

分布式驱动电动汽车电液复合分配稳定性控制

熊璐^{1,2}, 高翔^{1,2}, 邹童³

(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;
3. 上海汽车集团股份有限公司技术中心, 上海 201804)

摘要: 针对分布式驱动电动汽车各车轮电机力矩和液压制动力矩可独立控制的特点, 以操纵稳定性为目标, 设计电机与液压制动复合分配的控制策略. 控制策略采用分层控制的结构, 上层运动控制器根据驾驶员输入和车辆状态的反馈求取广义力, 下层控制分配器在执行器约束及速度约束下, 考虑轮胎纵侧耦合特性对横摆转矩的影响, 采用二次规划法进行转矩分配, 实现车辆的稳定性控制效果. 最后利用 CARSIM 和 MATLAB 软件对电液复合算法进行了联合仿真, 并进行了实车试验来验证算法, 最终的仿真和试验结果表明复合分配控制策略的控制效果相对仅用电机控制时要好, 提高了车辆的稳定性控制效果.

关键词: 电动汽车; 电液复合分配; 稳定性控制; 实车试验
中图分类号: U426 **文献标志码:** A

Stability Control Based on Electric-Hydraulic Allocation for Distributed Drive Electric Vehicles

XIONG Lu^{1,2}, GAO Xiang^{1,2}, ZOU Tong³

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Clean Energy Automotive Engineering Center, Tongji University, Shanghai 201804, China; 3. SAIC Motor Corporation Limited Technical Centre, Shanghai 201804, China)

Abstract: Based on the characteristic of distributed drive electric vehicles that the torque of motors and hydraulic brake system can be controlled, an algorithm combining motors and hydraulic system was proposed with the aim of stability control. The algorithm used a hierarchical control structure. The upper layer calculates the generalized force based on the driver input and vehicle state. Under the constraint of actuators and speed and the influence of tire coupling characteristic, the lower layer takes quadratic programming method to optimize torque allocation. Finally the algorithm was simulated on CARSIM and MATLAB platform and verified

by vehicle tests. The results of simulations and tests show that the algorithm can improve the stability. And the control result of the algorithm of motors and hydraulic brake system is better than that of motors.

Key words: electric vehicle; electric-hydraulic allocation; stability control; real vehicle test

随着环境和能源问题的加剧, 分布式驱动电动汽车以其节能环保的优势逐渐成为国内外研究热点. 其 4 个车轮的制动力矩可以独立控制, 因此可以产生一个横摆力矩从而提高操纵稳定性, 在车辆稳定性控制的研究中具有良好前景.

在电动汽车中, 液压制动系统能产生较大力矩, 但响应较慢; 而电机力矩响应快, 但输出能力有限^[1]. 电液复合分配控制能利用两者优点提升车辆稳定性控制效果. 电液复合稳定性控制策略一般采用分层控制, 从而将滑移率控制与执行器的分配解耦, 简化控制器的设计^[2-3]. 文献[1]设计了分层的电液复合控制策略, 首先设计鲁棒自适应滑移率控制器求解总制动力矩, 再通过基于优化的控制分配策略进行分配, 并考虑电机与液压系统的位置约束、速率约束以及电池的充放电速率约束. 文献[4]基于驾驶员意图识别与路面辨识确定前后轴滑移率的分配结果, 然后设计了滑模变结构控制器来控制车轮的滑移率.

针对分布式驱动电动汽车, 最近的研究主要是围绕广义力的分配问题, 并由简单的规则分配发展为基于优化的控制分配. 对于规则分配, 文献[5]采用两侧力矩大小相同、方向相反的原则, 通过动态比例调节前后轴的力矩分配. 文献[6]通过变量代换, 将优化目标转化为轮胎转矩的二次函数, 通过对二

收稿日期: 2015-07-22

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(51475333)

第一作者: 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

通讯作者: 高翔(1992—), 男, 硕士生, 主要研究方向为汽车系统动力学与控制. E-mail: gaoliang_723@163.com

次函数求极值来获得最优解. 该方法只有在最优解存在的情况下才有控制精度, 当最优解不存在时, 其分配误差较大. 文献[7]根据不同轮胎纵向力对转向梯度的影响因子影响不同, 选择优先介入轮胎, 当一个轮胎达到附着极限仍然不满足横摆力矩需求时, 依次增加介入轮胎的个数. 该方法对于边界约束的时变性不具有自适应性能, 容易使分配误差变大. 可以看出, 规则分配策略虽然计算方便, 但对环境变量不具有自适应性, 不能保证分配精度. 对于基于优化的控制分配, 文献[8]以输出力的加权平方和最小为优化目标, 用广义逆设计转矩分配控制, 并通过试验验证了算法的有效性. 文献[9]以轮胎利用率作为分配优化目标, 通过消元代换的方法对目标函数求极值从而获得最优解. 文献[10]进一步提出了以带权重系数的轮胎附着利用率之和最小的优化目标, 但并没有考虑轮胎附着约束, 所以无法保证每个车轮都在附着圆内. 文献[11]首先对各纵向力、各侧向力、各垂向力分别设计比例系数进行约束, 然后通过构建汉密尔顿函数, 根据 Karush-Kuhn-Tucker 条件求解最优解. 文献[12]以能效最优为优化目标, 分别采用全局最优方法及自适应方法设计了控制分配模块. 可以看出, 基于优化的控制分配策略一般包含优化目标、约束条件、效率矩阵、优化算法等几个方面的内容, 能够有效提高车辆在极限工况下的稳定性. 但目前控制分配的研究缺乏对轮胎横纵向力耦合的量化和执行器动态特性的考虑. 文献[13]考虑了不同执行器的位置约束和速率约束, 以各个轮胎的轮胎利用率之和为优化目标, 进行最优控制分配, 但是没有经过实车试验验证.

