

文章编号:1671-1637(2016)03-0091-09

车辆主动前轮转向与直接横摆力矩自适应控制

桑楠^{1,2}, 魏民祥¹

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016;

2. 常州工学院 机械与车辆工程学院, 江苏 常州 213002)

摘要:基于 Lyapunov 理论提出车辆主动前轮转向与直接横摆力矩的集成控制方法,在二自由度车辆模型的基础上设计了自适应控制器,对轮胎刚度进行自适应估计以补偿轮胎侧向力的非线性,基于 MATLAB 和 CarSim 软件搭建了车辆闭环仿真模型,在路面上进行了正弦输入仿真试验。仿真结果表明:附着系数为 0.8、车速为 $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,前轴侧向力最大误差为 210 N,约占前轴实际侧向力的 8.1%,后轴侧向力最大误差为 296 N,约占后轴实际侧向力的 8.5%;附着系数为 0.3、车速为 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,前轴侧向力最大误差为 146 N,约占前轴实际侧向力的 8.5%,后轴侧向力最大误差为 142 N,约占后轴实际侧向力的 9.8%。车辆主动前轮转向与直接横摆力矩集成控制的效果优于主动前轮转向和直接横摆力矩单独控制的效果。

关键词:汽车工程;集成控制;Lyapunov 理论;自适应控制;主动前轮转向;直接横摆力矩

中图分类号:U461.6

文献标志码:A

Adaptive control of active front steering and direct yaw moment for vehicle

SANG Nan^{1,2}, WEI Min-xiang¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,

Nanjing 210016, Jiangsu, China; 2. College of Mechanical and Vehicle Engineering,

Changzhou Institute of Technology, Changzhou 213002, Jiangsu, China)

Abstract: An integrated control method of active front steering and direct yaw moment for vehicle was proposed based on Lyapunov theory. An adaptive controller was designed based on the vehicle model with two degrees of freedom. The tire stiffness was adaptively estimated to compensate the nonlinear of tire lateral force. The closed-loop simulation model of vehicle was established based on MATLAB and CarSim software. The sinusoidal input simulation test was carried out on road. Simulation result shows that when adhesion coefficient is 0.8 and speed is $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, the maximum error of front axle lateral force is 210 N and about 8.1% of front axle actual lateral force, and the maximum error of back axle lateral force is 296 N and about 8.5% of back axle actual lateral force. When adhesion coefficient is 0.3 and speed is $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, the maximum error of front axle lateral force is 146 N and about 8.5% of front axle actual lateral force, and the maximum error of back axle lateral force is 142 N and about 9.8% of back axle actual lateral force. The integrated control effects of active front steering and direct yaw moment are better than the individually control effects of active front steering and direct yaw moment. 2 tabs, 13 figs, 27 refs.

收稿日期:2016-01-01

基金项目:国家自然科学基金项目(51375007)

作者简介:桑楠(1969-),男,重庆开县人,常州工学院副教授,南京航空航天大学工学博士研究生,从事汽车主动安全技术研究。

导师简介:魏民祥(1963-),男,山东青州人,南京航空航天大学教授,工学博士。

Key words: automotive engineering; integrated control; Lyapunov theory; adaptive control; active front steering; direct yaw moment

Author resumes: SANG Nan(1969-), male, associate professor, doctoral student, +86-25-84892201, sc_sangn@sina.com; WEI Min-xiang(1963-), male, professor, PhD, +86-25-84892201, weimx@nuaa.edu.cn.

0 引 言

车辆底盘的主动控制是车辆安全控制的重要研究方向,随着研究的深入及汽车生产商的重视,众多的主动控制系统应用到商用汽车上。从早期的制动防抱死系统(Anti-lock Brake System, ABS)^[1]、驱动防滑(Acceleration Slip Regulation, ASR)系统到车身稳定控制(Vehicle Stability Control, VSC)系统、车身电子稳定程序(Electronic Stability Program, ESP)^[2-3],这些系统在车辆上的成功应用极大地提高了车辆行驶的安全性。其中 VSC 和 ESP 系统集成有直接横摆力矩控制(Direct Yaw-moment Control, DYC)系统^[4-5],DYC 系统是 ABS 系统功能的延伸,用以控制汽车的横摆稳定性。而近年来用于改善车辆的操纵稳定性和舒适性的主动转向系统得到深入研究,主动转向系统包括主动前轮转向(Active Front Steering, AFS)系统、四轮转向(4 Wheel Steering, 4WS)系统、线控转向(Steering By Wire, SBW)系统,典型 AFS 系统如 BMW5 的行星齿轮主动转向系统^[6]。AFS 通过对前轮的小角度操作改变汽车横向受力来实现对横摆运动的控制,提高汽车行驶安全性,不影响驾驶人的操作;DYC 系统通过制动产生横摆力矩实现对车辆稳定性的控制,但在行驶中进行制动产生横摆力矩对驾驶人的驾驶操作有一定影响。这 2 种控制方法均受路面附着条件的限制,其调节范围有一定局限性,因此,为充分发挥 AFS 与 DYC 的性能,对 AFS 与 DYC 进行集成控制是提高车辆操纵稳定性的常用方法^[7-11]。Hac 等指出集成控制最重要的是各子系统的协调^[12];Li 等通过主回路伺服回路结构实现了 AFS 与 DYC 的集成^[13];Goodarzi 等采用鲁棒控制方法实现了 AFS 与 DYC 的集成^[14];胡爱军等应用鲁棒混合控制理论实现了 AFS 与 DYC 的集成^[15],提高了汽车操纵稳定性。模糊逻辑控制^[16-17]、模型预测^[18-20]、滑模变结构控制^[21-22]等也用于 AFS 与 DYC 的集成控制。Guo 等研究了 AFS 和 ESP 集成控制系统^[23],设计了上层的协调控制器和下层的 2 个子控制器,上层的协调控制器向下层的 2 个子控制器分

