

基于微分几何的 E-ECHPS 车辆转向稳定性控制*

唐 斌 江浩斌 陈 龙 耿国庆 尧 骏
(江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013)

摘要: 为了提高装备电控液压助力转向系统(E-ECHPS)的车辆高速紧急转向稳定性,提出了基于微分几何的线性参考模型反馈跟踪控制策略;建立了包括整车动力学模型、轮胎模型、转向系统模型和 ESC 模型的非线性动力学模型,通过整车试验和台架试验验证了模型的正确性;推导了系统的仿射非线性状态方程,考虑到轮胎、液压系统和 ESC 的非线性,运用微分几何理论对系统进行精确线性化得到输入输出伪线性系统;建立了包含转向系统的线性参考模型,为了实现对线性参考模型理想状态的跟踪,构造了反馈跟踪控制器;以方向盘转矩为输入进行了有控制下和无控制下的阶跃转向仿真和单移线仿真,结果表明:施加反馈跟踪控制可以显著提高车辆在高速紧急转向工况下的操纵稳定性,为E-ECHPS系统的控制策略设计提供了理论依据。

关键词: 车辆 电控液压助力转向系统 非线性动力学 线性化 微分几何 反馈跟踪控制

中图分类号: U463.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)12-0285-09

Steering Stability Control of Vehicles Equipped with E-ECHPS
Based on Differential Geometry

Tang Bin Jiang Haobin Chen Long Geng Guoqing Yao Jun
(School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: In order to improve high-speed emergency steering stability of the vehicles equipped with electromagnetic clutch-electronical controlled hydraulic power steering (E-ECHPS), the feedback tracking linear reference model control strategy was proposed based on differential geometry. First of all, the nonlinear dynamics models were established, including vehicle dynamics model, tire model, steering system model and ESC model, and the correctness of the model was verified by road test and bench test. And on this basis, the affine nonlinear system state equations were deduced. Considering the nonlinearity of tires, hydraulic system and ESC, then the differential geometry theory was applied to implement precise linearization of nonlinear system, and the input and output pseudo linear systems were gained. Because the vehicle state is usually stable when vehicle is under the linear operation condition. The linear reference model with steering system under consideration was built. To achieve tracking of ideal vehicle state, the feedback tracking controller was constructed. Finally, the step steering simulation and single lane changing simulation with steering torque as input signal were carried out under controllable and uncontrollable conditions respectively. The results show that feedback tracking control strategy can improve the stability of the vehicle equipped with E-ECHPS under high-speed emergency steering condition. It provides the basis for E-ECHPS control strategy design.

Key words: Vehicles E-ECHPS Nonlinear dynamics Linearization Differential geometry
Feedback tracking control

收稿日期: 2015-01-06 修回日期: 2015-03-03

* 国家自然科学基金资助项目(51275211)、江苏省第四期“333 工程”科研资助项目(BRA2013217)、江苏省普通高校研究生科研创新计划资助项目(CXZZ12_0665)、江苏省高校自然科学基金资助项目(14KJB580003)和江苏大学高级人才科研启动基金资助项目(15JDG099)

作者简介: 唐斌, 讲师, 博士, 主要从事汽车转向系统动态建模与控制研究, E-mail: tangbin5219@126.com

引言

目前诸如农用运输车、中大型客车等前轴载荷大的车辆普遍采用助力特性单一的液压助力转向系统(HPS),HPS的助力特性设计完成后,其助力不能随车速的变化而变化,因而不能兼顾低速转向轻便性和高速转向路感,而且HPS的能耗较高^[1]。基于滑差离合器(ESC)的电控液压助力转向系统(E-ECHPS)通过控制转向泵的转速实现可变助力特性,同时避免了转向泵的溢流损失^[2]。

随着公路车辆行驶速度的提高,其高速操纵稳定性研究越来越受到重视^[3-7]。高速紧急转向的稳定性是车辆高速操纵稳定性中一项重要的性能,以往对高速紧急转向稳定性的研究都是以转角阶跃输入^[8-10],而实际上驾驶员遇到紧急情况突然转向时往往会施加很大的操纵力矩,这样有可能导致转向过度,当驾驶员发现这一情况重新调整时,车辆很可能出现失稳状态,因此本文以一定的转矩输入,把线性参考模型输出的理想状态与反馈的实际状态比较以控制E-ECHPS的助力,避免助力过大或过小。另外,一般建立车辆高速紧急转向的模型均不考虑转向系统的因素^[11-12],有的也不考虑轮胎的非线性及载荷转移引起的轮胎侧偏特性的变化^[13],这些模型尤其在极限工况下与实际情况相差很大。轮胎的非线性体现在轮胎的侧偏力与侧偏角不呈线性关系,尤其是侧偏角较大时侧偏力趋于饱和,轮胎有侧滑趋势,严重影响车辆转向的稳定性;液压转向系统的非线性体现在转向盘操纵转矩与液压助力矩不呈线性关系,在紧急转向时,液压助力过大会导致转向角过大,影响操纵稳定性;ESC的非线性体现在输出转速与励磁电流不呈线性关系,ESC的输出转速影响液压系统的流量,间接影响液压助力矩,最终影响操纵稳定性。在上述诸非线性因素中,轮胎的非线性对操纵稳定性的影响最大。本文以客车为研究对象,综合考虑轮胎的非线性、液压转向系统的非线性、ESC的非线性和载荷转移,推导仿射非线性系统的状态方程,运用微分几何理论对系统进行精确线性化,在此基础上研究线性参考模型反馈跟踪控制,通过阶跃转向仿真和单移线仿真验证控制方法的正确性。

