 4 N·m 阶跃至 0 N·m)对比仿真结果。图中所示回正时角度斜率变化的地方是控制参与的起始点。

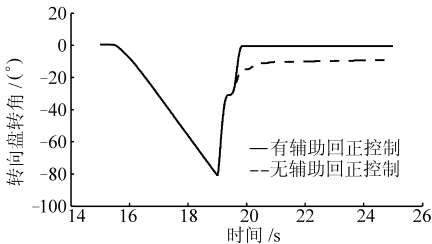


图 8 车速为 22 km/h 时撒手回正仿真结果
Fig. 8 Hands-off maneuver contrast simulation at 22 km/h

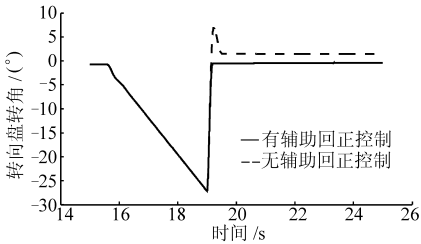


图 9 车速为 80 km/h 时撒手回正仿真结果
Fig. 9 Hands-off maneuver contrast simulation at 80 km/h

图 8、图 9 表明,所设计的差动助力转向回正控制算法可以在一定程度上克服低速回正时的回正不充分现象以及高速回正时过度回正造成的摆头和横摆残余现象。既减轻了回正过程中驾驶员对转向盘的校正,又提高了车辆直线行驶稳定性。

3.4 横摆校正分析

如果能够对四轮驱动汽车引入后轮差动用以修正前轮差动助力转向造成的转向特性的改变,一方面可以提高车辆的侧向稳定性;另一方面也可以提高差动助力转向实施的区间和潜力。为此,进行了车速为 40 km/h 的转向角斜坡输入仿真,横摆角速度响应如图 10 所示。

由图 10 可见,在前轮转角及车速不变时,前轮作差动助力转向使横摆角速度稍有增大,在引入了后轮差动控制后,此时车辆的横摆角速度与参考横摆角速度基本吻合,验证了后轮差动用于横摆校正方法的正确性及可行性。

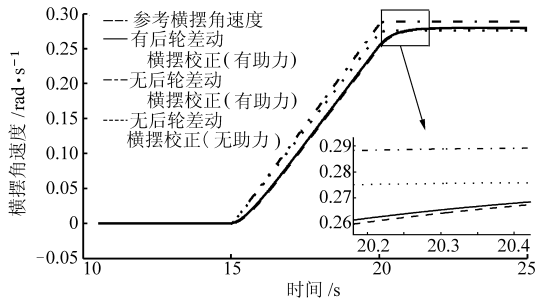


图 10 转向角斜坡输入时的横摆角速度响应
Fig. 10 Yaw rate response to steering angle input at J-turn

4 实车试验验证

为了验证所提出的差动助力转向方式的助力可行性和路感保持效果,进行了电动轮驱动汽车差动助力转向实车试验。为减小差动助力转向控制系统开发周期,并提高其控制参数调节的便利性和试验效率,本试验采用 dSPACE 实时硬件系统来完成差动助力转向控制算法模型的快速验证和调试。

试验车由某微型轿车改装而成,拆除原车动力传动系及动力转向系统,两转向轮各采用一个带减速器的永磁无刷直流电动机驱动。电动机额定功率 15 kW,峰值功率 30 kW,最高转速 4 500 r/min,额定转矩 31.8 N·m,减速器速比 6.67。整车质量 1 300 kg。动力源为 144 V/60 A·h 的锂离子电池组。在减速器输出轴加装 T10F 型转矩传感器测量驱动轮转矩。转向盘转矩及转向角采用转向盘转矩/转角测试仪进行测定。以 dSPACE 实时硬件系统作控制器原型。所有试验分有、无差动助力两种情况进行。