配控制任务,对车辆侧向稳定性的提高有较好效果。在 AFS 和 DYC 的集成控制中大多数以质心侧偏角和横摆角速度的理想响应为参考进行控制律设计^[18-24]。

在研究车辆侧向动态特性时,轮胎非线性特性是一个必须要考虑的因素。轮胎的非线性出现在大侧偏角、极限附着情形下,与路面附着条件(高附着系数、低附着系数等)有密切关系;轮胎的非线性对车辆侧向动态特性有重要影响,实际控制中采用施加主动转向或施加横摆力矩以改善车辆的操纵稳定性;半经验的魔术轮胎模型和统一指数模型以及 Dugoff 轮胎模型等能较好反映轮胎的非线性特性,但其表达式复杂而不便使用,因此,研究轮胎非线性特性实时估计方法有重要理论价值。本文采用自适应控制技术设计控制器对主动转向和横摆力矩进行集成控制,同时对轮胎侧向力进行实时估计以提高控制器的鲁棒性。

1 车辆集成控制模型

1.1 基本车辆模型

研究车辆横向动态特性常用的单轨车辆模型见图 1。该模型假设车辆存在对称中心平面,四轮车辆简化为两轮摩托车,后轮位于车辆对称中心平面,前轮转过一定角度。

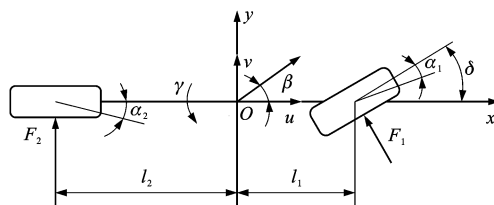


图 1 单轨车辆模型

Fig. 1 Single track vehicle model

车辆坐标系原点 O 与车辆重心重合,车辆前进方向为 x 轴正方向,左侧为 y 轴正方向, z 轴垂直于 x 、 y 轴构成的平面, z 轴正向符合右手法则。 β 为车身质心侧偏角; δ 为前轮转角; γ 为横摆角速度; α_1 、 α_2 分别为前、后轴轮胎侧偏角; F_1 、 F_2 分别为作用在前、后轮上非线性侧向力; l_1 、 l_2 分别为车辆质心距前、后轴距离; u 为车辆前进速度; v 为车辆侧向速

度。二自由度(质心侧偏角和横摆角速度)模型的车辆动力学方程为

$$\begin{cases} mu(\dot{\beta} + \gamma) = F_1 \cos(\delta - \beta) + F_2 \cos(\beta) \\ I_z \dot{\gamma} = F_1 l_1 \cos(\delta) - F_2 l_2 \end{cases} \quad (1)$$

式中: I_z 为车辆绕 z 轴的转动惯量; m 为车辆质量。

考虑到 δ, β 较小, 轮胎力的非线性是由轮胎侧偏刚度的非线性引起的, 车辆动力学方程可表示为^[24]

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{k_1 + k_2}{mu} & \frac{l_1 k_1 - l_2 k_2}{mu^2} - 1 \\ \frac{l_1 k_1 - l_2 k_2}{I_z} & \frac{l_1^2 k_1 + l_2^2 k_2}{I_z u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{k_1}{mu} \\ -\frac{l_1 k_1}{I_z} \end{bmatrix} \delta \quad (2)$$

$$k_1 = \frac{F_1}{\alpha_1}$$

$$k_2 = \frac{F_2}{\alpha_2}$$

式中: k_1, k_2 分别为前、后轴轮胎侧偏刚度。

1.2 主动前轮转向控制的车辆模型

根据车辆行驶状态, 通过施加附加前轮转角改善车辆的侧向动态特性, 这种主动前轮转向系统最早应用于 BMW5 系汽车。图 2 为一种行星齿轮形式的主动前轮转向系统, 该系统是在传统转向系统方向盘与机械转向器之间嵌入一个二自由度的双排行星齿轮机构, 行星齿轮机构的 2 个主动输入为方向盘转角 θ_1 和主动转向电机转角 θ_2 , 通过 θ_1 与 θ_2 的叠加实现主动转向控制, 其中 θ_2 独立于驾驶人的操作, 由车辆主动转向控制器根据车辆行驶状态确定。主动转向电机通过蜗轮蜗杆机构与行星齿轮机

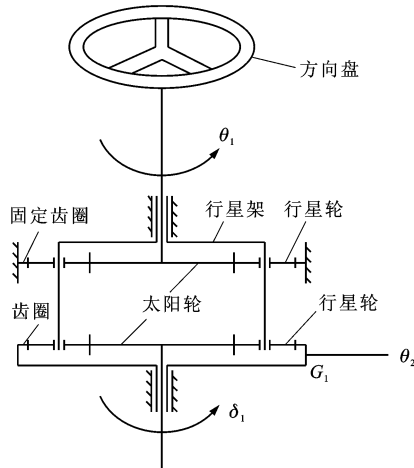


图2 主动前轮转向系统

Fig. 2 Active front steering system

构齿圈连接, G_1 为连接主动转向电机与行星齿轮机构的蜗轮蜗杆机构减速比, δ_1 为行星齿轮机构输出转角(方向与 θ_1 一致), 同时也是机械转向器的输入转角, 主动前轮转向系统车辆的前轮转角 δ 为

$$\delta = \delta_1 / G_2 = \delta_2 + \delta_3 \quad (3)$$

$$\delta_2 = \theta_1 / G_2$$

式中: δ_2 为由方向盘输入产生的前轮转角; δ_3 为由主动转向电机输入产生的附加前轮转角; G_2 为转向系统机械转向器传动比。

在图 2 中, 太阳轮的齿数为 z_1 , 齿圈及固定齿圈的齿数为 z_2 , 主动前轮转向系统的 $\theta_1, \delta_1, \theta_2$ 满足如下方程

$$z_1 \theta_1 = z_1 \delta_1 + \frac{z_2 \theta_2}{G_1} \quad (4)$$

则转向系统传动比 i 为

$$i = G_2 G_1 \theta_1 / (G_1 \theta_1 - \theta_2 z_2 / z_1) \quad (5)$$

显然, 当主动控制电机控制输入 $\theta_2 = 0$ 时, 转向系统传动比 $i = G_2$, 为机械转向器传动比; 当 $\theta_2 \neq 0$ 时, 转向系统传动比 i 是可变的, 是关于 θ_2 的函数, 即通过控制主动转向电机的输入 θ_2 可实现转向系统传动比可变。

