

文章编号:1671-1637(2015)04-0077-09

基于底盘多子系统协调控制的车辆稳定性控制

赵树恩¹, 李玉玲¹, 余 强²

(1. 重庆交通大学 机电与车辆工程学院, 重庆 400074; 2. 长安大学 汽车学院, 陕西 西安 710064)

摘 要:针对底盘关键子系统对车辆行驶稳定性影响能力与有效作用区域的差异,综合考虑轮胎的非线性特性与各子系统间动力学耦合关系,建立整车14自由度非线性动力学模型,分别运用非线性 H_∞ 控制和模糊控制对转向、悬架和制动子系统进行控制性能研究,采用多级递阶控制理论设计了组织级、协调级和执行级的车辆稳定性多级协调控制系统。运用滑模控制理论与轮胎逆模型将组织级得到的保持车辆行驶稳定性所需的广义目标控制力和力矩转化为轮胎侧偏角和滑移率,再基于功能分配原理对各子系统控制功能进行协调,实现了底盘复杂系统的功能解耦,并对整车稳定性协调控制系统进行了仿真分析。仿真结果表明:防抱死制动系统与半主动悬架系统联合控制对车辆稳定性的控制效果相对较差,主动前轮转向的加入可以明显改善车辆的操纵稳定性。相对于汽车底盘子系统联合控制,多级递阶协调控制能更好地改善整车行驶稳定性,使制动距离减小,保持滑移率基本在目标值0.2附近。

关键词:车辆工程;车辆动力学;多级递阶控制;功能分配;稳定性

中图分类号:U463.33

文献标志码:A

Vehicle stability control based on chassis multiple subsystem coordinated control

ZHAO Shu-en¹, LI Yu-ling¹, YU Qiang²

(1. School of Mechatronics and Automobile Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China; 2. School of Automobile, Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China)

Abstract: Based on the differences of chassis key subsystems influences on vehicle stability and effective acting regions, the nonlinear characteristic of tires and the dynamics coupling relation among vehicle chassis subsystems were comprehensively considered, and the 14-DOF full vehicle model was built. Nonlinear H_∞ control and fuzzy control were separately utilized for chassis steering, braking and suspension to study the control performances. Multi-level hierarchical control theory was adopted to establish vehicle stability coordinated control system including organization, coordination and execution level. Sliding mode control theory and inverse tire model were used to translate the generalized target control forces and moments from organization level into tire sideslip angle and slip ratio. Based on the principle of function distribution, the control function of each subsystem was coordinated, the function decoupling of vehicle chassis complex system was realized, and full vehicle stability coordinated control system was simulated. Simulation result shows that the control effect on vehicle stability by combined control of ABS (anti-lock braking system) and SAS (semi-active suspension system) is relatively poor, but

收稿日期:2015-02-20

基金项目:国家自然科学基金项目(51278514);中国博士后科学基金项目(2014M562259);重庆市基础与前沿研究计划项目(cstc2014jcyjA60007)

作者简介:赵树恩(1972-),男,陕西洋县人,重庆交通大学副教授,工学博士,从事车辆系统动力学与综合控制研究。

joining AFS (active front steering) can significantly improve vehicle handling stability. Compared to vehicle chassis subsystem combined control, multi-level hierarchical coordinated control can improve vehicle stability preferably, reduce the braking distance and keep the slip ratio near the target value 0.2 basically. 2 tabs, 12 figs, 20 refs.

Key words: vehicle engineering; vehicle dynamics; multi-level hierarchical control; function distribution; stability

Author resume: ZHAO Shu-en (1972-), male, associate professor, PhD, +86-23-62652478, zse0916@163.com.

0 引 言

车辆底盘是由转向、制动、悬架等子系统组成的复杂大系统。近年来,随着人们对汽车安全问题的进一步关注,如何实现底盘各主动控制子系统一体化综合控制已成为车辆主动安全控制领域的研究热点^[1-5]。Trächtler 研究了基于防抱死制动系统 (Anti-lock Braking System, ABS) 和牵引力控制系统 (Traction Control System, TCS) 的电子稳定程序 (Electronic Stability Program, ESP) 控制系统,并应用 PID+逻辑门限值的控制策略,对车辆弯道行驶和制动工况下的稳定性控制进行了实验研究^[6];Nagai 通过对转向和制动子系统的集成控制,提高了车辆在紧急转向和制动工况下的操纵稳定性^[7];Kvasnicka 等在差动制动、发动机干预和 ESP 的基础上增加了主动前轮转向 (Active Front Steering, AFS)、电控空气悬架 (Electric Air Suspension, EAS) 和主动横向稳定杆等底盘子系统,通过对其进行协调控制,改善了底盘的全局性能^[8];Hwang 等采用监督式控制策略对 AFS 和 ESP 进行了集成控制^[9];Lin 等采用反演控制 (Back Stepping Control) 对 ABS 和半主动悬架系统 (Semi-active Suspension System, SAS) 进行了集成控制研究^[10];陈无畏等采用预测控制、干扰抑制控制、最优控制等方法分别对 SAS 与 AFS、SAS 与 ABS 的集成控制进行了深入研究,提高了车辆的操纵稳定性和行驶平顺性^[11-13];牛礼民提出了基于多智能体的车辆半主动悬架和电动助力转向的集成控制策略^[14]。尽管目前对车辆底盘集成控制进行了大量的研究工作,并取得了一定的研究成果,但研究人员大多采用多目标全局优化算法实现子系统的集成控制,而这些控制策略集成度很高,系统模型较为复杂,控制器设计较难,且控制系统缺乏柔性,不利于系统扩展。

本文集成 AFS、SAS、ABS 等子系统,采用递阶控制理论,构建包括组织级、协调级和执行级的车辆稳定性分级协调控制系统,其中组织级控制器主要

根据车辆实时行驶状态和理想参考模型得到车辆稳定性控制所需的广义目标控制力或力矩;协调级控制器根据功能分配原理对各子系统控制功能进行协调分配;执行级控制器则按照各自最优控制特性执行协调级发送的控制指令,最后通过仿真分析验证了多子系统分层协调控制的有效性。

1 整车非线性动力学模型

图 1 为包含车身纵向、侧向、垂向、横摆、侧倾、俯仰运动及 4 个车轮垂向和旋转运动在内的 14 自由度整车模型,并假设固定在汽车质心上的动坐标系原点与汽车重心重合,两前轮转角相同且与转向盘转角成正比,4 个轮胎的特性相同。