本文针对分布式驱动电动汽车设计了分层控制的控制策略, 在考虑轮胎横纵向力耦合和执行器、路面约束的情况下设计了分层控制的电机与液压制动复合分配控制算法, 然后, 通过仿真和试验对控制策略进行验证.

1 基于电机与液压制动复合分配控制策略

采取分层控制策略, 如图 1 所示, 图中 δ 为前轮转角, F_x 为车辆质心处纵向力, M_z 为车辆质心处横摆力矩, T_i 为各个车轮控制力矩, γ 为横摆角速度, β 为质心侧偏角, V 为车辆质心处速度. 整个控制结构分为上层的运动控制器和下层的转矩分配控制器. 运动控制器可根据参考模型由驾驶员操作和路面状

态得到理想的车辆状态, 包括纵向速度、侧向加速度、质心侧偏角和横摆角速度等, 并计算出所需的广义力(包括车辆质心处纵向力和车辆质心处横摆力矩). 转矩分配控制器根据各个执行器的约束条件, 合理地将广义力转化为针对各个执行器的控制力矩, 如轮毂电机或者轮边电机力矩、液压系统的制动力矩.

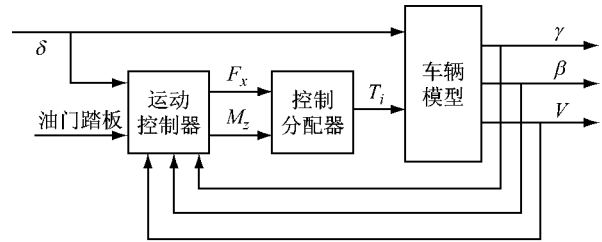


图 1 控制算法结构

Fig.1 Control algorithm structure diagram

1.1 运动跟踪层控制算法

上层运动跟踪控制器的主要目的是计算理想的车辆状态, 包括横摆角速度和质心侧偏角, 从而获得所需要的广义力. 本文采用二自由度车辆模型作为参考模型, 如图 2 所示, 从而计算所需的广义力. 图 2 中, V_f 为前轮速度, δ 为前轮转角, β 为质心侧偏角, γ 为横摆角速度, C 为车辆质心, V_r 为后轮速度, l_f 为质心至前轴距离, l_r 为质心至后轴距离.

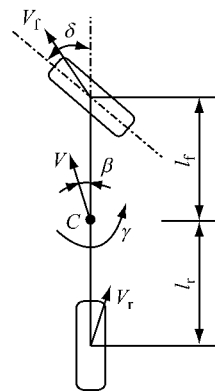


图 2 二自由度车辆模型^[14]

Fig.2 degree of freedom vehicle model^[14]

将其动力学微分方程转化为状态空间方程为

$$\dot{x} = Ax + T\delta + Bu \quad (1)$$

其中, $x = [\beta \ \gamma]^T$, $u = \Delta M$, $B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{J_z} \end{bmatrix}^T$

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{2(C_f + C_r)}{mV} & -1 - \frac{2(C_f l_f - C_r l_r)}{mV^2} \\ -\frac{2(C_f l_f - C_r l_r)}{J_z} & -\frac{2(C_f l_f^2 + C_r l_r^2)}{J_z V} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} 2C_f & 2C_f l_f \\ mV & J_z \end{bmatrix}^T$$

式中: \mathbf{u} 为控制输入; $\Delta \mathbf{M}$ 为附加横摆力矩; \mathbf{B} 为效率矩阵; J_z 为绕 z 轴转动惯量; C_f, C_r 分别为前、后轮的侧偏刚度; m 为质量。

基于以上二自由度车辆模型, 采用基于滑模变结构控制理论的非线性滑模变结构控制器。以横摆角速度为状态量的非线性车辆系统方程如下:

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{J_z} (F_{yf}(\alpha_f, F_{fz}, \mu) l_f - F_{yr}(\alpha_r, F_{rz}, \mu) l_r) + \frac{1}{J_z} u \quad (2)$$

式中: $F_{yf}(\alpha_f, F_{fz}, \mu)$ 为前轴侧向力非线性方程, α_f 为前轴侧偏角, F_{fz} 为前轴垂向力, μ 为路面附着系数; $F_{yr}(\alpha_r, F_{rz}, \mu)$ 为后轴侧向力非线性方程, α_r 为后轴侧偏角, F_{rz} 为后轴垂向力。

