

# 低速行驶重型车辆的动力学系统建模与非线性控制

宾洋<sup>1</sup> 李克强<sup>1</sup> 王建强<sup>1</sup> 连小珉<sup>1</sup>

**摘要** 考虑低速行驶工况下的重型车辆, 本文建立其纵向行驶/制动系统的非线性动力学方程. 在此基础上采用反馈线性化方法将驱/制动工况下的非线性系统转化为线性可控正则型, 并针对制动工况下非线性系统存在的控制时滞, 提出一种基于非线性 SMITH 预估方法的反馈线性化变换, 该变换在有效补偿控制时滞同时, 实现了制动系统的线性可控正则型转换. 最后, 分别基于驱/制动系统的线性可控正则型设计跟踪控制器, 实现了车辆低速工况的加/减速度精确跟踪控制.

**关键词** 非线性系统, 反馈线性化, 非线性 SMITH 预估原理, 跟踪控制  
**中图分类号** U27

## Nonlinear Dynamic Modeling and Control of Low Speed Heavy-Duty Vehicles

BIN Yang<sup>1</sup> LI Ke-Qiang<sup>1</sup> WANG Jian-Qiang<sup>1</sup> LIAN Xiao-Min<sup>1</sup>

**Abstract** First, a traction/brake subsystem nonlinear equation of longitudinal dynamics is deduced for the heavy-duty vehicular cruise control systems on the low-speed condition. Based on the equation, a feedback linearization method is utilized to convert the nonlinear system into a linear controllable normal form. Second, in order to eliminate the influence of control time delay in the nonlinear brake subsystem, a new feedback linearization transformation based on the nonlinear SMITH predictive theory is proposed. By adopting the new transformation, not only the control time delay can be compensated for effectively, but also the conversion of linear controllable normal form is realized. At last, based on the linear controllable form of traction/break system respectively, two controllers are designed to obtain precise acc/deceleration tracking on the low-speed condition.

**Key words** Nonlinear systems, feedback linearization, nonlinear SMITH predictive theory, tracking control

## 1 引言

具有走停 (S&G) 功能的车辆自适应巡航控制 (ACC) 系统是针对拥挤的城市交通工况而设计的一种自动辅助驾驶系统. 它能够根据当前车辆的行驶状况以及外界环境的变化, 自适应控制车与车之间的相对距离和速度, 从而有效降低驾驶员的工作压力, 提高汽车行驶的安全性能, 是更先进的自适应巡航控制系统.

对工作于低速甚至频繁加速、制动行驶工况的重型车辆, 实现其加/减速度精确跟踪是保证 ACC 系统控制性能的关键环节. 因为重型车辆在低速行驶工况下表现出较强的非线性动力学特性, 从而导致对这一典型工况的加/减速度控制变得尤为困难. 国外学者对加/减速度的跟踪控制进行了相关研究. Yi K S 等应用 LQ (Linear quadratic)、PID 等线性控制方法实现了对 ACC 系统的上/下位控制器的设

计<sup>[1]</sup>. Omae M 在文献 [2] 中, 设计了基于 H-infinity 鲁棒控制方法的模型匹配控制 (MMC) 系统. Fritz A、Schiehlen W 在文献 [3] 中提出了一种非线性状态空间车辆模型, 并采用反馈线性化方法实现系统的精确线性化, 但其所建立车辆模型将发动机输出转矩简化为线性函数, 并忽略了液力变矩器的影响. 此外, 以往的研究工作<sup>[4,5]</sup> 多对车辆制动系统进行线性简化, 而且忽略对系统时滞特性以及制动器摩擦副间摩擦系数等非线性因素的深入讨论.

基于以上分析, 本文首先建立低速工况下包括发动机、液力变矩器的传动行驶系及整车运动系统的驱动动力学方程, 然后分析了液力变矩器、发动机怠速转矩在滑行工况下对车辆减速的影响, 并建立起重型车辆空气助力液压制动系统的动力学模型. 在此基础上, 采用反馈线性化技术实现了驱/制动动力学非线性系统的线性可控正则型转化, 同时考虑到制动工况下车辆动力学系统存在的控制时滞, 提出了一种能够有效补偿系统控制时滞的非线性 SMITH 预估方法, 并应用此方法构造了一种反馈线性化变换, 从而实现了非线性控制时滞系统的线性可控正则型转换. 最后, 分别基于以上驱/制动系统的线性可控正则型, 给出了加/减速度跟踪控制器的设计, 并通过仿真计算验证其控制效果.

收稿日期 2005-10-10 收修改稿日期 2006-1-10  
Received October 10, 2005; in revised form January 10, 2006  
清华大学 - 五十铃汽车公司国际合作项目 (0507J68) 资助  
Supported by Inter-project of Tsinghua University and ISUZU Automotive Company (0507J68)  
1. 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室 北京 100084  
1. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084  
DOI: 10.1360/aas-007-0265

## 2 重型车辆动力学系统建模

考虑被控对象为一辆重 20000kg 的重型货车, 在附着性能良好的路面上行驶. 图 1 所示为该车辆的纵向行驶运动受力图. 其中,  $G_g$  为车辆重量 (kg),  $F_t$  为切向驱动力 (kgf),  $F_b = F_{bf} + F_{br}$  为切向制动力 (Nm),  $R_r = R_{rf} + R_{rr}$ 、 $R_c$ 、 $R_a$  分别为滚动阻力、坡度阻力和迎风阻力<sup>[6]</sup>. 该车辆的驱动系统由发动机、液力变矩器、自动变速箱和主减速器组成; 制动系统为空气助力型式液压制动系统. 在低速行驶工况下, 对车辆动力学特性影响较大的因素包括: 发动机/液力变矩器的非线性特性、制动器的抗热衰退性、制动液 (气) 在管路中的传输特性、制动系统为克服活塞、摩擦副间隙产生的滞后时间, 下面将分别推导其模型建立.