结合整车受力情况,根据牛顿第二定律可得车辆非线性动力学方程为

$$\left\{ \begin{aligned} m_1(\ddot{u} - v\dot{\psi}) &= (F_{x1} + F_{x2})\cos(\delta) - (F_{y1} + F_{y2})\sin(\delta) + F_{x3} + F_{x4} \\ m_1(\ddot{v} + \dot{u}\dot{\psi}) &= (F_{y1} + F_{y2})\cos(\delta) - (F_{x1} + F_{x2})\sin(\delta) + F_{y3} + F_{y4} \\ I_z\ddot{\psi} &= a[(F_{y1} + F_{y2})\cos(\delta) - (F_{x1} + F_{x2})\sin(\delta)] - b(F_{y3} + F_{y4}) + \frac{t_1}{2}[(F_{y1} - F_{y2})\sin(\delta) + (F_{x1} - F_{x2})\cos(\delta)] + \frac{t_2}{2}(F_{y3} - F_{y4}) \\ I_x\ddot{\varphi} &= h_2[(F_{y1} + F_{y2})\cos(\delta) - (F_{x1} + F_{x2})\sin(\delta) + F_{y3} + F_{y4}] + m_2gh_1\sin(\varphi) + (F_{z1} - F_{z2})\frac{t_1}{2} + (F_{z3} - F_{z4})\frac{t_2}{2} \\ I_y\ddot{\theta} &= h_3[(F_{x1} + F_{x2})\cos(\delta) + (F_{y1} + F_{y2})\sin(\delta) + F_{x3} + F_{x4}] + (F_{z3} + F_{z4})b - (F_{z1} + F_{z2})a + m_2gh_1\sin(\theta) \\ m_2\ddot{d} &= F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} + F_{z4} \\ m_{ti}\ddot{d}_{ti} &= k_{ti}(d_{ri} - d_{ti}) + c_{ti}(\dot{d}_{ri} - \dot{d}_{ti}) - F_{zi} \\ I_i\dot{\omega}_i &= F_{xi}R_i - A_i \end{aligned} \right. \quad (1)$$

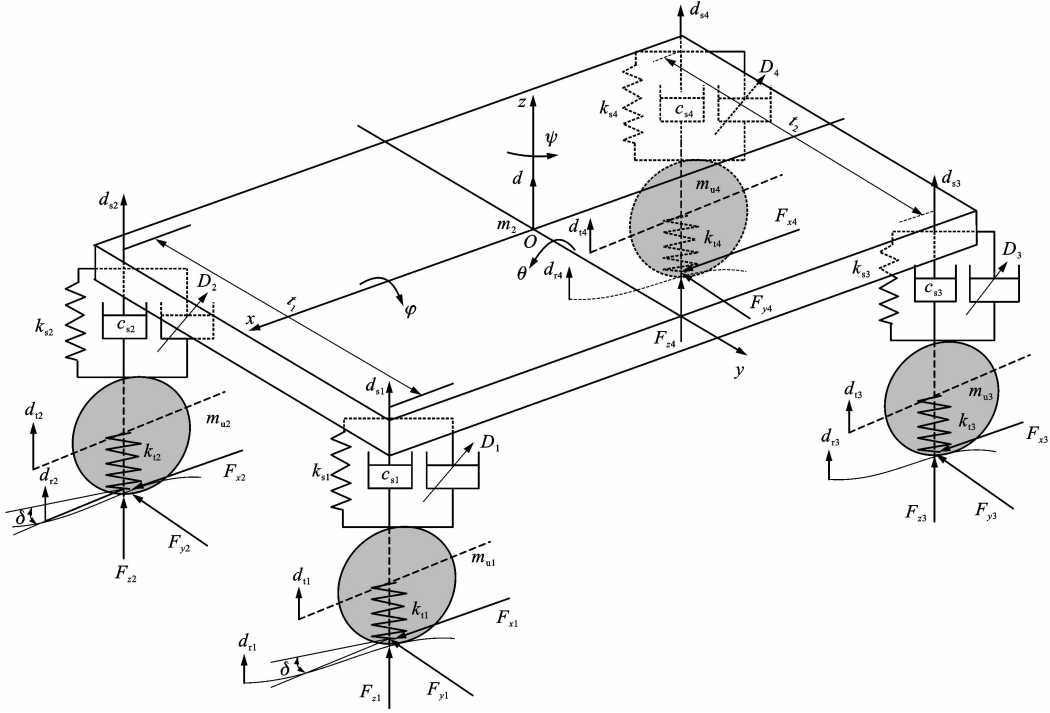


图1 整车模型

Fig. 1 Full vehicle model

其中悬架系统垂向载荷为

$$\begin{cases} F_{z1} = k_{s1}(d_{t1} - d_{s1}) + c_{s1}(\dot{d}_{t1} - \dot{d}_{s1}) - \frac{k_1}{2t_1}\left(\varphi - \frac{d_{t1} - d_{s1}}{2t_1}\right) + D_1 \\ F_{z2} = k_{s2}(d_{t2} - d_{s2}) + c_{s2}(\dot{d}_{t2} - \dot{d}_{s2}) - \frac{k_1}{2t_1}\left(\varphi - \frac{d_{t2} - d_{s2}}{2t_1}\right) + D_2 \\ F_{z3} = k_{s3}(d_{t3} - d_{s3}) + c_{s3}(\dot{d}_{t3} - \dot{d}_{s3}) - \frac{k_2}{2t_2}\left(\varphi - \frac{d_{t3} - d_{s3}}{2t_2}\right) + D_3 \\ F_{z4} = k_{s4}(d_{t4} - d_{s4}) + c_{s4}(\dot{d}_{t4} - \dot{d}_{s4}) - \frac{k_2}{2t_2}\left(\varphi - \frac{d_{t4} - d_{s4}}{2t_2}\right) + D_4 \end{cases} \quad (2)$$

式中: i 为车轮序号,取值为 $1 \sim 4$; $u, v, \psi, \theta, \varphi, \delta$ 分别为车辆纵向速度、侧向速度、横摆角、俯仰角、侧倾角与前轮转向角; m_1 为整车质量; m_2 为簧载质量; m_{ui} 为车轮非簧载质量; I_x, I_y, I_z 分别为车辆绕 x, y, z 轴的转动惯量; ω_i 为车轮角速度; I_i 为车轮转动惯量; k_{si} 为悬架刚度; c_{si} 为悬架阻尼; k_{ti} 为轮胎径向刚度; c_{ti} 为轮胎阻尼; d 为车身垂向位移; d_{si} 为悬架垂向位移; d_{ti} 为路面激励; d_{ui} 为轮胎垂向位移; k_1, k_2 分别为前后悬架侧倾刚度; R_i 为车轮滚动半径; a, b 分别为质心至前后轴距; t_1, t_2 分别为前后轮距; h_1 为质心高度; h_2 为侧倾中心高度; h_3 为俯