由 $\delta_1 / G_2 = \delta_2 + \delta_3$ 与式(4)可得

$$\theta_2 = -\frac{z_1}{z_2} G_2 G_1 \delta_3 \quad (6)$$

根据车辆行驶状态确定 δ_3 后, 由式(6)计算 θ_2 进行主动转向控制, 在二自由度基本车辆模型上考虑主动前轮转向的车辆动力学方程为

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{k_1 + k_2}{mu} & \frac{l_1 k_1 - l_2 k_2}{mu^2} - 1 \\ \frac{l_1 k_1 - l_2 k_2}{I_z} & \frac{l_1^2 k_1 + l_2^2 k_2}{I_z u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} + (\delta_2 + \delta_3) \begin{bmatrix} -\frac{k_1}{mu} \\ -\frac{l_1 k_1}{I_z} \end{bmatrix} \quad (7)$$

1.3 直接横摆力矩控制的车辆模型

直接横摆力矩用于改善车辆操纵稳定性要早于车辆主动前轮转向系统, 通过改变发动机输出功率或对部分车轮进行制动实现。前轮转角较小, 忽略转向车轮回正力矩的影响, 则在二自由度基本车辆模型上考虑有横摆力矩作用的动力学方程为

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{k_1 + k_2}{mu} & \frac{l_1 k_1 - l_2 k_2}{mu^2} - 1 \\ \frac{l_1 k_1 - l_2 k_2}{I_z} & \frac{l_1^2 k_1 + l_2^2 k_2}{I_z u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{k_1}{mu} & 0 \\ -\frac{l_1 k_1}{I_z} & \frac{1}{I_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_2 \\ M \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中: M 为制动力或驱动力产生的横摆力矩。

1.4 主动转向与横摆力矩控制的车辆模型

主动转向与横摆力矩的单独控制均能有效改善汽车操纵稳定性,但受附着条件的影响,AFS 和 DYC 单独应用则调节范围受到限制。主动转向与横摆力矩的集成控制可以有效地利用横向和纵向的地面附着力,并能有效改善驾驶操作性能。在同时有主动转向输入和直接横摆力矩作用情况下的动力学方程为

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B} + \mathbf{C}\mathbf{U} \quad (9)$$

$$\mathbf{x} = (\beta, \gamma)^T$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{k_1 + k_2}{mu} & \frac{l_1 k_1 - l_2 k_2}{mu^2} - 1 \\ \frac{l_1 k_1 - l_2 k_2}{I_z} & \frac{l_1^2 k_1 + l_2^2 k_2}{I_z u} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} -\frac{k_1 \delta_2}{mu} \\ -\frac{l_1 k_1 \delta_2}{I_z} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} -\frac{k_1}{mu} & 0 \\ -\frac{l_1 k_1}{I_z} & \frac{1}{I_z} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{U} = (\delta_3, M)^T$$

式中: \mathbf{x} 为状态变量; \mathbf{U} 为主动控制输入。

2 基于 Lyapunov 理论的集成控制设计

2.1 参考模型自适应控制

本文采用参考模型自适应控制方法确定前轮主动叠加转角 δ_3 和直接横摆力矩 M 。考虑轮胎非线性特性,对轮胎侧偏刚度进行在线估计,增强控制器的鲁棒性。图 3 为 AFS 和 DYC 自适应控制系统结构。

图 3 中参考模型为二自由度车辆模型,状态变量之差 $\mathbf{z} = \mathbf{x} - \mathbf{c}$, $\mathbf{c} = (\sigma, \tau)^T$, 分别给出车辆模型参数 $\beta, \gamma, \dot{\beta}, \dot{\gamma}$ 的理想响应值 $\sigma, \tau, \dot{\sigma}, \dot{\tau}$ 为参考模型参数,

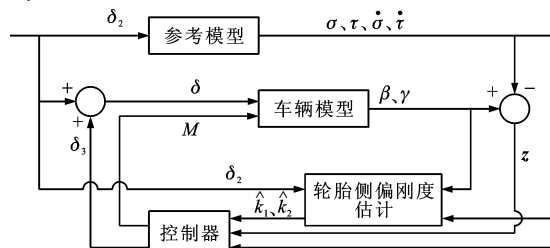


图 3 自适应控制系统结构

Fig. 3 Structure of adaptive control system

根据它们的误差由控制器给出控制参数 δ_3 和 M ,当控制车辆模型参数与参考模型参数的误差趋于 0 时,达到控制目标。 $\dot{\sigma}, \dot{\tau}$ 由 σ, τ 通过微分跟踪器函数^[26-27]实现。

考虑车辆行驶的路面附着条件,在方向盘角输入下车辆的理想响应为^[25]

$$\begin{cases} \tau = \frac{u \delta_2}{L(1 + Ku^2)} & |\gamma| < \frac{\mu g}{u} \\ \tau = \frac{\mu g}{u} & |\gamma| \geq \frac{\mu g}{u} \\ \sigma = \tau u \left(\frac{l_2}{u^2} + \frac{ml_1}{k_2 L} \right) \end{cases} \quad (10)$$

$$L = l_1 + l_2$$

式中: L 为车辆轴距; K 为车辆不足转向系数; g 为重力加速度; μ 为路面附着系数。

2.2 控制器设计

Lyapunov 理论适用于线性系统、非线性系统、时变或非时变系统等的稳定性分析。对于式(9)考虑如下 Lyapunov 函数

$$\mathbf{V}(\mathbf{x}, t) = \frac{1}{2}(\mathbf{z}^T \mathbf{z} + \mathbf{y}^T \mathbf{A} \mathbf{y}) \quad (11)$$

$$\mathbf{y} = (a, b)^T$$

$$a = k_1 - \hat{k}_1$$

$$b = k_2 - \hat{k}_2$$

式中: $\mathbf{V}(\mathbf{x}, t)$ 为状态变量为 \mathbf{x} 、时间为 t 时的 Lyapunov 函数; \mathbf{A} 为对角矩阵; \hat{k}_1, \hat{k}_2 分别为前、后轮侧偏刚度估计值。