4.1 双移线道路试验

双移线试验时,驾驶员尽量保持车辆匀速行驶。试验车速误差不超过 ± 1 km/h,试验记录转向盘转矩信号、转向盘转角信号、左右轮驱动转矩和车速信号(车速由左右轮转速的平均求得)。受车辆无真空制动助力器及场地限制,试验车速选择 7 km/h(试验 I)和 20 km/h(试验 II)两种较低车速工况用于考查转向轻便性。试验 I 车速如图 11 所示,依据车速允许误差范围,选择 5 s 以后数据为有效数据。

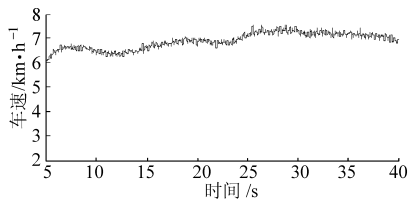


图 11 双移线道路试验 I 车速曲线
Fig. 11 Vehicle speed in double lane changing test I

图12为测得并绘制的原车无差动助力转向控制系统的转向盘转矩和转向盘转角关系曲线。

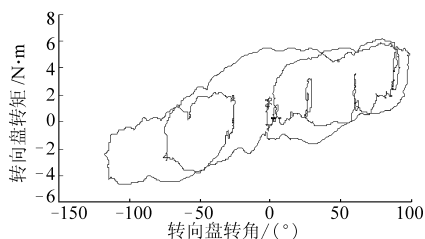


图12 试验I无助力转向控制时转向盘转矩与转向盘转角关系曲线

Fig. 12 Steering wheel torque vs steering wheel angle crossplot at test I without DDAS system

从图12可见,转向盘转角幅值范围 $100^{\circ} \sim -120^{\circ}$,转向盘转矩幅值在 $6 \sim -4.7 \text{ N}\cdot\text{m}$ 之间。而且由图可见手动转向时,转向盘转矩滞回较宽。图13为试验I有差动助力转向控制时的转向盘转矩与转向盘转角对应关系曲线。从图13可见,转向盘转矩幅值在 $2.5 \sim -3.2 \text{ N}\cdot\text{m}$ 之间。较无助力转向情况,转向盘转矩下降明显。带有差动助力转向时,转向盘转矩滞回曲线较无助力时变窄,这主要是由对转向盘转矩采取直接控制的控制策略决定的。这与前面的计算机仿真结果吻合。

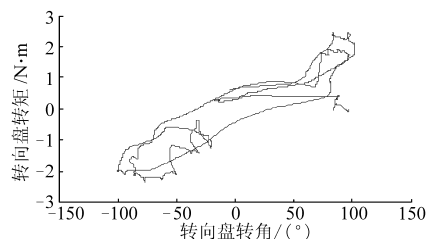


图13 试验I有差动助力转向控制时转向盘转矩与转向盘转角关系曲线

Fig. 13 Steering wheel torque vs steering wheel angle crossplot at test I with DDAS system

图14为产生助力作用的左右轮驱动转矩。从图14可见,左右轮驱动转矩差值最大达 $110 \text{ N}\cdot\text{m}$,且差值与转向盘转矩变化规律是一致的。转向盘转矩为正时(右转),左轮转矩大于右轮转矩,反之亦然。

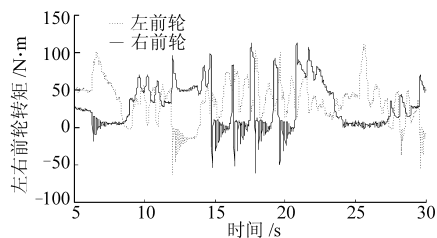


图14 试验I有差动助力转向控制时前轮转矩曲线

Fig. 14 Wheels torque at test I with DDAS system

速如图15所示,依据车速允许误差范围,选择 $5 \sim 15 \text{ s}$ 之间的数据为有效数据。图16为测得并绘制的原车无差动助力转向控制系统的转向盘转矩和转向盘转角关系曲线。图17为有差动助力转向控制时的转向盘转矩与转向盘转角的对应关系曲线。图18为产生助力作用的左右轮驱动转矩。

