高速工况智能车辆转向系统混杂控制研究

陈无畏, 许凯*, 谈东奎, 赵林峰, 魏振亚

合肥工业大学汽车与交通工程学院, 合肥 230009

* E-mail: xukai-hfut@foxmail.com

收稿日期: 2017-05-18; 接受日期: 2017-11-15; 网络版发表日期: 2018-01-31

国家自然科学基金(批准号: 51375131, 51675151, U1564201)资助项目

摘要 通过分析高速工况下交通事故的主要类型及驾驶员的3种基本驾驶行为, 可知该工况下转向系统既有离散状态又有连续状态的特性, 进而提出基于混杂系统理论的智能车辆转向系统多模式切换控制策略, 并利用跨道时间和安全距离作为切换规律. 以线控转向系统为执行机构, 分别设计阻尼模式、保持模式和换道模式控制器. 其中保持模式引入了一种控制预瞄点处侧向偏差的一阶导数和二阶导数的方法, 不但有效地防止了超调, 而且减少了车辆回到车道中心线的时间; 换道模式利用模型预测控制算法, 加入多个约束, 提高了车辆换道过程的稳定性. 从混杂系统稳定性的角度出发, 设计了简单有效的稳定性监督器, 防止车辆失稳. 最后, 在CarSim/Simulink联合仿真平台及CarSim/LabVIEW硬件在环测试平台上验证了本方法的有效性和切换过程的稳定性.

关键词 高速工况, 混杂系统, 车道保持, 预瞄点, 换道, 模型预测, 稳定性监督器

1 引言

随着我国国民经济的飞速发展, 我国高速公路建设取得了巨大的成就, 但由于交通管理体制不顺畅, 管理手段相对滞后, 以及人们高速公路交通安全意识的淡薄, 造成目前高速公路上交通事故频发^[1]. 高速公路交通事故有涉及车辆多、人员伤亡严重、财产损失大、二次追尾事故发生率高的特点, 且高速公路发生交通事故后阻塞长, 影响恶劣^[2]. 我国每年的交通事故中, 有30%左右是由于随意变更车道引起的, 而美国的一项调查表明所有致命的交通事故中约44%跟车道偏离有关, 同时车道偏离也是车辆侧翻事故的主要原因^[3].

车辆高速行驶时转向盘过于灵敏, 驾驶员路感较差, 为了使车辆保持良好的直线行驶能力, 减少路面干扰引起的转向盘抖动, 此时转向系统需要有阻尼功能. 此外, 为了防止驾驶员注意力不集中时, 车辆偏离车道引发事故, 转向系统需要具有车道偏离辅助功能; 同时, 当检测到前方有慢车, 车辆应当能够主动换道超车. 因此, 阻尼模式、保持模式和换道模式是高速行驶时转向系统的3种基本模式.

文献[4]为了协调电动助力转向系统(EPS)系统对助力工况、回正工况和阻尼工况的性能要求, 提出了运用混杂系统理论进行建模的方法, 该方法大大提高EPS系统的自适应能力和智能化水平; 文献[5]中车道保持是以EPS为执行机构, 利用单点预瞄最优曲率驾

引用格式: 陈无畏, 许凯, 谈东奎, 等. 高速工况智能车辆转向系统混杂控制研究. 中国科学: 技术科学, 2018, 48: 616–628

Chen W W, Xu K, Tan D K, et al. Study on hybrid control based steering system for intelligent vehicle in high-speed condition (in Chinese). Sci Sin Tech, 2018, 48: 616–628, doi: 10.1360/N092017-00150

驶员模型得到目标转角, 并计算其与转角传感器测得的实际转角的差值, 通过比例-积分-微分(PID)控制器获得需要的EPS电机转矩, 从而使车辆保持在当前车道, 然而文章仅仅考虑的是助力模式和车道保持模式之间的切换; 文献[6]采用基于混杂自动机的建模方法, 解决了车道保持系统人机交互的问题, 并且使用线性矩阵不等式(LMI)优化法求解复合李亚普诺夫方程, 使车辆回到车道中心线时超调量尽可能小; 文献[7]建立了基于视觉系统的智能车辆自动换道控制方法, 该方法通过视觉系统检测前方车辆并在满足超车条件时激活换道超车操作, 为了实现这一功能, 该方法建立了模糊控制器来模拟人的超车行为, 以视觉传感器检测到的信息作为控制器的输入, 车辆的转向盘、油门和制动踏板作为控制器的输出, 实现智能车辆自动超车控制. 文献[8]设计的换道辅助系统以电动助力转向和主动前轮转向系统为执行机构, 通过模型预测控制器, 计算出电动助力转向系统所提供的辅助转矩和主动前轮转向系统所提供的附加转角, 该方法有效地减少了换道过程中驾驶员的操作负荷. 文献[9]首先确定了车辆在车道内安全行驶时转向盘转角的安全阈值, 并搭建转向盘转角估计器, 决策系统通过比较转向盘转角阈值与估计器得到的转向盘转角的大小, 判断车辆是否有偏离车道的危险, 当车辆有偏离车道的危险时, 由 H_∞ 控制器计算出需要的辅助转矩, 该方法在保证车辆行驶安全性的前提下, 给予了驾驶员充分的驾驶自由. 文献[10]使用支持向量机(SVM)预测车辆是否有偏离车道的危险, 并通过大量实验证明: 使用侧向位置与侧向速度作为SVM的输入时, 误报和漏报最少, 并且实时性最好; 使用径向基函数作为核函数的SVM误差最小.

上述文献仅仅研究了车辆高速行驶时转向系统的阻尼功能、车道保持功能或者换道功能. 从以上文献看出, 车辆转向系统必须能在阻尼模式、车道保持模式和超车换道模式之间进行切换, 然而现有文献中很少有相关研究. 针对上述问题, 本文提出一种基于混杂系统理论的转向系统多模式切换的控制方法.

