

四驱混合动力轿车转弯工况路径跟踪控制

赵治国^{1,2}, 周良杰^{1,2}, 王凯^{1,2}

(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: 针对四驱混合动力轿车, 提出一种转弯工况下集成横向与纵向运动控制功能的路径跟踪控制策略。在建立车辆动力学与动力系统模型的基础上, 设计了基于轨迹跟踪误差的驾驶员预瞄转向模型; 采用模糊控制器确定了期望车速, 对转矩分配问题进行优化研究; 设计了车速与轨迹跟踪模型预测控制器; 搭建了 CarSim 与 MATLAB/Simulink 联合仿真模型与自动驾驶模拟驾驶器, 对控制策略进行了离线仿真和硬件在环仿真试验。研究结果表明, 车辆转弯过程中路径及车速跟踪效果良好, 满足转弯工况路径跟踪需求。

关键词: 混合动力轿车; 路径跟踪; 预测控制; 驾驶员模型

中图分类号: U463.4

文献标志码: A

Path Tracking Control of Four-Wheel Drive Hybrid Electric Car in Steering

ZHAO Zhiguo^{1,2}, ZHOU Liangjie^{1,2}, WANG Kai^{1,2}

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

Abstract: A path tracking control strategy integrating lateral and longitudinal control under steering conditions is proposed for a four-wheel hybrid vehicle. Based on vehicle dynamics and motion model, a driver preview steering model based on trajectory tracking error is designed. The desired speed is determined by using fuzzy controller, and the distribution of torque is optimized. The model predictive controller of vehicle speed and trajectory tracking is designed, and a driving simulator integrating CarSim and MATLAB/Simulink co-simulation platform is built to simulate the control strategy. The results show that the tracking effect of vehicle path and speed during steering is good, which meets the requirement of path tracking in steering condition.

Key words: hybrid vehicle; path tracking; predictive control; driver model

随着汽车保有量的持续攀升, 道路拥堵、交通事故频发等问题日益突出。融合了人工智能、车联网与环境感知传感器等技术的自动驾驶作为一种有效的应对措施, 其研究已得到广泛关注。实现自动驾驶是智能汽车控制的终极目标, 自动驾驶主要根据当前道路与交通状况, 感知并认知出周边环境及障碍物后, 决策出车辆合理的运行路径, 跟踪该路径并实现车辆的自动加速、制动、转弯、停车等操作。可见, 路径跟踪作为自动驾驶执行层的重要组成部分, 其研究对于实现车辆的自动驾驶具有重要意义^[1]。

在传统汽车路径跟踪控制研究领域, 李果等设计了一种能够实现对车辆纵向规律进行自适应学习的纵向运动控制系统, 该系统考虑了车辆纵向动力学系统的非线性和不确定性问题^[2]。侯德藻等采用模糊控制和遗传算法相结合的算法设计了纵向运动控制系统, 并构造了一种油门和制动切换逻辑^[3]。孙振平等设计了基于单点预瞄的比例-积分-微分 (proportional integrate differential, PID) 横向控制器, 针对外界扰动对横向控制器的影响添加了补偿扰动观测器, 实现了车辆的良好路径跟踪^[4]。FALCONE 等基于主动前轮转向系统, 采用模型预测控制算法 (model prediction control, MPC) 设计了横向路径跟踪控制器, 在实现车辆路径跟踪精确跟踪的同时, 保证了车辆的稳定性^[5-6]。

目前车辆路径跟踪控制大多针对常规内燃汽车, 对于混合动力汽车, 在转弯路径跟踪的同时也存在不同动力源间的转矩分配问题需要解决。论文针对四驱混合动力轿车, 提出一种集成横向与纵向运动控制功能的路径跟踪控制策略, 并进行离线仿真与台架试验验证, 保证了车辆路径跟踪精度与行驶安全性。

收稿日期: 2017-10-17

基金项目: 国家自然科学基金联合基金(U1564208)

第一作者: 赵治国(1971—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为电动汽车动力系统集成控制与优化、新型传动装置控制、车辆动力学控制。E-mail: zhiguo.zhao@tongji.edu.cn



扫码
查看
作者
扩展
介绍

1 四驱混合动力系统及动力学模型

1.1 四驱混合动力系统结构

文中研究对象为四驱混合动力轿车,其动力系统配置如图 1 所示,在传统内燃发动机基础上,左右后轮各安装轮毂电机及控制器.前轮驱动动力源包括发动机与启动发电一体电机(integrated starter generator, ISG),发动机的输出轴和 ISG 电机的转子连接,采用并联方式为前轮提供驱动力;后轴配备的 2 个轮毂电机直接驱动后轮.其动力传动系统主要包括:离合器、6 速变速箱、主减速器、差速器及传动轴. ISG 电机和轮毂电机的供电由高压动力电池提供,高压动力电池可通过电机实现充放电.各动力源和执行器都有各自的控制器,与整车控制器通过控制器局域网络(controller area network, CAN)进行通讯.

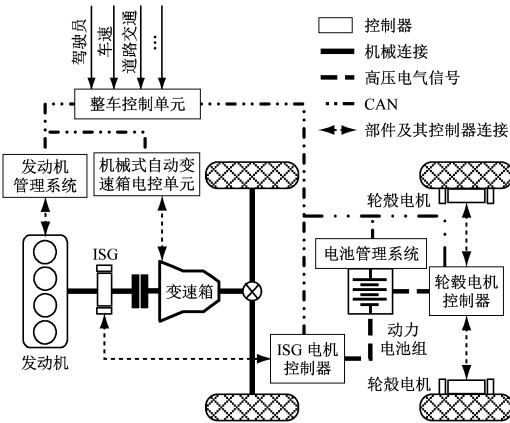


图 1 四驱混合动力轿车动力系统结构

Fig.1 Power system structure of hybrid vehicle

1.2 七自由度车辆动力学模型

将车身视为刚体,车辆受力分析如图 2 所示.根据刚体运动学和动力学原理建立七自由度车辆动力学模型,包括了车身纵向、横向及横摆 3 个自由度和

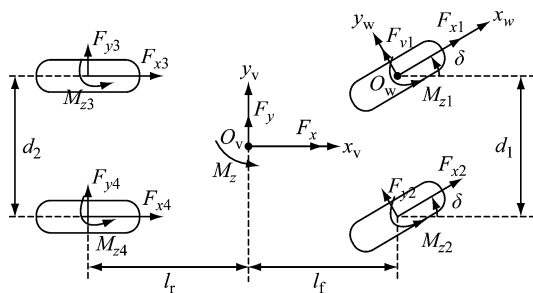


图 2 车辆模型

Fig.2 Model of vehicle

4 个车轮的转动自由度.图 2 中, $O_v x_v y_v$ 为车辆坐标系, $O_w x_w y_w$ 为车轮坐标系, F_x 与 F_y 分别为车辆纵向与横向力, M_z 为车辆横摆力矩.将车体 3 个方向的合力与力矩代入运动微分方程,整理后得到车体运动的状态方程为