如果矩阵 \mathbf{A} 为正对角矩阵,则 $\mathbf{V}(\mathbf{x}, t) > 0$, 有

$$\dot{\mathbf{V}}(\mathbf{x}, t) = \mathbf{z}^T \dot{\mathbf{z}} + \mathbf{y}^T \mathbf{A} \dot{\mathbf{y}} \quad (12)$$

把 $\dot{\mathbf{z}} = \dot{\mathbf{x}} - \dot{\mathbf{c}}$ 和式(9)代入式(12)可得

$$\dot{\mathbf{V}}(\mathbf{x}, t) = \mathbf{z}^T (\mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B} + \mathbf{C}\mathbf{U} - \dot{\mathbf{c}}) + \mathbf{y}^T \mathbf{A} \dot{\mathbf{y}} \quad (13)$$

由于车辆行驶中轮胎侧偏刚度是变化的,设 $\hat{\mathbf{A}}, \hat{\mathbf{B}}$ 分别为矩阵 \mathbf{A}, \mathbf{B} 的估计值,定义

$$\mathbf{C}\mathbf{U} = \dot{\mathbf{c}} - \hat{\mathbf{A}}\mathbf{x} - \hat{\mathbf{B}} - \mathbf{D}\mathbf{z} \quad (14)$$

式中: \mathbf{D} 为正的对角线元素为常数 d_1, d_2 的对角矩阵。

将式(14)代入式(13)可得

$$\dot{\mathbf{V}}(\mathbf{x}, t) = \mathbf{z}^T (\mathbf{P}\mathbf{x} + \mathbf{Q}) - \mathbf{z}^T \mathbf{D}\mathbf{z} + \mathbf{y}^T \mathbf{A} \dot{\mathbf{y}} \quad (15)$$

$$\mathbf{P} = \mathbf{A} - \hat{\mathbf{A}}$$

$$\mathbf{Q} = \mathbf{B} - \hat{\mathbf{B}}$$

$$\text{令 } \mathbf{\Gamma}\mathbf{y} = \mathbf{P}\mathbf{x} + \mathbf{Q} \quad (16)$$

$$\text{则 } \dot{\mathbf{V}}(\mathbf{x}, t) = \mathbf{z}^T \mathbf{\Gamma}\mathbf{y} + \mathbf{y}^T \mathbf{A} \dot{\mathbf{y}} - \mathbf{z}^T \mathbf{D}\mathbf{z} \quad (17)$$

式中: $\mathbf{\Gamma}$ 为 2×2 阶系数矩阵。

因为, \mathbf{z}^T 为 1×2 阶实矩阵, \mathbf{F} 为 2×2 阶实矩阵, \mathbf{y} 为 2×1 阶实矩阵, 所以 $\mathbf{z}^T \mathbf{F} \mathbf{y}$ 为实数, 故

$$\mathbf{z}^T \mathbf{F} \mathbf{y} = (\mathbf{z}^T \mathbf{F} \mathbf{y})^T = \mathbf{y}^T \mathbf{F}^T \mathbf{z} \quad (18)$$

$$\text{令 } \mathbf{F}^T \mathbf{z} = -\mathbf{A} \dot{\mathbf{y}}$$

$$\begin{aligned} \text{则可得 } \dot{\mathbf{V}}(\mathbf{x}, t) &= -\mathbf{y}^T \mathbf{A} \dot{\mathbf{y}} + \mathbf{y}^T \mathbf{A} \dot{\mathbf{y}} - \mathbf{z}^T \mathbf{D} \mathbf{z} = \\ &= -\mathbf{z}^T \mathbf{D} \mathbf{z} < 0 \end{aligned} \quad (19)$$

式(19)表明, 在式(14)控制律条件下式(9)描述系统稳定。

2.3 轮胎侧偏刚度估计

在小侧向加速度条件下, 前、后轮胎侧向力 F_1 、 F_2 可以近似认为与侧偏角 α_1 、 α_2 成线性关系, 忽略其非线性的影响; 在大侧向加速度条件下以及极限附着条件下, 其非线性特性尤为显著, 此时必须考虑非线性对动态特性的影响。

由矩阵 \mathbf{A} 、 \mathbf{B} 、 $\hat{\mathbf{A}}$ 、 $\hat{\mathbf{B}}$ 可得 \mathbf{P} 、 \mathbf{Q} , 进而可得

$$\begin{aligned} \mathbf{P} \mathbf{x} + \mathbf{Q} &= \begin{bmatrix} \frac{a+b}{mu} & \frac{l_1 a - l_2 b}{mu^2} \\ \frac{l_1 a - l_2 b}{I_z} & \frac{l_1^2 a + l_2^2 b}{I_z u} \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} -\frac{a \delta_2}{mu} \\ -\frac{l_1 a \delta_2}{I_z} \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} \frac{\beta u + l_1 \gamma - \delta_2 u}{mu^2} & \frac{\beta u - l_2 \gamma}{mu^2} \\ \frac{l_1 \beta u + l_1^2 \gamma - l_1 \delta_2 u}{I_z u} & \frac{-l_2 \beta u + l_2^2 \gamma}{I_z u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a \\ b \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} \frac{a+b}{mu} & \frac{l_1 a - l_2 b}{mu^2} \\ \frac{l_1 a - l_2 b}{I_z} & \frac{l_1^2 a + l_2^2 b}{I_z u} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} -\frac{a \delta_2}{mu} \\ -\frac{l_1 a \delta_2}{I_z} \end{bmatrix}$$

比较式(16)、(20), 可以得到

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} \frac{\beta u + l_1 \gamma - \delta_2 u}{mu^2} & \frac{\beta u - l_2 \gamma}{mu^2} \\ \frac{l_1 \beta u + l_1^2 \gamma - l_1 \delta_2 u}{I_z u} & \frac{-l_2 \beta u + l_2^2 \gamma}{I_z u} \end{bmatrix} \quad (21)$$