1 E-ECHPS 系统

1.1 E-ECHPS 的基本组成

图1是采用滑差离合器(ESC)控制转向泵转矩和转速的新型电控液压助力转向系统(E-ECHPS)的组成原理。E-ECHPS系统以传统HPS为基础,在

发动机和转向泵之间安装滑差离合器,滑差离合器的输入端与发动机相连,输出端与转向泵相连,ECU根据车速、发动机转速、转向泵转速、转向盘输入转矩和转角信号计算滑差离合器的输入电流,以控制转向泵的转速和转矩,调节转向泵的输出流量,实现E-ECHPS助力特性随车速可变,同时减少转向泵的无效功耗。

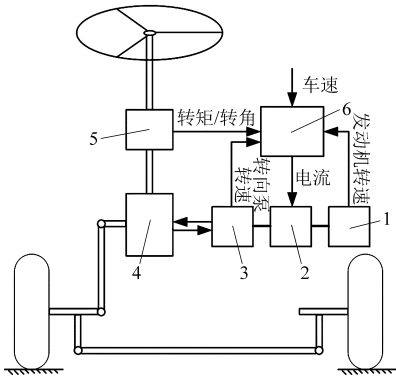


图1 E-ECHPS 的基本组成

Fig.1 Configuration of E-ECHPS

1. 发动机 2. ESC 3. 转向泵 4. 循环球转向器 5. 转矩/转角传感器 6. ECU

1.2 ESC 的基本结构

滑差离合器包括外转子、内转子和滑差能量回收装置,如图2所示。其中外转子中嵌有三相绕组,内转子中嵌有励磁绕组,能量回收装置包含整流桥、Boos-Buck 升降压变换器、超级电容和控制器。在励磁绕组的作用下,三相绕组中感应出三相交流电,三相交流电产生的电枢磁场与励磁磁场相互作用使内转子跟随外转子异步转动。控制器根据实际工况要求控制超级电容的输出电流以改变励磁电流,从而实现转向泵转矩和转速的调节。

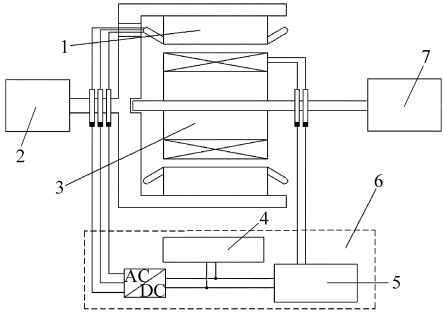


图2 ESC 的结构示意图

Fig.2 Structural sketch of ESC

1. 外转子 2. 发动机 3. 内转子 4. 超级电容 5. 控制器
6. 能量回收装置 7. 转向泵

2 非线性动力学建模

2.1 整车动力学模型

由于客车车身高,转向时车身侧倾角大,因此整

车动力学模型需要考虑车身侧倾引起的轮胎垂直载荷变化,同时要考虑车辆侧倾转向效应,整车动力学模型如图 3 所示,具有侧向、侧倾和横摆 3 个自由度的运动微分方程为^[14]

$$\begin{cases} I_z \dot{\omega}_r + I_{xz} \ddot{\phi} = a(F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta - b(F_{yrl} + F_{yrr}) \\ m(\omega_r + \dot{\beta})u - m_s h \ddot{\phi} = (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta + F_{yrl} + F_{yrr} \\ I_x \ddot{\phi} - m_s u h (\omega_r + \dot{\beta}) + I_{xz} \dot{\omega}_r = \\ \quad - (D_1 + D_2) \dot{\phi} - (C_1 + C_2 - m_s hg) \phi \end{cases} \quad (1)$$

式中 $m、m_s$ ——整车和悬架质量
 $I_x、I_z$ ——绕 $x、z$ 轴的转动惯量
 I_{xz} ——惯性积
 $a、b$ ——质心至前、后轴的距离
 F_{yfl} ——前左轮的侧向力
 F_{yfr} ——前右轮的侧向力
 F_{yrl} ——后左轮的侧向力
 F_{yrr} ——后右轮的侧向力
 h ——质心至侧倾中心在 z 轴方向的距离
 δ ——前轮转角
 u —— x 轴方向车速
 $D_1、D_2$ ——前、后悬架侧倾阻尼系数
 $C_1、C_2$ ——前、后悬架侧倾刚度
 ω_r ——横摆角速度
 β ——质心侧偏角 ϕ ——车身侧倾角

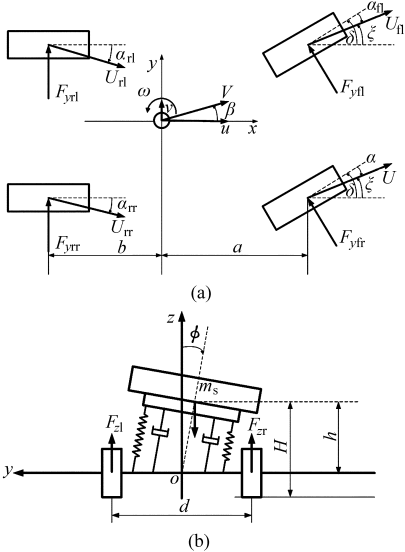


图 3 整车 3 自由度动力学模型

Fig. 3 Dynamical model of vehicle with 3-DOF
(a) 俯视图 (b) 后视图

2.2 轮胎模型

汽车高速紧急转向时,轮胎很容易进入非线性状态,采用 Pacejka 魔术公式描述非线性轮胎模型,由文献[15]可知,轮胎侧向力与侧偏角、垂向载荷

成非线性关系。基于侧偏角、垂直载荷的轮胎侧向力表示为

$$F_y = D \sin(\text{Carctan}(B\phi)) \quad (2)$$

$$\phi = (1 - E)\alpha + \arctan(B\alpha)E/B \quad (3)$$

其中 $C = 1.3 \quad D = a_1 F_z^2 + a_2 F_z$
 $E = a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8$
 $B = \frac{a_3 \sin(a_4 \arctan(a_5 F_z))}{CD}$

式中 α ——轮胎侧偏角
 B ——刚度因子 C ——形状因子
 D ——峰值因子 E ——曲率因子
 F_z ——轮胎垂向载荷
 $a_1 \sim a_8$ ——经验常数,数值见文献[16]
由此可得到轮胎的侧偏特性曲线,如图 4 所示。