2 系统模型的建立

2.1 转向系模型

本文采用线控转向系统作为执行机构. 线控转向

系统主要由转向盘总成、转向执行总成和主控单元组成, 其主要结构如图1所示^[11].

考察转向盘总成, 忽略系统各处干摩擦, 得到如下动力学方程:

$$J_c \ddot{\theta} + C_c \dot{\theta} + K_c(\theta - \theta_m / i_1) = T_d, \quad (1)$$

$$J_m \ddot{\theta}_m + C_m \dot{\theta}_m + \frac{K_c(\theta_m / i_1 - \theta)}{i_1} = T_m, \quad (2)$$

其中, θ 为转向盘转角; θ_m 为路感电机转角; J_c 和 C_c 分别为转向柱转动惯量和阻尼; K_c 为转向柱扭转刚度; J_m 和 C_m 分别为路感电机转动惯量和阻尼; i_1 为路感电机减速比; T_m 为路感电机转矩; T_d 为驾驶员转矩.

考察转向执行电机及减速单元:

$$J_{m1} \ddot{\theta}_{m1} + C_{m1} \dot{\theta}_{m1} = T_{m1} - \frac{T_{out1}}{i_{m1}}, \quad (3)$$

$$T_{out1} = K_{m1} \left(\theta_{m1} - \frac{x_r i_{m1}}{r_p} \right), \quad (4)$$

其中, J_{m1} 和 C_{m1} 为执行电机转动惯量和阻尼; θ_{m1} 为执行电机转角; T_{m1} 为执行电机转矩; T_{out1} 为执行电机输出转矩; i_{m1} 为减速机构减速比; K_{m1} 为执行电机扭转刚度; x_r 为齿条位移; r_p 为小齿轮分度圆半径.

考察齿轮齿条转向和前轮转向单元:

$$(m_r \ddot{x}_r + C_r \dot{x}_r + K_r \Delta x_r) = T_{out1} - T_{out2}, \quad (5)$$

$$J_{fw} \ddot{\delta} + C_{fw} \dot{\delta} = T_{out2} i_{fw} - M_z, \quad (6)$$

其中, m_r , C_r 和 K_r 分别为齿条当量质量、当量阻尼和当量刚度; Δx_r 为齿条形变; T_{out2} 为转向器的输出力矩; J_{fw} 和 C_{fw} 分别为转向轮绕主销的转动惯量和阻尼系数; δ 为前轮转角; i_{fw} 为齿条到转向轮的传动比; M_z 为转向轮回正力矩.

进一步简化模型, 假设前轮转角能很好地响应转

图1 线控转向系统结构图

向盘转角的变化, 两者之间成一定的比例关系, 则线控转向系统数学模型最终可简化成如下方程:

$$J_c \ddot{\theta} + C_c \dot{\theta} + T_m = T_d, \quad \theta = i\delta, \quad (7)$$

其中, i 为转向系的传动比.

将式(7)写成状态空间方程的形式为

$$\begin{pmatrix} \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 0 & \frac{-C_c}{J_c} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta \\ \dot{\theta} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{J_c} & -\frac{1}{J_c} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_d \\ T_m \end{pmatrix}, \quad (8)$$

$$\delta = \begin{pmatrix} \frac{1}{i} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta \\ \dot{\theta} \end{pmatrix},$$

式中, θ 为转向盘转角; δ 为前轮转角; T_m 为路感电机转矩; T_d 为驾驶员转矩; J_c 为转向柱转动惯量; C_c 为转向柱阻尼; i 为转向系的转动比.

2.2 线性二自由度车辆模型

假设在车辆上已经安装了车道线检测系统, 并忽略路面坡度和空气阻力的影响, 将车辆横向动力学模型简化成如图2所示的二自由度模型, 其状态方程为^[12]

$$\begin{pmatrix} \dot{\omega} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\phi} \\ \dot{y}_c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & v & v & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \omega \\ \beta \\ \phi \\ y_c \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} b_{11} \\ b_{21} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \delta, \quad (9)$$

$$\mathbf{y} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \omega \\ \beta \\ \phi \\ y_c \end{pmatrix},$$

图2 二自由度汽车模型

式中,

$$a_{11} = \frac{a^2 k_f + b^2 k_r}{I_z v}, \quad a_{12} = \frac{a k_f - b k_r}{I_z}$$

$$a_{21} = \frac{a k_f - b k_r}{m v^2} - 1, \quad a_{22} = \frac{k_f + k_r}{m v}$$

$$b_{11} = -\frac{a k_f}{I_z}, \quad b_{21} = -\frac{k_f}{m v}$$

其中, ω 为横摆角速度; β 为质心侧偏角; ϕ 为车辆横摆角; y_c 为侧向位移; a, b 为质心到前后轴距离; k_f, k_r 为前轮、后轮总侧偏刚度; m 为整车质量; I_z 为车辆绕 z 轴的转动惯量; v 为车辆纵向速度.

2.3 车辆-道路模型

显然上述系统可以串联成一个整体^[13], 所以最终的车辆-道路模型为

$$\begin{pmatrix} \dot{\mathbf{x}}_1 \\ \dot{\mathbf{x}}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{A}_1 & 0 \\ \mathbf{B}_2 \mathbf{C}_1 & \mathbf{A}_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{B}_1 \\ \mathbf{B}_2 \mathbf{D}_1 \end{pmatrix} u_1, \quad (10)$$

$$\mathbf{y} = (\mathbf{D}_2 \mathbf{C}_1 \quad \mathbf{C}_2) \begin{pmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \end{pmatrix} + \mathbf{D}_2 \mathbf{D}_1 u_1,$$

其中,

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \end{pmatrix} = (\theta \quad \dot{\theta} \quad \omega \quad \beta \quad \phi \quad y_c)^T,$$

$$\mathbf{u}_1 = (T_d \quad T_m)^T,$$

$$\mathbf{A}_1 = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 0 & \frac{-C_c}{J_c} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{B}_1 = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{J_c} & -\frac{1}{J_c} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{C}_1 = \begin{pmatrix} \frac{1}{i} & 0 \end{pmatrix},$$

$\mathbf{D}_1$ 为零矩阵,

$$\mathbf{A}_2 = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & v & v & 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{B}_2 = \begin{pmatrix} b_{11} \\ b_{21} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{C}_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix},$$

$\mathbf{D}_2$ 为零矩阵.

