

汽车转向/防抱死制动系统的无模型协同控制*

李 果, 侯艳杰, 冯泽斌

(北京科技大学 自动化学院, 北京 100083)

摘要: 汽车制动系统和转向系统相互之间存在着复杂的耦合关系, 会对汽车行驶安全性和操纵稳定性造成极大的影响。为了动态补偿这种干扰影响, 以无模型控制方法设计汽车整车防抱死制动控制器、整车前轮主动转向控制器及转向系统和制动系统的协同控制器, 从理论上证明了设计的无模型控制系统的稳定性。最后, 在 MATLAB/Simulink 平台上搭建了车辆模型和控制器, 进行汽车转向制动控制的动态性能仿真。仿真结果表明其解决了汽车两个系统的耦合干扰, 提高了汽车制动效能和转向稳定性。

关键词: 汽车转向制动; 无模型控制; 协同控制; 泛模型; 功能组合模块

中图分类号: TP273 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-3695(2012)07-2470-05

doi:10.3969/j.issn.1001-3695.2012.07.019

Model-free cooperative control of vehicle' steering/anti-lock braking system

LI Guo, HOU Yan-jie, FENG Ze-bin

(School of Automation, University of Science & Technology Beijing, Beijing 100083, China)

Abstract: The vehicle braking system and steering system are complex coupling relationship, which dramatically effects to the vehicle safety and handling stability. In order to dynamic compensate the interference effects, first of all, this paper designed vehicle anti-lock braking controller, active front steering controller and steering system and brake system cooperative controller by the model-free control method. Then it was proved the stability of model-free control system. Finally, it built the vehicle model and controller on the MATLAB/Simulink platform and dynamic simulated the performance of vehicle steering and braking control. The simulation results show that it solves two system coupling interference of vehicle, improves the vehicle braking efficiency and steering stability.

Key words: vehicle cornering braking; model-free control; cooperative control; universal model; function module

防抱死制动系统(ABS)是一种汽车的主动安全装置,它使汽车行驶安全性得到很大提高。为了提高 ABS 的控制效果,国内外学者将重点放在改进控制器的控制算法上,很多控制方法都得到了应用,如 PID 控制、模糊控制、滑模控制、最优控制等^[1-4]。而汽车转向控制是汽车系统极其重要的特性,它描述汽车保持转向稳定、按期望轨迹行驶的能力。相关研究着重在基于横摆力矩和前轮转向的轨迹跟踪^[2-5]。目前在汽车转向和防抱死制动的协调控制方面研究还比较少。文献[2,3]中采用经典的分层控制体系进行系统集成,但没有考虑系统的鲁棒性能,并且需要反复协调,实时性和协同性不好。

现有的一些控制方法大多依赖模型^[6-10]。但汽车转向制动时,各轮胎最大纵向附着力和侧偏特性刚度参数非线性不确定变化、转向角和纵向制动力相互耦合干扰及道路环境干扰对汽车转向制动控制性能的影响很大,很难用模型精确描述。无模型控制方法是 20 世纪 90 年代提出来的,自被提出以来就得到了快速的发展,其应用领域不断扩大,无论是在理论上还是在实践中,无模型控制方法都取得了良好的效果。无模型控制方法即为无须建模的自适应控制率,这种控制算法是以控制功能需求为目标进行设计的。无模型控制算法的设计采用不依

赖于被控对象精确数学模型的泛模型和必要的功能组合模块。无模型控制方法采用的是边建模边控制的方法,即得到一组新的观测数据后,首先进行建模估计,然后进行控制,然后再观察、再建模、再控制,这样使得泛模型不断精确,从而提高了控制的性能,改善了控制的效果。本文设计的控制系统着重于车体子系统互相协调控制,着重解决汽车转向制动时,转向系统与制动系统之间耦合作用问题。

1 汽车仿真模型

1.1 车辆模型

汽车整车的纵向力学平衡方程^[11]为

$$\sum_{i=1}^4 F_{xi}(i) = m(\dot{u} - v\gamma)$$

其中: m 为整车质量; $\sum F_{xi}$ 为四个车轮的地面制动力之和; u 为整车纵向速度; v 为横向速度; γ 为整车横摆角速度。

整车的横向力学平衡方程^[11]为

$$\sum_{i=1}^4 F_{yi}(i) = m(\dot{v} + u\gamma)$$

其中: $\sum F_{yi}$ 为四个车轮的侧向力之和,参见文献[11]。

整车的横摆运动力学平衡方程^[11]为

收稿日期: 2011-12-23; 修回日期: 2012-02-16 基金项目: 北京市自然科学基金资助项目(4112038)