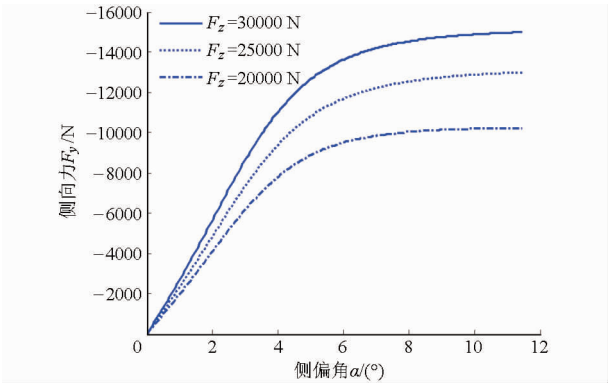


图 4 轮胎侧偏特性

Fig. 4 Tire side-slip characteristics

汽车转向时,路面施加的侧向力使轮胎发生侧偏,如果忽略转向传动机构对转角的影响,那么前轴左右轮胎侧偏角相等,表示为

$$\alpha_f = \beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta - E_1 \phi \quad (4)$$

同理,后轴左右轮胎侧偏角表示为

$$\alpha_r = \beta - \frac{b\omega_r}{u} - E_2 \phi \quad (5)$$

式中 $E_1、E_2$ ——侧倾系数

受侧倾影响,各轮的垂向载荷表示为^[17]

$$F_{zfl} = mg \frac{b}{2(a+b)} - \frac{C_1}{C_1 + C_2} \frac{ma_y H + m_s g h \phi}{d} \quad (6)$$

$$F_{zfr} = mg \frac{b}{2(a+b)} + \frac{C_1}{C_1 + C_2} \frac{ma_y H + m_s g h \phi}{d} \quad (7)$$

$$F_{zrl} = mg \frac{a}{2(a+b)} - \frac{C_2}{C_1 + C_2} \frac{ma_y H + m_s g h \phi}{d} \quad (8)$$

$$F_{zrr} = mg \frac{a}{2(a+b)} + \frac{C_2}{C_1 + C_2} \frac{ma_y H + m_s g h \phi}{d} \quad (9)$$

式中 a_y ——侧向加速度
 H ——质心高度 d ——轮距

2.3 转向系统模型

E-ECHPS 转向系统主要包括机械部分和液压部分,机械部分主要包括:转向盘、螺杆、螺母、齿扇、摇臂轴,数学模型为

$$J_c \ddot{\theta}_d + B_c \dot{\theta}_d + K_c (\theta_d - \theta_{lg}) = T_d \tag{10}$$

$$J_{lg} \ddot{\theta}_{lg} + B_{lg} \dot{\theta}_{lg} = K_c (\theta_d - \theta_{lg}) - Fl \tag{11}$$

$$m_{lm} \ddot{x}_{lm} + B_{lm} \dot{x}_{lm} = F + F_a - F_{cs} \tag{12}$$

$$J_{cs} \ddot{\theta}_{cs} + B_{cs} \dot{\theta}_{cs} = F_{cs} r_{cs} - T_z \tag{13}$$

其中 $F_a = \Delta p A_p$ $T_z = (F_{yfl} + F_{yfr}) \varepsilon$
式中 θ_d ——转向盘转角
 J_c ——转向盘-转向管柱的等效转动惯量
 B_c ——转向盘粘性阻尼系数
 K_c ——扭杆刚度
 θ_{lg} ——转向螺杆转角
 T_d ——驾驶员输入转矩
 J_{lg} ——转向螺杆转动惯量
 B_{lg} ——转向螺杆粘性阻尼系数
 F ——转向螺杆的轴向力
 l ——螺杆力中心距
 m_{lm} ——转向螺母质量
 x_{lm} ——转向螺母位移
 B_{lm} ——转向螺母粘性阻尼系数
 F_a ——液压助力 T_a ——助力转矩
 F_{cs} ——等效到齿扇上的阻力
 J_{cs} ——齿扇转动惯量
 θ_{cs} ——齿扇转角 T_z ——转向阻力矩
 B_{cs} ——齿扇粘性阻尼系数
 r_{cs} ——齿扇分度圆半径
 Δp ——压差 A_p ——活塞面积
 ε ——轮胎拖距与主销后倾矩之和

液压部分主要包括转阀、液压缸和转向泵。转阀工作时,与助力缸相连的阀口面积一个增大,另一个减小,如忽略面积增大的阀口的压降,那么助力缸两端的压差近似等于阀口两端的压差,表示为

$$\Delta p = \frac{\rho Q^2}{2 C_d^2 A^2} \tag{14}$$

式中 ρ ——液压油密度
 Q ——流量 C_d ——流量系数
 A ——阀口面积

阀口面积是分段的,求解过程为

$$A =$$

$$\begin{cases} W_1 L_1 + W_2 L_2 - L_2 R \Delta \theta & (0 \leq \Delta \theta < W_2 / R) \\ W_1 L_1 + W_2 L_1 - L_1 R \Delta \theta & (W_2 / R \leq \Delta \theta \leq (W_1 + W_2) / R) \end{cases}$$

其中 $\Delta \theta = \theta_d - \theta_{lg}$

式中 W_1 ——短切口宽度
 W_2 ——预开间隙宽度
 L_1 ——短切口轴向长度
 L_2 ——预开间隙长度 R ——阀芯半径
 $\Delta \theta$ ——阀芯与阀套相对转角