由 $\mathbf{F}^T \mathbf{z} = -\mathbf{A} \dot{\mathbf{y}}$ 可得

$$\dot{\mathbf{y}} = -\mathbf{A}^{-1} \mathbf{F}^T \mathbf{z} \quad (22)$$

由式(22)可知, 根据系统输出与参考模型的误差可对轮胎的侧偏刚度进行估计。

由式(14)可得控制律显式表达式为

$$\begin{aligned} \delta_3 &= -\frac{mu}{\hat{k}_1} \dot{\sigma} + \frac{\hat{k}_1 + \hat{k}_2}{\hat{k}_1} \beta + \frac{l_1 \hat{k}_1 - l_2 \hat{k}_2 - mu^2}{\hat{k}_1 u} \gamma + \\ &= \frac{mu d_1}{\hat{k}_1} (\beta - \sigma) - \delta_2 \end{aligned} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} M &= I_z \dot{\tau} + L \hat{k}_2 \beta - \frac{(L l_2 \hat{k}_2 + l_1 mu^2) \gamma}{u} + \\ &= l_1 mu d_1 (\beta - \sigma) - I_z d_2 (\gamma - \tau) - l_1 mu \dot{\sigma} \end{aligned} \quad (24)$$

δ_3 由式(23)决定后, 根据式(4)计算主动转向电机转角进行主动转向控制。直接横摆力矩 M 由制动力产生, 制动力矩 T_1 为

$$T_1 = \frac{2R}{w} M \quad (25)$$

式中: R 为车轮半径; w 为轮距。

由于车轮抱死拖滑将影响制动时地面附着力的利用, 同时易于引起车辆发生侧滑, 因此, 在利用制动力产生横摆力矩时应对滑移率 S 进行控制。根据 Burckhardt 等提出的 μ - S 模型可以得到高附着路面 ($\mu=0.8$) 和低附着路面 ($\mu=0.3$) 各自的最佳滑移率为 17% 和 15%。对由式(25)得到的制动力矩予以调整, 制动器实际产生的制动力矩 T_2 为

$$T_2 = N T_1 \quad (26)$$

$$N = \begin{cases} 0 & S \geq 0.25 \\ \frac{0.25 - S}{0.10} & 0.15 \leq S < 0.25 \\ 1 & S < 0.15 \end{cases} \quad (27)$$

式中: N 为制动力矩调整系数。

横摆力矩由制动力产生, 根据横摆角速度、参考横摆角速度、横摆力矩确定进行制动的车轮, 控制策略见表 1。

表 1 车轮制动控制策略

Tab. 1 Control strategy of wheel brake

γ 数值符号	$\gamma - \tau$ 数值符号	M 数值符号	策略
+	+	+	不制动
+	+	-	右后轮制动
+	-	+	左前轮制动
+	-	-	不制动
-	+	+	不制动
-	+	-	右前轮制动
-	-	+	左后轮制动
-	-	-	不制动

3 自适应控制仿真结果对比

CarSim 是 1996 年由美国机械仿真公司 (Mechanical Simulation Corporation, MSC) 开发的一款专门针对车辆动力学分析的仿真软件, 车辆整车相关的特性参数可以详细定义, 同时也可以方便灵活地设置仿真试验环境和仿真试验过程, 仿真结果精度高。为验证提出的控制律控制效果, 在

MATLAB 软件 Simulink 模块中建立了车辆的闭环控制模型(CS B-Class)。在车速为 $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 条件下,分别进行了路面附着系数 $\mu=0.8$ 和 $\mu=0.3$ 的方向盘正弦角输入的道路仿真试验,给出了不同控制方法的仿真结果, $\theta_1 = 100\sin(\pi t)$, 即一个周期正弦波。仿真参数 $d_1 = d_2 = 0.5$, \mathbf{A} 的对角元素为 1.0×10^{-6} 。仿真车辆模型的基本参数见表 2。

表 2 模型基本参数

Tab. 2 Basic parameters of model

参数	数值
整车质量/kg	1 231
质心距前轴距离/m	1.04
质心距后轴距离/m	1.56
前轮侧偏刚度/($\text{kN} \cdot \text{rad}^{-1}$)	110
后轮侧偏刚度/($\text{kN} \cdot \text{rad}^{-1}$)	110
整车绕 z 轴转动惯量/($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	2 331
前轮距/m	1.481
后轮距/m	1.486
转向系统机械传动比	20

3.1 高附着路面仿真结果

图 4~8 为车辆在高附着路面($\mu=0.8$)、车速为 $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 条件下的仿真试验结果。理想参考响应是在前轮转角输入稳态情况下得到的计算结果,未控制响应是指在前轮输入转角 $\delta_2 = \theta_1/G$ 情况下 CarSim 车辆模型响应。图 4、5 中除给出理想参考、未控制以及 AFS 与 DYC 集成控制仿真结果外,还给出了 AFS 和 DYC 各自单独进行控制的仿真结果,以对比各种主动控制效果。

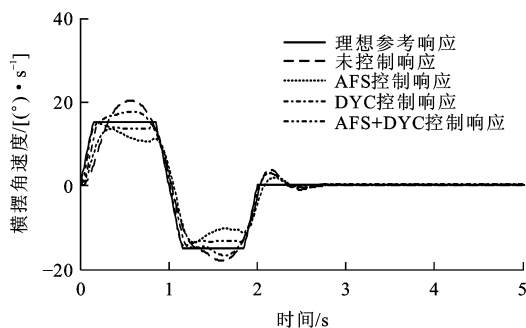


图 4 高附着系数下正弦输入横摆角速度响应

Fig. 4 Yaw rate response with sinusoidal input and high adhesion coefficient

图 4 为车辆横摆角速度响应仿真结果,表明 AFS 和 DYC 集成控制车辆的横摆角速度介于 AFS 和 DYC 各自单独控制的结果之间,较好地跟踪了横摆角速度目标值。图 5 为车辆质心侧偏角响应仿真结果,车辆在行驶过程中,控制质心侧偏角为 0 是

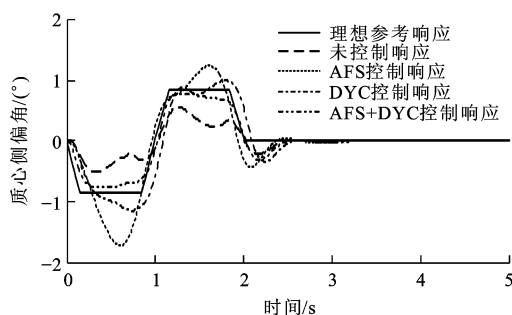


图 5 高附着系数下正弦输入质心侧偏角响应

Fig. 5 Barycenter side-slip angle response with sinusoidal input and high adhesion coefficient