作者简介: 李果(1963-)男,教授,博士(后),主要研究方向为车辆和机器人控制与规划、智能控制、工业过程控制与鲁棒自适应控制等(guo6396@sina.com);侯艳杰(1985-)男,讲师,硕士,主要研究方向为车辆控制、智能控制、工业过程控制等;冯泽斌(1985-)男,工程师,硕士,主要研究方向为车辆控制、工业过程控制等。

$$I_s \dot{\gamma} = [F_{xt}(2) - F_{xt}(1)] \times \frac{d}{2} + [F_{xt}(4) - F_{xt}(3)] \times \frac{d}{2} + [F_{yt}(1) + F_{yt}(2)] \times l_f - [F_{yt}(3) + F_{yt}(4)] \times l_r$$

而在上面三式中,

$$F_{xt}(i) = F_x(i) \times \cos \delta(i) - F_y(i) \times \sin \delta(i)$$

$$F_{yt}(i) = F_x(i) \times \sin \delta(i) + F_y(i) \times \cos \delta(i)$$

其中: d 为汽车左右轮距; l_f 为整车质心到前轮的距离; l_r 为整车质心到后轮的距离; $i=1 \sim 4$ 代表四个车轮; I_s 为整车绕 z 轴的转动惯量; $\delta(i)$ 为车轮转角。

1.2 垂直载荷模型

车辆在转向制动工况下车轮总的垂直载荷由以下三部分组成:a)汽车静态载荷;b)由纵向惯性力引起的每个车轮的载荷变化;c)由侧向惯性力引起的每个车轮的载荷变化。因此前左轮、前右轮、后左轮以及后右轮的垂直载荷值是不确定变化的,具体计算式可见文献[11]。

1.3 轮胎动力学模型

采用路面模型比较常用并且相对精确的附着系数—滑移率关系魔术式。其中, λ, λ_d 是滑移率和最佳滑移率; μ 是附着系数。横摆角、侧偏角、横向滑移率的计算参见文献[11]。

2 汽车无模型控制系统设计

采用无模型控制理论设计汽车控制系统的总体结构如图 1 所示。通过适当方法分别采集制动系统和转向系统的实时信息,把这些信息分别传入两个系统的无模型控制器,由无模型控制器对实时信息进行处理,从而估计出被控对象现在的模型,对其进行控制。同时,在制动系统和转向系统间还存在着一定的耦合,将这些耦合程度进行量化处理。通过协同控制器进行适当分析,从而调节各自的无模型控制器对两个系统进行自适应控制。

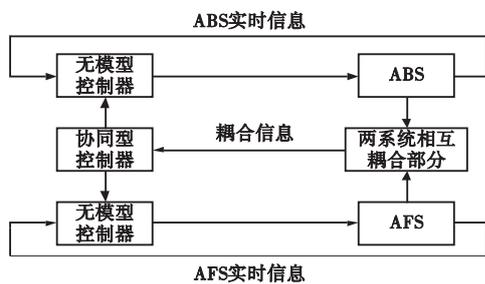


图1 控制系统总体设计

2.1 整车无模型制动控制器

对于整车模型防抱死制动控制器的设计,只考虑车辆平直行驶时的制动,不考虑车辆的转向,同时假设车辆在对开路面上行驶,即车辆四个车轮的路面情况。设计理论采用无模型控制方法。整车的防抱死制动控制器通过改变作用在四个轮子上的制动力矩对整车进行控制,使得四个轮子的滑移率始终在最佳滑移率附近并缩短制动距离;同时保持汽车转向稳定性,使横摆角速度为零。

设计的整车防抱死制动控制器的无模型控制方法中输入向量 $u = [T_{b1} \ T_{b2} \ T_{b3} \ T_{b4}]^T$,输出向量为 $y = [S_1 \ S_2 \ S_3 \ S_4 \ V \ \gamma]^T$ 。

这样,系统的泛模型可以写为

$$\begin{bmatrix} S_1(k) \\ S_2(k) \\ S_3(k) \\ S_4(k) \\ V(k) \\ \gamma(k) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} S_1(k-1) \\ S_2(k-1) \\ S_3(k-1) \\ S_4(k-1) \\ V(k-1) \\ \gamma(k-1) \end{bmatrix} = \varphi(k)^T \begin{bmatrix} T_{b1}(k-1) \\ T_{b2}(k-1) \\ T_{b3}(k-1) \\ T_{b4}(k-1) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} T_{b1}(k-2) \\ T_{b2}(k-2) \\ T_{b3}(k-2) \\ T_{b4}(k-2) \end{bmatrix} \quad (1)$$