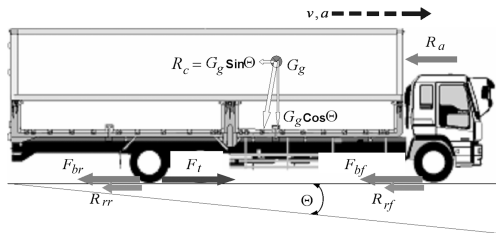


图 1 车辆纵向行驶受力图

Fig. 1 Forces acting on a longitudinally moving vehicle

### 2.1 发动机模型

对于 S&G 巡航系统, 由于发动机的常用工作范围为转速  $< 2000(\text{r}/\text{min})$  和节气门开度  $< 50(\%)$ . 由发动机的节气门开度  $\alpha_{th}(\%)$ 、转速  $\omega_{ed}(\text{r}/\text{min})$  和静态输出扭矩  $T_{es}(\text{Nm})$  关系曲线 (即图 2 中的细线) 可见, 该工作范围的发动机表现出强非线性特性. 文献 [3,7] 等采用多项式曲线拟合的方法探讨了发动机的数学建模. 本研究在不降低发动机模型精度的基础上, 利用二次多项式曲线对低速工况下发动机的常用工作范围进行拟合 (如图 2 中带标记的粗线)<sup>[8]</sup>, 建立发动机的静态数学模型

$$T_{es} = \text{MAP}(\alpha_{th}, \omega_{ed}) = (k_1\alpha_{th}\omega_{ed} + k_2\omega_{ed} + k_3\alpha_{th} + k_4)g \quad (1)$$

此外, 考虑发动机的燃烧迟滞特性, 其动态输出扭矩的动力学特性描述为

$$T_1\dot{T}_{ed} + T_{ed} = T_{es} \quad (2)$$

其中,  $k_1$ 、 $k_2$ 、 $k_3$ 、 $k_4$  为发动机的拟合常系数,  $T_1$  为时间常数.

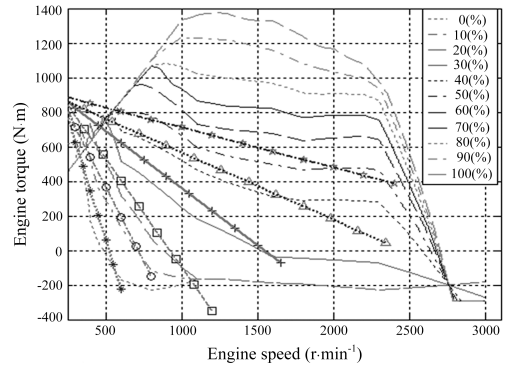
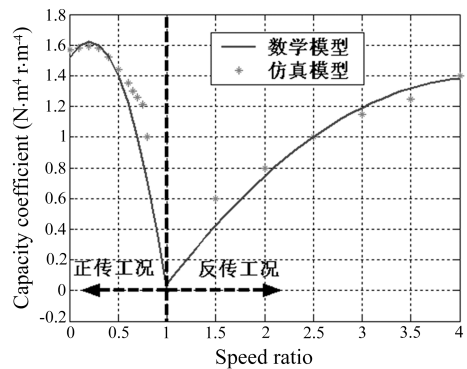


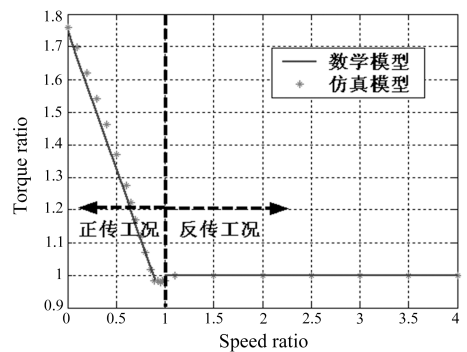
图 2 发动机 MAP 图

Fig. 2 Engine MAP chart

### 2.2 液力变矩器模型



(a)



(b)

图 3 液力变矩器特征曲线

Fig. 3 Torque ratio and capacity characteristics of torque converter

对于液力变矩器的建模, 由其特征曲线 (见图 3 所示) 可知, 液力变矩器被分为两种运行工况: 牵引 (正传) 和滑行 (反传) 工况. 首先建立牵引工况下的液力变矩器泵轮扭矩和转速之间的数学模型

$$T_p = C(\lambda_{TC})\omega_{ed}^2 \quad (3)$$

对图 3 (a) 中转速比  $\leq 1$  区间的虚线用二次函数进行拟合, 得到容量系数  $C$  与转速比  $\lambda_{TC}$  的关系为:  $C(\lambda_{TC}) = (\tau_1 \lambda_{TC}^2 + \tau_2 \lambda_{TC} + \tau_3)/60^2$ , 其中  $\lambda_{TC} = \omega_t/\omega_{ed}$ .