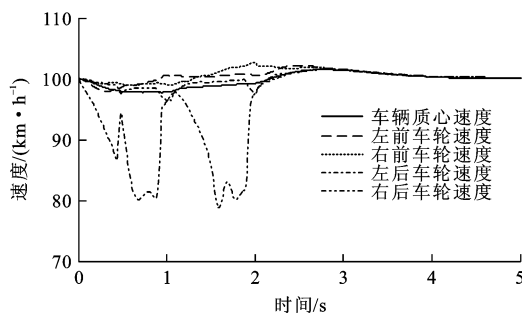


图 6 高附着系数下车辆和车轮速度变化

Fig. 6 Speed variation of vehicle and wheels with high adhesion coefficient

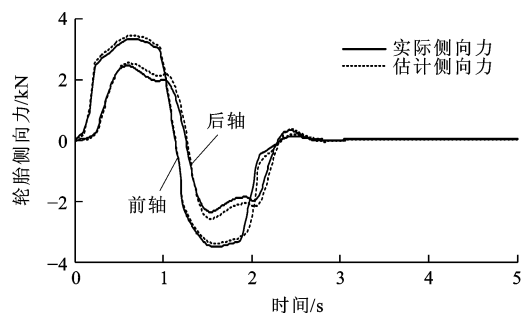


图 7 高附着系数下轮胎实际侧向力与估计侧向力

Fig. 7 Tire actual lateral forces and estimated lateral forces with high adhesion coefficient

最理想的情况,质心侧偏角的控制结果较为理想。

图 4、5 中 DYC 控制的车辆横摆角速度和车辆质心侧偏角响应在 DYC 起作用时均出现轻微振荡现象,这是产生直接横摆力矩的制动力不连续造成的,这种振荡对乘坐舒适性有一定影响,加入主动转向控制后消除了横摆角速度和质心侧偏角响应的振荡现象,改善了乘坐舒适性。

图 6 为高附着路面的车辆质心和各车轮中心纵向速度,图 7 为高附着路面车辆轮胎侧向力,图 8 为高附着路面仿真的主动控制输入。前轴实际侧向力等于仿真车辆前轴左右车轮侧向力之和,估计侧向

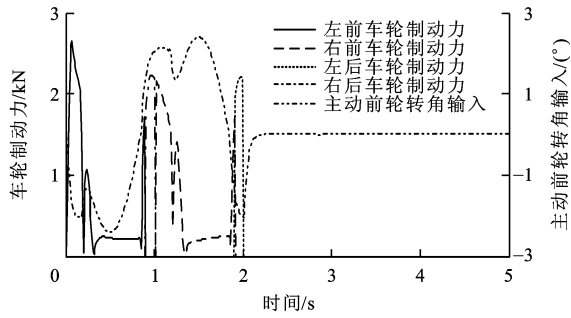


图8 高附着系数下正弦试验主动控制输入
Fig. 8 Active control input of sinusoidal test with high adhesion coefficient

力等于前轴车轮侧偏角平均值与前轴侧偏刚度估计值的乘积;后轴亦如此。前轴侧向力最大误差为210 N,约占前轴实际侧向力的8.1%;后轴侧向力最大误差为296 N,约占后轴实际侧向力的8.5%。仿真结果表明自适应控制较好地估计了车轮的侧向力,对轮胎的非线性进行了有效的补偿,使控制器的鲁棒性得到加强。

3.2 低附着路面仿真结果

图9~12为在低附着路面($\mu=0.3$)、车速为 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 条件下的仿真试验结果,同样地,图中给出了不同主动控制方法的仿真试验结果。

图9、10为低附着路面横摆角速度和车身质心侧偏角仿真结果。AFS单独控制车辆质心侧偏角响应以及DYC单独控制车辆横摆角速度和质心侧偏角响应在部分时段均超过极限值,而自适应控制车辆在低附着路面的横摆角速度和车辆质心侧偏角响应都取得满意的控制效果。

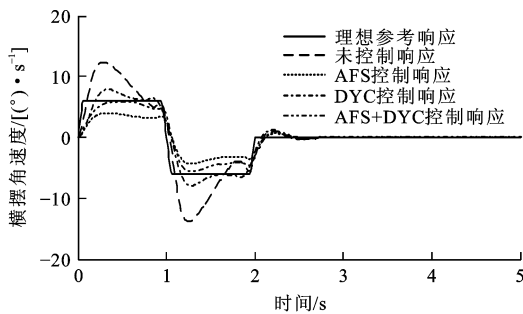


图9 低附着系数下正弦输入横摆角速度响应
Fig. 9 Yaw rate response with sinusoidal input and low adhesion coefficient

图11为低附着路面车辆轮胎侧向力仿真结果,图12为低附着路面仿真的主动控制输入。前轴侧向力最大误差为146 N,约占前轴实际侧向力的8.5%;后轴侧向力最大误差为142 N,约占后轴实际侧向力的9.8%。仿真结果同样表明自适应控制

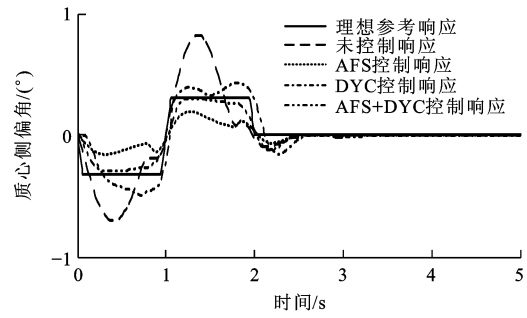


图10 低附着系数下正弦输入质心侧偏角响应
Fig. 10 Barycenter side-slip angle response with sinusoidal input and low adhesion coefficient