$$\begin{cases} \dot{v}_x = \gamma v_y + \frac{1}{m} [(F_{x1} + F_{x2}) \cos \delta - (F_{y1} + F_{y2}) \sin \delta + F_{x3} + F_{x4} - \frac{1}{2} C_d A \rho v_x^2] \\ \dot{v}_y = -\gamma v_x + \frac{1}{m} [(F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta + (F_{y1} + F_{y2}) \cos \delta + F_{y3} + F_{y4}] \\ \dot{\gamma} = \frac{1}{I_z} \{ [(F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta + (F_{y1} + F_{y2}) \cos \delta] l_f - (F_{y3} + F_{y4}) l_r - [(F_{x1} - F_{x2}) \cos \delta - (F_{y1} - F_{y2}) \sin \delta] \frac{d_1}{2} - (F_{x3} - F_{x4}) \frac{d_2}{2} + M_{z1} + M_{z2} + M_{z3} + M_{z4} \} \end{cases} \quad (1)$$

式中: F_{xi} 为各车轮上纵向力; F_{yi} 为各车轮上横向力; M_{zi} 为各车轮上回正力矩; l_f, l_r 分别为质心到前、后轴距离; d_1, d_2 分别为前、后轴轮距; C_d 为风阻系数; A 为车辆横截面面积; ρ 为空气密度; δ 为前轮转角; I_z 为车辆绕 z 轴转动惯量; v_x 为车辆纵向速度; v_y 为车辆横向速度; γ 为横摆角速度.

1.3 电池模型

电池模型使用常用电路等效模型中的戴维南模型

$$U_o(t) = V_o + R_o I(t) + U_c(t)$$

$$I(t) = \frac{U_c(t)}{R_1} + C_1 \frac{dU_c(t)}{dt} \quad (2)$$

式中: V_o 为输出电压; $U_o(t)$ 为电源电动势; $I(t)$ 为电流; $U_c(t)$ 为极化电压; R_o 为欧姆内阻; R_1 为极化内阻; $I(t)$ 为电流; C_1 为极化电容; t 为放电时间.

1.4 电机模型

四驱混合动力轿车装备的 ISG 电机和两个轮毂电机皆为永磁同步电机.本文只关注电机的转速转矩输出特性,不考虑电机内部复杂的物理过程和电气过程,利用试验数据查表拟合的方式来表示电机模型.电机实际输出转矩可表示为

$$T_{r1} = \frac{1}{1 + t_1 s} T_{e1} \quad (3)$$

$$T_{r2} = \frac{1}{1 + t_2 s} T_{e2} \quad (4)$$

式中: t_1 与 t_2 为延时时间常数; T_{r1} 与 T_{r2} 分别为 ISG

电机和轮毂电机扭矩输出; T_{e1} 与 T_{e2} 分别为 ISG 电机和轮毂电机试验获得的扭矩特性值.

1.5 轮胎模型

由于在巡航过程中,自动驾驶车辆存在纵向与横向运动,且危险时可能出现紧急制动.因此,轮胎模型需要综合纵向力与横向力,且考虑轮胎的瞬态特性.本文采用布克哈德轮胎模型,其与大量真实道路试验数据吻合,并可以描述轮胎力非线性摩擦椭圆特性^[7].轮胎纵向与横向滑移率为

$$s_{xi} = \begin{cases} \frac{\omega_i R_d \cos \alpha_i - v_i}{v_i}, & v_i \geq \omega_i R_d \cos \alpha_i \\ \frac{\omega_i R_d \cos \alpha_i - v_i}{\omega_i R_d \cos \alpha_i}, & v_i < \omega_i R_d \cos \alpha_i \end{cases} \quad (5)$$

$$s_{yi} = \begin{cases} (1 + s_{xi}) \tan \alpha_i, & v_i \geq \omega_i R_d \cos \alpha_i \\ \tan \alpha_i, & v_i < \omega_i R_d \cos \alpha_i \end{cases} \quad (6)$$

式中: s_{xi} 为轮胎纵向滑移率; s_{yi} 为轮胎横向滑移率; α_i 为轮胎侧偏角; v_i 为轮胎中心速度, $v_i = \sqrt{v_{xi}^2 + v_{yi}^2}$.

上述车辆模型用于本文单点预瞄偏差驾驶员模

型开发,同时作为转矩优化的理论基础;电机模型与轮胎模型一方面用于控制策略开发,另一方面集成于仿真环境内用于控制策略验证.

2 路径跟踪控制

2.1 控制系统架构

路径跟踪控制系统的架构如图 3 所示,车辆在自动驾驶时,通过雷达、摄像头、车车通信、全球定位系统(global positioning system, GPS)等环境感知方式获取交通与车间信息,继而规划出行驶路径.控制系统根据规划路径与车辆当前运行位置的偏差产生期望方向盘转角的同时,综合道路与交通信息产生期望车速.在得到期望车速后,运用模型预测控制设计了车速跟踪控制策略,求解出期望纵向加速度后决策出驾驶员需求驱动力矩或制动力矩,再由能量分配策略将需求转矩分配给各动力源进行实施.