此外, 液力变矩器转矩比  $T_t/T_p$  与转速比  $\lambda_{TC}$  之间的关系表示为

$$T_t = t(\lambda_{TC})T_p \quad (4)$$

其中,  $t(\lambda_{TC})$  为图 3 (b) 中转速比  $\leq 1$  区间虚线的一次拟合函数, 表达为:  $t(\lambda_{TC}) = t_1 \lambda_{TC} + t_2$ .

同样, 可以建立滑行工况 ( $\lambda_{TC} > 1$ ) 下的液力变矩器模型

$$T_p = C_d(\lambda_{TC})\omega_{ed}^2 \quad (5)$$

其中, 容量系数与转速比的关系为:  $C_d(\lambda_{TC}) = (\tau_{d1} \lambda_{TC}^2 + \tau_{d2} \lambda_{TC} + \tau_{d3})/60^2$ . 相应的转矩、转速比关系为

$$T_t/T_p = 1 \quad (6)$$

其中,  $T_p$ 、 $T_t$ 、 $\omega_t$  分别为液力变矩器的泵轮扭矩、涡轮扭矩和涡轮转速,  $\tau_1 \sim \tau_3$ ,  $\tau_{d1} \sim \tau_{d3}$ ,  $t_1 \sim t_3$  为液力变矩器的拟合常数。

### 2.3 制动系统模型

当车辆行驶在附着性能良好的路面上行驶时, 忽略轮胎与路面间的滑转, 可以将 EBS 控制信号  $u_b$  与制动器作用产生的制动减速度  $a_b$  描述为

$$a_b(s) = -e^{-s\tau_d} \frac{1 + K_{br}}{t_r s + 1} u_b(s) \quad (7)$$

其中,  $\tau_d$  为制动系统时间滞后,  $t_r$  为制动系统动态响应时间常数,  $K_{br}$  为制动力变化系数, 表征制动器的热衰退效能. 因为制动器摩擦材料的摩擦系数, 一般随着温度的增高而降低. 根据实验结果,  $K_{br}$  变化范围为  $0 \leq K_{br} \leq 0.25$ . 且由文献 [9] 的分析可知,  $K_{br}$  可近似拟合为与制动减速度  $a_b$  和车速  $v$  相关的函数

$$K_{br}(a_b, v) = 0.25 + k_a a_b^2 v \quad (8)$$

其关系曲线如图 4. 由曲线可见, 制动力变化系数  $K_{br}$  随着车速、制动减速度 (绝对值) 的增加而明显下降. 联立方程 (7) 和 (8), 可导出  $a_b$  和  $u_b$  的微分关系式

$$\dot{a}_b = -\frac{1}{t_r} a_b - \left( \frac{0.25 + k_a a_b^2 v}{t_r} \right) \cdot u_b e^{-s\tau_d} \quad (9)$$

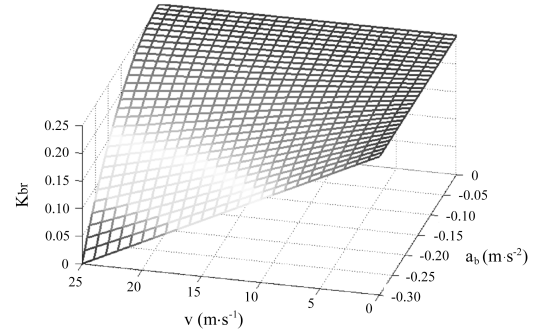


图 4 制动系统比例变化系数  $K_{br}$  关系图  
Fig. 4 Coefficient  $K_{br}$  of brake subsystem

### 2.4 车辆纵向行驶动力学模型

由车辆纵向行驶时的驱/制动力—行驶阻力平衡关系, 可得以下行驶方程式

$$\dot{\omega}_t = ((F_t + F_b - R_r - R_a - R_c)i_g i_0)/ConsP \quad (10)$$

此外, 发动机扭矩经飞轮传送到液力变矩器的输入端 (即泵轮端) 的动力学关系描述为

$$I_e \dot{\omega}_{ed} = (T_{ed} - T_p)60/6.283 \quad (11)$$

其中, 驱动力  $F_t = (T_t i_g i_0 \eta_k)/(g r_t)$ , 制动力  $F_b = M a_b/g$ , 迎风阻力  $R_a = 0.232 g v^2$ , 滚动和坡度阻力  $R_r + R_c = M g(\eta_r + \sin \Theta)$ ,  $M$  为车辆质量,  $v = (0.377 r_t \omega_t)/(3.6 i_0 i_g)$  为车速,  $i_0$ 、 $i_g$  分别为主减速器传动比和自动变速箱一档传动比,  $\eta_r$  为滚动阻力系数,  $\Theta$  为道路坡度,  $ConsP$  为与车辆质量  $M$  有关的常数,  $r_t$  为有效轮胎半径,  $\eta_k$  为总传动效率,  $I_e$  为发动机飞轮转动惯量,  $g = 9.8067 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .

联立方程 (1)~(4)、(10) 和 (11), 并简化得到驱动工况下 ( $F_b = 0$ ) 车辆纵向行驶的状态空间方程如下

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{F}(\mathbf{X}) + \mathbf{G}(\mathbf{X})u$$

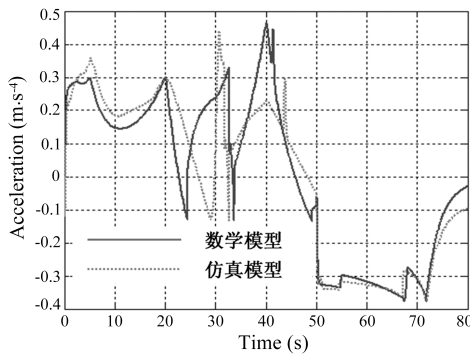
$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_t \\ \dot{\omega}_{ed} \\ \dot{T}_{ed} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a\omega_t^2 + b\omega_t\omega_{ed} + c\omega_{ed}^2 + d(\omega_t^3/\omega_{ed}) - \vartheta \\ jT_{ed} + e\omega_t^2 + f\omega_t\omega_{ed} + g\omega_{ed}^2 \\ h\omega_{ed} + i + kT_{ed} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ l\omega_{ed} + m \end{bmatrix} \cdot \alpha_{th} \quad (12)$$

同样的, 考虑到制动工况下液力变矩器处于滑行工况, 且发动机为怠速工况, 此时  $T_{ed} = T_{es}$ , 将  $T_{es}$  代入式 (11), 并联立方程 (1)、(5)~(11), 于是得到制动工况的状态空间方程

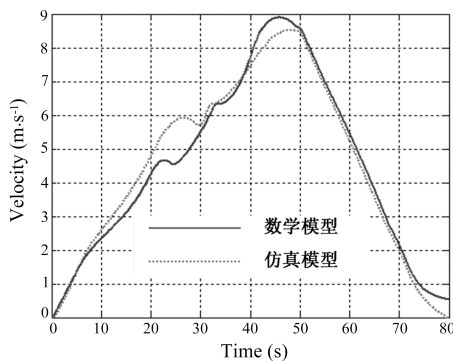
$$\dot{X} = F_d(X) + G_d(X)u_b e^{-s\tau_d} \quad (13)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_t \\ \dot{\omega}_{ed} \\ \dot{a}_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_d \omega_t^2 + b_d \omega_t \omega_{ed} + c_d \omega_{ed}^2 + d_d a_b - \vartheta_d \\ e_d \omega_t^2 + f_d \omega_t \omega_{ed} + g_d \omega_{ed}^2 + h_d \omega_{ed} + i_d \\ j_d a_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_d a_b^2 \omega_t + l_d \end{bmatrix} \cdot u_b e^{-s\tau_d}$$

其中,  $a \sim m, a_d \sim l_d, \vartheta, \vartheta_d$  为简化后的常系数. 对比式 (12) 和 (13) 可知, 两者均为为单输入仿射非线性系统, 而且式 (13) 还考虑了时间滞后  $\tau_d$  对控制变量  $u_b$  的影响.



(a)



(b)

图 5 仿真/数学模型的计算结果比较

Fig. 5 Comparison of simulation and mathematical model

为验证所建立数学模型的准确性, 图 5 分别给出了式 (12) 和 (13) 与基于 Simulink 软件的车辆仿

真模型的计算比较结果. 由结果可见, 所建立的数学模型能够较好的近似车辆仿真模型, 从而可以为下一步的控制器提供精确的设计平台.

### 3 非线性系统的精确线性化

考虑作为被控对象的重型车辆中存在的非线性特性, 本节首先采用反馈线性化方法, 将驱/制动工况下的状态空间方程转换为新坐标系下的线性可控正则型, 然后针对制动工况下非线性系统中存在的控制时滞, 提出了一种基于非线性 SMITH 预估原理的反馈线性化变换.

#### 3.1 驱动工况下非线性系统的精确线性化

实现非线性系统 (12)、(13) 精确线性化的目的就是寻找一个充分光滑的输出变量  $y = h(X)$ , 使得系统在满足一定条件的基础上, 构造出坐标变换  $Z$  及反馈控制  $u$

$$\begin{cases} Z = \psi(X) \\ u = \Delta(X, V) \end{cases} \quad (14)$$

将原坐标空间  $X$  变换至  $Z$  空间, 从而实现非线性系统转化为  $Z$  上的线性能控正则型<sup>[10]</sup>.

下面首先给出非线性系统实现反馈线性化的充要条件<sup>[11,12]</sup>:

1)  $\text{rank}\{G, ad_F G, \dots, ad_F^{\gamma-2} G, ad_F^{\gamma-1} G\} = \gamma$ , 即保证系统的能控性;

2) 分布  $D = \text{span}\{G, ad_F G, \dots, ad_F^{\gamma-2} G\}$  是对合分布, 也即检验下列条件是否满足

$$\text{rank}\{G, ad_F G, \dots, ad_F^{\gamma-2} G, [ad_F^i G, ad_F^j G] (i < j, i, j = 0, 1, \dots, \gamma - 2)\} = \gamma - 2$$

从而保证向量场  $G, ad_F G, \dots, ad_F^{\gamma-2} G$  的可积性.

而由文献 [12] 的结论可知, 条件 1) 等价于当且仅当在  $X_0$  的邻域  $U$  内 ( $U$  是一个  $R^3$  的开子集), 如果存在解  $h(X)$  满足

$$\frac{\partial h}{\partial X} [G, ad_F G, \dots, ad_F^{\gamma-2} G] = 0 \quad (15)$$

则系统在邻域  $U$  内每一点有严相对阶  $\gamma$ , 从而保证系统的能控性.