根据液压泵的基本原理^[18],如果忽略容积效率和机械效率,转向泵的数学模型表示为

$$Q = n_p V_p \tag{15}$$

$$T_p = \frac{\Delta p V_p}{2 \pi} \tag{16}$$

式中 n_p ——转向泵输入转速
 V_p ——转向泵排量
 T_p ——转向泵输入转矩

2.4 ESC 模型

为了对 ESC 各变量解耦,建立基于 d 轴、q 轴的 ESC 的数学模型,主要包括电压方程、电磁转矩方程和运动方程,即

$$\begin{cases} L_d \dot{i}_d = -M_{sf} \dot{i}_f - (R_s + R_L) i_d - p(\Omega_1 - \Omega_2) L_q i_q \\ L_q \dot{i}_q = -(R_s + R_L) i_q + p(\Omega_1 - \Omega_2) (L_d i_d + M_{sf} i_f) \\ u_f = R_f i_f + L_f \dot{i}_f + \frac{3}{2} M_{sf} \dot{i}_d \end{cases} \tag{17}$$

$$T_e = \frac{3}{2} p i_q [(L_d - L_q) i_d + M_{sf} i_f] \tag{18}$$

$$\begin{cases} T_i = J_1 \dot{\Omega}_1 + B_1 \Omega_1 + T_e \\ T_e = J_2 \dot{\Omega}_2 + B_2 \Omega_2 + T_p \end{cases} \tag{19}$$

其中 $\Omega_2 = n_p$
式中 $L_d、L_q$ ——外转子直轴、交轴自感

L_f ——内转子线圈自感
 M_{sf} ——内、外转子互感
 $R_f、R_s$ ——内、外转子线圈电阻
 R_L ——三相绕组等效外阻
 $i_d、i_q$ ——直轴、交轴电流
 i_f ——励磁电流 u_f ——励磁电压
 p ——外转子极对数
 T_e ——ESC 电磁转矩
 T_i ——ESC 输入转矩
 $\Omega_1、\Omega_2$ ——外、内转子机械转速
 $J_1、J_2$ ——外、内转子转力惯量
 $B_1、B_2$ ——外、内转子粘性阻尼系数

3 模型验证

3.1 整车模型验证

以 SLK6118 型客车为试验车辆,搭载 NTS 测力

转向盘、测速仪、陀螺仪和 LMS 数据采集仪,主要测量转向盘转角、转矩、横摆角速度、侧向加速度等信号,进行了车速为 70 km/h 时正弦小转角输入下的转向试验,试验现场如图 5 所示。基于 Matlab/Simulink 环境搭建原型客车的仿真模型,系统参数如表 1 所示,同样进行了车速为 70 km/h 时正弦小转角输入的仿真,仿真时把试验测得的转角信号作为模型输入,仿真得到横摆角速度和侧向加速度,如图 6、7 所示,从图中可以看出仿真曲线与试验曲线基本一致,表明建立的模型准确。



图 5 道路试验现场
Fig. 5 Vehicle road test scene

表 1 整车主要参数
Tab. 1 Parameters of vehicle

参数	数值
整车总质量 m/kg	16 000
车辆质心至前轴的距离 a/m	3.5
车辆质心至后轴的距离 b/m	2.5
前轮侧偏刚度 $k_f/(\text{N}\cdot\text{rad}^{-1})$	-140 000
后轮侧偏刚度 $k_r/(\text{N}\cdot\text{rad}^{-1})$	-150 000
车辆绕 z 轴的转动惯量 $I_z/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	50 000
扭杆刚度 $K_c/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1})$	170
转向管柱等效转动惯量 $J_c/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.009
转向轴转动阻尼系数 $B_c/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}\cdot\text{s}^{-1})$	0.022 5
转向螺杆等效转动惯量 $J_{lg}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.005 5
转向螺杆阻尼系数 $B_{lg}/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}\cdot\text{s}^{-1})$	0.03
转向螺杆导程 s/m	0.014
转向螺杆中心距 l/m	0.01
转向螺母质量 m_{lm}/kg	3.5
转向螺母阻尼系数 $B_{lm}/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.03
齿扇等效转动惯量 $J_{cs}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.028
齿扇粘性阻尼系数 $B_{cs}/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}\cdot\text{s}^{-1})$	0.025
齿扇分度圆半径 r_{cs}/m	0.046 75
活塞液缸半径 r_p/m	0.06
短切口的宽度 W_1/m	0.000 4
短切口轴向长度 L_1/m	0.015
预开间隙宽度 W_2/m	0.000 45
预开间隙长度 L_2/m	0.02
阀芯与阀套的配合半径 R/m	0.014

3.2 ESC 模型验证

为了验证 ESC 模型的正确性,搭建了 ESC 试验台架,包括变频调速电动机、转矩/转速传感器、三相负载电阻、磁粉测功机和控制柜,如图 8 所示。根据

ESC 的数学模型搭建了基于 Matlab/Simulink 的仿真模型,仿真参数如表 2 所示。分别进行了机械特性、输入-输出特性和输入转速-励磁电流特性的仿真与试验,并将试验结果与仿真结果进行比较,如图 9~11 所示,试验结果与仿真结果的一致性表明所建的模型是正确的。

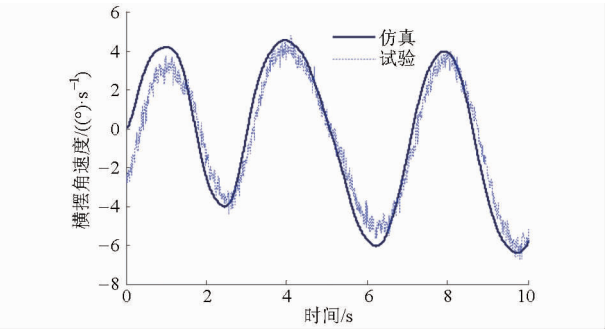


图 6 横摆角速度仿真与试验对比
Fig. 6 Comparison of yaw velocities between simulation and experiment