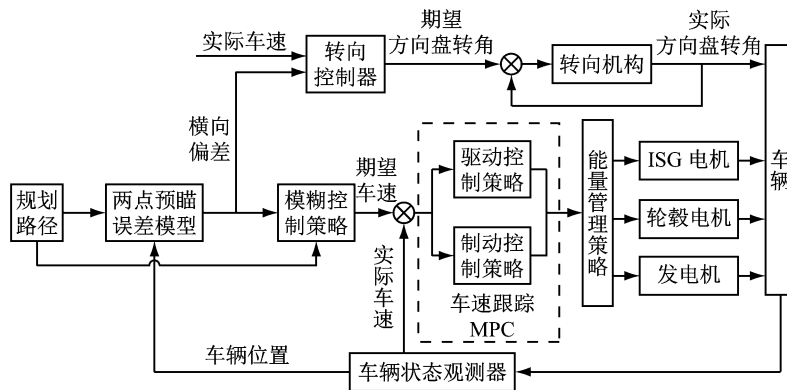


图 3 路径跟踪控制系统架构

Fig.3 Control system structure of path tracking

2.2 前轮期望转角决策及其滑模变结构跟踪控制

2.2.1 前轮期望转角决策

驾驶员预瞄模型^[8]根据自动驾驶时系统规划路径与当前路径的偏差产生转向动作.文中采用的单点驾驶员预瞄模型如图 4 所示.其中, OXY 为大地坐标系, Cxy 为车辆的坐标系, L_d 为车辆坐标系下预瞄距离, L 为大地坐标系下预瞄距离, $f(x)$ 为参考路径, $C(X_C, Y_C)$ 、 $P(X_P, Y_P)$ 分别为车辆质心和预瞄点在 OXY 坐标系中坐标, ϕ_C 为车辆当前航向角, ϕ_P 为车辆预瞄点处航向角, x_e 、 y_e 分别为纵向与横向预瞄偏差, ϕ_e 为预瞄航向角偏差.

根据图 4 中的几何关系,基于运动学关系,得出 y_e 的变化率为

$$\begin{cases} \dot{y}_e = -v_y - L_d \dot{\gamma} + v_x \phi_e \\ \dot{\phi}_e = v_x \rho - \dot{\gamma} \end{cases} \quad (7)$$

式中: ρ 为道路曲率.

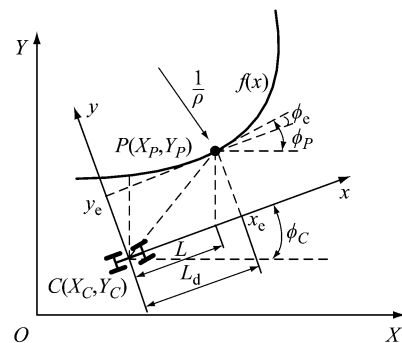


图 4 驾驶员预瞄模型

Fig.4 Preview model of driver

2.2.2 前轮转角滑模变结构跟踪控制

基于上述路径跟踪偏差,转向控制器决策出期望的车辆前轮转角,控制车辆沿期望路径行驶.由于滑模变结构可以克服参数扰动和不确定因素对车辆行驶稳定性的影响^[9],故文中采用其设计转向控制器,求期望的车轮转角 δ_d .

将滑模变结构被控对象表示为

$$\dot{x} = f(x) + bu + d \quad (8)$$

将道路曲率作为外界干扰, $d = W\rho$, 控制输入为车轮转角, 即 $u = \delta$.

基于滑模变结构的转向控制器以预瞄点 P 处横向位移误差 y_e 及其变化率 \dot{y}_e 为控制目标, 设计滑模函数

$$s = \dot{y}_e + \lambda y_e \quad (9)$$

式中: λ 为滑模参数.

趋近律采用等速趋近率, 为减少控制的抖振现象, 选用饱和函数 $g(s)$

$$\dot{s} = -\eta g(s) \quad (10)$$

$$g(s) = \begin{cases} 1, & s > \Delta \\ ks, & s \leq |\Delta|, k = 1/\Delta \\ -1, & s < -\Delta \end{cases} \quad (11)$$

式中: η 为切换增益; Δ 为边界层.

则有

$$\dot{s} = \ddot{y}_e + \lambda \dot{y}_e = -\eta g(s) \quad (12)$$

基于图 4 中的几何关系, 将预瞄点 P 在大地坐标系 OXY 下的位置 $[X_C, Y_C, \phi_C]$ 转换到车辆坐标系 Cxy 下, 则有

$$\begin{bmatrix} x_e \\ y_e \\ \phi_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \phi_C & \sin \phi_C & 0 \\ -\sin \phi_C & \cos \phi_C & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_P - X_C \\ Y_P - Y_C \\ \phi_P - \phi_C \end{bmatrix} \quad (13)$$

结合车辆简化的二自由度模型与式(7)、(13), 综合车辆动力学的单点预瞄偏差模型可以表示为

$$\dot{x} = A_v x + B_v \delta + W\rho \quad (14)$$

式中: $x = [v_y, \gamma, y_e, \dot{y}_e, \phi_e]^T$ 为系统状态变量; 矩阵 A_v 、 B_v 、 W 分别为

$$A_v = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & 0 & 0 \\ A_{21} & A_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -(A_{11} + L_d A_{21}) & -(A_{12} + L_d A_{22} + v_x) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$A_{11} = \frac{-C_f - C_r}{m v_x}, A_{12} = \frac{b C_r - a C_f}{m v_x} - v_x;$$

$$A_{21} = \frac{b C_r - a C_f}{I_x v_x}, A_{22} = -\frac{a^2 C_f + b^2 C_r}{I_x v_x};$$

$$B_v = [B_1 \quad B_2 \quad -(B_1 + L_d B_2) \quad 0 \quad 0]^T;$$

$$B_1 = -\frac{C_f}{m}, B_2 = \frac{a C_f}{I_x};$$

$$W = [0 \quad 0 \quad 0 \quad v_x^2 \quad v_x]^T$$

即期望的方向盘转角为

$$\delta_d = u = -\frac{1}{B_1 + L_d B_2} [(A_{11} + L_d A_{21} + \lambda) v_y + (v_x \rho - \gamma) v_x - \lambda v_x \phi_e - \eta g(s) + (A_{12} + L_d A_{22} + \lambda L_d) \gamma] \quad (15)$$

2.3 期望车速模糊决策

文中采用基于专家经验的模糊控制器来获取期望车速. 模糊控制器的输入量为道路曲率半径和路径跟踪偏差, 输出为车辆期望的车速.