仰中心高度; A_i 为车轮制动力矩; F_{zi} 为悬架垂向载荷; D_i 为半主动悬架控制力; F_{xi} 为轮胎纵向力; F_{yi} 为轮胎侧向力; g 为重力加速度。采用 Magic Formula 轮胎模型计算轮胎力^[15]。

2 车辆稳定行驶工况辨识

车辆行驶稳定性常用横摆角速度和质心侧偏角这2个状态量来表征,若忽略左右车轮之间的转角差及轮胎力的动力学差异,则经典二自由度车辆侧向动力学模型^[16]可以简化为

$$\dot{\mathbf{C}} = \mathbf{A}\mathbf{C} + \mathbf{B}\mathbf{M} + \mathbf{H}\delta \quad (3)$$

$$\mathbf{C} = (\gamma, \dot{\psi})^T$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{2(k_3 + k_4)}{m_1 u} & -1 - \frac{2(ak_3 - bk_4)}{m_1 u^2} \\ -\frac{2(ak_3 - bk_4)}{I_z} & -\frac{2(a^2 k_3 + b^2 k_4)}{I_z u} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{I_z} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{H} = \left(\frac{2k_3}{m_1 u}, \frac{2ak_3}{I_z} \right)^T$$

式中: γ 为质心侧偏角; M 为外界作用横摆力矩; k_3, k_4 分别为前后轮侧偏刚度。

根据式(3),令 $\det(s\mathbf{I} - \mathbf{A}) = 0$,其中 s 为拉氏变换中的复数变量, \mathbf{I} 为单位矩阵,可求得特征方程为

$$s^2 + K_1 s + K_0 = 0 \quad (4)$$

$$K_0 = \frac{2m_1 u^2 (bk_2 - ak_1) + 2k_1 k_2 (a+b)^2}{I_z m_1 u^2}$$

$$K_1 = \frac{2(m_1 a^2 + I_z) + 2(m_1 b^2 + I_z)}{I_z m_1 u}$$

根据 Hurwitz 稳定性判据,若要系统稳定,则需常数项和一次项系数均大于 0,即 $K_0 > 0, K_1 > 0$ 。显然 $K_1 > 0$ 始终成立,因此,只需 $K_0 > 0$ 。由于其分母为非负,则需分子大于 0,得稳定性条件为

$$1 + u^2/u_0^2 > 0 \quad (5)$$

$$u_0^2 = \frac{k_1 k_2 (a+b)^2}{m_1 (bk_2 - ak_1)}$$

式中: u_0 定义为特征车速,不为 0。

当汽车转向半径一定时,定义侧向加速度接近于 0(特征车速趋于无穷大)时的前轮转向角为 δ_1 ,则

$$\delta/\delta_1 = 1 + u^2/u_0^2 \quad (6)$$

根据式(5)、(6)可以实现不同行驶工况的车辆行驶状态辨识与稳定性判断,见表 1。表 1 中: δ_2 为前轮转向角门限值; $\dot{\psi}_0$ 为横摆角速度期望值; f_1 、 f_2

分别为纵向加速度及其期望值。

表 1 车辆行驶状态辨识与稳定性判断

Tab. 1 Vehicle driving state identification and stability estimation			
行驶工况	行驶状态		稳定性
$\delta < \delta_2$ 直线 工况	$ \dot{\psi} \leq \dot{\psi}_0, f_1 < f_2$	直线正常行驶	是
	$ \dot{\psi} \leq \dot{\psi}_0, f_1 \geq f_2$	紧急制动状态	是
	$ \dot{\psi} > \dot{\psi}_0$	分离路面或侧向力作用	否
$\delta \geq \delta_2$ 转向 工况	$u_0^2 > 0, u_0^2 \geq u^2, 1 < 1 + u^2/u_0^2 \leq 2$	小不足转向	是
	$u_0^2 > 0, 0 < u_0^2 < u^2, 1 + u^2/u_0^2 > 2$	大不足转向	否
	$u_0^2 < 0, u_0^2 \geq u^2, 0 \leq 1 + u^2/u_0^2 \leq 1$	小过多转向	是
	$u_0^2 < 0, u_0^2 < u^2, 1 + u^2/u_0^2 < 0$	急转	否

3 车辆底盘多子系统递阶控制

采用多级递阶控制理论,建立包含 AFS、SAS 和 ABS 的底盘多子系统递阶控制系统,见图 2。

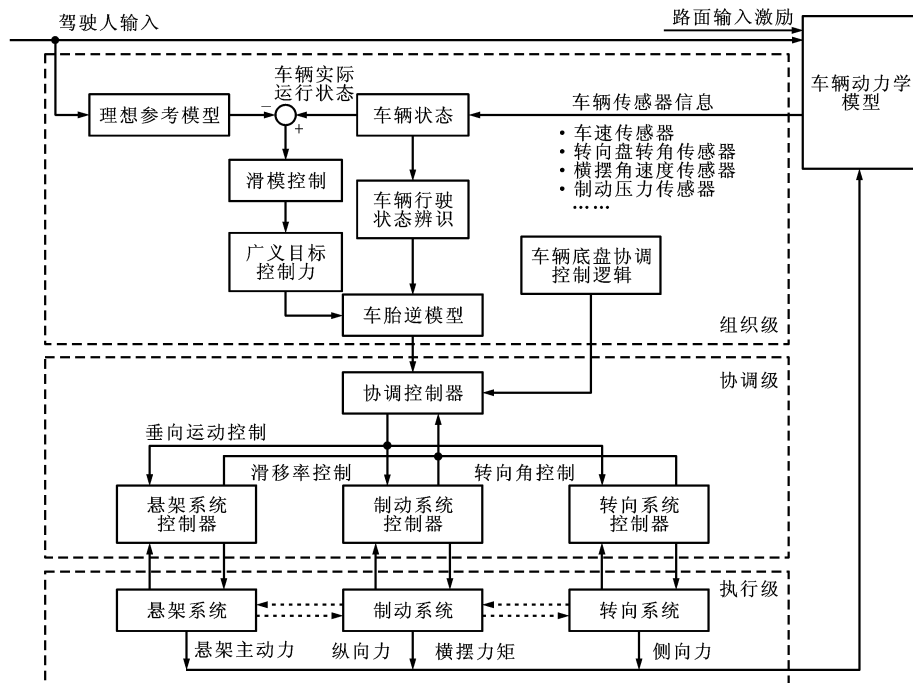


图 2 车辆底盘多子系统递阶控制系统

Fig. 2 Hierarchical control system of vehicle chassis multiple subsystems

3.1 递阶控制组织级控制器设计

根据车辆实际行驶状态值与参考模型理想值之间的偏差,运用滑模变结构控制理论,得到保持车辆行驶稳定性所需的广义目标控制力和力矩,再通过轮胎逆动力学模型将广义目标控制力和力矩转化为轮胎的目标侧偏角和滑移率,从而实现各子系统的