其中: $\varphi(k)$ 为 4×6 阶矩阵。

利用带有遗忘因子的最小二乘法(详见文献[11])作为估值方法,可估算出泛模型 $\varphi(k)$ 的估计值 $\hat{\varphi}(k)$ 。则可设计出无模型控制器的基本形式:

$$\begin{bmatrix} T_{b1}(k-1) \\ T_{b2}(k-1) \\ T_{b3}(k-1) \\ T_{b4}(k-1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{b1}(k-2) \\ T_{b2}(k-2) \\ T_{b3}(k-2) \\ T_{b4}(k-2) \end{bmatrix} + \frac{\lambda_k}{a + \|\hat{\varphi}(k)\|^2} \hat{\varphi}(k) \begin{bmatrix} S_{10} \\ S_{20} \\ S_{30} \\ S_{40} \\ V_0 \\ \gamma_0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} S_1(k-1) \\ S_2(k-1) \\ S_3(k-1) \\ S_4(k-1) \\ V(k-1) \\ \gamma(k-1) \end{bmatrix} \quad (2)$$

其中: $S_{10}, S_{20}, S_{30}, S_{40}$ 都为轮胎的最佳滑移率;由于要求汽车平直行驶,则 $\gamma_0 = 0$;由于制动的目的是使车辆最终停下,则 $V_0 = 0$ 。

在控制过程中需要调节参数使得滑移率和横摆角能够在尽可能短的时间内达到控制性能指标,然后在这些指标不变的情况下速度逐渐减小达到制动的目的。

2.2 转向无模型控制器

在理想状况下,转向盘对前轮输入一个转角 δ ,那么车辆会产生一个相应的侧偏角 β 。但由于实际转向中车辆会受到各种干扰,进而使得侧偏角 β 产生偏差,导致车辆偏离预定轨迹,甚至导致车辆失控。所以需要设计一个转向控制器,对转向盘输入到前轮的转向角 δ 进行修正,即转向控制器需要输出一个对前轮转向角补偿的角 $\Delta\delta$;同时转向控制器需要对车辆转向时的横摆角速度 γ 和侧偏角 β 进行采集分析,使其达到预定值。

通过以上分析可知转向无模型控制器的泛模型的输入 u 为 $\Delta\delta$,输出 y 为 $[\beta \ \gamma]^T$,则系统的泛模型可写为

$$\begin{bmatrix} \beta(k) \\ \gamma(k) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \beta(k-1) \\ \gamma(k-1) \end{bmatrix} = \varphi(k)^T (\Delta\delta(k-1) - \Delta\delta(k-2)) \quad (3)$$

其中: $\varphi(k)$ 为 1×2 阶矩阵。

利用带有遗忘因子的最小二乘法作为估值方法,估算出泛模型 $\varphi(k)$ 的估计值 $\hat{\varphi}(k)$,则此时可以设计出无模型控制器的基本形式:

$$\Delta\delta(k-1) = \Delta\delta(k-2) + \frac{\lambda_k}{a + \|\hat{\varphi}(k)\|^2} \hat{\varphi}(k) \left(\begin{bmatrix} \beta_0 \\ \gamma_0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \beta(k-1) \\ \gamma(k-1) \end{bmatrix} \right) \quad (4)$$

其中: β_0 为期望车辆质心的侧偏角, γ_0 为期望的车辆横摆角速度。

通过无模型转向控制器的控制,车辆会以期望给定的横摆

角速度和质心侧偏角进行转向,实现预期的运行轨迹。

当车辆在转向的同时进行制动,无模型控制器把制动引起的系统状态和参数的变化看做干扰,这样可以重新估计转向系统的泛模型,进而进行相应的控制。

2.3 无模型协同控制器

本文设计的协同控制器并不是一个在制动控制器和转向控制器的上层控制两个系统协同工作,而是通过提高两个控制器各自的鲁棒性,避免受到彼此耦合干扰,从而达到两个系统协同工作的目的。

具体而言,协同控制器的设计是在无模型转向控制器和无模型制动控制器的基础上加入鲁棒性功能模块,使两个系统的鲁棒性增强,从而达到协同的目的。针对于制动系统,添加功能模块的目的是克服来自转向系统的耦合干扰。因此,把标志转向的横摆角速度引入到制动控制器的无模型控制方法的功能模块中。

无模型制动控制器的功能模块构建如下:

$$G(Y_{k-1}^{k-n}, U_{k-2}^{k-m}, \theta(k)) = A(Y_{k-1}^{k-n}, U_{k-2}^{k-m}, \theta(k)) (y_0 - y(k-1)) \quad (5)$$