当道路曲率较大时, 车辆应该降低车速; 道路曲率较小时, 车辆应该提高车速; 当路径跟踪偏差较小时, 车辆应该提高车速, 这样可以使其快速跟踪上给定路径; 当路径跟踪偏差较大时, 车辆应该降低车速, 给偏差纠正控制留有充足时间.

上述模糊控制器的输入和输出均采用三角形隶属度函数. 通过驾驶员操纵驾驶模拟器, 收集不同曲率下路径跟踪数据, 从而确定隶属度函数参数. 模糊推理规则曲面如图 5 所示.

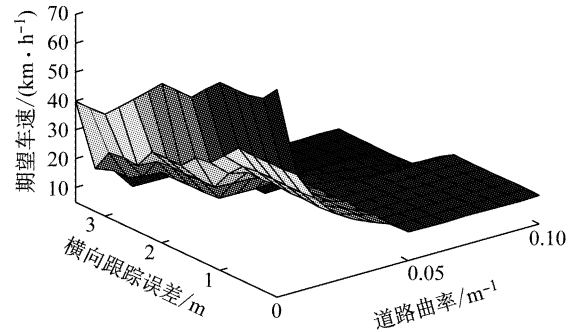


图 5 模糊推理规则曲面

Fig.5 Rule surface of fuzzy control

3 速度跟踪 MPC 控制器设计

MPC 控制方法鲁棒性强, 约束处理方便, 其在车辆运动控制中已广泛应用^[10-11]. 采用离散形式对车辆纵向运动学特征进行描述, 取车辆纵向车速和加速度为系统状态变量, 即 $x(k) = [v(k), a(k)]^T$, 假设在很小的采样时间内, 车辆的运动速度变化不大, 车辆运动的状态空间表达为

$$x(k+1) = A_m x(k) + B_m u(k)$$

$$A_m = \begin{bmatrix} 1 & T_s \\ 0 & 1 - \frac{T_s}{t} \end{bmatrix}, B_m = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{T_s}{t} \end{bmatrix} \quad (16)$$

式中: v_x 为车辆纵向车速; a_x 为车辆纵向加速度; T_s 为采样周期时间; t 为下层控制时间常数; u 为上层控制算法的输入,即车辆期望加速度。

以速度跟踪误差为观测量

$$y(k) = \mathbf{C}\mathbf{x}(k) - z(k) \quad (17)$$

式中: $\mathbf{C}=[0 \ 1]$; z 表示期望的车速值,即 $z(k) = v_d(k)$ 。

基于上述车辆纵向运动学模型的预测模型,对车辆未来状态进行如下预测:

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{X}}_p(k+p|k) &= \bar{\mathbf{A}}_m \mathbf{x}(k) + \bar{\mathbf{B}}_m \mathbf{U}(k+m) + \bar{\mathbf{H}}e(k) \\ \hat{\mathbf{Y}}_p(k+p|k) &= \bar{\mathbf{C}}\mathbf{x}(k) + \bar{\mathbf{D}}\mathbf{U}(k+m) + \bar{\mathbf{F}}e(k) - \bar{\mathbf{Z}} \end{aligned} \quad (18)$$

式中: p 为预测时域; m 为控制时域,一般存在控制时域不大于预测时域,即 $m \leq p$; $\hat{\mathbf{X}}_p(k+p|k)$ 和 $\hat{\mathbf{Y}}_p(k+p|k)$ 表示 $k+1$ 时刻到 $k+p$ 时刻的预测序列; $\mathbf{U}(k+m)$ 表示 k 时刻到 $k+m-1$ 时刻的控制序列; $e(k)$ 为系统实测值与预测值的误差; $\bar{\mathbf{A}}_m$ 、 $\bar{\mathbf{B}}_m$ 、 $\bar{\mathbf{C}}$ 、 $\bar{\mathbf{D}}$ 、 $\bar{\mathbf{H}}$ 、 $\bar{\mathbf{F}}$ 、 $\bar{\mathbf{Z}}$ 为预测矩阵。

在车辆速度跟随控制中,为了保证速度跟踪动态响应的平顺性,论文采用指数衰减函数 φ 作为参考轨迹,以速度误差为性能指标,则其参考轨迹可表示为

$$y_r(k+i) = \varphi^i y(k) \quad (19)$$

采用二次型优化函数作为滚动优化目标函数,其形式如下:

$$\begin{aligned} J = & \sum_{i=1}^p [\hat{y}_p(k+i|k) - y_r(k+i|k)]^T \mathbf{Q} \cdot \\ & [\hat{y}_p(k+i|k) - y_r(k+i|k)] + \\ & \sum_{i=0}^{m-1} u(k+i)^T \mathbf{R}u(k+i) \end{aligned} \quad (20)$$

式中: \mathbf{Q} 和 \mathbf{R} 为权系数。

在车速跟踪控制中,在保证车速精确跟踪的同时,还将乘坐舒适性考虑进来,故对车辆加速度加以限制,系统的约束可表示为

$$\begin{cases} v_{\min} \leq v(k) \leq v_{\max} \\ a_{\min} \leq a(k) \leq a_{\max} \\ u_{\min} \leq u(k) \leq u_{\max} \end{cases} \quad (21)$$

上述 MPC 算法求解出期望的车辆纵向加速度,而车辆的实际输入为期望的需求驱动力矩和制动力矩,故还需要结合车辆动力学模型进行求解。

驱动工况下存在如下关系:

$$ma_x = \frac{i_g}{R_r} T_d - F_x - \frac{1}{2} C_d A \rho v_x^2 - mg \sin \theta \quad (22)$$

制动工况下存在如下关系:

$$ma_x = -\frac{1}{R_r} T_b - F_x - \frac{1}{2} C_d A \rho v^2 - mg \sin \theta \quad (23)$$