协调控制。

对整车非线性动力学模型,对式(1)进行适当简化,并令系统状态变量为

$$S = (u, v, \dot{\psi}, \dot{d}, \dot{\varphi}, \dot{\theta})^T = (c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6)^T \quad (7)$$

则车辆行驶稳定性相关方程可以表示为

$$\dot{\mathbf{S}} = \begin{bmatrix} c_2 c_3 \\ -c_1 c_3 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{m_1} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{m_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{I_x} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{I_y} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sum_i F_{xi} \\ \sum_i F_{yi} \\ M_z \\ \sum_i F_{zi} \\ M_\varphi \\ M_\theta \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中: M_z 为横摆力矩; M_φ 为侧倾力矩; M_θ 为俯仰力矩。

根据滑模控制理论,选择切换函数为

$$\begin{aligned} S_j &= e_j + \xi_j \varepsilon_j \\ e_j &= c_j - c_{jd} \\ \varepsilon_j &= \int_0^t e_j dt \end{aligned} \quad (9)$$

式中: j 为变量 c_j 的序号,取值为 $1 \sim 6$; S_j 为切换函数; e_j 为 c_j 的误差; c_{jd} 为 c_j 的期望值; ε_j 为控制变量误差的积分项,加入积分项主要是为了限制控制变量的稳态误差; t 为时间; ξ_j 为系数, $\xi_j > 0$ 。

采用等速趋近率可得

$$\dot{S}_j = -\eta_j \operatorname{sgn}(S_j) \quad (10)$$

式中: η_j 为系数, $\eta_j > 0$ 。

对式(9)微分可得

$$\dot{S}_j = \dot{e}_j + \xi_j e_j \quad (11)$$

则有

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{S}_1 &= \dot{c}_1 - \dot{c}_{1d} + \xi_1 (c_1 - c_{1d}) = \left(c_2 c_3 + \frac{1}{m_1} \sum_i F_{xi} \right) - \dot{c}_{1d} + \xi_1 (c_1 - c_{1d}) \\ \dot{S}_2 &= \dot{c}_2 - \dot{c}_{2d} + \xi_2 (c_2 - c_{2d}) = \left(-c_1 c_3 + \frac{1}{m_1} \sum_i F_{yi} \right) - \dot{c}_{2d} + \xi_2 (c_2 - c_{2d}) \\ \dot{S}_3 &= \dot{c}_3 - \dot{c}_{3d} + \xi_3 (c_3 - c_{3d}) = \frac{M_z}{I_z} - \dot{c}_{3d} + \xi_3 (c_3 - c_{3d}) \\ \dot{S}_4 &= \dot{c}_4 - \dot{c}_{4d} + \xi_4 (c_4 - c_{4d}) = \frac{1}{m_2} \sum_i F_{zi} - \dot{c}_{4d} + \xi_4 (c_4 - c_{4d}) \\ \dot{S}_5 &= \dot{c}_5 - \dot{c}_{5d} + \xi_5 (c_5 - c_{5d}) = \frac{M_\varphi}{I_x} - \dot{c}_{5d} + \xi_5 (c_5 - c_{5d}) \\ \dot{S}_6 &= \dot{c}_6 - \dot{c}_{6d} + \xi_6 (c_6 - c_{6d}) = \frac{M_\theta}{I_y} - \dot{c}_{6d} + \xi_6 (c_6 - c_{6d}) \end{aligned} \right. \quad (12)$$

令式(12)中 $\dot{S}_j = 0$, 并为了进一步消除控制输入

的高频抖振,采用饱和函数 $h(\cdot)$ 来替代 $\operatorname{sgn}(S_j)$, 即

$$h\left(\frac{S_j}{\Phi_j}\right) = \begin{cases} \frac{S_j}{\Phi_j} & |S_j| < \Phi_j \\ \operatorname{sgn}(S_j) & |S_j| \geq \Phi_j \end{cases} \quad (13)$$

式中: Φ_j 为边界层厚度, $\Phi_j > 0$ 。

实现车辆稳定性控制的广义目标控制力和力矩过程为

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} \sum_i F_{xid} \\ \sum_i F_{yid} \\ M_{zd} \\ \sum_i F_{zid} \\ M_{\varphi d} \\ M_{\theta d} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_1 [\dot{u}_d - v \dot{\psi} - \xi_1 e_1 - \eta_1 h(S_1)] \\ m_1 [\dot{v}_d - u \dot{\psi} - \xi_2 e_2 - \eta_2 h(S_2)] \\ I_z [\ddot{\psi}_d - \xi_3 e_3 - \eta_3 h(S_3)] \\ m_2 [\ddot{d}_d - \xi_4 e_4 - \eta_4 h(S_4)] \\ I_x [\ddot{\varphi}_d - \xi_5 e_5 - \eta_5 h(S_5)] \\ I_y [\ddot{\theta}_d - \xi_6 e_6 - \eta_6 h(S_6)] \end{bmatrix} \quad (14)$$

式中: F_{xid} 、 F_{yid} 、 F_{zid} 分别为纵向、侧向、垂向目标控制力; M_{zd} 、 $M_{\varphi d}$ 、 $M_{\theta d}$ 分别为垂向车辆横摆、侧倾、俯仰目标控制力矩; u_d 为纵向目标控制速度; v_d 为侧向目标控制速度; ψ_d 为目标控制横摆角; d_d 为垂向目标控制位移; φ_d 为目标控制侧倾角; θ_d 为目标控制俯仰角。