其中: $y_0 = [S_{10} \ S_{20} \ S_{30} \ S_{40} \ V_0 \ \gamma_0]^T$; $y(k-1) = [S_1(k-1) \ S_2(k-1) \ S_3(k-1) \ S_4(k-1) \ V(k-1) \ \gamma(k-1)]^T$; $A(Y_{k-1}^{k-n}, U_{k-2}^{k-m}, \theta(k))$ 是一个有关历史输入以及历史输出的合理组合的 4×6 的矩阵,此式表示为

$$A(Y_{k-1}^{k-n}, U_{k-2}^{k-m}, \theta(k)) = \begin{bmatrix} A_1(k) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_2(k) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_3(k) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A_4(k) & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\text{其中: } A_i(k) = |\gamma(k-1)| \frac{a_i k_s (S_{ik-1}^{k-n})}{1 + |b_i k (T_{b_{ik-2}}^{k-m})|} \quad (7)$$

在 $A_i(k)$ 中, a_i 和 b_i 为待调整的参数; $k_s (S_{ik-1}^{k-n})$ 表示利用 $k-1$ 和 $k-n$ 时间里的滑移率数据通过最小二乘法拟合出来的滑移率变化的斜率; $k (T_{b_{ik-2}}^{k-m})$ 表示利用 $k-2$ 到 $k-m$ 时间里的制动力矩数据通过最小二乘法拟合出来的制动力矩变化的斜率,即

$$k_s (S_{ik-1}^{k-n}) = \frac{\sum_{j=k-n}^{k-1} (j(S_{i0} - S_i(j))) - \frac{1}{n-1} \sum_{j=k-n}^{k-1} j \sum_{j=k-n}^{k-1} (S_{i0} - S_i(j))}{\sum_{j=k-n}^{k-1} (S_{i0} - S_i(j))^2 - \frac{1}{n-1} (\sum_{j=k-n}^{k-1} (S_{i0} - S_i(j)))^2} \quad (8)$$

$$k (T_{b_{ik-2}}^{k-m}) = \frac{\sum_{j=k-m}^{k-2} (j T_{b_i}(j)) - \frac{1}{m-2} \sum_{j=k-m}^{k-2} j \sum_{j=k-m}^{k-2} T_{b_i}(j)}{\sum_{j=k-m}^{k-2} T_{b_i}(j)^2 - \frac{1}{m-2} (\sum_{j=k-m}^{k-2} T_{b_i}(j))^2} \quad (9)$$

功能模块 $G(Y_{k-1}^{k-n}, U_{k-2}^{k-m}, \theta(k))$ 的构建基于以下思想:在车辆不转向时,即不产生横摆角速度 γ 时,该功能模块不起作用,只有当车辆转向时才起作用,实现这一功能的是式(7)中的 $|\gamma(k-1)|$ 。当车辆开始制动时,该模块起很小的作用,因为此时制动效果还没达到稳定,这个功能是由式(7)中的 $\frac{1}{1 + |b_i k (T_{b_{ik-2}}^{k-m})|}$ 进行控制。 m 的取值比较大,反映了制动力矩变化的大趋势,当制动开始时 $k (T_{b_{ik-2}}^{k-m})$ 是一个很大的值,这使得 $1 + \frac{1}{|b_i k (T_{b_{ik-2}}^{k-m})|}$ 非常小;当制动基本平稳时, $k (T_{b_{ik-2}}^{k-m})$

接近于零。为了反映滑移率在近期的变化, $a_i k_s (S_{ik-1}^{k-n})$ 中 n 的取值比较小,当制动时的滑移率保持在稳定时受到来自转向的干扰时,该功能模块将产生附加的制动力矩以反向调节滑移率,使其在最佳滑移率附近平稳减速。

无模型转向控制器的功能模块构建如下:

$$G(Y_{k-1}^{k-p}, U_{k-2}^{k-q}, \alpha(k)) = B(Y_{k-1}^{k-p}, U_{k-2}^{k-q}, \alpha(k)) (y_0 - y(k-1)) \quad (10)$$

其中: $y_0 = [\beta_0 \ \gamma_0]^T$; $y(k-1) = [\beta(k-1) \ \gamma(k-1)]^T$ 。 $B(Y_{k-1}^{k-p}, U_{k-2}^{k-q}, \alpha(k))$ 为一个有关历史输入以及历史输出的合理组合 2×2 的矩阵,即

$$B(Y_{k-1}^{k-p}, U_{k-2}^{k-q}, \alpha(k)) = \begin{bmatrix} B_1(k) & 0 \\ 0 & B_2(k) \end{bmatrix} \quad (11)$$