设计如下滑模面:

$$S(X, t) = e + \lambda \int_0^t e dt \quad (3)$$

式中: X 为状态变量; t 为时间; e 为横摆角速度跟踪误差, $e = \gamma - \gamma_{ref}$, γ_{ref} 为参考横摆角速度; λ 为期望特征值。设计滑模变结构控制律为

$$u = -\varphi(X, t) \operatorname{sgn}(S), \varphi(X, t) > 0 \quad (4)$$

$$\operatorname{sgn}(S) = \begin{cases} 1, & S > 0 \\ 0, & S = 0 \\ -1, & S < 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中: $\varphi(X, t)$ 为状态变量和时间的一个函数。

对于单输入系统, 滑模变结构控制的到达条件如下:

$$S \cdot \dot{S} < 0$$

$$S \cdot \dot{S} = (e + \lambda \int_0^t e dt) \cdot (\dot{e} + \lambda e) =$$

$$F \cdot (e + \lambda \int_0^t e dt) + \frac{1}{J_z} \cdot (e + \lambda \int_0^t e dt) \cdot u \quad (6)$$

其中

$$F = \frac{1}{J_z} (F_{yf}(\alpha_f, F_{fz}, \mu) \cdot l_f - F_{yr}(\alpha_r, F_{rz}, \mu) \cdot l_r) - \dot{\gamma}_{ref} + \lambda e \quad (7)$$

由式(6)计算可得

$$S \cdot \dot{S} \leq |F| \cdot \left| e + \lambda \int_0^t e dt \right| + \frac{1}{J_z} \cdot (e + \lambda \int_0^t e dt) \cdot u \quad (8)$$

将式(4)代入式(8)可得

$$S \cdot \dot{S} \leq |F| \cdot |S| + \frac{1}{J_z} \cdot S \cdot u = |S| (|F| - \frac{\varphi(X, t)}{J_z}) \quad (9)$$

故可得

$$\varphi(X, t) > J_z \cdot |F| \quad (10)$$

令

$$\varphi(X, t) = J_z \cdot |F| + a_0 \quad (11)$$

式中: a_0 为正常数。

由于控制律里含有符号函数, 容易引起震颤, 为了降低其影响, 在这里选取一个合适的连续函数来代替符号函数, 即令

$$\operatorname{sgn}(S) = \frac{S}{|S| + k_1} \quad (12)$$

式中: $k_1 = a_1 + a_2 |e|$, a_1, a_2 为正常数。

1.2 转矩分配层控制算法

1.2.1 纵向力优化分配算法的动态效率矩阵

在前轮转角 δ_f 较小时, 车辆的总纵向力以及横摆力矩可以表示为

$$\begin{cases} F_x = F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr} \\ M_z = \frac{b}{2} (-F_{xfl} + F_{xfr} - F_{xrl} + F_{xrr}) + \\ F_{yfr} \cdot l_f + F_{yfl} \cdot l_f - F_{yrl} \cdot l_r - F_{yrr} \cdot l_r \end{cases} \quad (13)$$

式中: F_x 为总纵向力大小; M_z 为总横摆力矩大小; b 为轮距; $F_{xfl}, F_{xfr}, F_{xrl}, F_{xrr}, F_{yfr}, F_{yfl}, F_{yrl}, F_{yrr}$ 分别为 4 个车轮的纵向力和侧向力大小。

不考虑侧向力的影响并将其写成矩阵形式得

$$\mathbf{v} = \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} \quad (14)$$

式中: \mathbf{v} 为广义力, $\mathbf{v} = [F_x, M_z]^T$; $\mathbf{u} = [F_{xfl}, F_{xfr}, F_{xrl}, F_{xrr}]^T$; $\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ \frac{-b}{2} & \frac{b}{2} & \frac{-b}{2} & \frac{b}{2} \end{bmatrix}$ 。

但是当车辆处于极限工况时, 轮胎纵向力和侧向力间的耦合关系十分明显。此时纵向力的变化势必会引起轮胎侧向力的变化, 从而产生较大的附加横摆力矩。因此, 完整的表达由纵向力产生的附加横摆转矩必须要考虑轮胎的纵、侧向力的耦合关系。

首先, 对总的纵向力需求和横摆转矩需求进行离散化处理可以得到

$$\begin{cases} F_x(T + \Delta T) = F_x(T) + \Delta F_x \\ M_{zx}(T + \Delta T) = M_{zx}(T) + \Delta M_{zx} \end{cases} \quad (15)$$

其中

$$\Delta M_{zx} = B_{zx} \Delta F_x + B_{zy} \Delta F_y \quad (16)$$

$$\Delta F_x = \Delta F_{xfl} + \Delta F_{xfr} + \Delta F_{xrl} + \Delta F_{xrr} \quad (17)$$

令

$$\begin{cases} \mathbf{B}_{zx} = \begin{bmatrix} -\frac{b}{2} & \frac{b}{2} & -\frac{b}{2} & \frac{b}{2} \end{bmatrix} \\ \mathbf{B}_{zy} = \begin{bmatrix} l_f & l_f & -l_r & -l_r \end{bmatrix} \end{cases} \quad (18)$$