当以车辆在水平面内的操纵稳定性和主动安全控制为目标时,主要控制参数为纵向、侧向速度和横摆角速度,这些参数与轮胎纵向力和侧向力有关。由于车轮的纵向力和侧向力是关于滑移率、侧偏角等变量的函数,因此,根据轮胎逆模型^[17-18],可以将式(14)得到的纵向、侧向目标控制力和目标控制力矩分配到各轮胎,并转化为车轮纵向目标滑移率 s 和轮胎的目标侧偏角 α 。设广义目标控制向量 \mathbf{N} 为

$$\mathbf{N} = \left(\sum_i F_{xid}, \sum_i F_{yid}, M_{zd} \right)^T = \mathbf{O} \mathbf{U} \quad (15)$$

$$\mathbf{O} = \begin{bmatrix} \frac{\partial \sum_i F_{xid}}{\partial \mathbf{U}} & \frac{\partial \sum_i F_{yid}}{\partial \mathbf{U}} & \frac{\partial M_{zd}}{\partial \mathbf{U}} \end{bmatrix}^T \quad (16)$$

$$\mathbf{U} = (F_{x1}, F_{y1}, F_{x2}, F_{y2}, F_{x3}, F_{y3}, F_{x4}, F_{y4})^T \quad (17)$$

式中: \mathbf{O} 为轮胎力作用矩阵; \mathbf{U} 为轮胎力矢量。

轮胎的控制输入通过主动转向系统转向角和制动系统纵向滑移率的控制来得到。轮胎的控制输入 \mathbf{V} 为

$$\mathbf{V} = (s_1, s_2, s_3, s_4, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4)^T \quad (18)$$

式中: $s_1 \sim s_4$ 分别为 4 个轮胎的纵向滑移率; $\alpha_1 \sim \alpha_4$ 分别为 4 个轮胎的侧偏角。

由轮胎非线性动力学模型可知,底盘递阶控制组织级得到的理想控制力和力矩是关于控制系统构造参数和控制输入元素的非线性函数,即

$$\mathbf{N} = \mathbf{l}(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{U}) \quad (19)$$

$$\boldsymbol{\beta} = (F_{xi}, \mu, \delta)^T$$

式中: μ 为道路摩擦因数。

将式(19)围绕工作标识点展开成 Taylor 级数, 忽略二阶以上所有高阶项, 则非线性函数可近似线性化为

$$l(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{U}_p) \approx l(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{U}_{p-1}) + \frac{\partial l(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{U}_{p-1})}{\partial \mathbf{U}} (\mathbf{U}_p - \mathbf{U}_{p-1}) \quad (20)$$

$$l(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{U}_p) - l(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{U}_{p-1}) + \frac{\partial l(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{U}_{p-1})}{\partial \mathbf{U}} \mathbf{U}_{p-1} \approx \frac{\partial l(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{U}_{p-1})}{\partial \mathbf{U}} \mathbf{U}_p \quad (21)$$

式中: \mathbf{U}_p 为 p 时刻的轮胎力。

令 $\bar{\mathbf{N}}$ 为 $L(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{U}_{p-1}) \mathbf{U}_p$, $L(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{U}_{p-1})$ 等于 $\frac{\partial l(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{U}_{p-1})}{\partial \mathbf{U}}$ 为点 $(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{U}_{p-1})$ 的雅各比矩阵, 即控制系统的工作矩阵, 可由轮胎魔术公式得到, 则

$$\bar{\mathbf{N}} = \mathbf{N} - l(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{U}_{p-1}) + \frac{\partial l(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{U}_{p-1})}{\partial \mathbf{U}} \mathbf{U}_{p-1} \quad (22)$$

设控制输入量 \mathbf{V} 的增量为

$$\Delta \mathbf{V} = (\Delta s_1, \Delta s_2, \Delta s_3, \Delta s_4, \Delta \alpha_1, \Delta \alpha_2, \Delta \alpha_3, \Delta \alpha_4)^T$$

则在第 $p+1$ 个采样时刻, 由 4 个轮胎产生的车身控制力 \mathbf{F}_{p+1} 可以近似表示为

$$\mathbf{F}_{p+1} \approx \mathbf{F}_p + \mathbf{O} \Delta \mathbf{V} \quad (23)$$

由于轮胎力作用矩阵 \mathbf{O} 不是方阵, 无法直接求得所分配到的轮胎力, 因此, 采用无约束优化对广义目标控制力进行轮胎力分配。

针对轮胎力分配的控制目标和约束条件, 提出如下目标函数 J

$$J = \mathbf{E}^T \mathbf{W}_1 \mathbf{E} + \Delta \mathbf{V}^T \mathbf{W}_2 \Delta \mathbf{V} + \mathbf{V}^T \mathbf{W}_3 \mathbf{V} \quad (24)$$

式中: \mathbf{E} 为力跟踪误差; \mathbf{W}_1 、 \mathbf{W}_2 、 \mathbf{W}_3 分别为力跟踪误差、控制输入增量和控制输入幅值对应的权重矩阵。

令车辆目标控制力和当前控制力之差 $\tilde{\mathbf{E}}$ 为

$$\tilde{\mathbf{E}} = \mathbf{N} - \mathbf{F}_p \quad (25)$$

则有 $\mathbf{E} = \tilde{\mathbf{E}} - \mathbf{O} \Delta \mathbf{V}$ (26)

将式(23)、(26)代入式(24), 并通过最小化目标函数, 即令 $\partial J / \partial \Delta \mathbf{V} = 0$, 可得最优的轮胎控制输入量增量 $\Delta \mathbf{V}'$ 为

$$\Delta \mathbf{V}' = (\mathbf{W}_3 + \mathbf{W}_2 + \mathbf{O}^T \mathbf{W}_1 \mathbf{O})^{-1} \cdot (\mathbf{O}^T \mathbf{W}_1 \tilde{\mathbf{E}} - \mathbf{W}_3 \mathbf{V}) \quad (27)$$

则分配到轮胎执行器的目标控制输入量为

$$\mathbf{V}' = \mathbf{V} + \Delta \mathbf{V}' \quad (28)$$

将纵向目标控制力转化为纵向目标滑移率后, 通过 ABS 与 SAS 子系统的主动控制来实现对目标滑移率的控制。同时, 将侧向目标控制力转化为轮

胎侧偏角后, 可通过 AFS 系统来实现对轮胎侧偏角的控制。车辆横摆广义目标控制力矩则通过转向和制动系统的协调控制来保证。垂向、侧倾与俯仰广义目标控制力和力矩则通过悬架系统控制转化为 4 个半主动悬架的等效控制力参与其他子系统的协调控制, 进而提高车辆行驶稳定性和安全性。

3.2 递阶控制协调级控制器设计

根据车辆行驶状态辨识与稳定性判断规则, 对车辆实际行驶状态与各子系统的协调控制进行识别和决策, 以确定相应工况下汽车的主要控制目标, 并作为子系统任务分配的重要依据。