其中  $ad$  表示李括号,  $L$  表示李导数,  $\gamma$  称为系统的严相对阶.

对于非线性系统 (12), 容易验证当选取输出变量  $y = h(X) = \omega_t$  时, 其严相对阶  $\gamma = 3$ , 方程 (15) 的条件得以满足, 系统可以实现全部状态线性化. 由于  $\gamma = n = 3$ . 于是可以构造坐标变换 (16)(见下页底部) 和反馈控制

$$u = \Delta(X, V) = (-L_F^3 h(X) + V) / L_G L_F^2 h(X) \quad (17)$$

将原系统变换为以下线性能控正则型

$$\dot{Z} = \tilde{F} \cdot Z + \tilde{G} \cdot V = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} V \quad (18)$$

其中,  $k_1 = 2a^2 + 4db + be - dg$ ,  $k_2 = 3ba + 3dc + bf + 2ec$ ,  $k_3 = b^2 + 2ac + bg + 2cf$ ,  $k_4 = 5ad - df$ ,  $k_5 = -2a\vartheta$ ,  $k_6 = bc + 2cg$ ,  $k_7 = -b\vartheta$ ,  $k_8 = 3d^2 - ed$ ,  $k_9 = -d\vartheta$ ,  $k_{10} = bj$ ,  $k_{11} = 2cj$ ,  $k_{12} = -dj$ .

### 3.2 制动工况下非线性系统的精确线性化

对制动工况下的非线性系统 (13) 作相同的反馈线性化变换. 首先验证系统 (13) 实现反馈线性化的充要条件, 由式 (15) 易知当  $y = h(X) = \omega_t$  时系统的严相对阶为  $\gamma = 2$ , 此时系统 (13) 能实现部分线性化 (由于  $\gamma = 2 < n = 3$ ). 为获得线性能控标准型坐标, 首先构造如下  $\gamma = 2$  维的部分坐标变换

$$\begin{bmatrix} z_{d1} \\ z_{d2} \end{bmatrix} = \psi_d(X) = \begin{bmatrix} h(X) \\ L_{F_d} h(X) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_t \\ a_d \omega_t^2 + b_d \omega_t \omega_{ed} + c_d \omega_{ed}^2 + d_d a_b - \vartheta_d \end{bmatrix} \quad (19)$$

以及相应的反馈控制

$$u_b = \Delta_b(X, V_b) = (-L_{F_d}^2 h(X) + V_b) / L_{G_d} L_{F_d} h(X) \quad (20)$$

为了保证新旧坐标系间微分同胚映射的关系, 最后  $n - \gamma = 1$  维坐标  $\eta(X)$  选为

$$z_{d3} = \eta(X) = \omega_{ed} \quad (21)$$

于是, 该系统新坐标变换的雅可比矩阵为

$$\frac{\partial Z_d}{\partial X} = \begin{bmatrix} \frac{\partial \psi_d}{\partial X} \\ \frac{\partial \eta}{\partial X} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 2a_d \omega_t + b_d \omega_{ed} & b_d \omega_t + 2c_d \omega_{ed} & d_d \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (22)$$

容易验证该变换阵是一非奇异阵, 且全局可逆. 于是, 原系统 (13) 在新坐标系下被分解为如下的线性闭环子系统

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_{d1} \\ \dot{z}_{d2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{d1} \\ z_{d2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} V_b \quad (23)$$

以及非线性的内动态子系统

$$\dot{z}_{d3} = e_d z_{d1}^2 + f_d z_{d1} z_{d3} + g_d z_{d3}^2 + h_d z_{d3} + i_d \quad (24)$$

但是该内动态子系统 (24) 由于状态反馈而变得不能观, 若此内动态子系统稳定, 则跟踪控制设计的问题才能真正解决. 由文献 [12] 知, 对内动态子系统稳定性的研究可以转为研究其零动态子系统的稳定性.

当  $z_{d1}, z_{d2}, V_b = 0$  时, 内动态子系统 (24) 的零动态特性表现为

$$\dot{z}_{d3} = g_d z_{d3}^2 + h_d z_{d3} + i_d \quad (25)$$

为保证系统 (13) 全局稳定, 式 (25) 须在平衡点  $z_{d1}, z_{d2}, V_b = 0$  附近渐进稳定, 构造李亚普诺夫函数  $V(z_{d3}) = z_{d3}^2$ , 对其微分得到

$$\frac{dV}{dt} = 2z_{d3} \dot{z}_{d3} \quad (26)$$

可以验证  $\frac{dV}{dt} < 0 (\omega_{ed} \neq 0)$ , 因此, 该零动态特性是渐进稳定的.