在一定轮胎侧偏角下,将轮胎侧向力与纵向力间的关系用下式描述:

$$F_y = f_{yx}^\alpha(F_x) \quad (19)$$

其中

$$\mathbf{F}_y = [F_{yfl} \ F_{yfr} \ F_{yrl} \ F_{yrr}]^T$$

由于纵、侧向力的非线性关系会大大增加算法的计算量,不利于实时运行.将上面的非线性关系进行局部线性化处理,得到如式(20):

$$\Delta F_y = \nabla f_{yx}^\alpha(\Delta F_x) \quad (20)$$

∇f_{yx}^α 可通过求解之前的椭圆拟合方程得到,为椭圆的斜率,求得

$$F_{yi} = \frac{-c_i(F_{xi} - F_{xi,c}) + \sqrt{\Delta_i}}{2b_i} + F_{yi,c} \quad (21)$$

$$\Delta_i = (c_i^2 - 4a_i b_i) \cdot (F_{xi} - F_{xi,c})^2 + 4b_i \quad (22)$$

综上可得

$$\begin{aligned} \nabla f_{yxi}^\alpha = & \left[-2a_i \cdot (F_{xi} - F_{xi,c}) - c_i \cdot \right. \\ & \left. \frac{-c_i(F_{xi} - F_{xi,c}) + \text{sign}(F_{yi}) \cdot \sqrt{\Delta_i}}{2b_i} \right] / \\ & [c_i \cdot (F_{xi} - F_{xi,c}) + (-c_i(F_{xi} - F_{xi,c}) + \\ & \text{sign}(F_{yi}) \cdot \sqrt{\Delta_i})] \end{aligned} \quad (23)$$

代入上式可以得到横摆转矩的表达式为

$$\Delta \mathbf{M}_{zx} = (\mathbf{B}_{zx} + \mathbf{B}_{zy} \nabla f_{yx}^\alpha) \Delta \mathbf{F}_x \quad (24)$$

现定义离散化算法的广义力为

$$\mathbf{v} = [\Delta \mathbf{F}_x \ \Delta \mathbf{M}_{zx}]^T \quad (25)$$

各执行器的控制输入为

$$\mathbf{u} = [\Delta F_{xfl} \ \Delta F_{xfr} \ \Delta F_{xrl} \ \Delta F_{xrr}]^T \quad (26)$$

于是得到

$$\mathbf{v} = \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} \quad (27)$$

其中

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_x \\ \mathbf{B}_{zx} + \mathbf{B}_{zy} \nabla f_{yx}^\alpha \end{bmatrix} \quad (28)$$

上述效率矩阵是含时变参数的动态效率矩阵,在实际控制分配过程中需要不断更新.需要更新的参数为表征轮胎纵、侧耦合特性的 $a, b, c, F_{xi,c}, F_{yi,c}$.

1.2.2 纵向力优化分配算法的优化目标和约束

引入轮胎利用率,即单个车轮上路面附着力与所能获得的最大附着力的比值,如下式所示:

$$\eta_i = \frac{\sqrt{F_{xi}^2 + F_{yi}^2}}{\mu_i \cdot F_{zi}} \quad (i \text{ 分别为 fl, fr, rl, rr}) \quad (29)$$

式中: μ_i 为车轮所处的路面附着系数.

轮胎利用率表征了车辆的稳定裕度,轮胎利用率越低,车辆的稳定性裕度越大.因此以4个轮胎利用率平方和最小为优化目标,保证车辆的稳定性控制裕度最大.如下式所示:

$$\min J = \sum_{i=1}^4 \frac{F_{xi}^2 + F_{yi}^2}{(\mu_i F_{zi})^2} \quad (i \text{ 为 fl, fr, rl, rr}) \quad (30)$$

在给出控制分配算法的优化目标后,还需要考虑各车轮轮胎纵向力的约束,主要包括执行器的约束、路面附着条件的约束以及垂向载荷的约束.

路面附着条件的约束以及垂向载荷的约束可以表示为: $-\mu F_{zi} \leq F_{xi} \leq \mu F_{zi}$ (i 为 fl, fr, rl, rr),其中路面附着系数可以通过参数辨识获得,而垂向载荷也可以通过纵向加速度以及侧向加速度计算得出,如下式所示:

$$\begin{cases} F_{zfl} = m \left(\frac{g \cdot l_r - a_x \cdot h_g}{2l} - \frac{a_y \cdot h_g}{2b} \right) \\ F_{zfr} = m \left(\frac{g \cdot l_r - a_x \cdot h_g}{2l} + \frac{a_y \cdot h_g}{2b} \right) \\ F_{zrl} = m \left(\frac{g \cdot l_l + a_x \cdot h_g}{2l} - \frac{a_y \cdot h_g}{2b} \right) \\ F_{zrr} = m \left(\frac{g \cdot l_l + a_x \cdot h_g}{2l} + \frac{a_y \cdot h_g}{2b} \right) \end{cases} \quad (31)$$

式中: $F_{zfl}, F_{zfr}, F_{zrl}, F_{zrr}$ 分别为4个车轮的垂向载荷; a_x 为纵向加速度; a_y 为侧向加速度; l 为轴距; h_g 为质心高度.