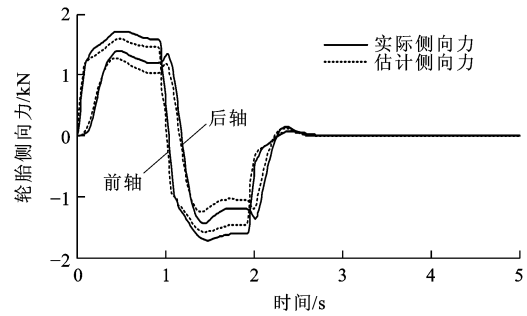


图11 低附着系数下轮胎实际侧向力与估计侧向力
Fig. 11 Tire actual lateral forces and estimated lateral forces with low adhesion coefficient

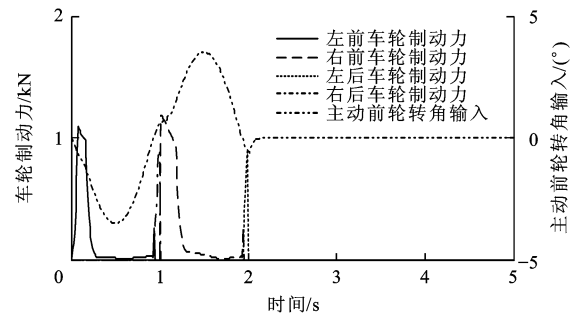


图12 低附着系数下正弦试验主动控制输入
Fig. 12 Active control input of sinusoidal test with low adhesion coefficient

算法较好地估计了低附着路面轮胎的侧向力。

图13为在高附着系数和低附着路面上车辆前、后轴轮胎侧偏估计刚度,表明轮胎侧偏刚度呈非线性变化。

4 结 语

(1)主动前轮转向与直接横摆力矩的自适应控制能有效控制车辆的侧向动态特性,从而能够改善车辆的操纵稳定性和行驶安全性。

(2)用Lyapunov理论设计了主动前轮转向与直接横摆力矩的自适应控制器,在不同附着条件路面上的正弦输入仿真结果表明集成控制的效果好于

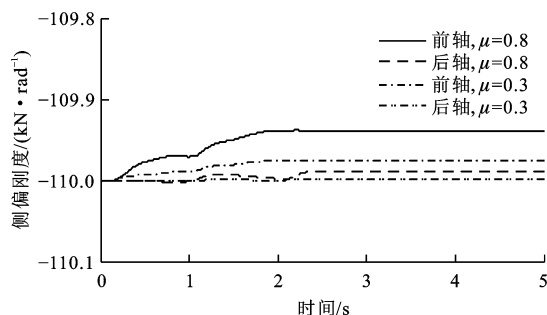


图 13 轮胎侧偏估计刚度

Fig. 13 Estimated tire cornering stiffness

单独进行控制的效果。

(3)采用自适应方法对轮胎刚度进行动态估计,补偿轮胎侧向力的非线性与不确定性,使仿真结果更趋于实际,增强控制器的鲁棒性。

参考文献:

References:

- [1] ZHANG Wei, GUO Xue-xun. An ABS control strategy for commercial vehicle[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015, 20(1): 384-392.
- [2] KOJO T, SUZUMURA M, TSUCHIYA Y, et al. Development of active front steering control system[C]//SAE. 2005 SAE World Congress. Warrendale: SAE, 2005: 1-7.
- [3] VAN ZANTEN A T. Bosch ESP systems; 5 years of experience[C]//SAE. SAE Automotive Dynamics and Stability Conference. Warrendale: SAE, 2000: 1-9.
- [4] RAJAONAH B, ANCEAUX F, VIENNE F. Trust and the use of adaptive cruise control; a study of a cut-in situation[J]. Cognition Technology and Work, 2006, 8(2): 146-155.
- [5] HIDAS P. Modelling vehicle interactions in microscopic simulation of merging and weaving[J]. Transportation Research Part C: Emerging Technologies, 2005, 13(1): 37-62.
- [6] REINELT W, Klier W, REIMANN G, et al. Active front steering (part 2): safety and functionality[C]//SAE. 2004 SAE World Congress. Warrendale: SAE, 2004: 1-7.
- [7] BASLAMISLI S Ç, KÖSE İ E, ANLAŞ G. Gain-scheduled integrated active steering and differential control for vehicle handling improvement[J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(1): 99-119.
- [8] HE Jun-jie, CROLLA D A, LEVESLEY M C, et al. Coordination of active steering, driveline, and braking for integrated vehicle dynamics control[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2006, 220(10): 1401-1421.
- [9] YANG Xiu-jian, WANG Zeng-cai, PENG Wei-li. Coordinated control of AFS and DYC for vehicle handling and stability based on optimal guaranteed cost theory[J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(1): 57-79.
- [10] SONG J. Design and evaluation of active front wheel steering system model and controller[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2014, 7(1): 367-374.
- [11] CHANG S, LEE B, PARK Y, et al. Integrated chassis control for improving on-center handling behavior[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2014, 7(3): 1002-1008.
- [12] HAC A, BODIE M O. Improvements in vehicle handling through integrated control of chassis systems[J]. International Journal of Vehicle Autonomous Systems, 2002, 1(1): 83-110.
- [13] LI Dao-fei, DU Shang-qian, YU Fan. Integrated vehicle chassis control based on direct yaw moment, active steering and active stabilizer[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(S1): 341-351.
- [14] GOODARZI A, SABOOTEH A, ESMAILZADEH E. Automatic path control based on integrated steering and external yaw-moment control [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2008, 222(2): 189-200.
- [15] 胡爱军,王朝晖.主动前轮转向与直接横摆力矩 H_2/H_∞ 集成控制[J]. 河南科技大学学报:自然科学版,2010,31(6):24-28.
HU Ai-jun, WANG Zhao-hui. H_2/H_∞ control for integrated active front steering and direct yaw moment[J]. Journal of Henan University of Science and Technology: Natural Science, 2010, 31(6): 24-28. (in Chinese)
- [16] BOADA M J L, BOADA B L, MUÑOZ A, et al. Integrated control of front-wheel steering and front braking forces on the basis of fuzzy logic[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2006, 220(3): 253-267.
- [17] ALI R K M, TABATABAEI S H, KAZEMI R, et al. Integrated control of AFS and DYC in the vehicle yaw stability management system using fuzzy logic control[C]//SAE. 2008 World Congress. Warrendale: SAE, 2008: 1-11.
- [18] LI Gang, WEI Hong, LIANG He-qi. Four-wheel independently driven in-wheel motors electric vehicle AFS and DYC integrated control[C]//SAE. SAE 2012 World Congress and Exhibition. Warrendale: SAE, 2012: 1-7.
- [19] 李 刚,宗长富,姜立勇,等.主动前轮转向与直接横摆力矩集成控制算法[J]. 吉林大学学报:工学版,2011,41(增2): 54-58.
LI Gang, ZONG Chang-fu, JIANG Li-yong, et al. Active front steering and direct yaw moment integrated control algorithm[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2011, 41(S2): 54-58. (in Chinese)
- [20] REN Bing-tao, CHEN Hong, ZHAO Hai-yan, et al. Integrated control of in-wheel-motored electric vehicles using a model predictive control method[C]//IEEE. Proceeding of the 11th World Congress on Intelligent Control and Automation. New York: IEEE, 2014: 1676-1681.
- [21] MASHADI B, MAJIDI M. Integrated AFS/DYC sliding mode controller for a hybrid electric vehicle [J]. International Journal of Vehicle Design, 2011, 56(1-4): 246-269.