然而, 受控制时滞的影响, 式 (13) 仍无法实现线性化变换. 因此, 下文将根据古典 SMITH 预估原理, 构造一种非线性 SMITH 预估器, 并由此提出一种反馈线性化变换.

$$Z = \psi(X) = \begin{bmatrix} h(X) \\ L_F h(X) \\ L_F^2 h(X) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_t \\ a \omega_t^2 + b \omega_t \omega_{ed} + c \omega_{ed}^2 + d(\omega_t^3 / \omega_{ed}) - \vartheta \\ k_1 \omega_t^3 + k_2 \omega_t^2 \omega_{ed} + k_3 \omega_t \omega_{ed}^2 + k_4 \frac{\omega_t^4}{\omega_{ed}} + k_5 \omega_t + k_6 \omega_{ed}^3 + k_7 \omega_{ed} \\ + k_8 \frac{\omega_t^5}{\omega_{ed}^2} + k_9 \frac{\omega_t^2}{\omega_{ed}} + k_{10} \omega_t T_{ed} + k_{11} \omega_{ed} T_{ed} + k_{12} \frac{\omega_t^3}{\omega_{ed}^2} T_{ed} \end{bmatrix} \quad (16)$$

### 3.3 非线性 SMITH 预估器

古典的线性单变量 SMITH 预估器结构框图如图 6 所示. 它的原理是预先估计出过程在基本扰动下的动态特性, 然后由预估器进行补偿, 力图使被延迟了  $\tau_d$  的被调量超前反映到调节器, 使调节器提前动作, 从而改善时滞对系统控制品质的影响<sup>[13]</sup>. 基于古典的 SMITH 预估原理, 下面将时滞预估问题扩展到非线性系统中, 构造如下的非线性时滞系统 SMITH 预估器<sup>[14,15]</sup>

$$\begin{bmatrix} \dot{\tilde{X}} \\ \dot{\hat{X}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_d(\tilde{X}) \\ -F_d(\tilde{X}) + F_d(\tilde{X} + \hat{X}) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} G_d(\tilde{X}) & 0 \\ -G_d(\tilde{X}) & G_d(\tilde{X} + \hat{X}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_b e^{-s\tau_d} \\ u_b \end{bmatrix} \quad (27)$$

将预估器中的状态量  $\hat{X}$  与非线性系统的状态量  $X$  相加, 即

$$\tilde{X} = X + \hat{X} \quad (28)$$

得到 SMITH 预估值  $\tilde{X}$ . 选取恰当的初始值, 即可保证  $X = \tilde{X}$ , 于是  $\tilde{X} = X + \hat{X} = \tilde{X} + \hat{X}$ , 由式 (27) 易知该预估值  $\tilde{X}$  满足

$$\dot{\tilde{X}} = F_d(\tilde{X}) + G_d(\tilde{X}) \cdot u_b(t) \quad (29)$$

此时的预估值  $\tilde{X}$  与原状态量  $X$  的关系为

$$\tilde{X}(t) = X(t + \tau_d) \quad (30)$$

可见, 若将该预估值  $\tilde{X}$  代替反馈变换  $u_b$  中的状态量  $X$ , 即可有效的补偿由于控制时滞导致的反馈信号状态量  $X(t - \tau_d)$  的时间滞后.

于是, 结合 2.2 节中的非线性系统反馈线性化原理, 本文提出基于非线性 SMITH 预估原理的反馈线性化变换框图 (如图 7 所示).

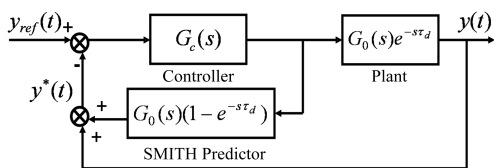


图 6 古典 SMITH 预估器结构框图

Fig. 6 Classical SMITH predictor structure

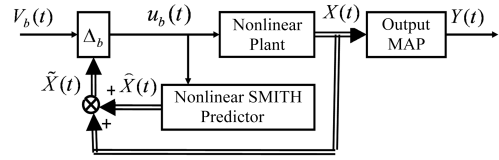


图 7 基于非线性 SMITH 预估原理的反馈线性化变换框图  
Fig. 7 Extend feedback linearization structure

由图 7 可知, 用  $\tilde{X}$  代替  $u_b = \Delta_b(X, V_b)$  中的状态量  $X$ , 得到

$$u_b = \Delta_b(\tilde{X}, V_b) = \left( -L_{F_d}^2 h(\tilde{X}) + V_b \right) / L_{G_d} L_{F_d} h(\tilde{X}) \quad (31)$$

将  $u_b$  代入原系统 (13), 容易导出其线性闭环子系统满足

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_{d1} \\ \dot{z}_{d2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{d1} \\ z_{d2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} V_b e^{-s\tau_d} \quad (32)$$

即输入输出描述为一具有传递函数

$$\frac{y(s)}{V_b(s)} = \frac{1}{s^2} e^{-s\tau_d} \quad (33)$$

的线性系统. 可见该传递函数的特征方程中不再出现  $e^{-s\tau_d}$  项, 故时滞不再影响系统的响应特性.

基于驱/制动系统的线性化变换结果 (18)、(32), 下面将利用线性系统中成熟的控制方法 (如 LQ、PID、极点配置), 对线性化后的非线性系统进行控制器设计, 最后将控制变量转换到原系统, 从而使得被控系统的动态特性能够较好的满足设计要求.

## 4 加/减速度跟踪控制器设计

车辆纵向行驶的加 (减) 速度跟踪控制是指: 给定任意合理的期望加速度  $a_{des}$  (减速度  $a_{ddes}$ ), 寻求节气门  $\alpha_{th}$  (EBS 控制信号  $u_b$ ) 的反馈控制, 使得车辆的实际加速度  $a$  (减速度  $a_d, \dot{v} = a_d = a$ ) 跟踪期望值.