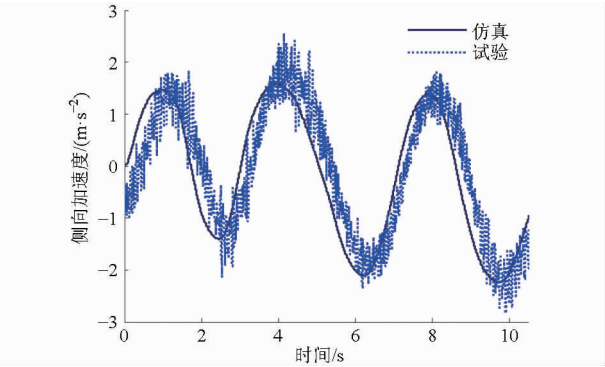


图 7 侧向加速度仿真与试验对比
Fig. 7 Comparison of lateral accelerations between simulation and experiment

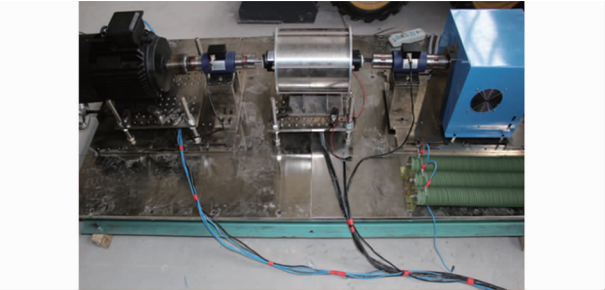


图 8 ESC 试验台架
Fig. 8 Test bench of ESC

表 2 ESC 相关参数
Tab. 2 Parameters of ESC

参数	数值
外转子线圈直轴电感 L_d/H	6×10^{-3}
外转子线圈交轴电感 L_q/H	4×10^{-3}
外转子极对数 p	3
内、外转子互感 M_{st}/H	1.8×10^{-2}
内转子转动惯量 $J_2/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.05
内转子转动阻尼系数 $B_2/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}\cdot\text{s}^{-1})$	0.02

对 $h(\mathbf{x})$ 分别进行关于 $f(\mathbf{x})$ 、 $g(\mathbf{x})$ 的李导数运算

$$\begin{aligned}L_g h_1(\mathbf{x}) &= 0 & L_g h_2(\mathbf{x}) &= 0 \\L_g L_f h_1(\mathbf{x}) &= 0 & L_g L_f h_2(\mathbf{x}) &= 0 \\L_g L_f^2 h_1(\mathbf{x}) &\neq 0 & L_g L_f^2 h_2(\mathbf{x}) &\neq 0\end{aligned}$$

由计算可知系统的相对阶 $r = 3$, 因此系统只能进行部分反馈线性化。

4.2 非线性系统微分几何线性化

利用反馈变换

$$\mathbf{u} = \alpha(\mathbf{x}) + \beta(\mathbf{x})\mathbf{v} = \frac{-L_f^3 h_i(\mathbf{x}) + \mathbf{v}}{L_g L_f^2 h_i(\mathbf{x})}$$

将非线性系统的输入、输出线性化^[19], 利用微分同胚变换形成新状态变量 $\mathbf{z} = [z_1 \ z_2 \ \cdots \ z_{12}]$, 可将系统状态分为外部状态 $\boldsymbol{\xi} = [z_1 \ z_2 \ z_3]$, 内部状态 $\boldsymbol{\eta} = [z_4 \ z_5 \ \cdots \ z_{12}]$ 。

可得线性化的系统状态方程

$$\begin{cases} \dot{\boldsymbol{\xi}} = \mathbf{A}\boldsymbol{\xi} + \mathbf{b}\mathbf{v} \\ \dot{\boldsymbol{\eta}} = \mathbf{q}(\boldsymbol{\xi}, \boldsymbol{\eta}) \\ y = z_1 \end{cases} \quad (21)$$

其中
$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{b} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

可见, 通过输入输出线性化, 仿射非线性系统的动态方程可被分解为外在部分和内在部分。外在部分是由 y 和 v 的线性关系组成的, 内在部分是关于 $\boldsymbol{\xi}$ 和 $\boldsymbol{\eta}$ 的非线性函数, 表示系统的内部情况, 其状态 $\boldsymbol{\eta}$ 不影响输出。

将式(21)展开

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 \\ \dot{z}_2 = z_3 \\ \dot{z}_3 = v \\ \dot{z}_4 = (L_f^3 h(\mathbf{x}))' \\ \vdots \\ \dot{z}_{12} = (L_f^{11} h(\mathbf{x}))' \end{cases}$$

$$\mathbf{A}_t = \begin{bmatrix} I_z & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & mu & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B_c & J_c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{42} & J_{41} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 2 \frac{k_f a^2 + k_r b^2}{u} & 2 (ak_f - bk_r) & 0 & 0 & -2ak_f & 0 \\ 2 \frac{ak_f - bk_r}{u} - mu & 2 (k_f + k_r) & 0 & 0 & -2k_f & 0 \\ 0 & 0 & -K_c & 0 & \frac{2\pi r_{cs} K_c}{s} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{2l\epsilon k_f a}{u} & -2l\epsilon k_f & K_c & 0 & 2l\epsilon k_f - \frac{2\pi r_{cs} K_c}{s} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

当 $y = z_1 = 0$ 时, $\dot{z}_1 = \dot{z}_2 = \dot{z}_3 = 0, z_2 = z_3 = 0$, 即: $\boldsymbol{\xi} = 0, \dot{\boldsymbol{\xi}} = 0$, 则 $\dot{\boldsymbol{\eta}} = \mathbf{q}(\boldsymbol{\xi}, \boldsymbol{\eta}) = \mathbf{q}(0, \boldsymbol{\eta})$ 在原点处渐近稳定, 即系统的零动态子系统是稳定的, 因此, 根据微分反馈线性化理论, 经过反馈得到的输入输出线性化系统与原系统是等价的。