3 基于混杂系统理论的转向系统控制策略

3.1 车辆高速行驶混杂特性分析

智能车辆高速行驶, 当前方一定距离内无慢车时, 驾驶员往往希望车辆以经济车速行驶, 以减少能耗; 当视觉传感器检测到车辆将偏离车道时, 转向系统切换到车道保持模式, 保证车辆行驶在期望车道内; 若前

方一定距离内检测到有慢车, 为了防止发生追尾, 并提高通行效率, 大部分驾驶员会选择主动换道超车. 此时转向系统工作流程如图3所示.

设跨道时间阈值为 t_0 , 安全距离阈值为 dp_0 . tlc 和 dp 分别表示跨道时间和自车与本车道内前方车辆的距离. Q_1 代表换道模式, Q_2 代表阻尼模式, Q_3 代表车道保持模式, Y 是输出变量的有限集. 图3可表示成如下公式:

$$Y = \begin{cases} Q_1 & dp < dp_0, \\ Q_2 & (dp \geq dp_0) \wedge (tlc \geq t_0), \\ Q_3 & (dp \geq dp_0) \wedge (tlc < t_0). \end{cases}$$

高速行驶时智能车辆转向系统既包含连续时间子系统也包含离散事件子系统, 有明显的混杂特性.

3.2 转向系统混杂自动机模型的建立

混杂自动机模型是离散事件动态理论中自动机模型的扩展, 它将描述连续动态行为的微分方程嵌入到传统的离散状态机模型中, 从而使自动机模型具有描述连续系统的能力^[14].

首先加入两个输入使能 DP 和 TLC , 用来判断车辆的行驶状态. $DP=0$ 表示 $dp \geq dp_0$, $DP=1$ 表示 $dp < dp_0$; $TLC=0$ 表示 $tlc \geq t_0$, $TLC=1$ 表示 $tlc < t_0$.

图3 转向系统工作流程图

本文设计的转向控制策略混杂自动机模型采用以下的一个九元组来表示:

$$H = (X, Q, U, Y, \text{Init}, \text{Inv}, E, G, R).$$

1) X 是有限的连续动态部分的状态空间:

$$X = \left\{ \hat{x} : \hat{x} = [\theta, \dot{\theta}, \omega, \beta, \phi, y_c]^T \right\} \\ \subset \mathbb{R}^6 \times \{0, 1\} \times \{0, 1\},$$

其中,

$$\hat{x} = (x^T, DP, TLC)^T \\ = (\theta, \dot{\theta}, \omega, \beta, \phi, y_c, DP, TLC)^T \\ \in \mathbb{R}^6 \times \{0, 1\} \times \{0, 1\}.$$

2) Q 是离散动态部分的状态空间, 是系统工作模式的集合 $Q = \{Q_1, Q_2, Q_3\}$.

3) U 是输入变量的有限集:

$$U = \{u : u = [T_d, T_m, DP, TLC]^T\} \\ \subset \mathbb{R}^2 \times \{0, 1\} \times \{0, 1\}.$$

4) Y 是输出变量的有限集: $Y=Q$.

5) Init 是初始状态的集合:

$$\text{Init} = \{(Q_2, x \in L(Z^N), DP = 0, TLC = 0)\} \subset X \times Q.$$

6) $\text{Inv} : Q \rightarrow \wp(X \times U)$ 为整个系统具体的不变集:

$$\text{Inv}(Q) \rightarrow \begin{cases} Q_1 = \{(\hat{x}, u) \in X \times U : [(DP = 1) \wedge (TLC = 0)], \\ \vee [(DP = 1) \wedge (TLC = 1)]\}, \\ Q_2 = \{(\hat{x}, u) \in X \times U : (DP = 0) \wedge (TLC = 0)\}, \\ Q_3 = \{(\hat{x}, u) \in X \times U : (DP = 0) \wedge (TLC = 1)\}. \end{cases}$$

7) 假设换道模式控制器能使车辆到达邻近车道的中心线, 换道后直接进入阻尼模式, 即不存在 Q_1 到 Q_3 的转换. 确定两个离散状态之间的转换用集合 E 表示, 各离散状态的切换关系如图4所示.

$$E = \{E^{12}, E^{21}, E^{23}, E^{32}, E^{31}\} \\ = \{(Q_1, Q_2), (Q_2, Q_1), (Q_2, Q_3), (Q_3, Q_2), \\ (Q_3, Q_1)\}.$$

8) $G : E \rightarrow \wp(X \times U)$ 为守护条件, 当系统的状态变化符合该区域时, 启动切换系统, 系统的状态会发生跳跃.

图4 离散状态切换关系

$$\begin{aligned}
 G(E^{12}) &= \{(\vartheta, u) \in X \times U : \text{TLC} = 0\}, \\
 G(E^{21}) &= \{(\vartheta, u) \in X \times U : (\text{DP} = 1 \wedge \text{TLC} = 0)\}, \\
 G(E^{23}) &= \{(\vartheta, u) \in X \times U : (\text{DP} = 0 \wedge \text{TLC} = 1)\}, \\
 G(E^{32}) &= \{(\vartheta, u) \in X \times U : (\text{DP} = 0 \wedge \text{TLC} = 0)\}, \\
 G(E^{31}) &= \{(\vartheta, u) \in X \times U : (\text{DP} = 1 \wedge \text{TLC} = 1)\}.
 \end{aligned}$$

9) $R: E \times \Theta \times U \rightarrow \wp(\Theta)$ 描述离散事件作用前后的系统状态的变化:

$$\begin{aligned}
 R(E^{12}, \hat{x}, u) &= R(E^{21}, \hat{x}, u) = R(E^{31}, \hat{x}, u) \\
 &= R(E^{23}, \hat{x}, u) = R(E^{32}, \hat{x}, u) \\
 &= [x^T, 0, 0]^T.
 \end{aligned}$$

上述每个离散状态下的车辆行驶连续状态都是唯一存在的. 在整个混杂控制系统中, 输入变量 U 是核心部分, 因此设计合适的转向控制器, 获得最佳的输入变量是实现转向系统多模式合理切换的关键.