其中: $B_1(k) = c_1 k (\beta_{k-1}^{k-p}) + d_1 (\beta_0 - \beta(k-1))$; $B_2(k) = c_2 k (\gamma_{k-1}^{k-p}) + d_2 (\gamma_0 - \gamma(k-1))$ 。上式中, c_1, c_2, d_1, d_2 为待定参数,需要在实际调试中确定。而 $k (\beta_{k-1}^{k-p}), k (\gamma_{k-1}^{k-p})$ 分别表示为

$$k (\beta_{k-1}^{k-p}) = \frac{\sum_{j=k-p}^{k-1} (j(\beta_0 - \beta(j))) - \frac{1}{p-1} \sum_{j=k-p}^{k-1} j \sum_{j=k-p}^{k-1} (\beta_0 - \beta(j))}{\sum_{j=k-p}^{k-1} (\beta_0 - \beta(j))^2 - \frac{1}{p-1} (\sum_{j=k-p}^{k-1} (\beta_0 - \beta(j)))^2} \quad (12)$$

$$k (\gamma_{k-1}^{k-p}) = \frac{\sum_{j=k-p}^{k-1} (j(\gamma_0 - \gamma(j))) - \frac{1}{p-1} \sum_{j=k-p}^{k-1} j \sum_{j=k-p}^{k-1} (\gamma_0 - \gamma(j))}{\sum_{j=k-p}^{k-1} (\gamma_0 - \gamma(j))^2 - \frac{1}{p-1} (\sum_{j=k-p}^{k-1} (\gamma_0 - \gamma(j)))^2}$$

从上两式中可以看出, $k (\beta_{k-1}^{k-p})$ 和 $k (\gamma_{k-1}^{k-p})$ 实际为 β 和 γ 的变化用最小二乘法拟合的斜率。其思想是当实际的被控量和理想的被控量差值的斜率较大时,控制作用增大;当斜率较小时,控制作用减小。从而转向时汽车能及时准确地跟踪理想转向轨迹并保持较好的鲁棒性。

3 控制系统稳定性分析

进行无模型控制系统稳定性分析时,需要应用下列引理,详见文献[12,13]。

引理 1^[12] 对于无模型控制率的基本形式,设系统实际输出 y ,理想输出 y_0 ,则 $\lim y = y_0$ 成立的充分必要条件是:

$$\lim_{h \rightarrow \infty} \prod_{i=0}^h (I - \lambda_{k+i} \Delta_{k+i}) = 0$$

引理 2^[13] 对于无模型控制率的基本形式,若存在常数 $\alpha > 0, \beta > 0$ 和 $N > 0$,使得当 $k > N$ 时, $\varphi_i(k)$ 和它的估值 $\hat{\varphi}_i(k)$ 恒满足 $\alpha \leq |\varphi_i(k)| \leq \beta, \alpha \leq |\hat{\varphi}_i(k)| \leq \beta$,则一定存在常数 λ_k ,使得 $\lim_{h \rightarrow \infty} \prod_{i=0}^h (I - \lambda_{k+i} \Delta_{k+i}) = 0$ 。

3.1 无模型协同控制器稳定性

当在转向制动的工况下,为了消除转向系统和制动系统之间的耦合,增加系统的协同性,使车辆在转向制动工况下既有良好转向性能,又有良好制动效果,在原有的无模型制动控制器和转向控制器上加入了鲁棒性功能模块。无模型协同控制器的稳定性分析如下。

a) 对制动控制加入功能模块的稳定性进行考察。无模型制动控制器加入功能模块后变为如下形式:

$$\begin{bmatrix} T_{b1}(k-1) \\ T_{b2}(k-1) \\ T_{b3}(k-1) \\ T_{b4}(k-1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{b1}(k-2) \\ T_{b2}(k-2) \\ T_{b3}(k-2) \\ T_{b4}(k-2) \end{bmatrix} + \frac{\lambda_k}{a + \|\hat{\varphi}(k)\|^2} \hat{\varphi}(k) \times$$

$$\begin{bmatrix} \begin{bmatrix} S_{10} \\ S_{20} \\ S_{30} \\ S_{40} \\ V_0 \\ \gamma_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1(k-1) \\ S_2(k-1) \\ S_3(k-1) \\ S_4(k-1) \\ V(k-1) \\ \gamma(k-1) \end{bmatrix} \\ + G(Y_{k-1}^{k-n}, U_{k-2}^{k-m}, \theta(k)) \end{bmatrix}$$

