

# 基于多变量频域控制方法的车辆底盘集成控制<sup>\*</sup>

朱冰 李幼德 赵健 李静

(吉林大学汽车工程学院, 长春 130025)

**【摘要】** 提出了一种基于多变量频域控制方法的车辆底盘集成控制策略,协调控制车辆主动转向系统和主动制动系统。对典型多变量车辆系统进行分析,应用多变量频域控制理论设计底盘集成控制器,并利用基于 Matlab 与 AMESim 的联合仿真平台进行典型工况仿真分析。结果表明,基于多变量频域控制方法的车辆底盘集成控制器能够消除主动转向系统和主动制动系统之间的干涉和耦合,同时显著提高车辆操纵稳定性。

**关键词:** 车辆 底盘集成控制 多变量系统 频域控制 联合仿真

**中图分类号:** U463.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)01-0014-04

## Integrated Chassis Control Based on Multivariable Frequency Domain Control Methods

Zhu Bing Li Youde Zhao Jian Li Jing

(College of Automotive Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China)

### Abstract

An integrated chassis control approach based on the multivariable frequency domain control methods was proposed to coordinate the active steering system and the active braking system. The multivariable vehicle system was analyzed, and the integrated chassis controller was designed by using the multivariable frequency domain control methods. A typical case was simulated on the co-simulation platform with Matlab and AMESim. The simulation results showed that the controller could eliminate the interference and coupling between the active steering system and the active braking system, and improve the vehicle handling and stability performance effectively.

**Key words** Vehicle, Integrated chassis control, Multivariable system, Frequency domain control, Co-simulation

### 引言

近年来,随着车辆行驶安全性要求的不断提高,各种底盘主动安全控制系统先后问世并得到广泛应用,如:防抱死制动系统、主动前轮转向、主动悬架,以及电子稳定性控制系统等<sup>[1-2]</sup>。这些电控系统主要是以控制车辆某种局部功能为目标,很少考虑对其他系统的影响,因而当这些系统同时装备在车辆上时,就会不可避免的产生耦合和干涉,影响车辆的整体性能。因此,以实现车辆整体性能最优为目标的底盘集成控制(integrated chassis control, 简称

ICC)成为现今车辆控制领域研究的新热点<sup>[3-4]</sup>。

装配有多个电控子系统的车辆是一个典型的多变量系统。本文将多变量频域控制方法引入到底盘控制领域,应用交互控制器-特征轨迹设计方法,设计主动转向系统和主动制动系统集成控制器,并利用 Matlab 与 AMESim 联合仿真平台对控制系统进行仿真分析,验证控制系统的控制效果。

### 1 控制系统参考模型

针对装配有主动前轮转向系统(active front steering, 简称 AFS)和采用主动制动控制的电子稳

定系统 (electronic stability control, 简称 ESC) 的目标车辆进行研究。为保证子系统在相位上保持一致, 采用线性二自由度车辆模型作为二者共用的控制参考模型, 如图 1 所示<sup>[5]</sup>。图中,  $\beta$  为质心侧偏角,  $\gamma$  为横摆角速度,  $v$  为质心速度,  $v_x$ 、 $v_y$  为质心纵、侧向速度,  $l_f$ 、 $l_r$  为前、后轴距,  $\delta_f$  为前轮转角,  $F_{yf}$ 、 $F_{yr}$  为前、后轴侧向力,  $\alpha_f$ 、 $\alpha_r$  为前、后轮轮心侧偏角。

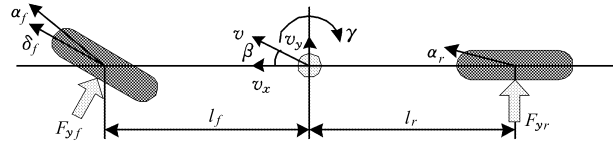


图 1 二自由度车辆模型

Fig. 1 Two DOF vehicle model

车辆系统的状态可以描述为

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (1)$$

其中

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{2(c_f + c_r)}{mv_x} & -1 + \frac{2(c_r l_r - c_f l_f)}{mv_x^2} \\ \frac{2(c_r l_r - c_f l_f)}{I_z} & -\frac{2(c_r l_r^2 + c_f l_f^2)}{I_z v_x} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{2c_f}{mv_x} & 0 \\ \frac{2c_f l_f}{I_z} & \frac{1}{I_z} \end{bmatrix} \quad \mathbf{x} = \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} \quad \mathbf{u} = \begin{bmatrix} \delta_f \\ T_z \end{bmatrix}$$