执行器约束包括液压系统的约束和电机约束.其中,电机的约束主要包括电机力矩大小的约束及电驱子系统响应时间的约束两部分,设整车控制器的控制器局域网络通讯(CAN)周期为 Δt ,将电机的速度约束转化为位置约束得到

$$\begin{cases} F_{mi} \cdot r \geq \max \{ -\Delta t \cdot \dot{T}_{\max} - T_{i\max}(V) \} \\ F_{mi} \cdot r \leq \min \{ T_{i\max}(V) \Delta t \cdot \dot{T}_{\max} \} \end{cases} \quad (i \text{ 为 fl, fr, rl, rr}) \quad (32)$$

液压系统的液压响应速度约束及位置约束为

$$\begin{cases} P_i \geq \max \{ -\Delta t \cdot \dot{P}_{\max} - P_{i\max} \} \\ P_i \leq \min \{ \Delta t \cdot \dot{P}_{\max} + P_{i\max} \} \end{cases} \quad (i \text{ 为 fl, fr, rl, rr}) \quad (33)$$

其中, $\dot{P}_{\max}, P_{i\max}$ 为最大增压速率及最大液压力,可由试验测得.

1.2.3 转矩分配层控制算法求解方法

在确定了局部线性化优化算法的优化目标和约束条件后,将其整理成的二次规划标准型得

$$\min_{\mathbf{u}} J = \mathbf{u}^T \mathbf{W} \mathbf{u} + \mathbf{c}^T \mathbf{u} \quad (34)$$

$$\text{s. t. } \begin{cases} \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} = \mathbf{v} \\ \mathbf{u}_{\min} \leq \mathbf{u} \leq \mathbf{u}_{\max} \end{cases}$$

选取二次部分为优化目标并将等式约束作为优化目标的一部分,则形成了SLS(序列最小二乘)问

题,再通过引入权重系数则可转化为WLS(加权最小二乘法)问题.针对WLS问题的求解,本文选取有效集方法(Active Set Method).它是一种求解有约束优化问题的方法,其具体求解方法参考文献[15].

在得到车轮纵向力之后,需要根据液压系统和电机的特点将其进行分配.由于电机响应迅速便于控制,本文采用优先电机的控制策略,在电机饱和之后再纵向力分配到液压系统.

2 控制分配算法仿真和试验验证

2.1 电液复合分配控制算法仿真验证

通过MATLAB软件与CARSIM软件联合仿真来验证控制分配算法的控制效果.选取ISO3888-1:1999(E)标准双移线工况进行仿真,该工况模拟了汽车超车后并随之很快返回正确车道上的情景.

图3为试验仿真结果,其中EH为电液复合分配控制算法,E为纯电机控制算法,由于实际作用在车辆上的纵向力和横摆转矩无法精确获取,这里采用实际横摆角速度与参考横摆角速度的跟踪误差来评价控制分配算法的控制精度.

由图3a可见,在2种控制下车辆的通过车速均为 $30\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,并在之后的行驶中在一定程度上保持车速,而在纯电机控制下的车速在6s之后相对于电液复合分配控制下的车速有较小的下降.由图3b可见,在电液复合分配控制下车辆能更好地完成工况的预订轨迹.从图3c和3d中可以看出纯电机控制时车辆的横摆角速度和质心侧偏角在第5~8s时仍有所偏大,表明其稳定性裕度较小.由图3e和图3f可见,在第2~3s和第4~6s内电机出现了饱和状态,第2~3s和第5~6s时左前轮和左后轮电机产生最大驱动力,而右前轮和右后轮产生最大制动力,而第4~5s时则相反.同时由图3g和图3h可见在对应时间段内,4个轮也在电机制动力矩饱和后产生相应的需求液压力和实际液压力来产生制动力矩.结合图3c和图3d可见,这段时间是横摆角速度和质心侧偏角较大的阶段,说明控制算法能在电机力矩饱和后利用液压制动力来进一步提高车辆稳定性.

2.2 电液复合算法试验验证

试验平台为高性能分布式驱动电动汽车试验平台,其基于E50纯电动汽车改装而成,如图4所示.其前后轴电机特性如图5所示.

本文基于该试验平台车进行了操稳性试验项目:双移线试验,采用普通驾驶员操纵车辆,驾驶员在同一状态下分别进行有控制与无控制的试验.

双移线试验工况参照ISO3888-1:1999(E)标准,并考虑平台车和试验场地等条件的限制,具体的布桩如图6所示.

验证的算法分别包括纯电机控制分配算法以及电液复合分配控制分配算法.试验过程中出现一次撞桩即为试验失败.每种情况下都进行10次有效的试验并记录试验结果.由于试验场地的限制,车辆在进入双移线工况后还会加速一段距离才能达到最高车速,因此工况判定的最大车速为在第1次变向前的最大车速.

在双移线工况下对无控制、纯电机控制和电液复合分配控制各进行10次试验,得到各自的最高车速和横摆角速度峰值的平均值如图7所示.

由图7可知电液复合稳定性控制的效果相比纯电机控制的效果有一定提升,在有液压介入的情况下,其通过车速提升了5%左右,横摆角速度响应也会响应增加4%左右.

接着对2种控制算法在某一车速下的控制效果进行对比分析,如图8、图9所示为2种控制下的车速与横摆角速度跟踪曲线.由图中可以看出,电液复合控制下车辆能够更好地保持车速,同时其横摆角速度跟踪效果相比于纯电机时的效果有一定的提升,其平均横摆角速度跟踪误差有一定的减小.