式中: m 为车辆质量; a_x 为车辆加速度; i_g 为有效传动比; R_r 为车轮有效滚动半径; T_d 为需求驱动力; F_x 为车轮所受纵向力; ρ 为空气密度; g 为重力加速度; θ 为道路坡度角; T_b 为需求制动力矩。

4 转弯工况下的转矩优化分配策略

4.1 转矩的分配关系及约束条件

在转弯工况中,汽车在转向的同时还具有匀速、制动和加速 3 种运行状态. 本文针对车辆转弯制动情况,对其转矩的分配问题进行优化研究。

转弯制动下转矩优化分配的最终目的是在保证车辆横向稳定性的前提下尽可能满足驾驶员纵向驾驶意图,同时控制耗能最小. 在转弯工况车辆稳定性控制中,广义力由轮胎纵向合力 F_x 和轮胎横向力 F_y 产生的附加横摆力矩 M_a 组成. 考虑本文采用的直接横摆力矩控制方法以及所研究的四驱混合动力系统结构特点,前轴 ISG 电机通过半轴与两前轮刚性联结,ISG 扭矩调节对车辆横摆运动调节作用基本可以忽略. 实际参与车辆动力学稳定性控制的执行器包括 2 个后轮轮毂电机和 4 个液压制动器。

车辆高速行驶时,前轮转角较小,因此忽略前轮转角对轮胎纵向力与附加横摆力矩的影响^[12],根据车辆动力学方程可得

$$\begin{cases} F_x = F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} \\ M_a = \frac{l_w}{2} (-F_{x1} + F_{x2} - F_{x3} + F_{x4}) \end{cases} \quad (24)$$

式中: l_w 为前后轴等效轮距。

忽略轮胎半径径向变形,可得各轮胎纵向力与电机转矩和液压制动转矩间的关系

$$\begin{cases} F_{x1} = -r^{-1} T_{hfl} \\ F_{x2} = -r^{-1} T_{hfr} \\ F_{x3} = r^{-1} (T_{mrl} - T_{hrl}) \\ F_{x4} = r^{-1} (T_{mrr} - T_{hrr}) \end{cases} \quad (25)$$

式中: T_{mrl} 、 T_{mrr} 为各轮毂电机转矩; T_{hfl} 、 T_{hfr} 、 T_{hrl} 、 T_{hrr} 为各轮液压制动转矩; r 为轮胎半径。

若忽略执行器的动态响应,则转矩指令即为实际执行器转矩 \mathbf{u} . 令 $\mathbf{u} = [T_{mrl}, T_{mrr}, T_{hfl}, T_{hfr}, T_{hrl}, T_{hrr}]^T$, $\mathbf{v} = [F_x, M_a]^T$, 结合式(24)和(25)可得

$$\mathbf{v} = \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (26)$$

式中: \mathbf{B} 为效率矩阵,

$$B = \begin{bmatrix} \frac{1}{r} & \frac{1}{r} & -\frac{1}{r} & -\frac{1}{r} & -\frac{1}{r} & -\frac{1}{r} \\ -\frac{l_w}{2r} & \frac{l_w}{2r} & \frac{l_w}{2r} & -\frac{l_w}{2r} & \frac{l_w}{2r} & -\frac{l_w}{2r} \end{bmatrix} \quad (27)$$

式(26)即为广义合力分配所需满足的分配关系式。

综合考虑电机及液压执行器能力的约束以及电机优先制动的分配准则,可确定电机和液压制动转矩的约束为

$$\max(T_{mi_min}, -T_{road_i}) \leq T_{mi} \leq 0 \quad (28)$$

$$\begin{aligned} & \max(T_{hi_min}, -T_{road_i}) - \\ & \max(T_{mi_min}, -T_{road_i}) \leq T_{hi} \leq 0 \end{aligned} \quad (29)$$

式中: T_{mi} 为各轮电机转矩; T_{mi_min} 为当前转速下电机的最小制动转矩; T_{hi} 为各轮液压转矩; T_{hi_min} 为液压制动的最小制动转矩; T_{road_i} 为考虑各轮载荷及路面条件约束的转矩。

4.2 基于加权最小二乘法的转矩分配问题

结合转弯工况下车辆稳定性控制需求,本文选择使用加权最小二乘法(weight least square, WLS)来实现转弯工况下执行器转矩的分配,其基本形式如下:

$$\min J = \|W_v(Bu - v_d)\|_2^2 + \zeta \|W_u(u - u_d)\|_2^2 \quad (30)$$

式中: $u_{min} \leq u \leq u_{max}$; W_v 为广义目标控制力权重矩阵; W_u 为执行器权重矩阵; u_d 为执行器期望达到的控制量; $\|W_v(Bu - v_d)\|_2^2$ 表示分配误差; $\|W_u(u - u_d)\|_2^2$ 表示执行器能量消耗; ζ 为权值系数。

为了保证广义力跟踪控制目标优先级高于执行器动作最小目标的优先级, ζ 权值通常选得很小,故基于 WLS 的控制分配目标函数可以进行简化

$$J = \|W_v(Bu - v_d)\|_2^2 + \zeta \|W_u(u - u_d)\|_2^2 = \underbrace{\left\| \begin{bmatrix} W_v B \\ \zeta^{\frac{1}{2}} W_u \end{bmatrix} u - \begin{bmatrix} W_v v_d \\ \zeta^{\frac{1}{2}} W_u u_d \end{bmatrix} \right\|_2^2}_A \quad (31)$$

