第 48 卷 第 2 期　　吉 林 大 学 学 报 (工 学 版)　　Vol.48 No.2
2018 年 3 月　　Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)　　Mar. 2018

基于集成式线控液压制动系统的轮胎滑移率控制

何祥坤,季学武,杨恺明,武　健,刘亚辉

(清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室,北京 100084)

摘　要:传统的车辆制动系统很难以轮胎滑移率为直接控制目标,为了提高汽车的主动安全性能,对集成式线控液压制动系统(IEHB)的轮胎滑移率控制机理进行深入研究。在建立 IEHB 执行机构物理仿真模型与 7 自由度整车动力学模型的基础上,结合分层控制构架,利用滑移率与制动转矩构成的双闭环非线性控制方法,设计了基于 IEHB 系统的轮胎滑移率控制器;通过 AMESim 与 MATLAB/Simulink 联合仿真平台,分别在高附着、低附着路面进行高速主动紧急制动仿真试验。结果表明:本文提出的控制方法可有效调控汽车轮胎滑移率。

关键词:车辆工程;集成式线控液压制动系统;轮胎滑移率;分层控制构架;双闭环非线性控制

中图分类号:U461　　**文献标志码**:A　　**文章编号**:1671-5497(2018)02-0364-09

DOI:10.13229/j.cnki.jdxbgxb20170060

Tire slip control based on integrated-electro-hydraulic braking system

HE Xiang-kun, JI Xue-wu, YANG Kai-ming, WU Jian, LIU Ya-hui

(*State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy*, *Tsinghua University*, *Beijing* 100084, *China*)

Abstract: The traditional vehicle braking system is difficult to control the tire slip rate directly. In order to study the tire slip control mechanism of the Integrated-Electro-Hydraulic Braking (IEHB) system and the improve active safety performance of the vehicle, the physical simulation model of IEHB actuator and dynamic model of 7 DOF vehicle were established. Combining with the hierarchical control structure and taking the control method of dual loop, which constitutes slip rate and braking torque, the tire slip nonlinear controller based on IEHB is designed. Simulation test is conducted via co－simulation platform of MATLAB/Simulink and AMESim under the scenarios of active emergency braking process on high adhesion coefficient road and low adhesion coefficient road. Simulation results verify the proposed control method.

Key words: vehicle engineering; integrated-electro-hydraulic brake system; tire slip ratio; hierarchical control structure; dual loop nonlinear control

收稿日期:2017-01-17.

基金项目:中国汽车产业创新发展联合基金项目(U1664263);国家自然科学基金项目(51375009);国际合作项目(20153000021);清华大学自主科研计划项目(20161080033);山东省自然科学基金项目(ZR2016EEQ06).

作者简介:何祥坤(1989－),男,博士研究生. 研究方向:汽车动力学控制与智能驾驶技术.
E-mail: hxk15@mails.tsinghua.edu.cn

通信作者:季学武(1964－),男,副教授,博士生导师. 研究方向:汽车底盘电控系统开发与动力学控制.
E-mail:jixw@tsinghua.edu.cn

0 引　言

随着能源、环境、行车安全、交通拥堵等问题的日益突出,智能电动汽车逐渐成为热门话题,同时也对车辆底盘控制系统提出了更高的要求[1-3]。智能电动汽车要求制动系统取消对发动机真空度的依赖,在制动能量回收过程中踏板感觉不受电机制动与摩擦制动协调的影响,并且制动系统能够实现快速、准确的主动制动控制。上述要求是传统汽车制动系统难以实现的,因此促使了新一代制动系统的出现。能够满足上述要求的新一代制动系统可以分为两大类:一是线控液压制动系统,主要在传统汽车制动轮缸的基础上进行改进;二是线控机械制动系统,对传统汽车制动系统进行彻底革新,每个车轮配备一套电控制动执行机构[4-6]。

电子液压制动(Electro-hydraulic brake, EHB)系统是 20 世纪 90 年代开始研究并投入使用的一种线控液压制动系统。博世公司在 1996 年发表了最早的相关研究论文[7],丰田首先将 EHB 系统投入使用[8]。而达姆施塔特技术大学、汉阳大学、吉林大学、清华大学等科研机构均对 EHB 系统控制进行了大量的研究工作[9-13]。

作为一种新型的电子液压制动系统,集成式线控液压制动系统(Integrated-electro-hydraulic brake, IEHB)系统的伺服电动增压装置与主缸集成在一起,在保证整体结构紧凑的同时,通过联合液压调节单元,能够快速、准确地调节输出制动压力,所以 IEHB 可以更好地集成 ABS(Anti-lock braking system)、ESP(Electronic stability program)、RBS(Regenerative braking system)、ACC(Adaptive cruise control)、AEB(Autonomous emergency braking)等整车控制功能[14]。因此,近些年来世界各大知名汽车零部件公司都陆续推出了 IEHB 相关的产品样机,比如博世的 iBooster、大陆的 MK-C1、LSP 公司的 IBS 等。但是这些系统样机都还没有被量产,相关技术也处于保密阶段。通过查阅文献,国内外科研机构也积极开展了相关研究。Li 等[15]通过 MATLAB/Simulink 与 CarSim 联合仿真的方法,对 IEHB 执行机构的关键参数进行了分析,并对整车运动控制问题进行了研究。熊璐等[16]通过 IEHB 系统特性分析,利用颤振补偿方法对 IEHB 系统进行液压力优化控制研究。Yang[17] 等针对 IEHB 的伺服电动建压装置利用 Lyapunov 函数设计了滑模控制器,并与传统 PID 控制器的控制效果进行了对比。