图10为电液复合分配控制时的分配结果,其中图10d的实际液压力由于试验在6.5s之后进行停车制动,液压力明显提升,不属于稳定性控制范围.由图10可以看出,侧向加速度达到 $0.6g$ 左右,可以判断车辆处于极限工况下属于稳定性控制算法介入的区域.由于前轴车轮能力足够,未达到饱和,液压制动力不介入.而在第2.5~3.5s后轴电机转矩达到峰值,右后轮产生最大驱动力,左后轮产生最大制动力,因此左后轮液压系统产生液压力来提供制动力矩.在第4~5s时,右后轮制动力达到峰值,左后轮驱动轮达到峰值,此时右后轮液压系统产生液压力来提供制动力矩.说明电液复合分配控制算法能够有效介入,车辆稳定性得到提高.

综合以上试验结果,电液复合控制分配算法能够有效提高了车辆的通过车速,保证了车辆的稳定,并能够增强车辆的横摆角速度响应,减小了横摆角速度的跟踪误差,在一定程度上提高了控制分配算法的精度.

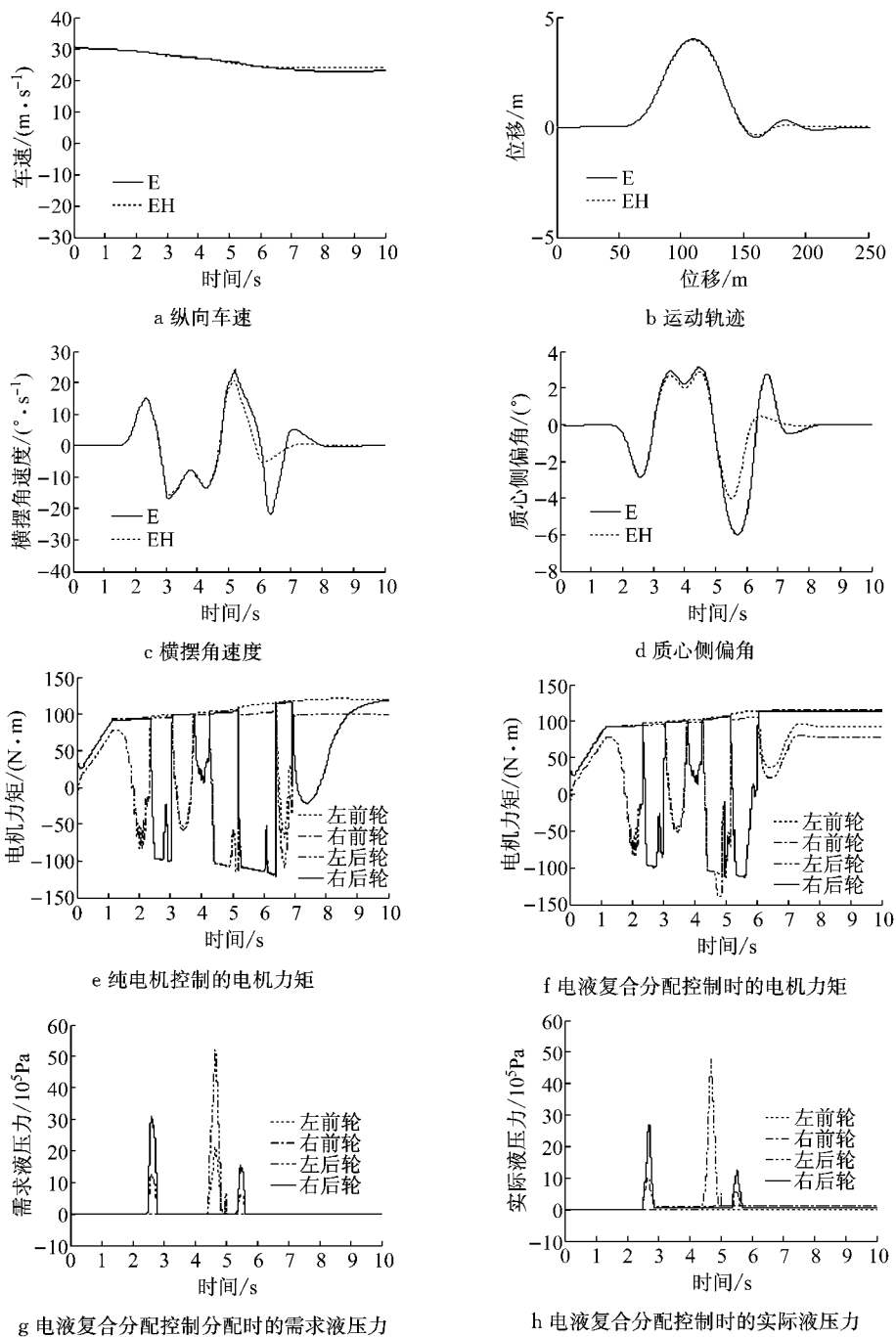


图 3 试验仿真结果

Fig.3 Simulation results of tests



图 4 分布式驱动电动汽车试验平台