将式(10)代入上式,整理可得:

$$\begin{bmatrix} T_{b1}(k-1) \\ T_{b2}(k-1) \\ T_{b3}(k-1) \\ T_{b4}(k-1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{b1}(k-2) \\ T_{b2}(k-2) \\ T_{b3}(k-2) \\ T_{b4}(k-2) \end{bmatrix} + \frac{\lambda_k}{a + \|\hat{\varphi}(k)\|^2} \hat{\varphi}(k) M(k) \begin{bmatrix} S_{10} \\ S_{20} \\ S_{30} \\ S_{40} \\ V_0 \\ \gamma_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1(k-1) \\ S_2(k-1) \\ S_3(k-1) \\ S_4(k-1) \\ V(k-1) \\ \gamma(k-1) \end{bmatrix}$$

其中:

$$M(k) = \begin{bmatrix} 1+A_1(k) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1+A_2(k) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1+A_3(k) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1+A_4(k) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

下面证明无模型制动控制器加入功能控制模块后制动系统的输出还收敛于 $y_0 = [S_{10} \ S_{20} \ S_{30} \ S_{40} \ V_0 \ \gamma_0]^T$ 。

经过推导有下式成立。

$$\begin{bmatrix} S_{10} \\ S_{20} \\ S_{30} \\ S_{40} \\ V_0 \\ \gamma_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1(k+h) \\ S_2(k+h) \\ S_3(k+h) \\ S_4(k+h) \\ V(k+h) \\ \gamma(k+h) \end{bmatrix} = \prod_{i=0}^h (I - \lambda_{k+i} \Delta_{k+i} M(k+i)) \begin{bmatrix} S_{10} \\ S_{20} \\ S_{30} \\ S_{40} \\ V_0 \\ \gamma_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1(k) \\ S_2(k) \\ S_3(k) \\ S_4(k) \\ V(k) \\ \gamma(k) \end{bmatrix}$$

通过分析可知,存在一个整数 M ,使得 $k > M$ 时, $M(k)$ 趋近于单位阵,即存在正整数 M ,使得 $k > M$ 时, $I - \lambda_k \Delta_k M(k)$ 趋近于 $I - \lambda_k \Delta_k$ 。这样就有

$$\lim_{h \rightarrow \infty} \prod_{i=0}^h (I - \lambda_{k+i} \Delta_{k+i} M(k+i)) = 0 \quad (13)$$

从而可知,输出收敛于

$$y_0 = [S_{10} \ S_{20} \ S_{30} \ S_{40} \ V_0 \ \gamma_0]^T$$

即加入功能模块后,无模型制动控制器依然稳定。

b) 对加入功能模块的无模型转向控制的稳定性进行考察。无模型转向控制器加入功能模块后变为

$$\Delta\delta(k-1) = \Delta\delta(k-2) + \frac{\lambda_k}{a + \|\hat{\varphi}(k)\|^2} \hat{\varphi}(k) \times$$

$$\left(\begin{bmatrix} \beta_0 \\ \gamma_0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \beta(k-1) \\ \gamma(k-1) \end{bmatrix} + G(Y_{k-1}^{k-p}, U_{k-2}^{k-q}, \alpha(k)) \right)$$

将式(10)代入上式并整理得:

$$\Delta\delta(k-1) = \Delta\delta(k-2) +$$

$$\frac{\lambda_k}{a + \|\hat{\varphi}(k)\|^2} \hat{\varphi}(k) N(k) \left(\begin{bmatrix} \beta_0 \\ \gamma_0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \beta(k-1) \\ \gamma(k-1) \end{bmatrix} \right)$$

其中
$$N(k) = \begin{bmatrix} 1+B_1(k) & 0 \\ 0 & 1+B_2(k) \end{bmatrix}。$$

通过分析可知,存在正整数 N ,使得 $k > N$ 时, $N(k)$ 趋近于单位阵,则存在正整数 N ,使得 $k > N$ 时, $I - \lambda_k \Delta_k M(k)$ 趋近于 $I - \lambda_k \Delta_k$ 。

这样就有 $\lim_{h \rightarrow \infty} \prod_{i=0}^h (I - \lambda_{k+i} \Delta_{k+i} N(k+i)) = 0$ 。则转向系统的输出收敛于 $y_0 = [\beta \ \gamma]^T$,即无模型转向控制器加入功能控制模块后稳定。

通过上面的证明可知加入功能控制模块后,无模型控制器都能够稳定工作,能够使车辆在转向制动工况下稳定行驶,并且能够达到防抱死制动的目的。使转向系统和制动系统协同控制,保证了车辆的安全性。