式中  $T_z$ ——横摆力矩

$m$ ——整车质量

$c_f$ 、 $c_r$ ——前、后轮侧偏刚度

$I_z$ ——横摆转动惯量

本文主动转向系统和主动制动系统控制采用的名义质心侧偏角取零。

名义横摆角速度为<sup>[6]</sup>

$$\gamma_{No} = \frac{v_x \delta_f}{(l_f + l_r) \left[ 1 + \left( \frac{v_x}{v_{ch}} \right)^2 \right]} \quad (2)$$

式中  $v_{ch}$ ——车辆特征车速

由于汽车横摆角速度受路面附着系数  $\mu$  的限制, 因此汽车名义横摆角速度的修正值为

$$\gamma_{No} = \min \left\{ |\gamma_{No}|, \left| \frac{\mu g}{v_x} \right| \right\} \text{sign}(\delta_f) \quad (3)$$

## 2 多变量车辆系统分析

装配有主动转向系统和主动制动系统的目标车辆结构如图 2 所示, 显然, 系统是一个典型的两输入、两输出多变量系统。

目标车辆主要参数如表 1 所示。

将参数代入式(1), 并进行拉普拉斯变换, 可得到车辆系统的传递函数, 为便于后文分析, 记为

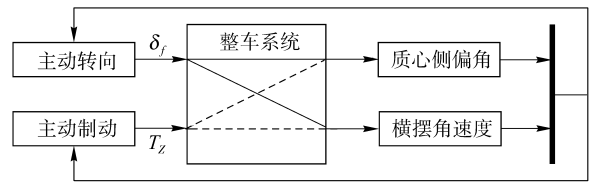


图 2 多变量车辆系统

Fig. 2 Multivariable vehicle system

表 1 车辆参数

Tab. 1 Vehicle parameters

参数	数值
整车质量 $m/\text{kg}$	1 704
前轮侧偏刚度 $c_f/\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$	61 586
后轮侧偏刚度 $c_r/\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$	61 586
前轴距 $l_f/\text{m}$	1. 034 7
后轴距 $l_r/\text{m}$	1. 655 3
横摆转动惯量 $I_z/\text{kg} \cdot \text{m}^2$	3 059. 7

$$\mathbf{G}(s) = \begin{bmatrix} g_{11}(s) & g_{12}(s) \\ g_{21}(s) & g_{22}(s) \end{bmatrix} \quad (4)$$

当  $s$  以顺时针方向沿 Nyquist 围线变化一周时, 对车辆系统做特征轨迹, 结果如图 3 所示。根据多变量频域控制理论, 如果开环系统是稳定的, 则闭环系统渐进稳定的充分必要条件是特征轨迹包围临界点  $(-1, j0)$  的次数为零<sup>[7]</sup>。如图可见, 车辆系统特征轨迹不包含  $(-1, j0)$  点, 因此系统是稳定的。

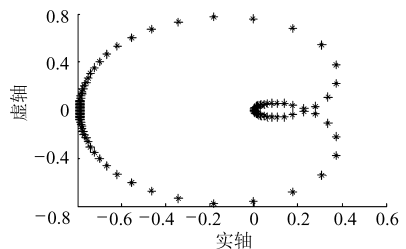


图 3 车辆系统特征轨迹

Fig. 3 Characteristic loci of the vehicle system

对于稳定的多变量系统, 可以采用单位阶跃响应测试检测系统各回路间的关联程度, 即: 对系统各个回路分别输入单位阶跃, 如果其他回路也有相应响应, 则说明各回路间存在耦合; 如果其他回路稳态响应为零, 则说明各回路间没有关联<sup>[8]</sup>。对多变量车辆系统分别输入阶跃信号  $[1, 0]^T$  和  $[0, 1]^T$ , 响应如图 4 所示, 可见, 系统两回路间具有非常强的关联性, 即主动转向控制和主动制动控制耦合严重。