考虑加速度跟踪控制, 首先定义加速度的跟踪误差

$$\varepsilon = a_{des} - a \quad (34)$$

为了使跟踪误差  $\varepsilon$  收敛为零, 提出如下跟踪误差的微分表达式为

$$\gamma \ddot{\varepsilon} + \beta \dot{\varepsilon} + \phi \varepsilon + \rho \int \varepsilon = 0 \quad (35)$$

其特征方程为  $\gamma s^3 + \beta s^2 + \phi s + \rho = 0$ , 要使被控系统稳定, 式 (42) 的特征值应配置在复平面的左半平面. 求解式 (35) 可得到

$$\ddot{\omega}_t = V = \frac{\gamma \ddot{a}_{des} + \beta \dot{\varepsilon} + \phi \varepsilon + \rho \int \varepsilon}{\gamma \alpha_n} \quad (36)$$

将式 (36) 代入反馈控制式 (17), 得到节气门  $\alpha_{th}$  的反馈控制

$$\alpha_{th} = \left( \frac{\gamma \ddot{a}_{des} + \beta \dot{\varepsilon} + \phi \varepsilon + \rho \int \varepsilon}{\gamma \alpha_n} - L_F^3 h \right) / L_G L_F^2 h \quad (37)$$

对于减速度跟踪控制, 定义其跟踪误差  $\varepsilon_d = a_{ddes} - a_d$ , 采用跟踪误差微分表达式

$$\beta_d \dot{\varepsilon}_d + \phi_d \varepsilon_d + \rho_d \int \varepsilon_d = 0 \quad (38)$$

容易证明当  $\beta_d, \phi_d, \rho_d > 0$  时, 方程的特征值分布在复平面的左半平面. 求解方程 (38), 用 SMITH 预估值  $\tilde{X}$  代替其中的状态量  $X$ , 并代入反馈控制 (20), 即可得到 EBS 的反馈控制 (见本页底部式 (39)).

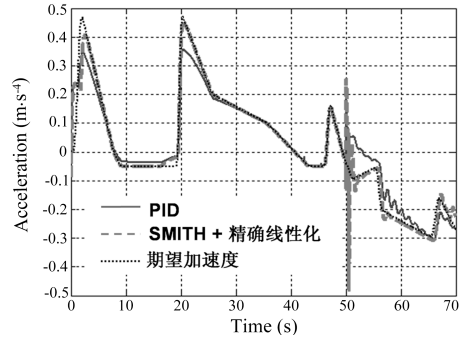
### 5 仿真及分析

为验证低速行驶工况下非线性控制器的控制效果, 本文设计了图 8(a) 中细点线所示的期望加速度曲线. 作为比较, 表 1 及图 8 分别给出了反馈线性化跟踪及 PID 的控制器参数、实际加速度跟踪曲线、节气门开度响应曲线和 EBS 控制信号的响应曲线仿真结果.

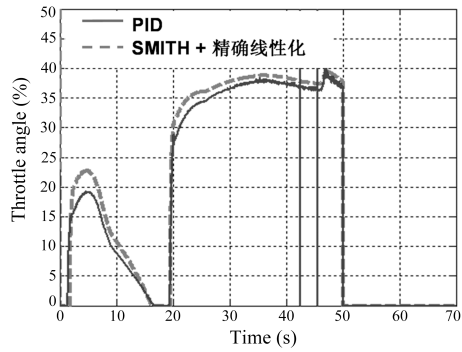
表 1 控制器参数

Table 1 Controller parameters

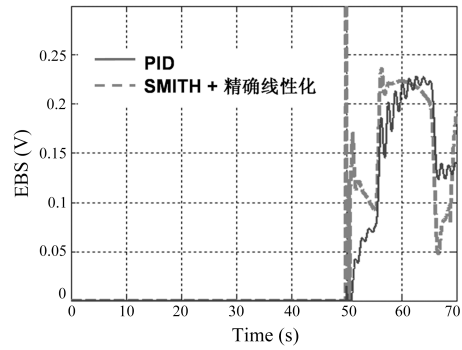
	跟踪控制	PID 控制
驱动工况	$\gamma = 0.5, \beta = 1, \phi = 10, \rho = 2$	$P = 200, I = 100, D = 5$
制动工况	$\beta_d = 1, \phi_d = 10, \rho_d = 1$	$P = 0.8, I = 0.5, D = 0.2$



(a)



(b)



(c)

图 8 PID 与基于 SMITH 的精确线性化控制仿真结果  
Fig. 8 The simulation results of PID and SMITH based linearization control

由图 8 的仿真结果可见, 基于反馈线性化的跟踪控制器表现出良好的动态响应特性及控制精度, 不但其控制误差能够迅速且平稳的收敛于稳态值, 而且实现了对车辆作动系统 (即发动机节气门开度和 EBS) 的平滑控制 (图 8(b)、8(c) 虚线). 此外, 由制动系统 EBS 控制的仿真结果 (图 8(c)) 可见,

$$\alpha_{th} = \left( \frac{\beta_d \dot{a}_{ddes} + \phi_d (a_{ddes} - \tilde{a}_d) + \rho_d \int (a_{ddes} - \tilde{a}_d)}{\beta_d \alpha_n} - L_{F_d}^2 h(\tilde{X}) \right) / L_{G_d} L_{F_d} h(\tilde{X}) \quad (39)$$