当车辆处于稳定工况时, AFS、ABS、SAS 等子系统根据车辆行驶实际状态的控制需要, 按各自最优控制目标对车辆进行控制。

当车辆处于分离路面与高速转弯等非稳定行驶工况时, 由于 AFS 结构和控制性能的限制, 不能实现对较大横摆力矩的跟踪控制, 此时可通过 ABS 对车轮实施不同制动力矩, 以获得较大的横摆力矩^[12], 而 SAS 将以控制车辆垂直载荷为主要目标参与整车稳定性控制。

当各子系统协调控制时, 设 ABS 通过各车轮辅助制动产生的目标附加横摆力矩 M_1 为

$$M_1 = q M_{zd} \quad (29)$$

式中: q 为权重系数。

AFS 通过主动转向实现的目标横摆力矩 M_2 为

$$M_2 = (1 - q) M_{zd} \quad (30)$$

当 ABS 独立控制时, $q = 1$; 当 AFS 独立工作时, $q = 0$; 当 2 个子系统协调控制时, 为防止子系统在切换过程中产生过大的冲击, q 采用连续 Sigmoid 函数进行计算, Sigmoid 函数的表达式为

$$q = \frac{1}{1 + e^{-o(\xi - r)}} \quad (31)$$

式中: ξ 为自变量; o 、 r 大于零, 分别为函数的形状和位置系数。

SAS 系统根据侧向加速度产生的附加控制力为

$$\mathbf{Q} = a_0 |a_1 - \text{sgn}(a_1) a_2| \quad (32)$$

式中: a_0 为附加控制力系数; a_1 为侧向加速度; a_2 为侧向加速度目标值。

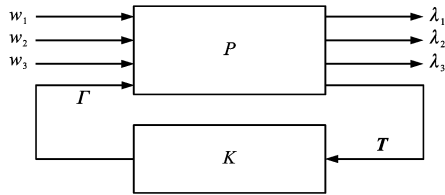
当车辆侧向加速度超过预先设定的目标值时, 系数 a_0 根据侧向加速度控制半主动悬架垂向可控阻尼力, 以抑制车身的侧倾运动, 并减小前轮垂直载荷的波动。

3.3 递阶控制执行级控制器设计

3.3.1 AFS 控制器设计

根据 AFS 转向系统的性能要求与车辆操纵稳

定性控制目标,采用鲁棒性较强的 H_∞ 控制理论进行控制特性研究,使其既满足汽车操纵稳定性要求,又能使驾驶人获取满意的操纵轻便性和路感^[19]。AFS 转向系统鲁棒 H_∞ 控制标准化结构见图 3。图 3 中: $\Omega = (\omega_1, \omega_2, \omega_3)^T$ 为外部输入向量, ω_1 为路面干扰, ω_2 为测量噪声, ω_3 为转向盘操纵力矩; $\lambda = (\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)^T$ 为控制性能评价输出向量, λ_1 为实际助力转矩与理想助力转矩之差, λ_2 为方向盘实际输出转矩与理想转矩之差, λ_3 为车辆实际横摆角速度与理想横摆角速度之差; $T = (\dot{\psi}, \gamma, T_1, T_2)^T$ 为测量输出向量, T_1 为实际助力转矩, T_2 为方向盘转矩传感器输出实际转矩; Γ 为可控输入信号电机电磁转矩; P 为输入信号 Γ, Ω 到输出信号 λ, T 的传递函数; K 为控制器。

图 3 鲁棒 H_∞ 控制标准化结构Fig. 3 Standard structure of robust H_∞ control

为了使 AFS 系统 H_∞ 控制器既满足 AFS 转向性能要求,又达到车辆稳定性控制目标,系统评价输出变量 λ_1, λ_2 与 λ_3 的原则为

(1)使 $\lambda_1 = T_1 - T_3$ 最小,保证助力电机产生的实际助力转矩 T_1 与理想助力转矩 T_3 的偏差最小,以实现良好的助力跟踪性。

(2)使 $\lambda_2 = T_2 - T_4$ 最小,减少路面干扰,以保证良好的转向路感, T_4 为转矩传感器输出的理想转矩。

(3)使 $\lambda_3 = \dot{\psi} - \dot{\psi}_0$ 最小,使车辆实际横摆角速度接近理想值,以保证良好的稳定性。

3.3.2 SAS 控制器设计

以车身垂向加速度和速度、俯仰角加速度和角速度、侧倾角加速度和角速度为控制输入变量,以垂向等效控制力 F_{ze} 和俯仰、侧倾运动的等效控制力矩 $M_{\theta e}, M_{\varphi e}$ 为控制输出变量,设计 3 个独立的模糊控制器,再通过伪逆运算得到 4 个半主动悬架的控制力,从而提高车辆的平顺性和稳定性^[20]。半主动悬架模糊控制器结构见图 4。

3.3.3 ABS 控制器设计

ABS 控制器采用以车轮滑移率和纵向加速度为输入,以调节力矩为输出的模糊控制,控制器结构

见图 5。

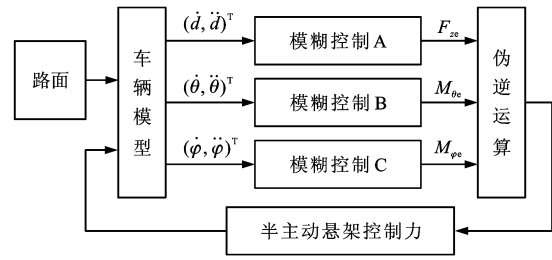


图 4 半主动悬架模糊控制器结构

Fig. 4 Structure of fuzzy controller for semi-active suspension

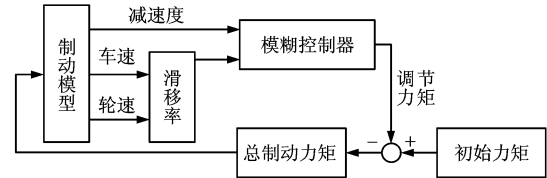


图 5 ABS 模糊控制器结构

Fig. 5 Structure of ABS fuzzy controller

4 协调控制仿真分析

以某车型为例,选择 B 级路面,路面不平度系数 G 为 $6.4 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$,参考空间频率 n 为 0.1 Hz ,速度谱密度为 $\dot{G} = 4\pi^2 G n^2 v$,采样时间间隔为 0.01 s 。车辆主要参数见表 2。设车辆初始速度为 $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,给前轮 6° 的转向角阶跃输入,行驶 0.3 s 时开始制动,对基于底盘多子系统协调控制策略进行仿真分析。