## 3 控制器设计

多变量频域设计方法根据控制对象传递函数的特点进行设计, 控制器结构简单, 且易于工程实现。本文综合应用多变量频域控制中的交互控制器-特

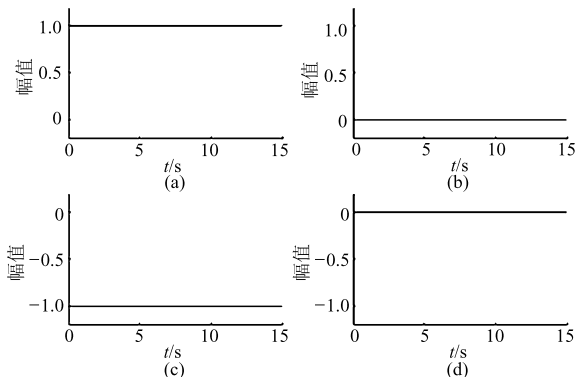


图4 多变量车辆系统阶跃响应

Fig. 4 Step responses of the multivariable vehicle system

征轨迹法对多变量车辆系统进行控制,消除耦合,以实现车辆整体性能最优<sup>[7-8]</sup>。

由式(4)可知,系统传递函数为正则、可逆的 $2 \times 2$  方阵,因此,车辆系统传递函数可以写成

$$\mathbf{G}(s) = \mathbf{W}(s) \text{diag} \{ g_i(s) \}_{1 \leq i \leq 2} \mathbf{V}(s) \quad (5)$$

式中  $g_i(s)$ ——系统特征传递函数

$\mathbf{W}(s)$ ——特征方向矩阵,其列向量为  $\mathbf{w}_i(s)$

$\mathbf{V}(s)$ —— $\mathbf{W}(s)$ 的逆阵,其列向量为  $\mathbf{v}_i(s)$

取前向控制器

$$\mathbf{K}(s) = \mathbf{W}(s) \text{diag} \{ k_i(s) \}_{1 \leq i \leq 2} \mathbf{V}(s) \quad (6)$$

式中  $k_i(s)$ ——标量传递函数

这样,在某一特定频率点  $\omega_1$ ,补偿后系统开环传递函数矩阵为

$$\mathbf{Q}(j\omega_1) = \mathbf{G}(j\omega_1) \mathbf{K}(j\omega_1) =$$

$$\mathbf{W}(j\omega_1) \text{diag} \{ g_i(j\omega_1) k_i(j\omega_1) \}_{1 \leq i \leq 2} \mathbf{V}(j\omega_1) \quad (7)$$

只要补偿传递函数  $k_i(s)$  选得合适,在频率点  $\omega_1$  及其邻域内,系统特征轨迹将得到满意的补偿。但是,一般情况下,矩阵  $\mathbf{W}(j\omega_1)$  和  $\mathbf{V}(j\omega_1)$  为复常阵,故控制器  $\mathbf{K}(s)$  无法实现。

为此,取控制器为

$$\mathbf{K}_c(s) = \mathbf{A} \text{diag} \{ k_i(s) \}_{1 \leq i \leq 2} \mathbf{B} \quad (8)$$

式中  $\mathbf{K}_c(s)$ ——近似交互控制器

$\mathbf{A}$ —— $\mathbf{W}(s)$ 的近似实阵

$\mathbf{B}$ —— $\mathbf{V}(s)$ 的近似实阵

此时,在特定频率点,  $g_i(j\omega_1) k_i(j\omega_1)$  将很接近  $\mathbf{Q}(j\omega_1)$  的特征值  $q_i(j\omega_1)$ 。

车辆系统单位反馈闭环传递函数矩阵为

$$\mathbf{H}(s) = [\mathbf{I}_2 + \mathbf{Q}(s)]^{-1} \mathbf{Q}(s) = \mathbf{A} \text{diag} \left\{ \frac{q_i(s)}{1 + q_i(s)} \right\}_{1 \leq i \leq 2} \mathbf{B} \quad (9)$$

并矢展开式为

$$\mathbf{H}(s) = \sum_{i=1}^2 \frac{q_i(s)}{1 + q_i(s)} \mathbf{a}_i \mathbf{b}_i^T \quad (10)$$