- [22] 张 聪,王振臣,程 菊,等. 4WIS-4WID 车辆横摆稳定性 AFS+ARS+DYC 滑模控制[J]. 汽车工程,2014,36(3):304-309,320.
- ZHANG Cong, WANG Zhen-chen, CHENG Ju, et al. Slide model control of AFS+ARS+DYC for the yaw stability of a 4WIS-4WID vehicle [J]. Automotive Engineering, 2014, 36(3): 304-309, 320. (in Chinese)
- [23] GUO Jian-hua, CHU Liang, LIU Hong-wei, et al. Integrated control of active front steering and electronic stability program[C]// IEEE. International Conference on Advanced Computer Control. New York: IEEE, 2010: 449-453.
- [24] HEO H, JOA E, YI K, et al. Integrated chassis control for enhancement of high speed cornering performance[J]. SAE International Journal of Commercial Vehicles, 2015, 8(1): 102-109.
- [25] 孙桂华. 基于直接横摆力矩控制的电动汽车操纵稳定性研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2013.
- SUN Gui-hua. Research on handling and stability of electric vehicle based on direct yaw-moment control[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2013. (in Chinese)
- [26] 韩京清. 从 PID 技术到“自抗扰控制”技术[J]. 控制工程, 2002, 9(3): 13-18.
- HAN Jing-qing. From PID technique to active disturbances rejection control technique[J]. Control Engineering of China, 2002, 9(3): 13-18. (in Chinese)
- [27] 赵志良. 非线性自抗扰控制的收敛性[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2012.
- ZHAO Zhi-liang. Convergence of nonlinear active disturbance rejection control [D]. Hefei: University of Science and Technology of China, 2012. (in Chinese)
- ~~~~~
- (上接第 83 页)
- suspension reclaiming energy with varying charge voltage in steps[J]. International Journal of Automotive Technology, 2015, 16(5): 765-773.
- [16] 罗鑫源,杨世文. 基于 AHP 的车辆主动悬架 LQG 控制器设计[J]. 振动与冲击, 2013, 32(2): 102-106.
- LUO Xin-yuan, YANG Shi-wen. Design of a LQG controller for a vehicle active suspension system based on AHP[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(2): 102-106. (in Chinese)
- [17] BASIN M, RODRIGUEZ-RAMIREZ P. Sliding mode controller design for linear systems with unmeasured states[J]. Journal of the Franklin Institute, 2012, 349(4): 1337-1349.
- [18] CASTAS F, FRIDMAN L. Analysis and design of integral sliding manifolds for systems with unmatched perturbations[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2006, 51(5): 853-862.
- [19] ZHANG B L, TANG G Y, CAO F L. Optimal sliding mode control for active suspension systems [J]//IEEE. Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Networking, Sensing and Control. New York: IEEE, 2009: 351-356.
- [20] 陈杰平,朱茂飞,祝 辉. 基于磁流变减振器不确定半车悬架模型的半主动鲁棒控制研究[J]. 机械设计与制造, 2011(4): 110-112.
- CHEN Jie-ping, ZHU Mao-fei, ZHU Hui. Semiactive robust control development of uncertainty half-car model based on magnetorheological damper, 2011(4): 110-112. (in Chinese)
- [21] 赵彩虹,陈士安,王骏骋. 刚度和阻尼系数对 LQG 控制主动悬架控制的影响分析[J]. 农业机械学报, 2015, 46(12): 301-308.
- ZHAO Cai-hong, CHEN Shi-an, WANG Jun-cheng. Influences of stiffness and damping parameters on control of active suspension based on LQG[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(12): 301-308. (in Chinese)
- [22] 陈士安,邱 峰,何 仁,等. 一种悬架 LQG 控制加权系数的方法[J]. 振动与冲击, 2008, 27(2): 65-68, 176.
- CHEN Shi-an, QIU Feng, HE Ren, et al. A method for choosing weights in a suspension LQG controller[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(2): 65-68, 176. (in Chinese)
- [23] UTKIN V I, YANG K D. Methods for constructing discontinuity planes in multidimensional variable structure systems[J]. Automation and Remote Control, 1978(10): 72-77.
- [24] 高 远,许 伟,蓝会立. 基于微分几何的非线性汽车悬架模糊滑模控制研究[J]. 合肥工业大学学报: 自然科学版, 2014, 37(3): 266-271.
- GAO Yuan, XU Wei, LAN Hui-li. Fuzzy sliding mode control for nonlinear vehicle suspension based on differential geometry[J]. Journal of Hefei University of Technology: Natural Science, 2014, 37(3): 266-271. (in Chinese)
- [25] IGNACIUK P, BARTOSZEWICZ A. LQ optimal sliding-mode supply policy for periodic-review perishable inventory systems[J]. Journal of the Franklin Institute, 2012, 349(4): 1561-1582.