3.2 整车制动无模型控制器稳定性

对于整车制动控制器,其输出 $y = [S_1 \ S_2 \ S_3 \ S_4 \ V \ \gamma]^T$ 在控制器的控制下收敛于理想输出值 $y_0 = [S_{10} \ S_{20} \ S_{30} \ S_{40} \ V_0 \ \gamma_0]^T$,此时无模型制动控制器才稳定。

由引理 1 可知:

$$\lim_{h \rightarrow \infty} \begin{bmatrix} S_1(k+h) \\ S_2(k+h) \\ S_3(k+h) \\ S_4(k+h) \\ V(k+h) \\ \gamma(k+h) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{10} \\ S_{20} \\ S_{30} \\ S_{40} \\ V_0 \\ \gamma_0 \end{bmatrix} \quad (14)$$

的充分必要条件为

$$\lim_{h \rightarrow \infty} \prod_{i=0}^h (I - \lambda_{k+i} \Delta_{k+i}) = 0 \quad (15)$$

式(15)是判定无模型制动控制器稳定性的一个条件。当这个极限成立时,这个系统的输出才会收敛到理想值,系统才是稳定的。其中 λ_k 是根据控制效果选取的,有一定的任意性,但是希望 λ_k 随时间的变化是一个定值。

为了证明方便,作如下设定:

$$\varphi(k) = (\varphi_1(k), \varphi_2(k)), \hat{\varphi}(k) = (\hat{\varphi}_1(k), \hat{\varphi}_2(k))$$

其中: $\varphi(k)$ 为梯度向量,表示的是被控对象单位输入量的变化对系统输出量的影响的大小,在工程意义上肯定是有界的,即存在 $0 < \alpha < \beta$,对于任意 k 都有

$$\alpha \leq |\varphi_i(k)| \leq \beta, \alpha \leq |\hat{\varphi}_i(k)| \leq \beta$$

由引理 2,存在 N ,使 $h > N$ 时,有式(14)成立,即在控制器的控制下输出收敛于理想值,所设计的整车无模型制动控制器稳定。证明详细过程见文献[11]。

3.3 转向无模型控制器稳定性

设计的转向控制器是否可用,最重要的一个标准是该控制

器是否能够控制转向系统达到稳定,即 $y = [\beta \ \gamma]^T$ 是否能收敛到理想输出 $y_0 = [\beta_0 \ \gamma_0]^T$ 。只有输出收敛才能证明无模型转向控制器稳定。

由参考文献[12]中的引理可知:

$$\lim_{h \rightarrow \infty} \begin{bmatrix} \beta(k+h) \\ \gamma(k+h) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \gamma_0 \end{bmatrix}$$

的充分必要条件为

$$\lim_{h \rightarrow \infty} \prod_{i=0}^h (I - \lambda_{k+i} \Delta_{k+i}) = 0$$

用相同证明方法,可以证明上式成立,即系统输出收敛到理想值,转向无模型控制器为稳定控制器。

4 仿真分析

在仿真实验中,设定车辆以 20 m/s 的速度行驶在路面情况良好的公路上,即路面附着系数为 $\mu = 0.8$ 。仿真参数取为 $\alpha = 1.7, \beta = 800, \lambda_0 = 0.03$ 。

图 2 为转向制动时方向盘输入曲线。在 $t = 1$ s 的时刻开始转向,在 1 s 内转盘达到 2 rad,以后保持不变,在 $t = 3$ s 的时刻开始进行制动。

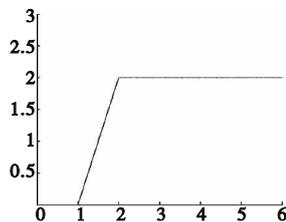


图2 方向盘输入转向角曲线

图 3 为车辆在转向制动工况下车辆的横摆角速度的变化曲线。其中,(a)为没有协同控制的情况下车辆横摆角速度变化,当在时刻 $t = 3$ s 开始制动后,车辆的横摆角速度受到了强烈的干扰,这是由于制动系统对转向系统的影响造成的;(b)为加入无模型协同控制器后车辆横摆角速度的变化,从图中可以看出,在无模型协同控制器的作用下,车辆转向时能够抑制来自制动系统的干扰,从而使得车辆能够稳定转向,达到控制效果。