4 几种模式的控制策略设计

4.1 阻尼模式

车辆在高速行驶时, 一般道路曲率很小, 此时转向系统工作在死区范围内, 回正力矩较大, 导致转向过于灵敏, 甚至转向盘在中位附近发生抖动, 而且此时路面的偶然冲击引起侧向加速度的突变, 传到转向盘上的力矩比较大, 这将引起驾驶员的紧张和疲劳. 因此, 为了保持车辆的直线行驶性能, 此时转向系统需要有适当的阻尼^[15].

车辆在路面上进行转向时, 随着车速的增大, 道路阻力矩减少, 因此转向系阻力矩应随车速增大而增大;

而且此时驾驶员转动转向盘速度较低, 为了衰减路面冲击导致的转向盘摆动, 阻力矩应随转向盘角速度的增加而增加.

$$T = \begin{cases} f_v(v)f_m(\dot{\theta}), & \dot{\theta} < \dot{\theta}_{\max}, \\ f_v(v)f_m(\dot{\theta}_{\max}), & \dot{\theta} \geq \dot{\theta}_{\max}, \end{cases} \quad (11)$$

其中, $f_v(v) = K_1(v - v_0)$ 为车速阻力矩系数; $f_m(\dot{\theta}) = -K_2\dot{\theta}$ 为转向盘角速度阻力矩系数. K_1 为车速系数; K_2 为转向盘角速度系数; v_0 为进入阻尼模式时的车速.

4.2 车道保持模式

一般车道保持系统控制车辆回到车道中心线时, 车辆仍然有侧向速度或侧向加速度, 这就导致下一时刻车辆必然会到车道线的另一侧, 产生超调. 为了解决上述问题, 建立如下的车辆-道路参考模型.

假设预瞄点处的侧向偏差为如下形式:

$$y(t) = y(0)e^{-\lambda t},$$

其中, λ 为预瞄点侧向偏差衰减系数.

对 $y(t)$ 求一阶导数和二阶导数得:

$$\dot{y} = -\lambda y(t), \quad \ddot{y} = -\lambda^2 y(t).$$

当车辆回到车道中心线时, 侧向偏差 $y(t)$ 约为 0, 由上式可知, 此时侧向速度 $\dot{y}$ 和侧向加速度 $\ddot{y}$ 均等于 0, 车辆回到车道中心线后不会发生超调.

对 $y(t)$ 作上述假设还有如下优点: 侧向偏差开始衰减很快, 车辆能快速逼近车道中心线; 预瞄点偏差衰减系数 λ 选择合理, 该方法能很好地控制车辆的侧向加速度.

为简化模型(图5), 作出如下假设^[16]: 车辆关于纵向平面对称且忽略车辆的侧倾运动; 左侧和右侧前轮转角相同; 侧向速度远小于纵向速度; 纵向加速度很小约等于 0; 参考路径上目标点与车辆质心之间的连线与车身正前方之间的夹角 E_{Ld} 很小, 即 $\tan(E_{Ld}) \approx E_{Ld}$; 忽略瞬态过程, 即: $E'_{Ld} = 0, \omega' = 0, Y''_{Ld} = 0$.

基于上述假设建立的车辆道路模型如下:

$$\begin{aligned}
 m(v\omega) &= \frac{(C_f + C_r)}{v} (vE_{Ld} - \omega L_d - Y'_{Ld}) \\
 &\quad + \frac{(C_f a - C_r b)}{v} \omega - C_f \delta,
 \end{aligned}$$

其中, E_{Ld} 为预瞄点处参考路径上的点与车辆质心的连

图5 车辆-道路模型

线和车身正前方向的夹角, L_d 为预瞄距离。

将 $Y_{Ld} = Y_{Ld0}e^{-\lambda t}$ 代入上式得:

$$\delta = \frac{C_f + C_r}{C_f \cdot v} [\lambda Y_{Ld} + v E_{Ld} + \left(-L_d + \frac{(C_f a - C_r b) - mv^2}{(C_f + C_r)} \right) \omega] \quad (12)$$

$\delta_{Y_{Ld}} = \lambda Y_{Ld}$ 为修正车辆与目标车道线之间侧向偏差的分量, $\delta_{attd} = v E_{Ld}$ 为修正由车速和横摆角引起的车身姿态误差的分量, $\delta_{ss} = \left(-L_d + \frac{(C_f a - C_r b) - mv^2}{(C_f + C_r)} \right) \omega$ 为跟踪固定曲率道路的分量。

最终转向盘转角 $\theta = K(\delta_{Y_{Ld}} + \delta_{attd} + \delta_{ss})$, 其中, K 为转向盘转角修正系数。

假设车道宽度为 3.5 m, 极端情况下车辆偏离车道

中心线 1.75 m。图6分别为 λ 和 K 取不同值时的车辆侧向偏差和侧向加速度随时间的变化情况。

由图6(a)可知, $\lambda=0.5, K=0.35$ 和 $\lambda=0.5, K=0.5$ 时车辆回到车道中心线后超调量均较少; 考察图6(b)可知 $\lambda=0.5, K=0.35$ 时车辆侧向加速度幅值为 0.21 g, $\lambda=0.5, K=0.5$ 时为 0.32 g。由上述分析可知, $\lambda=0.5, K=0.35$ 时, 车辆行驶舒适性和安全性较高。所以, 本文选取 $\lambda=0.5, K=0.35$ 。