式中  $\mathbf{a}_i$ ——矩阵  $\mathbf{A}$  的列向量

$\mathbf{b}_i^T$ ——矩阵  $\mathbf{B}$  的行向量

这样就把一个复杂的多变量系统设计问题转化为两个单变量回路设计问题,如图5所示。

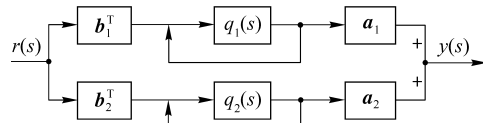


图5 多变量反馈系统等效结构图

Fig. 5 Equivalent structure of multivariable feedback system

在一般情况下,只选取一个频率点对特征轨迹进行补偿往往不能使系统各项性能指标满足设计要求。根据车辆系统的特点,本文选取高频段和低频段两个频段分别进行补偿。

高频段,选取特征频率  $\omega_h$ ,计算  $\mathbf{G}^{-1}(j\omega_h)$  的近似实阵  $\mathbf{A}_h$ ,取控制器  $\mathbf{K}_h = \mathbf{A}_h$ 。

应用改进的 ALIGN 方法,求解  $\mathbf{A}_h$ 。将  $\mathbf{W}(s)$  归一化,如果  $\mathbf{a}_i(s)$  为任意给定向量,其长度为 1,当且仅当  $\mathbf{V}(s) \mathbf{a}_i(s) = \mathbf{e}_i$  时,  $\mathbf{a}_i(s)$  才精确等于  $\mathbf{w}_i(s)$ ,其中,  $\mathbf{e}_i$  为单位矩阵第  $i$  列。当  $\mathbf{a}_i(s)$  和  $\mathbf{w}_i(s)$  失调时,  $\mathbf{V}(s) \mathbf{a}_i(s)$  的第  $i$  个值将减小,而其他值不等于零。

因此,定义商式

$$\eta_i = \frac{|\mathbf{v}_i(j\omega_h), \mathbf{a}_i|^2}{\sum_{j=1}^2 |\mathbf{v}_j(j\omega_h), \mathbf{a}_i|^2} \quad (1 \leq i \leq 2) \quad (11)$$

求取实向量  $\mathbf{a}_i$ ,使式(11)达到最大值,即可实现  $\mathbf{a}_i$  和复向量  $\mathbf{w}_i(s)$  的调准。

对车辆系统进行相应计算,得到高频控制器为

$$\mathbf{K}_h = \begin{bmatrix} 0.0542 & -0.0001 \\ 0.9985 & 1 \end{bmatrix} \quad (12)$$

根据特征轨迹设计方法,低频段可取控制器为

$$\mathbf{K}_l(s) = \frac{n}{s} \mathbf{K}_l + \mathbf{I}_2 \quad (13)$$

其中,  $\mathbf{K}_l = \mathbf{G}^{-1}(0)$ ,  $n$  为正实数。

本文取  $n = 10$ ,可得低频控制器为

$$\mathbf{K}_l(s) = \begin{bmatrix} \frac{s+1}{s} & \frac{s+1}{s} \\ s-313300 & s-549700 \end{bmatrix} \quad (14)$$

因此,本文设计的 ICC 总控制器为

$$\mathbf{K}_l(s) = k \mathbf{K}_h \mathbf{K}_l(s) \quad (15)$$

其中,  $k$  为标量增益矩阵,用以调整系统的瞬态和稳态特性。可见,ICC 系统总控制器结构简单,易于工程实现,只需通过一组常规的放大器和 PI 调节器即可实现对底盘系统的集成控制。

对补偿后的系统进行单位阶跃响应测试,结果如图6所示,可见系统两个回路间已经消除关联,即已经解除了主动转向控制和主动制动控制之间的耦合。同时,系统动态响应较快且无稳态误差,控制器