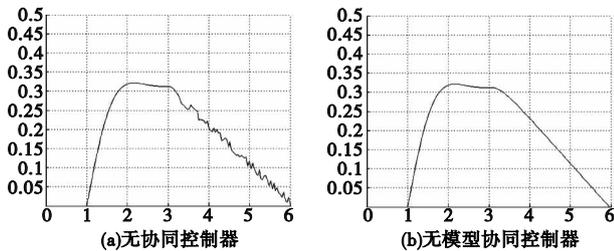


图3 横摆角速度

图 4 是车辆在转向制动工况下车辆外侧车轮滑移率。其中,(a)表示在没有协同控制器的情况下车辆制动时的滑移率;(b)表示在无模型协同控制器作用下车辆制动时的滑移率变化。通过分析可知,没有协同控制器的车辆在制动开始时有一段时间超出最佳滑移率很多,车辆出现拖滑情况,造成了车辆行驶的不稳定;而且即使车辆在后续制动过程中不再出现拖滑,车辆的滑移率也很难稳定在最佳滑移率值,总是在最佳滑移率附近上下波动。当车辆在无模型协同控制器作用下,车辆的滑移率能够稳定在最佳滑移率,车辆在转向制动过程中不会出现拖滑现象。由此可以看出,当车辆加入无模型协同控制器

后,车辆的稳定性有很大提高。内侧车轮的滑移率变化曲线可参见文献[11]。

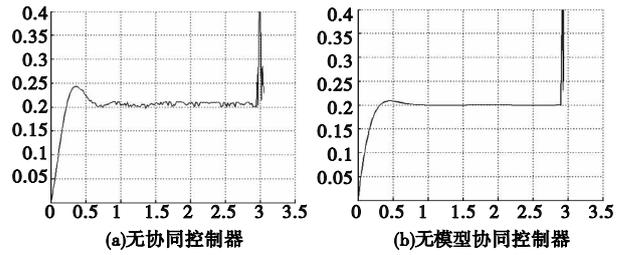


图4 外侧轮滑移率对比

图 5 为车辆转向制动时制动距离的对比。虚线为没有协同控制的情况下车辆制动距离变化曲线,实线为在无模型协同控制器作用下的车辆制动距离曲线。通过比较可知,在无模型协同控制器作用下,车辆的制动距离为 30.9 m,比没有协同控制情况下的制动距离 32.6 m 明显缩短。

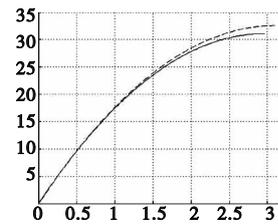


图5 制动距离对比

5 结束语

通过仿真结果分析,在车辆转向制动工况下加入无模型协同控制器后,制动稳定性明显增强,制动距离明显缩短,同时能够追踪理想转向轨迹,能够达到稳定转向的目的。无模型协同控制器能够很好地协调制动系统和转向系统工作,解除两个系统之间的相互干扰。

参考文献:

- [1] ESMAILZADEH E, GOODARZI A, VOSSOUGH G R. Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling[J]. *Mechatronics*, 2003, 13(7): 659-675.
- [2] 陈龙, 最佳梅. 电动助力转向与主动悬架集成系统动态性能智能控制[J]. *机械工程学报*, 2009, 45(6): 128-133.
- [3] 陈无畏, 初长宝. 基于分层式协调控制的汽车电动转向与防抱死制动仿真[J]. *机械工程学报*, 2009, 45(7): 188-193.
- [4] 李果, 冯泽斌, 王旭. 汽车转向/防抱死制动系统的自调节协调控制[J]. *计算机应用研究*, 2010, 27(11): 4189-4192.
- [5] 陈德玲. 制动过程的主动转向干预控制[J]. *系统仿真学报*, 2008, 20(10): 2640-2645.
- [6] 李果, 余达太. 电动车防抱死鲁棒自适应控制系统[J]. *自动化学报*, 2006, 32(3): 444-448.
- [7] 李果, 余达太. 电动车制动防抱死控制系统[J]. *控制理论与应用*, 2005, 22(1): 134-138.
- [8] 李果, 张培昌, 余达太. 电动车燃料电池控制系统[J]. *控制理论与应用*, 2008, 25(2): 289-293.
- [9] 李果, 胡剑伟, 余达太. 移动卫星天线鲁棒自适应控制系统[J]. *控制理论与应用*, 2007, 24(2): 130-138.
- [10] 李果, 刘华伟, 王旭. 汽车转向/防抱死制动系统的协同控制[J]. *控制理论与应用*, 2010, 27(12): 1700-1708.
- [11] 冯泽斌. 车辆转向制动系统的协同控制[D]. 北京: 北京科技大学, 2011.
- [12] 张铁柱, 韩志刚. 无模型控制律一般形式的收敛性分析[J]. *机电与控制学报*, 2006, 10(3): 333-335.
- [13] 罗秋滨, 李秀英, 韩志刚. 无模型控制方法的抗干扰能力分析[J]. *系统仿真学报*, 2008, 20(13): 3472-3476.