表 2 车辆主要参数

Tab. 2 Main parameters of vehicle

参数	数值	参数	数值
m_1/kg	1 527	a/m	1.035
$m_{u1}, m_{u2}/\text{kg}$	49.05	b/m	1.655
$m_{u3}, m_{u4}/\text{kg}$	39.85	t_1/m	1.535
h_1/m	0.50	t_2/m	1.535
h_2/m	0.40	$k_{s1}, k_{s2}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	29 509
h_3/m	0.25	$k_{s3}, k_{s4}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	27 126
$I_x/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	744	$c_{s1}, c_{s2}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$	1 767
$I_y/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	2 160	$c_{s3}, c_{s4}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$	1 542
$I_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	3 048	$k_{ti}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	181 000
$I_i/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.99	$k_1/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1})$	47 298
R_i/m	0.313	$k_2/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1})$	37 311

车辆横摆角速度、质心侧偏角、侧倾角和俯仰角响应曲线分别见图 6~9。在不同子系统参与的协调控制模式下,ABS 与 SAS 联合控制对车辆稳定性的控制效果相对较差,这主要是由于车辆在转向制动工况下已处于非稳定工作区域,ABS 的横向控制功能有限,而 SAS 的辅助作用以提高车辆制动安全性和舒适性为主要目标。AFS 的介入可以明显

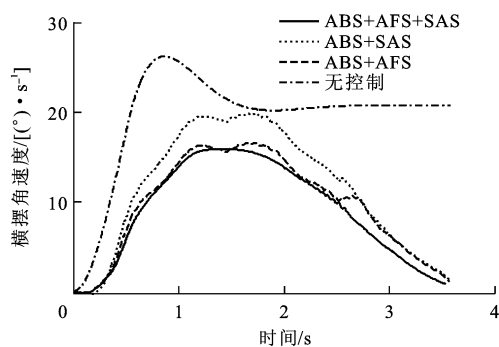


图 6 横摆角速度响应

Fig. 6 Response of yaw angular velocity

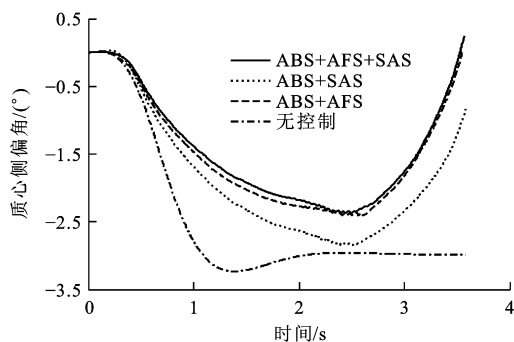


图 7 质心侧偏角响应

Fig. 7 Response of sideslip angle of barycenter

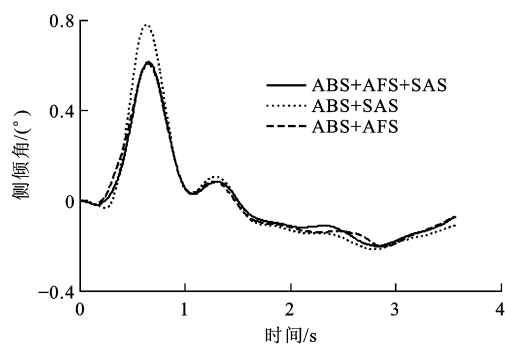


图 8 侧倾角响应

Fig. 8 Response of heeling angle

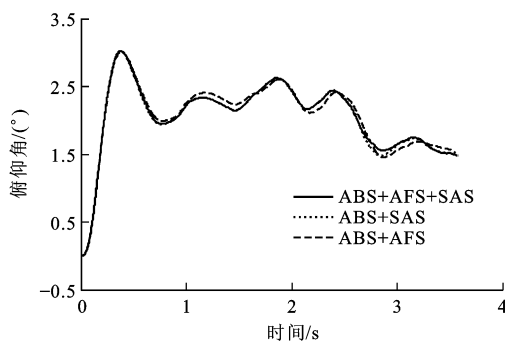


图 9 俯仰角响应

Fig. 9 Response of pitch angle

改善车辆的操纵稳定性,减小车辆侧倾和俯仰角度,且多子系统的协调控制使车辆横摆角速度幅值抖动

最小,能使车辆快速趋于稳定状态。

车辆制动距离与前、后车轮纵向滑移率响应曲线分别见图 10~12。由图 10 可知,ABS、AFS 和 SAS 子系统协调控制策略下制动距离较小,制动时间较短,这是由于半主动悬架的控制使车轮垂直载荷变化与制动力矩保持一致,提高了整车系统的制动效能。图 11、12 中滑移率随时间的延长存在一定的波动,这主要是由路面的不平度及悬架载荷波动引起的,滑移率基本保持在目标值 0.2 附近。

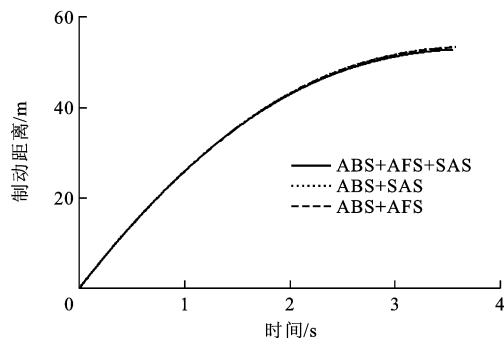


图 10 制动距离响应

Fig. 10 Response of braking distance

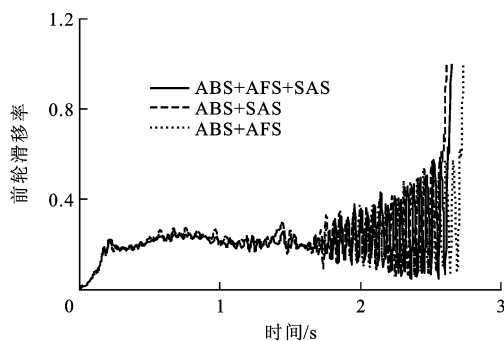


图 11 前轮滑移率响应

Fig. 11 Response of front wheel slip ratio

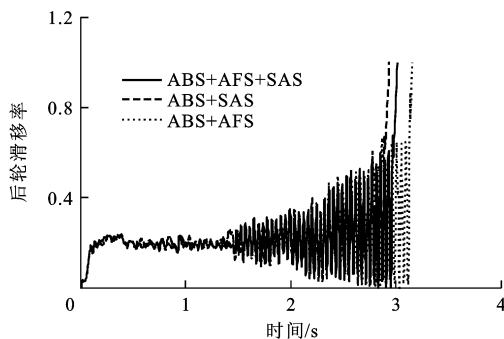


图 12 后轮滑移率响应

Fig. 12 Response of rear wheel slip ratio

5 结 语

(1) 基于多级递阶协调控制和功能分配原理,通过轮胎逆动力学模型和伪逆运算将车辆稳定性控制的广

义目标控制力和力矩转化为底盘各子系统的控制目标,实现了汽车底盘非线性动力学耦合问题的功能解耦及车辆在极限工况下底盘多子系统的协调控制。

(2)采用底盘多子系统分级协调控制,可以在一定程度上抑制多子系统之间的相互干扰,能够更好地改善整车的操纵稳定性和主动安全性,并能有效抑制车身姿态变化,提高车辆的行驶平顺性。