Fig.4 The distributed drive electric vehicle test platform

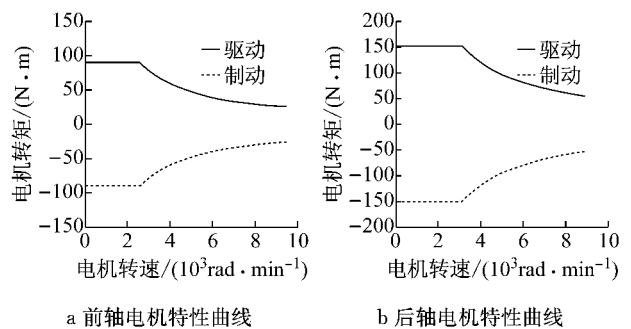


图 5 前后轴电机特性

Fig.5 The front and rear axle motor characteristic

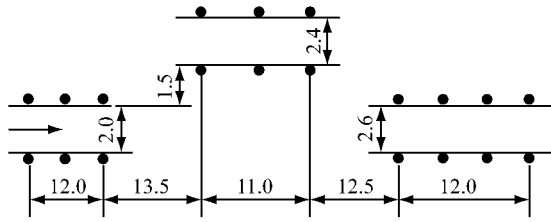


图 6 双移线布桩图(单位:m)
Fig.6 Double line cone layout(unit:m)

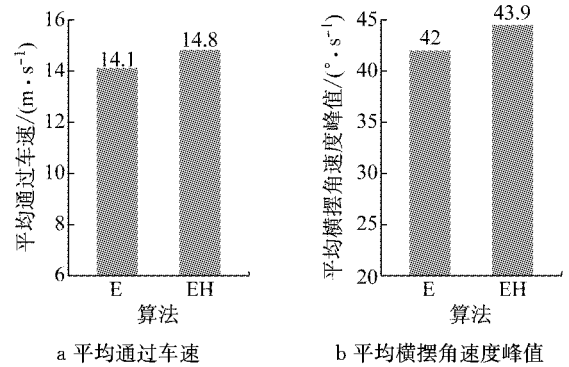


图 7 平均通过车速与平均横摆角速度峰值
Fig.7 Average pass speed and average maximum of the yaw rate

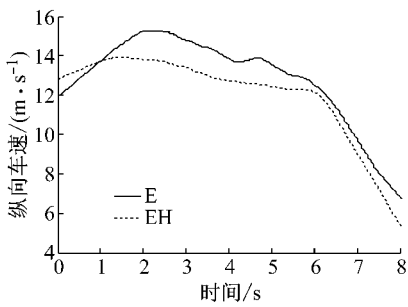
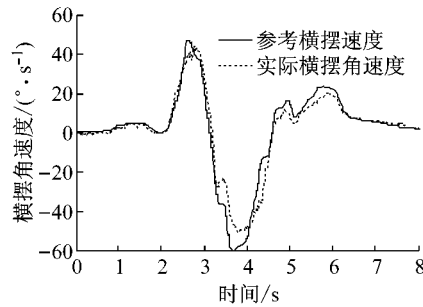
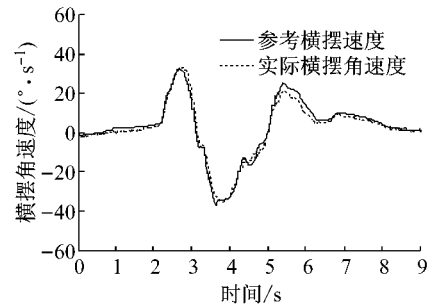