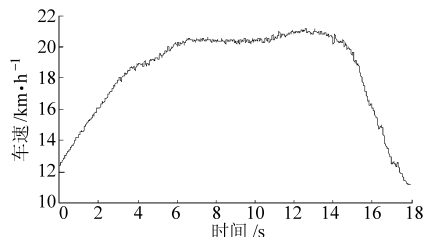


图15 双移线道路试验II车速曲线

Fig. 15 Vehicle speed in double lane changing test II

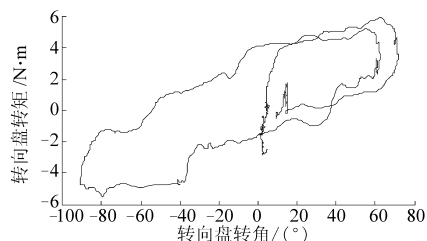


图16 试验II无助力转向控制时转向盘转矩与转向盘转角关系曲线

Fig. 16 Steering wheel torque vs steering wheel angle crossplot at test II without DDAS system

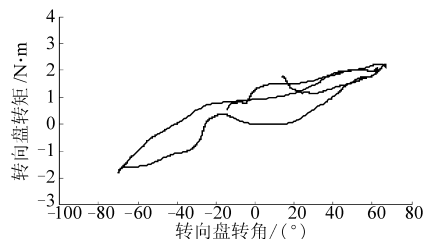


图17 试验II有差动助力转向控制时转向盘转矩与转向盘转角关系曲线

Fig. 17 Steering wheel torque vs steering wheel angle crossplot at test II with DDAS system

对比图16和图17可见,转向盘转角幅值接近的情况下,转向盘转矩在有差动助力转向控制系统时下降比例达52%,且滞回曲线宽度下降约 $3 \text{ N}\cdot\text{m}$,这是由转向盘转矩的直接反馈控制策略决定的。从图18所示的左右轮驱动转矩的变化规律可见,左右轮驱动转矩的差值的变化与转向盘转矩的变化规律非常一致。左右轮最大转矩差达 $200 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。通过以上试验可见,差动助力转向控制系统有效的减轻了驾驶员转向操作时的转向手力,提高了转向轻便性。

4.2 路感对比试验

为了分析差动助力转向随速可变助力对驾驶员

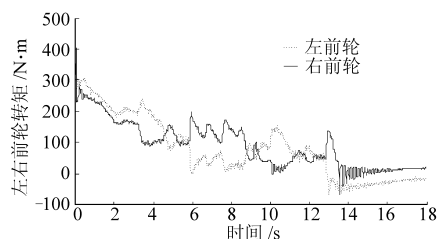


图 18 试验Ⅱ有差动助力转向控制时前轮转矩曲线

Fig. 18 Wheels torque at test Ⅱ with DDAS system

提高路感的效果,试验还进行了中等车速下的正弦角输入一次变道试验,分析一个正弦周期下的转向盘转矩刚度值的变化,从而评价路感保持的效果。为减小试验次数,取前述双移线试验的前一个角输入周期的试验结果作为较低车速(7 km/h)和中低车速(20 km/h)的一次变道试验结果,在这里补充中等车速(40 km/h)下的正弦角输入一次变道试验,并将试验结果与上述两个车速下的一次变道试验结果进行对比,观察转向盘转矩对转向角的梯度在不同车速下的差别。图 19 显示了 3 种车速下滤波以后的转向盘转矩和转向盘转角的关系曲线。

由图 19 可见,虽然 3 个正弦角输入的幅值不同,但是不影响观察有效转向刚度(20% 最大转角处的转向盘转矩对转向盘转角的梯度值,即曲线斜率值)在不同车速下的变化。从中可以对比发现,有效转向刚度随车速的提高而提高,即在较高车速下,转动相同的角度驾驶员需施加更高的转向力矩,这是由于较高车速下,侧向加速度较大,车辆产生的侧向力较大,造成回正力矩的增加。而差动助力转向,这种随速可变助力的转向方式并没有因为仅仅追求车辆的转向轻便性,将这种能够反映车辆运动