4.3 反馈跟踪控制器

(1) 线性参考模型

为了使车辆在高速紧急转向工况下也能像车辆低速转向时一样容易操纵, 以线性二自由度车辆模型为线性参考模型, 以稳态转向特性推导的车辆状态为期望状态。线性参考模型表示为

$$\begin{cases} I_z \dot{\omega}_r = 2 \frac{k_f a^2 + k_r b^2}{u} \omega_r + 2 (ak_f - bk_r) \beta_l - 2ak_f \delta_l \\ mu \dot{\beta}_l = \left(2 \frac{ak_f - bk_r}{u} - mu \right) \omega_r + 2 (k_f + k_r) \beta_l - 2k_f \delta_l \\ J_c \ddot{\theta}_{dt} + B_c \dot{\theta}_{dt} = T_d - K_c \left(\theta_{dt} - \frac{2\pi r_{cs}}{s} \delta_l \right) \\ J_{41} \ddot{\delta}_l + J_{42} \dot{\delta}_l = K_c \left(\theta_{dt} - \frac{2\pi r_{cs}}{s} \delta_l \right) + lr_{cs} A_p k_p i_f - \\ \quad 2l\epsilon k_f \left(\beta_l + \frac{a}{u} \omega_r - \delta_l \right) \end{cases} \quad (22)$$

其中
$$J_{41} = \frac{2\pi r_{cs}^2 B_{lg}}{s} + lB_{lm} r_{cs}^2 + lB_{cs}$$
$$J_{42} = \frac{2\pi r_{cs}^2 J_{lg}}{s} + lm_{lm} r_{cs}^2 + lJ_{cs}$$

设参考模型的状态变量为 $\mathbf{x}_t = [\omega_r \ \beta_l \ \theta_{dt} \ \dot{\theta}_{dt} \ \delta_l \ \dot{\delta}_l]^T$, 输入变量 $\mathbf{u}_t = [T_d \ i_f]^T$, 输出变量 $\mathbf{y}_t = [\omega_r \ \beta_l]^T$, 则参考模型的状态方程

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}}_t = \mathbf{A}_t \mathbf{x}_t + \mathbf{B}_t \mathbf{u}_t \\ y_{t1} = \omega_r \\ y_{t2} = \beta_l \end{cases} \quad (23)$$

其中

$$B_1 = \begin{bmatrix} I_z & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & mu & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B_c & J_c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{42} & J_{41} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & l_{r_{cs}} A_p k_p \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

(2) 构造控制器

反馈跟踪控制器的目的是为了对期望输出的跟踪,设跟踪误差 $e = y - y_1$ 。控制器包括期望状态解算单元、反馈跟踪控制逻辑和控制输入逻辑,结构如图 12 所示。

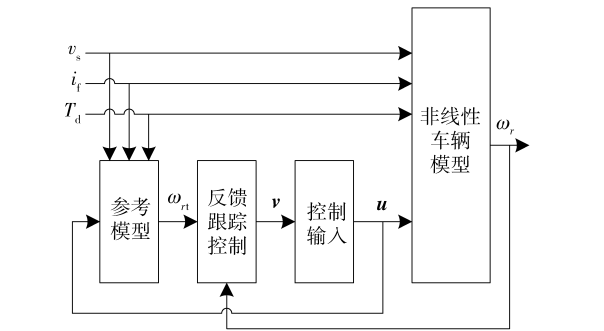


图 12 反馈跟踪控制器
Fig. 12 Sketch of feedback tracking controller

选择新的控制输入 v 满足

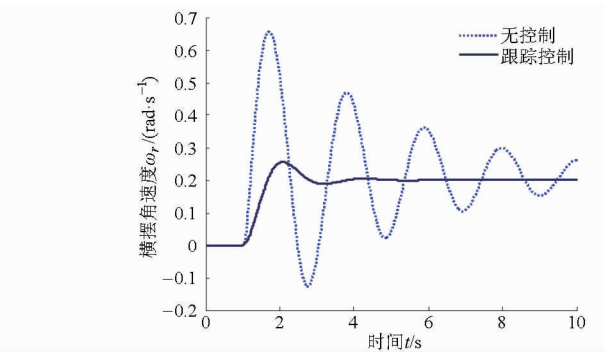


图 13 阶跃工况有、无控制下车辆姿态对比
Fig. 13 Comparison of vehicle postures between controlled and non-controlled states under step steering condition

由图可见,未施加控制的情况下,横摆角速度和质心侧偏角均出现大幅度波动,横摆角速度出现了负值,表明车辆处于失稳状态;施加反馈跟踪控制的情况下,系统的响应曲线变化平缓,经过一段时间后,横摆角速度迅速收敛于 0.203 rad/s,质心侧偏角收敛于 -0.106 rad,表明反馈跟踪控制提高了高速紧急转向工况下的操纵稳定性。

5.2 单移线

单移线试验中方向盘转矩曲线类似于正弦曲线^[11],因此仿真以正弦变化的转矩信号作为模型的输入,正弦信号的周期为 2 s,幅值为 8 N·m。相应的常规和施加控制后的横摆角速度和质心侧偏角变化

$$\dot{v} = \dot{y}_1 - Ke \tag{24}$$

其中 $K = [k_1 \quad k_2]$

求解

$$K = RB^T P^* \tag{25}$$

其中 $R = [0 \quad 1]^T$ $B = [0 \quad 1]^T$

式中 P^* ——Riccati 方程的解

Riccati 方程为

$$A^T P^* + P^* A - P^* B B^T P^* + I = 0 \tag{26}$$

其中

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

式中 I ——单位矩阵

5 仿真计算与结果分析

车辆高速转向的稳定性往往通过阶跃转向试验和移线试验来评价^[20],出于安全考虑没有进行实车试验,分别进行车速 80 km/h 时的阶跃转向仿真和单移线仿真,比较有、无控制下车辆的横摆角速度、质心侧偏角。