故基于 WLS 的控制分配问题就可表示为如下形式:

$$\min \|Au - b\|_2^2 \quad (32)$$

式中: $u_{min} \leq u \leq u_{max}$ 。

通过合理选择 W_v 、 ζ 值,首先保证广义力跟踪误差最小化,其次力求能量消耗最小,从而满足实际控制需求。

4.3 WLS 控制分配问题的求解

对于本文所研究的车辆动力学分配问题,积极集法具有计算效率高、保证系统的实时性的优点,故

本文采用积极集法来对 WLS 控制分配问题进行求解运算。

对于一般的二次规划问题如下:

$$\min_x \frac{1}{2} x^T Hx + c^T x \quad (33)$$

$$\text{s.t. } c_i(x) = 0, i = 1, 2, \dots, n$$

$$g_j(x) \geq 0, j = 1, 2, \dots, m$$

式中: $c_i(x) = 0$, $g_j(x) \geq 0$ 分别是二次优化问题对应的等式约束和不等式约束。

针对本文所讨论的最小二乘求解问题,积极集法流程如图 6 所示。

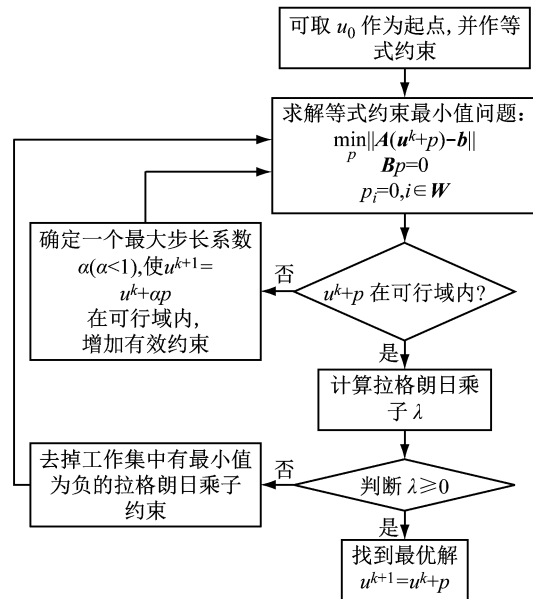


图 6 积极集法流程图

Fig.6 Flowchart of active set method

5 离线仿真试验

5.1 CarSim-Matlab/Simulink 联合仿真

论文采用 CarSim-Matlab/Simulink 联合建模的方式,在 Simulink 中搭建车辆动力传动系统、能量分配策略和驾驶员模型等,在 CarSim 中进行路径跟踪场景的搭建和实时仿真观测。CarSim-Matlab/Simulink 联合仿真结构如图 7 所示:

为了验证路径跟踪控制策略的有效性,在联合仿真平台上设计路径,对路径跟踪控制进行仿真验证。

5.2 仿真结果

路径跟踪控制仿真结果如图 8 所示。图 8a 为车速变化图,初始时,模糊控制器输出的期望车速为 $76 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,在转弯处,模糊控制器输出期望车速分别为 $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 和 $53.64 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,车速跟踪整体效

果较好,动力系统响应滞后致使车速跟踪存在一定延迟.从图 8b 所示路径跟踪误差看出,车辆跟踪精度高,只在弯道处存在较小的横向偏差,且偏差不超过 0.1 m.如图 8c 与 8d 所示,车辆加速度整体变化平滑,纵向加速度值总体保持在 $-2.5 \sim 2.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 之间变化,保证了乘坐的舒适性.

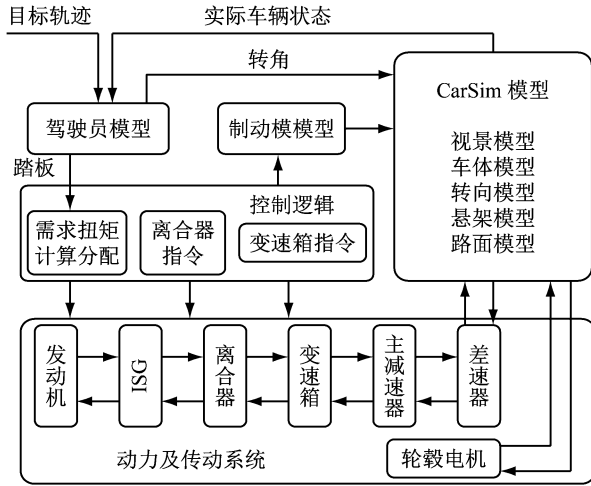


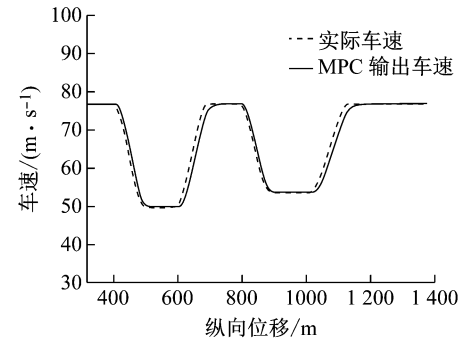
图 7 CarSim-Matlab/Simulink 联合仿真结构图

Fig.7 Co-simulation structure of CarSim-Matlab/Simulink

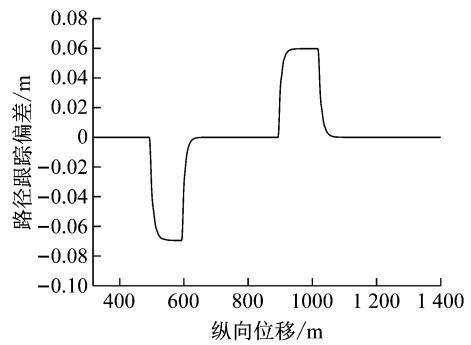
6 驾驶模拟器台架试验

采用基于 CarSim 整车模型与视景的自动驾驶模拟器台架进行控制策略验证,台架实物如图 9 所示.其主要包括:驾驶员制动与转向输入、助力转向系统(electric power steering, EPS)、稳定性控制系统(electronic stability program, ESP)、雷达、整车模型、实时视景与传感器(方向盘转角、转矩传感器、压力传感器、油门传感器、制动踏板行程等).实时仿真机采用 dSPACE 公司的 MircoAutoBox,实现台架的信号交互.车辆转向由 EPS 实现,驱动由电子节气门和对托台架实现,制动由 ESP 液压制动台架实现.