图 8 车速
Fig.8 The speed

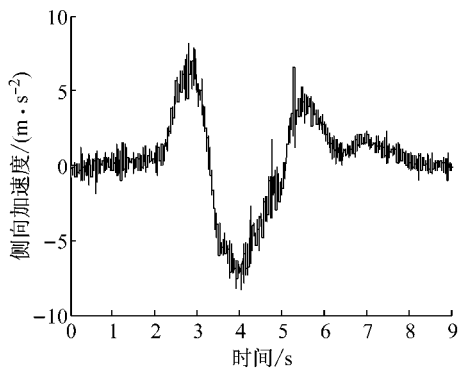


a 纯电机控制

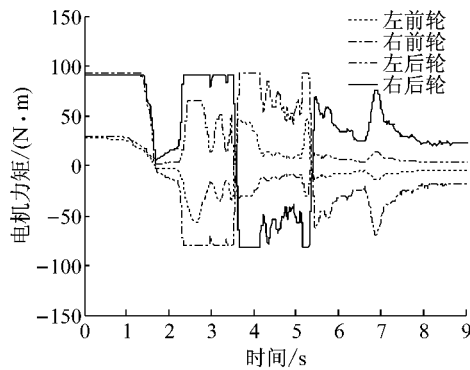


b 电液复合分配控制

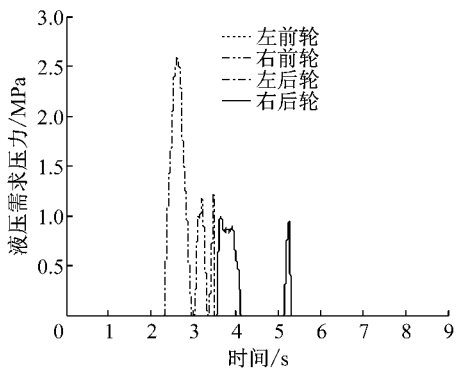
图 9 横摆角速度跟踪
Fig.9 The yaw rate



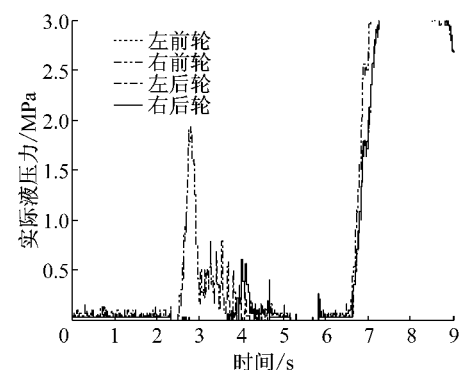
a 侧向加速度



b 电机力矩



c 需求液压力



d 实际液压力

图 10 电液复合分配分配结果
Fig.10 Testing results under electric-hydraulic allocation

3 结 语

基于电机与液压制动复合分配,针对分布式驱动电动汽车的稳定性控制,采用分层结构,分别设计了上层运动跟踪控制器以及下层转矩控制分配器.算法采用动态效率矩阵并考虑轮极限工况下胎纵侧耦合特性对稳定性控制的影响,通过利用液压执行器介入的方法弥补了电机转矩输出不足的缺点.最后对算法进行了仿真和实车试验验证.最终的仿真和试验结果表明算法能够有效提高车辆的稳定性裕度、通过车速以及横摆角速度跟踪误差,相比纯电机控制来说,车辆的稳定性控制效果提高了.

参考文献:

- [1] de Castro R, Araújo R E, Tanelli M, *et al.* Torque blending and wheel slip control in EVs with in-wheel motors[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2012, 50(sup1): 71.
- [2] Zhang J L, Yin C L, Zhang J W. Improvement of drivability and fuel economy with a hybrid antiskid braking system in hybrid electric vehicles [J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2010, 11(2): 205.
- [3] Zhang J, Yin C, Zhang J. Design and analysis of electro-mechanical hybrid anti-lock braking system for hybrid electric vehicle utilizing motor regenerative braking [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 22(1): 42.
- [4] 周磊,罗禹贡,李国强,等. 电动汽车回馈制动与防抱死制动集成控制[J]. *清华大学学报:自然科学版*, 2009, 49(5): 26. ZHOU Lei, LUO Yugong, LI Keqiang, *et al.* Braking control of electric vehicles while coordinating regenerative and anti-lock brakes[J]. *Journal of Tsinghua University: Science and Technology*, 2009, 49(5): 26.
- [5] 徐凌凡. 基于轮胎非线性特性的四轮驱动电动汽车操纵稳定性控制方法研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2012. XU Lingfan. Research on four wheel drive electric vehicle handling and stability control method based on tire nonlinear characteristic [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2012.
- [6] 邹广才,罗禹贡,李国强. 基于全轮纵向力优化分配的4WD车辆直接横摆力矩控制[J]. *农业机械学报*, 2009, 40(5): 1. ZOU Guangcai, LUO Yugong, LI Keqiang. 4WD vehicle DYC based on tire longitudinal forces optimization distribution[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(5): 1.
- [7] 陈禹行. 布式驱动电动汽车直接横摆力矩控制研究[D]. 长春: 吉林大学, 2013. CHEN Yuxing. Study of direct yaw moment control for in-wheel motor electric vehicles [D]. Changchun: Jilin University, 2013.
- [8] Peng H, Hori Y. Experimental evaluation of dynamic force distribution method for EV motion control [C]//Power Conversion Conference-Nagoya, 2007. [S. l.]: IEEE, 2007: 682-687.
- [9] Mokhiamar O, Abe N. Effects of an optimum cooperative chassis control from the viewpoint of tire workload [J]. *Transaction of Society of Automotive Engineers of Japan*, 2004, 35(3): 215.
- [10] Abe M, Mokhiamar O. An integration of vehicle motion controls for full drive-by-wire vehicle[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K-journal of Multi-body Dynamics*, 2007, 221(1): 117.
- [11] 杨建森. 面向主动安全的汽车底盘集成控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2012. YANG Jiansen. Research on chassis integrated control strategy of active safety[D]. Changchun: Jilin University, 2012.
- [12] Chen Y, Wang J. Design and experimental evaluations on energy efficient control allocation methods for overactuated electric vehicles; Longitudinal motion case [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2014, 19(2): 538.
- [13] 杨鹏飞,熊璐,余卓平. 四轮轮毂电机驱动电动汽车电机/液压系统联合控制策略[J]. *汽车工程*, 2013, 35(10): 921. YANG Pengfei, XIONG Lu, YU Zhuoping. Motor/hydraulic systems combined control strategy for four in-wheel motor driven electric vehicle[J]. *Automotive Engineering*, 2013, 35(10): 921.
- [14] 喻凡,林逸. 汽车系统动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008. YU Fan, LIN Yi. *Vehicle system dynamics*[M]. Beijing: China Machine Press, 2008.
- [15] Schofield B. On active set algorithms for solving bound-constrained least squares control allocation problems [C]//American Control Conference. Washington: IEEE, 2008: 2597-2602.