5.1 阶跃转向

仿真中车辆以设定的车速直线行驶,方向盘转矩在 1 s 内从 0 N·m 阶跃到 10 N·m,常规和施加控制后的横摆角速度和质心侧偏角变化曲线如图 13 所示。

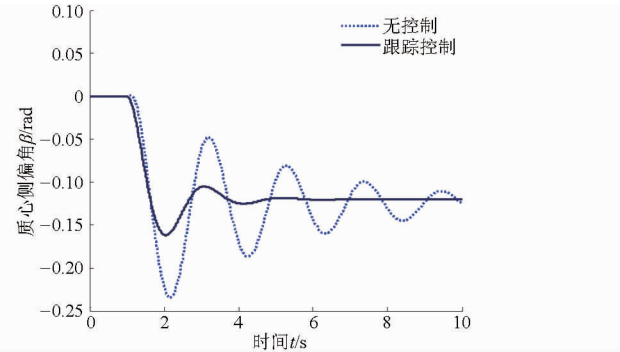


图 13 阶跃工况有、无控制下车辆姿态对比
Fig. 13 Comparison of vehicle postures between controlled and non-controlled states under step steering condition

曲线如图 14 所示。

对比无控制和有控制的仿真结果,可以看出前者的横摆角速度和质心侧偏角的峰值均大于后者,说明驾驶员在遇到突发情况紧急变道时,具有反馈跟踪控制的车辆的姿态能够平稳过渡,提高了操纵稳定性,有助于消除因驾驶员误操作造成的车辆失稳危险。

6 结论

(1) 考虑轮胎的非线性、载荷转移、液压系统的非线性和 ESC 的非线性,建立了装备 E-ECHPS 的客车非线性动力学模型。

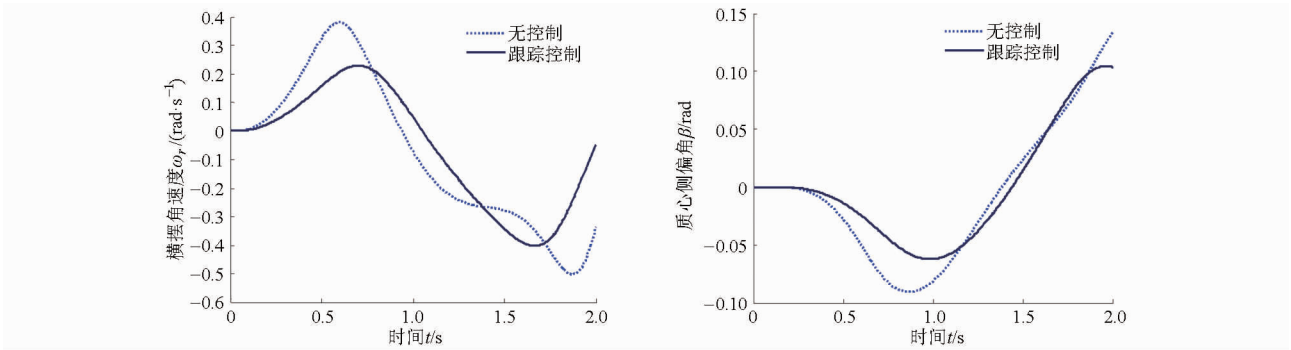


图 14 单移线工况有、无控制下车辆姿态对比

Fig. 14 Comparison of vehicle postures between controlled and non-controlled states under single changing lane condition

(2) 推导了系统的仿射非线性动力学方程,运用微分几何理论对系统进行线性化,得到相对阶为 3 的输入输出伪线性系统。

(3) 建立了包含转向系统的线性参考模型,在

线性化系统的基础上构造了基于线性参考模型的反馈跟踪控制器,阶跃转向仿真和单移线仿真的结果表明施加反馈跟踪控制器的客车的高速转向稳定性显著增强,可为 E-ECHPS 控制提供参考。

参 考 文 献

1 Baharom M B, Hussain K, Day A J. Design of full electric power steering with enhanced performance over that of hydraulic power-assisted steering[J]. Journal of Automobile Engineering, 2013, 227(3): 390–399.

2 江浩斌, 徐哲, 唐斌, 等. 基于电磁离合器的重型车辆节能型电控液压转向系统[J]. 汽车安全与节能学报, 2014, 5(2): 201–208.

Jiang Haobin, Xu Zhe, Tang Bin, et al. Energy-saving electronically controlled hydraulic steering system for heavy-duty vehicles based on electromagnetic clutch[J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2014, 5(2): 201–208. (in Chinese)

3 高学军, 李映辉, 高庆. 高速客车蛇行运动稳定性与分岔研究[J]. 动力学与控制学报, 2008, 6(3): 202–207.

Gao Xuejun, Li Yinghui, Gao Qing. Hunting stability and bifurcation of high-speed passenger coach[J]. Journal of Dynamics and Control, 2008, 6(3): 202–207. (in Chinese)

4 Qin Dongchen, Xu Yicun, Qiang Zhu, et al. Modeling and simulation study on crosswind stability of the high-speed bus[J]. Noise and Vibration Worldwide, 2011, 42(11): 44–50.

5 王睿, 李显生, 任园园, 等. 基于横向载荷转移量的客车侧倾稳定性分析[J]. 湖南大学学报: 自然科学版, 2013, 40(5): 49–54.

Wang Rui, Li Xiansheng, Ren Yuanyuan, et al. Roll stability analysis of passenger car based on lateral-load transfer rate[J]. Journal of Hunan University: Natural Science, 2013, 40(5): 49–54. (in Chinese)

6 马建, 冯镇, 宋宏勋. 基于非线性系统结构稳定性理论的车辆转向动力学研究[J]. 中国公路学报, 2015, 28(3): 110–116.

Ma Jian, Feng Zhen, Song Hongxun. Study on vehicle steering dynamics based on structural stability theory of nonlinear system[J]. China Journal of Highway and Transport, 2015, 28(3): 110–116. (in Chinese)

7 Yim S J. Unified chassis control with electronic stability control and active front steering for under-steer prevention[J]. International Journal of Automotive Technology, 2015, 16(5): 775–782.