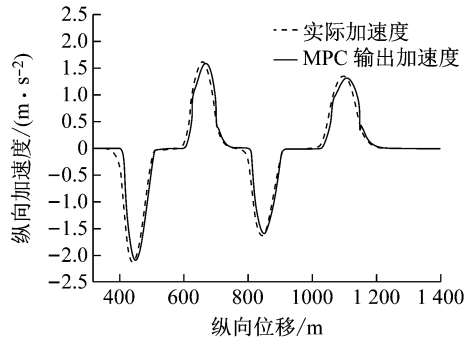
台架试验结果如图 10 所示,其中图 10a 为车辆纵向加速度,实际能够完成对控制器输出跟踪.图 10b、c、d 为路径跟踪过程中车辆动力系统响应情况.图 10b 为电子节气门响应,节气门实际开度能精确跟踪期望开度,且响应迅速,由于传感器采集精度和测量方式所致,节气门实际开度值存在一定噪声;图 10c 为轮毂电机转矩响应,实际转矩和期望值变化趋势保持一致,且在减速制动过程中,轮毂电机进行了制动能量回收;图 10d 为液压制动系统响应,实际轮缸压力能很好跟踪上目标值,存在一定响应延时,在



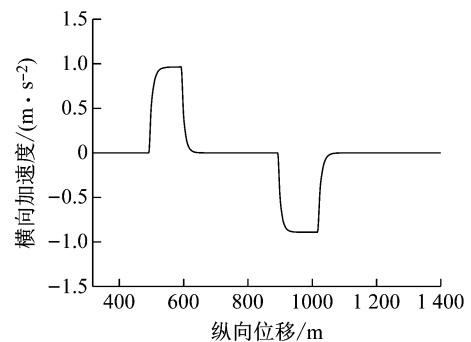
a 车速跟踪



b 路径跟踪误差



c 纵向加速度



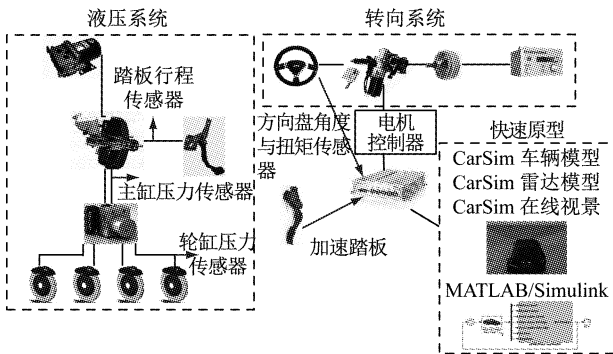
d 横向加速度

图 8 路径跟踪仿真结果

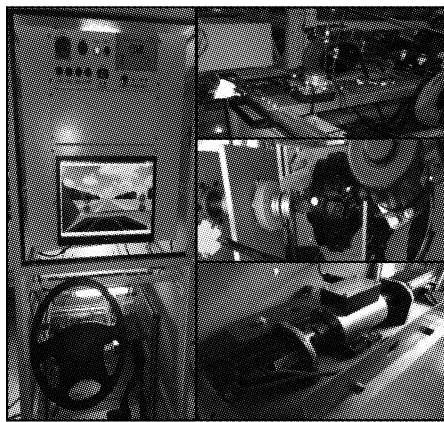
Fig.8 Result of path tracking simulation

减速制动过程中为电液复合制动;图 10e 为车速跟踪,整个过程响应平顺,车辆保持了较好的动力性;图 10f 为路径跟踪误差,由于转向系统存在机械间隙,实际路径跟踪误差保持在 $\pm 0.25 \text{ m}$ 之间.台架试验结果对仿真结果进行了验证,试验车速跟踪情

况与纵向加速度基本保持一致,路径跟踪误差由于存在间隙而增加 0.1 m.