参考文献:

References:

- [1] 陈虹,宫洵,胡云峰,等.汽车控制的研究现状与展望[J].自动化学报,2013,39(1):1-25.
CHEN Hong, GONG Xun, HU Yun-feng, et al. Automotive control: the state of the art and perspective[J]. Acta Automatica Sinica, 2013, 39(1): 1-25. (in Chinese)
- [2] 孙涛,朱红全,徐桂红.车辆主动安全性的底盘系统集成控制研究[J].控制工程,2014,21(2):226-231,236.
SUN Tao, ZHU Hong-quan, XU Gui-hong. Study on integrated control of chassis sub-systems for vehicle active safety[J]. Control Engineering of China, 2014, 21(2): 226-231, 236. (in Chinese)
- [3] 王梦琳,孙涛,郑松林,等.基于底盘子系统协同控制的车辆防侧翻性能分析[J].系统仿真学报,2015,27(1):163-170.
WANG Meng-lin, SUN Tao, ZHENG Song-lin, et al. Simulation of anti-rollover performance based on chassis collaborative control[J]. Journal of System Simulation, 2015, 27(1): 163-170. (in Chinese)
- [4] 赵健,郭俐彤,朱冰,等.基于底盘集成控制的轻型汽车防侧翻控制[J].汽车工程,2014,36(3):334-339,367.
ZHAO Jian, GUO Li-tong, ZHU Bing, et al. Roll control of light vehicles based on integrated chassis control[J]. Automotive Engineering, 2014, 36(3): 334-339, 367. (in Chinese)
- [5] ZHOU Yu-cai, CHEN Shi-an, WANG Jun-cheng. Two-acceleration-error-input proportional-integral-derivative control for vehicle active suspension[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering: English Edition, 2014, 1(3): 228-234.
- [6] TRÄCHTLER A. Integrated vehicle dynamics control using active brake, steering and suspension systems[J]. International Journal of Vehicle Design, 2004, 36(1): 1-12.
- [7] NAGAI M. The perspectives of research for enhancing active safety based on advanced control technology[J]. Vehicle System Dynamics, 2007, 45(5): 413-431.
- [8] KVASNICKA P, DICK P. Integrated development of vehicle dynamics demonstrated on the new BMW 3 series[C]//SAE-China, FISITA. Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress. Berlin: Springer, 2012: 379-389.
- [9] HWANGT H, PARK K, HEO S J, et al. Design of integrated chassis control logics for AFS and ESP[J]. International Journal of Automotive Technology, 2008, 9(1): 17-27.
- [10] LIN J S, TING W E. Nonlinear control design of anti-lock braking systems with assistance of active suspension[J]. IET Control Theory and Applications, 2007, 1(1): 343-348.
- [11] 陈无畏,周慧会,刘翔宇.汽车ESP与ASS分层协调控制研究[J].机械工程学报,2009,45(8):190-196.
CHEN Wu-wei, ZHOU Hui-hui, LIU Xiang-yu. Simulation research on layered coordinated control of automotive ESP and ASS[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(8): 190-196. (in Chinese)
- [12] 汪洪波,陈无畏,杨柳青,等.基于博弈论和功能分配的汽车底盘系统协调控制[J].机械工程学报,2012,48(22):105-112.
WANG Hong-bo, CHEN Wu-wei, YANG Liu-qing, et al. Coordinated control of vehicle chassis system based on game theory and function distribution[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(22): 105-112. (in Chinese)
- [13] 汪洪波,陈无畏.汽车底盘集成系统协调控制研究[J].系统科学与数学,2015,35(5):527-538.
WANG Hong-bo, CHEN Wu-wei. Vehicle chassis integrated system coordinated control[J]. Journal of Systems Science and Mathematical Sciences, 2015, 35(5): 527-538. (in Chinese)
- [14] 牛礼民.车辆半主动悬架和电动助力转向集成控制的研究与实现[D].镇江:江苏大学,2008.
NIU Li-min. Research and realization of integrated control on vehicle semi-active suspension and electric power steering[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2008. (in Chinese)
- [15] BURHAUMUDIN M S, SAMIN P M, RAHMAN R A, et al. Integration of Magic Formula tire model with vehicle handling model[J]. International Journal of Research in Engineering and Technology, 2012, 1(3): 139-145.
- [16] 李道飞.基于轮胎力最优分配的车辆动力学集成控制研究[D].上海:上海交通大学,2008.
LI Dao-fei. Study on integrated vehicle dynamics control based on optimal tire force distribution [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2008. (in Chinese)
- [17] 刘跃,方敏,汪洪波.车辆稳定控制中的合力计算与分配[J].控制理论与应用,2013,30(9):1122-1130.
LIU Yue, FANG Min, WANG Hong-bo. Force calculation and distribution in vehicle stability control[J]. Control Theory and Applications, 2013, 30(9): 1122-1130. (in Chinese)
- [18] 吴晓东,李冰,赵学增.差动制动对汽车制动稳定性的影响[J].交通运输工程学报,2008,8(1):23-26.
WU Xiao-dong, LI Bing, ZHAO Xue-zeng. Effect of differential brake on braking stability of automobile[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2008, 8(1): 23-26. (in Chinese)
- [19] 赵树恩,李玉玲,刘文文.融合主动转向功能的电动助力转向系统 H_∞ 控制[J].机械科学与技术,2014,33(8):1233-1237.
ZHAO Shu-en, LI Yu-ling, LIU Wen-wen. H_∞ control for electric power steering system integrated with function of active steering[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2014, 33(8): 1233-1237. (in Chinese)
- [20] 赵树恩,李玉玲.汽车整车半主动悬架模块化并联模糊控制[J].计算机仿真,2013,30(5):143-147.
ZHAO Shu-en, LI Yu-ling. Full vehicle semi-active suspension modularize parallel fuzzy control[J]. Computer Simulation, 2013, 30(5): 143-147. (in Chinese)