4.3 换道模式

车辆高速换道时不仅要考虑与目标车道线的侧向距离, 还需要处理许多制约因素, 比如换道过程中的侧向加速度、横摆角速度和路面附着系数等的约束, 模型预测控制能很好地解决这类传统控制理论不适合解决的多约束问题^[17]。

4.3.1 预测方程

对式(10)采用一阶差商的方法离散化处理, 得到预测方程:

$$\begin{cases} \mathbf{x}(k+1) = \mathbf{G}\mathbf{x}(k) + \mathbf{H}\mathbf{u}_1(k), \\ \mathbf{y}(k) = \mathbf{C}\mathbf{x}(k) + \mathbf{D}\mathbf{u}_1(k), \end{cases} \quad (13)$$

其中,

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \theta & \dot{\theta} & \omega & \beta & \phi & y_c \end{pmatrix}^T,$$

$$\mathbf{u}_1 = \begin{pmatrix} T_d & T_m \end{pmatrix}^T,$$

$$\mathbf{G} = \mathbf{I} + T \begin{pmatrix} \mathbf{A}_1 & 0 \\ \mathbf{B}_2 \mathbf{C}_1 & \mathbf{A}_2 \end{pmatrix}, \mathbf{H} = T \begin{pmatrix} \mathbf{B}_1 \\ \mathbf{B}_2 \mathbf{D}_1 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} \mathbf{D}_2 \mathbf{C}_1 & \mathbf{C}_2 \end{pmatrix}, \mathbf{D} = \mathbf{D}_2 \mathbf{D}_1,$$

$\mathbf{I}$ 为单位阵, T 为采样周期。

图6 (网络版彩图) λ 和 K 取不同值时的车辆侧向偏差(a)和侧向加速度(b)随时间的变化情况

4.3.2 约束条件

为了保证车辆的稳定性和转向系结构的极限, 必须添加必要的约束:

(1) $\Delta U_{\min} \leq \Delta U \leq \Delta U_{\max}$, 约束输入转矩的变化量;

(2) $\beta_{\min} \leq \beta \leq \beta_{\max}$, 根据博世公司的车辆稳定性研究结果, 附着良好的干燥沥青路面车辆稳定行驶的质心侧偏角极限可以达到 $\pm 12^\circ$, 附着系数较低的冰雪路面极限值近似 $\pm 2^\circ$ ^[18];

(3) $\omega_{\min} < \omega < \omega_{\max}$, 为了保证驾驶舒适性和车辆的稳定性, 需要对车辆的横摆角速度添加相应约束。

4.3.3 控制器参数设计

目标函数定义为

$$J = \sum_{k=t}^{t+H_p-1} \left\| \mathbf{y}(k+i|t) - \mathbf{y}_{\text{ref}}(k+i|t) \right\|_{\mathbf{Q}}^2 + \sum_{k=t}^{t+H_c-1} \left\| \Delta \mathbf{U}(k+i|t) \right\|_{\mathbf{R}}^2, \quad (14)$$

其中, $\mathbf{y}_{\text{ref}}(t)$ 为参考输出; H_p 为预测时域; H_c 为控制时域; $\mathbf{Q}$ 和 $\mathbf{R}$ 为加权矩阵; $\Delta \mathbf{U}$ 为输入变量的增量。

换道模式启动时, 首先得到距离左侧车道中心线的侧向偏差 y_d , 同时考虑车辆行驶的安全性及最终姿态, 转向盘转速、横摆角速度和质心侧偏角应尽可能小, 侧向位移 y_c 的期望值为 y_d , 因此期望状态向量 $\mathbf{y}_{\text{ref}} = (\theta \ 0 \ 0 \ 0 \ \phi \ y_d)^T$ 。

参考文献[17]并结合本文的要求, 选取采样周期 $T=0.01$, 预测时域 $H_p=200$, 控制时域 $H_c=12$, 状态误差矩阵

$$\mathbf{Q} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 100 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 100 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 200 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 500 \end{pmatrix},$$

控制量权重矩阵 $\mathbf{R}=500$, 此时控制器性能较好。

最终, 车辆换道问题转化为滚动时域内的约束优化问题, 该问题可进一步转化为二次规划问题, 用有效集法求出使目标函数 J 最小的输入, 并将该输入作用到转向盘, 使车辆平稳地换到邻近车道。

5 稳定性监督器设计

稳定性监督器是控制系统的关键部分, 其具有两个功能: (1) 实时监控各模式及相应控制算法下的不稳定特征量, 监督和判断系统的稳定趋势和不稳定趋势; (2) 强制限制不稳定特征量的输出幅值, 从而抑制系统能量的增长, 保证系统的全局有界稳定^[19]。

车辆的稳定性首先取决于轮胎的工作状态, 其次取决于整个控制过程的稳定性。下面按照此顺序设计基于分级递阶结构的稳定性监督器。

5.1 考虑轮胎极限的稳定性监督

本文选择刷子轮胎模型^[20]作为研究对象:

$$F_y = \begin{cases} -k_a \tan \alpha + \frac{k_a^3}{3\mu F_z} |\tan \alpha| \tan \alpha - \frac{k_a^3}{27\mu^2 F_z^2} \tan^3 \alpha, & |\alpha| < \alpha_{sl}, \\ -\mu F_z \text{sgn} \alpha, & |\alpha| \geq \alpha_{sl}, \end{cases} \quad (15)$$

其中, $\alpha_{sl} = \arctan \frac{3\mu F_z}{k_a}$; F_y 为轮胎侧向力; k_a 为轮胎侧偏刚度; μ 为路面附着系数; F_z 为轮胎垂向力; α 为轮胎侧偏角。