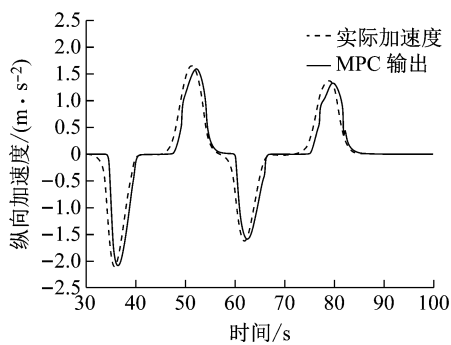
a 模拟器架构



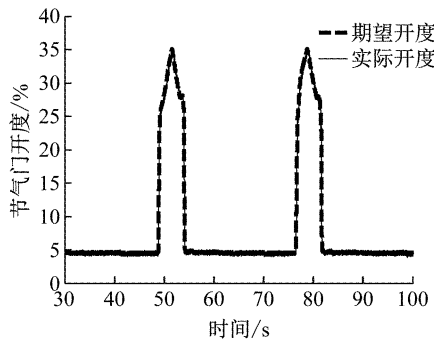
b 模拟器实物

图 9 驾驶模拟器

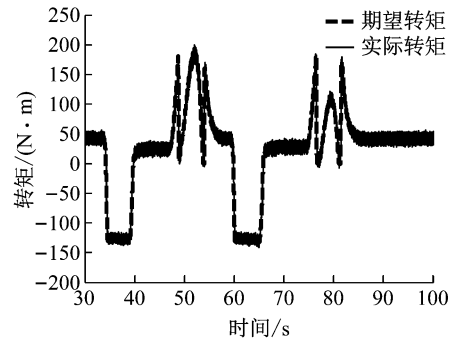
Fig.9 Driving simulator



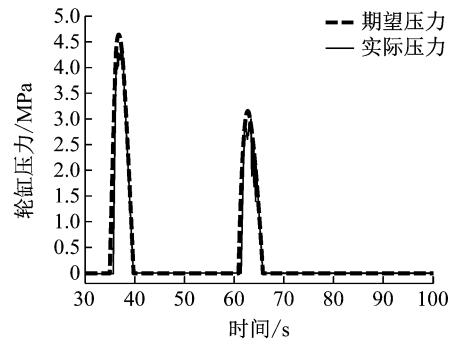
a 纵向加速度



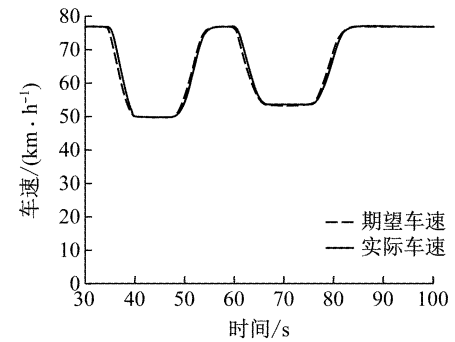
b 电子节气门响应



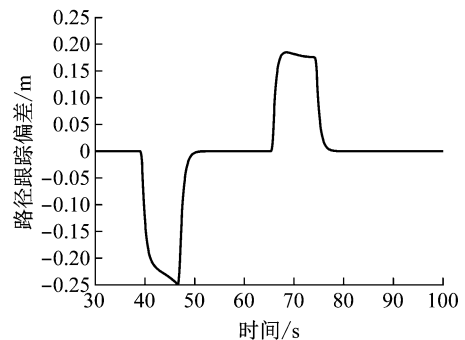
c 轮毂电机转矩响应



d 制动压力响应



e 车速跟踪



f 路径跟踪误差

图 10 路径跟踪控制驾驶模拟器试验结果

Fig.10 Control strategy validation by simulator

为验证变速箱换挡工况时的车速跟踪情况,将初始速度设置为零,车速跟踪与纵向加速度结果如图 11 所示,由于动力系统响应延迟,实际加速度存在一定滞后,总体上能跟上期望加速度,保证了车辆良好的动力输出,整个过程加速度曲线较为平滑,只

在挡位变换时存在一定抖动。

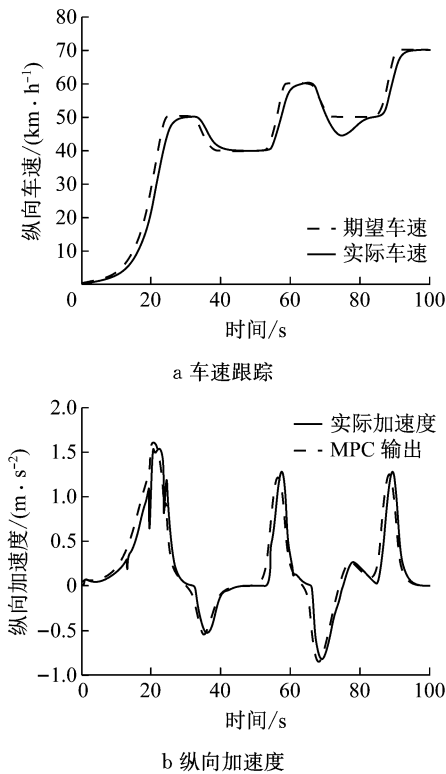


图 11 换挡路径跟踪控制试验结果

Fig.11 Control strategy validation of shifting

7 结论

针对四驱混合动力轿车,在规划路径已知的条件下,研究了其在转弯工况下的路径跟踪控制问题,结论如下:

(1)基于驾驶员模型设计了滑模变结构转向控制器实现横向路径跟踪,并通过仿真试验证明了其具有良好的跟踪效果。

(2)根据道路曲率和路径跟踪误差设计了期望车速的模糊控制器,并采用 MPC 算法实现车速跟踪控制.所提出的基于 MPC 算法的车辆纵向运动控制,在保证控制目标精确跟踪的同时,通过约束条件兼顾了车辆乘坐舒适性。

(3)搭建了 CarSim-MATLAB/Simulink 联合仿真环境,通过仿真验证了提出的控制策略.在硬件在环试验平台对路径跟踪横纵向联合控制算法进行验证,台架试验结果与仿真结果保持了较好的一致性,证明了路径跟踪控制策略的有效性。

参考文献:

- [1] RICHARD B. Intelligent vehicle technology and trends[M]. Massachusetts: Artech House Incorporated, 2005.
- [2] 李果,张良起,张彭,等.汽车纵向控制系统的设计与研究[J].自动化学报,1996,22(5):582.
LI Guo, ZHANG Liangqi, ZHANG Peng, et al. The study and design of the longitudinal control system of automobiles[J]. Acta Automatica Sinica, 1996, 22(5): 582.
- [3] 侯德藻,高峰,李志强,等.基于模型匹配方法的汽车主动避撞下位控制系统的研究[J].汽车工程,2003,25(4):399.
HOU Dezao, GAO Feng, LI Keqiang, et al. A study on lower layer control of vehicle collision avoidance system with model-match-control method[J]. Automotive Engineering, 2003, 25(4): 399.
- [4] 孙振平.自动驾驶汽车智能控制系统[D].长沙:国防科技大学,2004.
SUN Zhenping. An intelligent control system for autonomous land vehicle[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2004.
- [5] FALCONE P. Predictive active steering control for autonomous vehicle systems[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2007, 15(3): 566.
- [6] FALCONE P, TSENG H E, ASGARI J. Integrated braking and steering model predictive control approach in autonomous vehicles[J]. IFAC Proceedings Volumes, 2007, 40(10): 273.
- [7] 李道飞,喻凡.基于最优轮胎力分配的车辆动力学集成控制[J].上海交通大学学报,2008,42(6):887.
LI Dao-fei, YU Fan. Integrated vehicle dynamics controller design based on optimum tire force distribution[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2008, 42(6): 887.
- [8] UNGOREN A, PENG H. An adaptive lateral preview driver model[J]. Vehicle System Dynamics, 2005(43): 245.
- [9] 陈海军,赵治国,王琪,等.干式 DCT 双离合联合起步最优协调控制[J].机械工程学报,2014,50(22):150.
CHEN Haijun, ZHAO Zhiguo, WANG Qi, et al. Dry dual clutch transmission optimal and coordinating launching control with two clutches based on the minimum principle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(22): 150.
- [10] REN B, ZHAO H, DENG W, et al. Model predictive control allocation for stability improvement of four-wheel drive electric vehicles in critical driving condition[J]. IET Control Theory & Applications, 2015, 9(18): 2688.
- [11] HIDEHISA Y, SHUNTARO S, MASAO N. Lane change steering maneuver using model predictive control theory[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46: 669.
- [12] 杨鹏飞.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. Motor/hydraulic systems combined control strategy for four in-wheel motor driven electric vehicle[J]. Automotive Engineering, 2013, 35(10): 921.