由于反馈线性化跟踪控制采用非线性 SMITH 预估器补偿了控制时滞带来的影响, 因此实现了系统控制的光滑、快速响应特性 (虚线), 而 PID 由于忽略控制时滞的影响, 从而导致 EBS 控制出现明显的低频大幅振荡 (实线)。

## 6 结论

针对 S&G 巡航系统的动力学控制, 本文首先建立了低速行驶工况下的车辆驱/制动动力学模型, 然后采用反馈线性化方法, 实现对车辆非线性动力学方程的精确线性化研究, 并针对制动工况下非线性系统存在的控制时滞, 提出了一种基于非线性 SMITH 预估原理的反馈线性化变换, 在此基础上, 给出一种加/减速度跟踪控制器的设计. 仿真计算结果表明:

1. 基于状态空间方程建立的低速工况重型车辆非线性动力学系统模型具有较高的精度。
2. 结合非线性 SMITH 预估原理的反馈线性化变换, 在有效补偿控制时滞影响的同时, 实现了对系统的线性可控正则型转换。
3. 基于线性可控正则型设计的跟踪控制系统, 能够实现低速工况下重型车辆的加/减速度精确跟踪控制, 明显提高系统的控制性能。

## References

- 1 Yi K S, Moon H, Kwon Y D. A vehicle-to-vehicle distance control algorithm for stop-and-go cruise control. In: Proceedings of IEEE Intelligent Transportation Systems Conference, OakLand, CA, USA, 2001. 478~482
- 2 Omae M. Study on the Control System for Vehicle Platooning [Ph.D. dissertation]. University of Tokyo, Japan, 1999
- 3 Fritz A, Schienlen W. Automatic cruise control of a mechanically steered vehicle convoy. *Vehicle System Dynamics*, 1999, **32**: 331~344
- 4 Bin Y, Li K Q, Lian X M, Ukawa H, Handa M, Idonuma H. Longitudinal acceleration tracking control of vehicular stop-and-go cruise control system. In: 2004 IEEE International Conference on Networking, Sensing and Control. Taipei, 2004. **1**: 607~612
- 5 Bin Y, Li K Q, Ukawa H, Handa M. Study on stop and go cruise control of heavy-duty vehicles. In: 2005 JSAE Annual Congress, Yokohama, Japan, 2005. 275, No.55-05
- 6 Gillespie T D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc. 1992
- 7 Wang Wei-Wei, Quan Long. Development of engine model in the study of metal belt CVT. *Transaction of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2004, **35**(1): 44~47. (王巍巍, 权龙. 金属带式无级变速传动研究中的发动机建模. 农业机械学报, 2004, **35**(1): 44~47)
- 8 Bin Yang, Li Ke-Qiang, Lian Xiao-Ming. Modeling and control of nonlinear systems for vehicular stop and go cruise control. *Control Theory & Applications*, 2005, **22**(5): 331~344 (宾洋, 李克强, 连小珉. 低速行驶车辆的非线性系统建模及控制. 控制理论与应用. 2005, **22**(5): 331~344)
- 9 Tabe M. *Automotive Engineering Handbook (2)*. Beijing: Chinese Mechanical Press, 1970 (小林明. 汽车工程手册 (第二分册). 北京: 机械工业出版社, 1970)
- 10 Alberto Isidori. *Nonlinear Control Systems* Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 1985

- 11 Slotine J, Li W. *Applied Nonlinear Control*. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice-Hall Inc, 1991
- 12 Hu Yue-Ming. *Nonlinear Control Systems Theory and Applications*. Beijing: National Defence Industry Press, 2002 (胡跃明. 非线性控制系统理论与应用. 北京: 国防工业出版社, 2002)
- 13 Jin Yi-Hui. *Process Control*. Beijing: Tsinghua Publishing Company, 1996 (金以慧. 过程控制. 清华大学出版社, 北京, 1996)
- 14 Wu W, Chou Y S. Output tracking control of uncertain nonlinear systems with an input time delay. *IEE Proceedings - Control Theory Applications*, 1996, **143**(4): 309~318
- 15 Kravaris C, Wright R A. Deadtime compensation for nonlinear processes. *AIChE Journal*. 1989, **35**(9): 1535~1542



**宾洋** 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室博士研究生. 研究领域为鲁棒非线性系统控制、非线性时滞控制. 本文通信作者. E-mail: biny02@mails.tsinghua.edu.cn (BIN Yang Ph.D. candidate at State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University. His research interest covers robust nonlinear systems control and nonlinear time delay control. Corresponding author of this paper.)



**李克强** 清华大学汽车工程系教授, 博士生导师. 研究兴趣为智能汽车与智能交通系统, 混合动力电动汽车 (HEV) 整车控制系统, 车辆噪声振动分析与控制. (LI Ke-Qiang Professor at State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University. His research interest covers intelligent vehicles, intelligent transport systems, hybrid electronic vehicles (HEV), and NVH.)



**王建强** 清华大学汽车工程系助理研究员、博士. 研究兴趣为智能车辆、汽车性能仿真及试验等. (WANG Jian-Qiang Research assistant at State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University. His research interest covers intelligent vehicles, simulation and experiment of automotive dynamics.)



**连小珉** 清华大学汽车工程系教授. 研究兴趣为汽车噪声与振动控制, GPS 汽车导航, 智能交通系统, 计算机辅助设计. ((LIAN Xiao-Min Professor at State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University. His research interest covers NVH, GPS automotive navigation, intelligent transportation systems, and CAD.)