假设不考虑行驶时轴荷转移, 则有

$$F_{zf} = \frac{mgb}{a+b} \quad F_{zr} = \frac{mga}{a+b}.$$

F_{zf} 和 F_{zr} 分别为前轮和后轮的垂向力。

所以,

$$\alpha_{sl,f} = \arctan \frac{3\mu F_{zf}}{k_{af}} \quad \alpha_{sl,r} = \arctan \frac{3\mu F_{zr}}{k_{ar}}. \quad (16)$$

由单轨车辆模型得到如下方程^[21]:

$$\omega = \frac{a_y}{v}, \quad (17)$$

$$\alpha_f = \arctan \left(\beta + \frac{a\omega}{v} \right) - \delta, \quad (18)$$

$$\alpha_r = \arctan \left(\beta - \frac{b\omega}{v} \right), \quad (19)$$

其中, a_y 为侧向加速度; α_f 和 α_r 分别表示前轮和后轮的侧偏角; 其余符号含义同式(3)。

联立式(16)~(19)得

$$\omega_{\max} = \frac{\mu g}{v}, \quad \omega_{\min} = -\frac{\mu g}{v}, \quad (20)$$

$$\begin{aligned}\beta_{\alpha f, \max} &= -\frac{a\omega}{v} + \tan(\alpha_{sl, f} + \delta), \\ \beta_{\alpha f, \min} &= -\frac{a\omega}{v} + \tan(-\alpha_{sl, f} + \delta),\end{aligned}\quad (21)$$

$$\begin{aligned}\beta_{\alpha r, \max} &= \frac{b\omega}{v} + \tan(\alpha_{sl, r}), \\ \beta_{\alpha r, \min} &= \frac{b\omega}{v} - \tan(\alpha_{sl, r}).\end{aligned}\quad (22)$$

根据式(20)~(22), 绘制如图7所示的质心侧偏角-横摆角速度图像. 点A处前轮与后轮质心侧偏角同时达到极限值, 点B处后轮质心侧偏角与横摆角速度同时达到极限值.

考察点B, 当车速恒定时, 由式(20)和(22)可知, 后轮极限曲线和横摆角速度极限曲线都是固定的, 因此点B也是确定的. 考察点A, 随着前轮转角 δ 的增大, $\tan(\alpha_{sl, f} + \delta)$ 增大, 前轮质心侧偏角极限曲线右移, 直到A与B两点重合, 此刻A点为该车辆行驶过程中前轮转角的真正极限值, 此时的前轮转角为最大前轮转角. 联立式(20)~(22)得最大的前轮转角为

$$\delta_{\max} = \arctan\left(\frac{\mu g(a+b)}{v^2} - \tan(\alpha_{sl, r})\right) + \alpha_{sl, f}.$$

则最大的转向盘转角为

$$\theta_{\max} = i \cdot \delta_{\max}.$$

所以, 上级稳定性监督器可以表示为

$$\theta = \begin{cases} \theta, & \theta \leq \theta_{\max}, \\ \theta_{\max}, & \theta > \theta_{\max}. \end{cases}$$

5.2 混杂系统稳定性监督

由于混杂控制算法存在模糊性和非解析性的特点, 传统控制理论中基于数学模型的稳定性判据不能直接用于智能控制系统. 李祖枢^[19]结合传统控制理论

图7 (网络版彩图)质心侧偏角-横摆角速度

的成果, 提出了智能控制系统输出稳定性的充分条件.

将该条件总结成如下规则: 若在 e - $\dot{e}$ 相平面上系统的跟踪误差绕原点运动, 且满足 $\left(\frac{e_{m,j}}{e_{m,j+1}} \geq e_{m,s}\right) \wedge$

$\left(\frac{d\dot{e}}{de}\bigg|_{e=0} < 0\right)$, 那么系统是稳定的. 其中, e 为跟踪误差;

$\dot{e}$ 为跟踪误差对时间的导数; $\frac{e_{m,j}}{e_{m,j+1}}$ 为误差峰值比; j 表示

峰值出现的时间序列; $\frac{d\dot{e}}{de}\bigg|_{e=0}$ 为不稳定趋势特征值;

$|e_m|$ 和 $e_{m,s}$ 为相应的阈值. 由于该条件是充分条件, 所以当不满足该条件时, 系统并非一定是不稳定的, 只能认为系统此时具有不稳定趋势.

切换系统失稳, 是由于切换引起的“系统能量”增长趋势超过了各稳定子系统对“系统能量”的衰减作用^[22]. 对于像车辆转向系统这样的“慢切换”系统, 当其有不稳定趋势时, 限制不稳定特征量的输出幅值, 使各个子系统驻留时间足够长, 就能有效保证其稳定性^[23].

所设计的混杂系统稳定性监督器如图8所示.

6 仿真计算及结果分析

6.1 CarSim/Simulink仿真

在CarSim中建立车辆道路模型, 在Matlab/Simulink中建立各子模式控制器、线控转向系统模型、切换控制器和稳定性监督器模型.

图8 稳定性监督器示意图

仿真开始时, 车辆以90 km/h的速度在3.5 m宽的车道内直线行驶, 在2 s时给转向盘一个4 N·m宽度为1 s的脉冲转矩, 使车辆偏离车道, 当跨道时间达到阈值时转向系统从阻尼模式切换到保持模式; 10 s时车辆检测到前方有慢车, 转向系统又切换到换道模式. 其中模式监督器1表示换道模式, 2表示阻尼模式, 3表示保持模式.

仿真实验所需数据如表1所示.