满足设计要求。

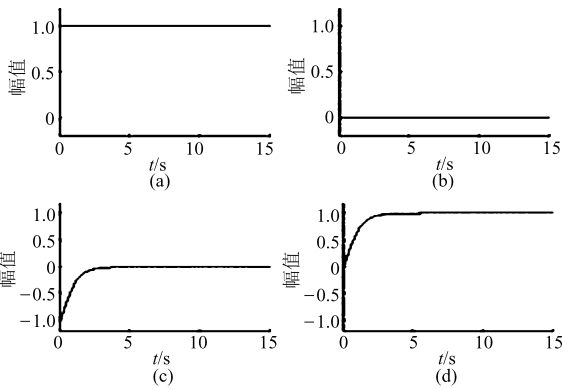


图 6 补偿后系统阶跃响应

Fig. 6 Step responses of the compensated system

因此,得到基于多变量频域控制方法的车辆底盘集成控制系统,结构如图 7 所示。

### 4 仿真分析

利用 Matlab 与 AMESim 联合仿真平台<sup>[9]</sup>对所

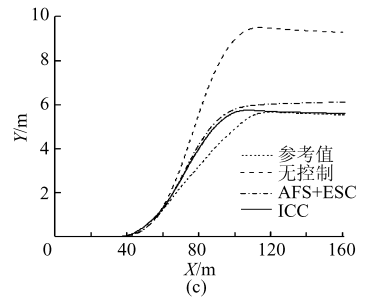
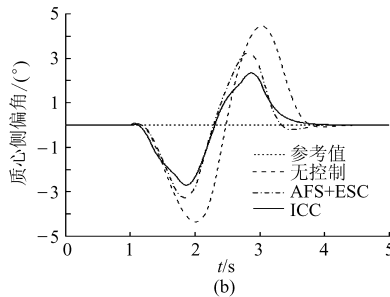
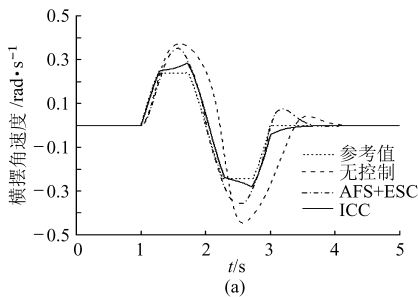


图 8 仿真结果

Fig. 8 Simulation results

(a) 横摆角速度 (b) 质心侧偏角 (c) 车辆质心轨迹

由图可见,无控制工况下,车辆横摆角速度和质心侧偏角都很大,无法按照期望轨迹进行行驶;而采用控制的车辆都能够很好的跟踪横摆角速度期望值,质心侧偏角也在可控的范围之内,可以按照期望的行驶轨迹进行行驶。同时,采用多变量频域控制方法设计的 ICC 控制器能够比单纯的 AFS 和 ESC 联合控制更好地控制目标车辆,横摆角速度更为接近期望值,质心侧偏角更小,车辆行驶轨迹与理想轨迹更为吻合。

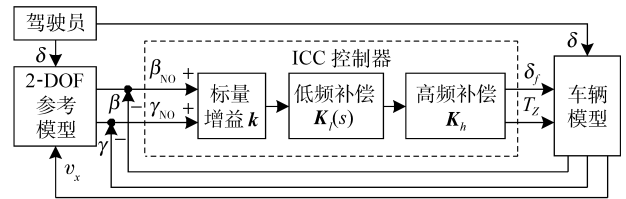


图 7 底盘集成控制系统结构图

Fig. 7 Structure of ICC system

设计的底盘集成控制器进行验证分析。选取典型单移线工况进行仿真,初始状态为:车速 120 km/h,路面附着系数为 0.85,方向盘转角为  $56(^\circ)/(0.5 \text{ Hz})$  的正弦曲线。

分别对无控制工况,单纯 AFS 与 ESC 共同控制工况 (AFS + ESC) 和 AFS 与 ESC 集成控制工况 (ICC) 进行仿真,将仿真结果与对应参考名义值进行比较,结果如图 8 所示。

### 5 结束语

针对装配有主动转向系统和主动制动系统的多变量车辆系统进行分析,综合利用多变量频域控制理论中的交互控制器法和特征轨迹法设计 ICC 控制器。利用 Matlab 与 AMESim 联合仿真平台进行典型单移线工况仿真,结果表明,本文所设计的控制器能够有效地消除原有控制系统的耦合,提高车辆的操纵稳定性。

### 参 考 文 献

- 1 喻凡,李道飞. 车辆动力学集成控制综述[J]. 农业机械学报,2008,39(6):1~7.  
Yu Fan, Li Daoifei. Review on integrated vehicle dynamics control[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(6):1~7. (in Chinese)
- 2 陈贞福. 汽车底盘控制技术的现状和发展趋势[J]. 汽车工程,2006,28(2):105~113.  
Chen Zhenfu. Status and tendency of the vehicle chassis control technology[J]. Automotive Engineering, 2006, 28(2): 105~113. (in Chinese)