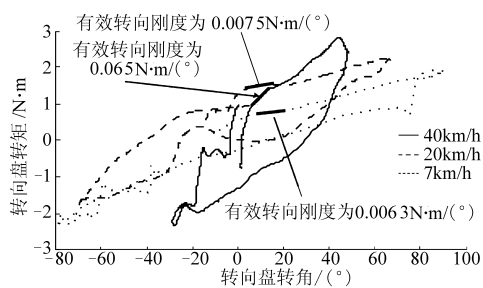


图 19 不同车速下有效转向刚度对比曲线

Fig. 19 Effective steering stiffness comparison among three different vehicle speed

状态的路感信息丢弃,而是尽可能的在转向轻便性和路感反馈之间寻求折中。

5 结论

(1) 基于 AMESim 和 Matlab/Simulink 的联合仿真结果表明,所设计的差动助力转向控制策略不仅有效降低了中低车速的转向手力,同时保证了中高车速的路感回馈。仿真结果也表明,利用前轮差动驱动辅助转向轮主动回正也是可行的。仿真结果也验证了前期所建模型的正确性。

(2) 仿真结果表明,所设计的后轮差动产生横摆力矩的方法能够用以补偿为了转向助力而前轮差动驱动带来的车辆转向特性的变化,从而可以提高车辆侧向稳定性。

(3) 实车试验结果表明,这种随速可变助力特性的差动助力转向系统,在较低车速时以追求转向轻便性为主,在较高车速时,在追求转向轻便灵活的同时,尽可能确保驾驶员获得更多的路感,让驾驶员对车辆的侧向加速度或承受的侧向力有一个充分感知,从而避免误操作,提高行车安全性。

参 考 文 献

- 1 Masahiko Kurishige, Hideyuki Tanaka, Noriyuki Inoue, et al. An EPS control strategy to improve steering maneuverability on slippery roads[C]. SAE Paper 2002-01-0618, 2002.
- 2 Farzad Tahami, Reza Kazemi, Shahrokh Farhanghi, et al. Fuzzy based stability enhancement system for a four-motor-wheel electric vehicle[C]. SAE Paper 2002-01-1588, 2002.
- 3 Shin-ichiro Sakai, Hideo Sado, Yoichi Hori. Motion control in an electric vehicle with four independently driven in-wheel motors[J]. IEEE Trans. Mechatronics, 1999, 4(1): 9~16.
- 4 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 长春:吉林科学出版社,1991:221~223.
- 5 王庆年,王军年,宋世欣,等. 差动助力转向系统离线仿真验证[J]. 汽车工程,2009,31(6):545~551.
Wang Qingnian, Wang Junnian, Song Shixin, et al. Validation of differential drive assisted steering system by off-line simulation[J]. Automotive Engineering, 2009,31(6): 545~551. (in Chinese)
- 6 Wang Junnian, Wang Qingnian, Jin Liqiang. Modeling and simulation studies on differential drive assisted steering for EV with four-wheel-independent-drive[C]//IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference 2008(VPPC 2008), Harbin, China, 2008.
- 7 Manu Parmar, John Y Hung. A sensorless optimal control system for an automotive electric power assist steering system[J]. IEEE Trans. Industrial Electronics, 2004, 51(2):290~297.