首先比较有无稳定性监督器的情况, 观察图9(a)可知, 两种控制方法下, 车辆均能按照期望的切换律完成阻尼模式、保持模式和换道模式间的切换, 这也验证了各个子模式控制器和切换律的有效性; 控制器工作模式如图10所示, 可见无稳定性监督器的情况下, 车辆从保持模式切换到阻尼模式时, 转向盘转角突变导致车辆再次发生偏离, 此时转向系统又切换到保持模式, 如此循环往复, 车辆在保持和阻尼模式之间频繁切换. 无稳定性监督器时, 前6 s系统在各子系统的平均驻留时间为1.2 s, 有稳定性监督器时平均驻留时间为2 s, 可见无稳定性监督器时系统在各个子系统的平均驻留时间较少, 系统的稳定性较差. 对比图9(b)~(d), 无稳定性监督器时, 车辆的侧向加速度、质心侧

表1 仿真模型中的各参数

参数	数值
整车质量 m (kg)	1370
整车绕铅垂轴转动惯量 I_z ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	2315.3
质心到前轴的距离 a (m)	1.11
质心到后轴的距离 b (m)	1.67
前轮胎总侧偏刚度 k_f (N/rad)	-72794
后轮胎总侧偏刚度 k_r (N/rad)	-97410
车辆宽度 S_b (m)	1.7
预瞄距离 Ld (m)	25
转向柱转动惯量 J_c ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	0.046
转向柱阻尼系数 B_c (N·m·s/rad)	0.361
转向系统传动比 i	22
控制步长 (s)	0.01
预测时域	200
控制时域	12
前轮转角极限值 δ (rad)	± 0.2
前轮角速度约束 $\Delta\dot{\delta}$ (rad/s)	± 0.005
质心侧偏角约束 β (rad)	± 0.21
跨道时间阈值 t_0 (s)	4
安全距离阈值 dp_0 (m)	80
路面附着系数	0.8

图9 (网络版彩图)CarSim/Simulink仿真中侧向位移(a)、侧向加速度(b)、质心侧偏角(c)、横摆角速度(d)

图 10 (网络版彩图)CarSim/Simulink仿真中模式监督器. 1 换道模式, 2 阻尼模式, 3 保持模式

偏角和横摆角速度都发生了大范围抖动, 尤其是工作在换道模式时, 车辆侧向加速度峰值达到 0.36 g , 横摆角速度峰值达到 $12^\circ/\text{s}$, 这不但影响了驾驶员的驾驶体验, 还影响了车辆行驶的安全性. 而混杂控制由于有稳定性监督器的存在, 限制了转向盘转角和转速的幅值, 车辆的稳定性得到了保证. 所以, 本文设计的稳定性监督器有效地改善了车辆行驶的稳定性和安全性.

比较混杂控制和单一的预瞄控制^[24], 由图9和图10看出, 使用这两种控制方法时车辆的稳定性良好, 车辆侧向加速度、质心侧偏角和横摆角速度变化范围和变化频率均较小. 使用预瞄控制时, 车辆的侧向加速度、质心侧偏角和横摆角速度指标均略微优于混杂控制, 但是如图9所示, 预瞄控制从开始换道到稳定的时间约为 9 s , 而使用混杂控制时为 5 s , 在换道速度指标上使用

混杂控制要远优于预瞄控制. 事实上, 在保证车辆行驶稳定性和安全性的前提下, 驾驶员往往希望换道速度越快越好, 所以使用混杂控制效果优于使用预瞄控制.

总的来说, 使用混杂控制时, 车辆的稳定性和安全性优于无稳定性监督器的情况, 且车辆达到稳定需要的时间远小于使用预瞄控制.

6.2 硬件在环仿真

为进一步验证本文混杂控制算法的有效性, 采用CarSim车辆模型的仿真环境, 联合LabVIEW PXI进行驾驶员和硬件在环试验研究. 试验平台的设备主要有转向盘、转向执行电机及控制器、伺服电机、转角及车速等传感器、PXI主机、接线板和计算机监测系统.

上位机采用一台PC机, 进行CarSim整车模型参数和虚拟道路的建立, LabVIEW的控制算法设计、人机界面的设计等, 并在PC机中实时显示并监测车辆在试验过程的车速、转矩、横摆角速度等状态变化. 下位机采用德州仪器公司的PXI主机执行, 将编好的算法程序下载到该主机的实时操纵系统, 在其中进行编译运行. 接口系统一方面将转角传感器实时获取的转向盘转角信号、转矩传感器获取的转向盘转矩信号、车速传感器的车速信号等传输到PXI主机, 另一方面将车辆模型中的转向阻力矩和转矩分别发送到路感电机控制器和执行电机控制器中. 具体试验流程框图如图11(a)所示, 图11(b)为硬件在环试验台架实物图.

开始时驾驶员在环操纵车辆以车速 90 km/h 在虚

图 11 (网络版彩图)硬件在环实验平台(a)和试验台架(b)

图 12 (网络版彩图)硬件在环仿真中实际侧向位移(a)、侧向加速度(b)、质心侧偏角(c)、横摆角速度(d)

拟道路上行驶, 在2 s时给转向盘一个幅值为4 N·m, 宽度为1 s的脉冲转矩使车辆发生偏离. 虚拟车道路宽为3.5 m, 路面附着系数为0.8.

图12(a)为车辆实际侧向位移的变化情况, 由于电机转角跟踪精度的限制, 车辆偏离距离要大于图9(a)所示, 但是此时超调量幅值为0.4 m, 车辆宽度为1.7 m, 车辆与车道边界仍有0.5 m的余量, 车辆未驶出车道. 由图12和13可知, 车辆侧向加速度、质心侧偏角和横摆角速度有略微波动, 但是均在合理范围内. 硬件在环实验进一步验证了本方法的有效性.

7 结论

(1) 本文基于混杂自动机模型建立高速工况下转向系统混杂控制策略, 与传统的预瞄跟踪方法比, 该方法在保证车辆行驶安全性和稳定性的前提下, 换道速度提高了44%, 有明显的优越性.