8 Farazandeh A, Ahmed A K W, Rakheja S. Performance enhancement of road vehicles using active independent front steering[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2012, 5(4): 1273–1284.

9 Riccardo M, Fabio C. Input-output decoupling control by measurement feedback in four-wheel-steering vehicles[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2009, 17(5): 1163–1172.

10 黄晨, 陈龙, 江浩斌, 等. 稳态工况下横摆角速度与侧倾角的关系分析[J]. 农业机械学报, 2014, 45(2): 34–39.

Huang Chen, Chen Long, Jiang Haobin, et al. Relationship between vehicle yaw velocity and heeling angle under steady state[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(2): 34–39. (in Chinese)

11 沈法鹏, 赵又群, 赵洪光, 等. 非线性轮胎侧向力对汽车转向稳定性的影响[J]. 中国机械工程, 2015, 26(1): 135–139.

Shen Fapeng, Zhao Youqun, Zhao Hongguang, et al. Effects of nonlinear tire lateral force on vehicle steering stability[J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(1): 135–139. (in Chinese)

12 张小龙, 陈彬, 宋健, 等. 极限工况下汽车轮胎侧偏角测试方法研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(9): 31–36.

Zhang Xiaolong, Chen Bin, Song Jian, et al. Test method research on vehicle's tire side slip angle in extreme driving conditions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(9): 31–36. (in Chinese)

- electrically controlled air suspension[J]. *Automobile Technology*, 2009(11): 42–46. (in Chinese)
- 15 何二宝, 杜群贵, 冯元元. 电控空气悬架车身高度调节的模糊 PID 控制[J]. *机床与液压*, 2012, 40(5): 86–88.
He Erbao, Du Qungui, Feng Yuanyuan. Fuzzy-PID control of body height adjustment for vehicles with electrically controlled air suspension[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2012, 40(5): 86–88. (in Chinese)
- 16 Kim H, Lee H. Fault-tolerant control algorithm for a four-corner closed-loop air suspension system[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2011, 58(10): 4866–4878.
- 17 Kim H, Lee H. Height and leveling control of automotive air suspension system using sliding mode approach [J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2011, 60(5): 2027–2041.
- 18 Bao W N, Chen L P, Zhang Y Q, et al. Fuzzy adaptive sliding mode controller for an air spring active suspension [J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2012, 13(7): 1057–1065.
- 19 Xu Xing, Zhou Kongkang, Zou Nannan, et al. Hierarchical control of ride height system for electronically controlled air suspension based on variable structure and fuzzy control theory[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 28(5): 945–953.
- 20 曹婷, 郑源. 风力机故障诊断神经网络特征参数确定方法[J]. *排灌机械工程学报*, 2014, 32(3): 247–251.
Cao Ting, Zheng Yuan. Method for determining neural network characteristic parameters in fault diagnosis system for wind turbines[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2014, 32(3): 247–251. (in Chinese)
- 21 周建忠, 吴天成, 陈寒松, 等. 基于模糊 PID 控制的激光投线仪光线调节系统[J]. *排灌机械工程学报*, 2015, 33(4): 362–368.
Zhou Jianzhong, Wu Tiancheng, Chen Hansong, et al. System for adjusting light in laser demarcation device based on fuzzy PID control[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2015, 33(4): 362–368. (in Chinese)
- 22 许昌, 田蕾蕾, Shen Wenzhong, 等. 基于 ICPSO-PID 风电机组桨距控制分析[J]. *排灌机械工程学报*, 2013, 31(11): 973–979.
Xu Chang, Tian Qiangqiang. Shen Wenzhong, et al. Wind turbine pitch control using ICPSO-PID algorithm [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2013, 31(11): 973–979. (in Chinese)
-

(上接第 293 页)

- 13 何磊, 马伯祥, 宗长富, 等. 基于意图辨识的线控汽车紧急转向控制方法[J]. *湖南大学学报: 自然科学版*, 2014, 41(1): 81–86.
He Lei, Ma Boxiang, Zong Changfu, et al. Emergency steering control based on driver steering intention recognition for steer-by-wire vehicle[J]. *Journal of Hunan University: Natural Sciences*, 2014, 41(1): 81–86. (in Chinese)
- 14 刘喜东, 刘应东. 考虑转向速度的汽车操纵稳定性分析[J]. *机械工程学报*, 2011, 47(10): 95–100.
Liu Xidong, Liu Yingdong. Analysis on vehicle handling and stability considering steering velocity [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(10): 95–100. (in Chinese)
- 15 余志生. 汽车理论[M]. 4 版. 北京: 机械工业出版社, 2008.
- 16 杨秀建. 极限工况下汽车转向失稳的非线性动力学特性与主动控制研究[D]. 济南: 山东大学, 2009.
- 17 张代胜, 陈朝阳, 张树强, 等. 汽车操纵稳定性的仿真[J]. *农业机械学报*, 2005, 36(11): 12–16.
Zhang Daisheng, Chen Chaoyang, Zhang Shuqiang, et al. Modeling and simulation of vehicle handling stability[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2005, 36(11): 12–16. (in Chinese)
- 18 齐晓杰. 汽车液压、液力与气压传动[M]. 2 版. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- 19 李小伟, 史俊武, 张建武. 主动油气悬架反馈线性化及 PID 控制[J]. *上海交通大学学报*, 2009, 43(10): 1521–1525.
Li Xiaowei, Shi Junwu, Zhang Jianwu. Feedback linearization and PID control for active hydropneumatic suspension[J]. *Chinese Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2009, 43(10): 1521–1525. (in Chinese)
- 20 何杰, 刘霞, 陈一锴, 等. 恶劣天气路面条件对行车安全的影响[J]. *交通运输工程学报*, 2011, 11(1): 58–63.
He Jie, Liu Xia, Chen Yikai, et al. Influence of road condition on running safety in atrocious weather[J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2011, 11(1): 58–63. (in Chinese)