参考文献

- 1 Lee K, Park K. Modeling eddy currents with boundary conditions by using Coulomb's law and the method of images[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2002,38(2): 1333~1340.
- 2 Garth C. Wheel retarderL; US, 3771628[P]. 1973-11-13.
- 3 何仁,衣丰艳,刘成烨. 车用缓速器结构参数对制动力矩的影响分析[J]. 农业机械学报,2005,36(9):21~24.
He Ren, Yi Fengyan, Liu Chengye. Analysis of sensitivity of structure parameters to braking torque of eddy current retarder[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005,36(9):21~24. (in Chinese)
- 4 何仁,丁福生,张圆圆. 轮边缓速器制动力矩的计算方法[J]. 汽车技术,2008(10):10~12.
He Ren, Ding Fusheng, Zhang Yuanyuan. A calculation method for braking torque of wheel retarder[J]. Automobile Technology,2008(10):10~12. (in Chinese)
- 5 Sebastien E. Integration of eddy current and friction brakes in conventional and hybrid vehicles[C]. SAE Paper 2005-01-3455,2005.
- 6 Simeu E, Georges D. Modeling and control of an eddy current brake[J]. Control Engineering Practice, 1996,4(1):19~26.
- 7 蔡文. 可拓学概述[J]. 系统工程理论与实践,1998,18(1):76~84.
Cai Wen. Extensics summary[J]. Systems Engineering-Theory & Practice, 1998,18(1):76~84. (in Chinese)
- 8 李泉凤. 电磁场数值计算与电磁铁设计[M]. 北京:清华大学出版社,2002.
- 9 丁福生. 轿车轮边缓速器的设计方法研究[D]. 镇江:江苏大学,2008.
Ding Fusheng. Study on design method of wheel retarder of car[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2008. (in Chinese)

(上接第13页)

- 8 晋兵营,林逸,施国标. 基于 AMESim 的 EPS 系统的建模与仿真[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2007,28(5):389~392.
Jin Bingying, Lin Yi, Shi Guobiao. Modeling and simulation of electric power steering system based on AMESim[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2007, 28(5): 389~392. (in Chinese)
- 9 宗长富,麦莉,王德平,等. 基于驾驶模拟器的驾驶员所偏好的转向盘力矩特性研究[J]. 中国机械工程,2007,18(8):1001~1004.
Zong Changfu, Mai Li, Wang Deping, et al. Study on steering effort preference of drivers based on driving simulator[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(8): 1001~1004. (in Chinese)
- 10 申荣卫,林逸,台晓虹,等. 汽车电动助力转向系统转向盘转矩直接控制策略[J]. 吉林大学学报:工学版,2007,37(3):504~508.
Shen Rongwei, Lin Yi, Tai Xiaohong, et al. Steering torque direct control strategy for vehicle electric power steering system[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2007, 37(3): 504~508. (in Chinese)
- 11 M. Kamel Salaani, Gary J. Heydinger, Paul A. Grygier. Closed loop steering system model for the national advanced driving simulator[C]. SAE Paper 2004-01-1072, 2004.
- 12 Ji-Hoon Kim, Jae-Bok Song. Control logic for an electric power steering system using assist motor[J]. Mechatronics, 2002, 12:447~459.
- 13 Motoki Shino, Masao Nagai. Yaw-moment control of electric vehicle for improving handling and stability[J]. JSAE Review, 2001, 22:473~480.
- 14 廖抒华. 动力转向系统特性及其对汽车操纵稳定性影响的试验与仿真研究[D]. 长春:吉林大学,2000:65~80.
Liao Shuhua. Experimentation and simulation of the characteristics of power-steering system and their influences on the car's handling and stabilization[D]. Changchun: Jilin University, 2000:65~80. (in Chinese)
- 15 M Kamel Salaani, Gary J Heydinger, Paul A Grygier. Experimental steering feel performance measures[C]. SAE Paper 2004-01-1074, 2004.
- 16 Masahiko Kurishige, Shunichi Wada, Takayuki Kifuku, et al. A new EPS control strategy to improve steering wheel returnability[C]. SAE Paper 2000-01-0815, 2000.
- 17 赵林峰,陈无畏,刘罡. 电动助力转向系统全工况建模及试验验证[J]. 农业机械学报,2009,40(10):1~7.
Zhao Linfeng, Chen Wuwei, Liu Gang. Modeling and verifying of EPS at all operating conditions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(10):1~7. (in Chinese)