- American Control Conference, 1999:3 676 ~ 3 680.
- 4 Chen Wuwei, Xiao Hansong. Integrated control of automotive electrical power steering and active suspension systems based on random sub-optimal control[J]. *Int. J. Vehicle Design*, 2006, 42(3~4): 370 ~ 391.
  - 5 牛礼民,陈龙,赵又群,等. 车辆底盘集成控制系统的电动机控制[J]. *农业机械学报*, 2008, 39(12): 27 ~ 30, 44.  
Niu Limin, Chen Long, Zhao Youqun, et al. Motor control in vehicle chassis integrated control system[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2008, 39(12): 27 ~ 30, 44. (in Chinese)
  - 6 王启瑞,刘立强,陈无畏. 基于随机次优控制的汽车电动助力转向与主动悬架集成控制[J]. *中国机械工程*, 2005, 16(8): 743 ~ 747.  
Wang Qirui, Liu Liqiang, Chen Wuwei. Integrated control of automotive electrical power steering system and suspension system based on random sub-optimal control[J]. *China Mechanical Engineering*, 2006, 16(8): 743 ~ 747. (in Chinese)
  - 7 初长宝, 陈无畏. 汽车底盘系统分层式协调控制[J]. *机械工程学报*, 2008, 44(2): 163 ~ 168.  
Chu Changbao, Chen Wuwei. Vehicle chassis system based on layered coordinated control[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(2): 163 ~ 168. (in Chinese)
  - 8 喻凡,林逸. 汽车系统动力学[M]. 北京:机械工业出版社, 2005.
  - 9 Dugoff H, Fancher P S. An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance[C]. SAE Paper 700377, 1970.
  - 10 祝辉, 陈无畏. 基于策略分层的汽车悬架与转向系统的主动控制[J]. *农业机械学报*, 2008, 39(10): 1 ~ 6.  
Zhu Hui, Chen Wuwei. Active control of vehicle suspension and steering system based on hierarchical strategy[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2008, 39(10): 1 ~ 6. (in Chinese)
  - 11 喻凡,李道飞. 车辆动力学集成控制综述[J]. *农业机械学报*, 2008, 39(6): 1 ~ 7.  
Yu Fan, Li Daofei. Review on integrated vehicle dynamics control[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2008, 39(6): 1 ~ 7. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 17 页)

- 3 Reza Karbalaeei Mohammad Ali, Tabatabaei S H, Ghaffari Ali, et al. Integrated control of AFS and DYC in the vehicle yaw stability management system using fuzzy logic control[C]. SAE Paper 2008-01-1262, 2008.
- 4 Baslamisli S C. Gain-scheduled integrated active steering and differential control for vehicle handling improvement[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2009, 47(1): 99 ~ 119.
- 5 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 长春:吉林科学技术出版社, 1991.
- 6 Rajesh Rajamani. *Vehicle dynamics and control*[M]. Springer, 2006.
- 7 白方舟,庞国仲. 多变量频域理论与设计技术[M]. 北京:国防工业出版社, 1988.
- 8 庞国仲,白方舟,濮洪钧. 多变量控制系统实践[M]. 合肥:中国科学技术大学出版社, 1990.
- 9 朱冰,赵健,李静,等. 面向牵引力控制系统的 AMESim 与 MATLAB 联合仿真平台[J]. *吉林大学学报:工学版*, 2008, 38(增刊): 23 ~ 27.  
Zhu Bing, Zhao Jian, Li Jing, et al. Co-simulation platform with AMESim and MATLAB for traction control system[J]. *Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition*, 2008, 38(Sup.): 23 ~ 27. (in Chinese)
- 10 牛礼民,陈龙,赵又群,等. 车辆底盘集成控制系统的电动机控制[J]. *农业机械学报*, 2008, 39(12): 27 ~ 30, 44.  
Niu Limin, Chen Long, Zhao Youqun, et al. Motor control in vehicle chassis integrated control system[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2008, 39(12): 27 ~ 30, 44. (in Chinese)