(2) 为了保证系统的稳定性, 本文设计了稳定性监督器, 与无稳定性监督器时相比, 车辆侧向加速度幅值

图 13 (网络版彩图)硬件在环仿真中模式监督器. 1 换道模式, 2 阻尼模式, 3 保持模式

和质心侧偏角幅值分别降低了43%和42%, 平均驻留时间延长了67%. 可见所设计的稳定性监督器, 极大地减少了系统切换时的能量增长, 延长了系统的平均驻留时间, 有效地保证了系统的稳定性.

(3) 采用驾驶员和CarSim/LabVIEW硬件在环试验

验证了所设计的控制方法的可行性和有效性.

(4) 该策略也有着些许不足, 对执行电机转角跟

踪性能要求较高, 电机控制不够精确, 会导致侧向位移发生轻微超调与波动.

参考文献

- 1 姬利娜, 芦娜. 道路交通事故成因分析与对策研究. 北京电力高等专科学校学报: 自然科学版, 2012, 29
- 2 周华, 房科, 艾明显, 等. 山区高速公路交通事故成因及预防措施. 黑龙江交通科技, 2012, 8: 14
- 3 李兴格. 随意变更车道易发生交通事故. 道路交通管理, 2014, 1: 43
- 4 赵景波. 车辆EPS混杂控制系统理论、设计及实现研究. 博士学位论文. 南京: 江苏大学, 2009
- 5 张海林. 基于电动转向的车道保持系统. 硕士学位论文. 北京: 清华大学, 2012
- 6 Enache N M, Mammar S, Netto M, et al. Driver steering assistance for lane-departure avoidance based on hybrid automata and composite lyapunov function. *IEEE Trans Intell Transport Syst*, 2010, 11: 28–39
- 7 Milanés V, Llorca D F, Villagrà J, et al. Intelligent automatic overtaking system using vision for vehicle detection. *Expert Syst Appl*, 2012, 39: 3362–3373
- 8 Bujarbaruah M, Ercan Z, Ivanovic V, et al. Torque based lane change assistance with active front steering. In: Proceeding of the IEEE ITSC. Yokohama, 2017
- 9 Tan D, Chen W, Wang H, et al. Shared control for lane departure prevention based on the safe envelope of steering wheel angle. *Control Eng Practice*, 2017, 64: 15–26
- 10 Albousefi A A, Ying H, Filev D, et al. A two-stage-training support vector machine approach to predicting unintentional vehicle lane departure. *J Intell Transport Syst*, 2017, 21: 41–51
- 11 Manufacturers F V. Development of estimation force feedback torque control algorithm for driver steering feel in vehicle steer by wire system: Hardware in the loop. *Int J Veh Tech*, 2015, 2015: 314597
- 12 Enache N M, Mammar S, Lusetti B, et al. Active steering assistance for lane keeping and lane departure prevention. *J Dyn Sys Meas Control*, 2011, 133: 061003
- 13 郑大钟. 线性系统理论. 第2版. 北京: 清华大学出版社, 2002
- 14 Goebel R, Sanfelice R G, Teel A R. Hybrid Dynamical Systems: Modeling, Stability, and Robustness. Princeton: Princeton University Press, 2012
- 15 丁超. 某车EPS系统助力与阻尼控制研究及实现. 硕士学位论文. 合肥: 合肥工业大学, 2015
- 16 Tanaka T, Nakajima S, Urabe T, et al. Development of lane keeping assist system using lateral-position-error control at forward gaze point. SAE Technical Paper, 2016
- 17 龚建伟, 姜岩, 徐威. 无人驾驶车辆模型预测控制. 北京: 北京理工大学出版社, 2014
- 18 张晨晨, 夏群生, 何乐. 质心侧偏角对车辆稳定性影响的研究. 汽车工程, 2011, 33: 277–282
- 19 李祖枢. 仿人智能控制. 北京: 国防工业出版社, 2003
- 20 Fiala E. Lateral forces on rolling pneumatic tires. *Zeitschrift VDI*, 1954, 96: 973–979
- 21 陈无畏, 王其东, 肖寒松. 汽车系统动力学与集成控制. 北京: 科学出版社, 2014
- 22 张霞, 高岩, 夏尊铨. 切换线性系统稳定性研究进展. 控制与决策, 2010, 25: 1441–1450
- 23 De Persis C, Santis R D, Morse A S. Switched nonlinear systems with state-dependent dwell-time. *Syst Control Lett*, 2003, 50: 291–302
- 24 陈无畏, 李进, 王檀彬, 等. 视觉导航智能车辆的路径跟踪预瞄控制. 机械工程学报, 2008, 44: 277–282

Study on hybrid control based steering system for intelligent vehicle in high-speed condition

CHEN WuWei, XU Kai, TAN DongKui, ZHAO LinFeng & WEI ZhenYa

School of Automobile and Traffic Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China

Through the analysis of the main types of accidents and three basic driving behavior in high-speed condition, it was concluded that steering system has both discrete state and continuous state. And then a multi-mode-switching control strategy was proposed, which used time to line crossing (TLC) and safe distance as switching rules. The damping, lane-keeping and lane-changing controller were designed respectively and were implemented on steer-by-wire system. In lane-keeping model, a new method is introduced to control the first derivative and the second derivative of the lateral offset of the preview point, which can not only prevent the excessive overshoot, but also reduce the time for the vehicle to return to the central line of the lane. The lane-changing model used the model predictive control (MPC) with multiple constraints to improve the stability of vehicle lane changing process. Based on the stability theory of hybrid system, a simple but effective stability supervisor was designed to prevent vehicle from the loss of control. Finally, the proposed control method is implemented on CarSim/Simulink and hardware-in-loop test platform, and the results proved the effectiveness of this strategy, and the stability of the switching process.

high-speed condition, hybrid system, lane keeping, preview point, lane changing, model predictive control, stability supervisor

doi: [10.1360/N092017-00150](https://doi.org/10.1360/N092017-00150)