由于轮胎特性直接影响汽车的动力学特性,而车轮滑移率对轮胎力有明显影响,因此轮胎滑移率成为车辆动力学控制系统的关键被控变量之一。但机电液系统本身的非连续性和滞后性致使传统汽车制动系统很少以轮胎滑移率为直接控制目标[13]。为了解决上述问题,并进一步探究 IEHB 系统相关技术,实现基于 IEHB 系统的轮胎滑移率控制,本文首先介绍了研究所采用的新型 IEHB 系统;之后在 Simulink 中建立了 7 自由度整车模型和非线性轮胎模型,并通过数学模型明确 IEHB 执行机构的关键参量及不同参量之间的关系,同时在 AMESim 复杂系统建模与仿真平台中建立了 IEHB 系统的物理仿真模型;基于分层控制构架,并利用滑移率与制动转矩构成的双闭环非线性控制方法设计了基于 IEHB 系统的轮胎滑移率控制器;最后通过 MATLAB/Simulink 与 AMESim 联合仿真平台,分别在高附着、低附着路面进行仿真试验,验证本文所提出的控制策略的有效性。

1　IEHB 系统介绍

1.1　IEHB 系统组成

本文所采用的 IEHB 系统方案简图如图 1 所示,主要包括:

(1)踏板行程模拟器:通过位移传感器信号识别驾驶员的制动意图,通过踏板模拟器模拟制动踏板感觉。

(2)电动主缸:实现液压源输出压力的精细调节。

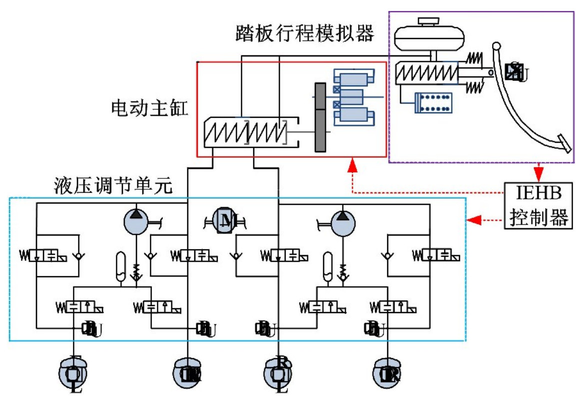


图 1　IEHB 系统方案简图

Fig. 1　Schematic diagram of IEHB system

（3）液压调节单元：利用压力传感器监测每个轮缸的制动液压力，并通过调节轮缸压力使实际制动力矩跟踪目标值。

（4）IEHB 系统控制器：根据驾驶员操纵和整车运动需求对制动系统实施控制。

1.2 IEHB 执行机构工作原理

在 IEHB 执行机构增压时，电动主缸中的伺服电机转矩增加，液压调节单元中的进液阀（常开阀）打开，出液阀（常闭阀）关闭。在 IEHB 执行机构进行保压操作时，电动主缸停止工作，液压调节单元中的进液阀和出液阀同时关闭。在 IEHB 执行机构减压时，进液阀关闭，出液阀打开，回油泵工作，同时通过电动主缸进行主动减压操作，从而实现系统的快速减压。IEHB 通过执行增压、保压、减压操作实现对轮胎滑移率的有效调节，进而对汽车动力学状态进行控制。

2 系统建模及分析

2.1 整车动力学模型

在轮胎滑移率控制器设计过程中，需要考虑车辆车轮的运动状态、各车轮垂向载荷的变化及制动时汽车的方向稳定性，因此选择建立 7 自由度车辆模型（见图 2），动力学方程描述为[18]：

$$m(\dot{V}_x-\gamma V_y)=(F_{x\mathrm{fl}}+F_{x\mathrm{fr}})\cos\delta-(F_{y\mathrm{fl}}+F_{y\mathrm{fr}})\sin\delta+F_{x\mathrm{rl}}+F_{x\mathrm{rr}} \tag{1}$$

$$m(\dot{V}_y+\gamma V_x)=(F_{x\mathrm{fl}}+F_{x\mathrm{fr}})\sin\delta+(F_{y\mathrm{fl}}+F_{y\mathrm{fr}})\cos\delta+F_{y\mathrm{rl}}+F_{y\mathrm{rr}} \tag{2}$$

$$\begin{aligned}J_z\dot{\gamma}=&a(F_{x\mathrm{fl}}+F_{x\mathrm{fr}})\sin\delta+a(F_{y\mathrm{fl}}+F_{y\mathrm{fr}})\cos\delta-b(F_{y\mathrm{rl}}+F_{y\mathrm{rr}})+\\&\frac{c}{2}(F_{x\mathrm{fr}}-F_{x\mathrm{fl}})\cos\delta+\frac{c}{2}(F_{x\mathrm{rr}}-F_{x\mathrm{rf}})+\\&\frac{c}{2}(F_{y\mathrm{fl}}-F_{y\mathrm{fr}})\sin\delta\end{aligned} \tag{3}$$

$$J_{\mathrm{w}}\dot{\omega}_{ij}=T_{\mathrm{d}ij}-T_{\mathrm{b}ij}-r_{\mathrm{w}}F_{xij} \tag{4}$$

式中：m 为整车质量；δ 为前轮转角；a、b 分别为前、后轴距；c 为轮距；J_z 为整车横摆转动惯量；V_x、V_y、γ 分别为车辆纵向速度、侧向速度、横摆角速度；F_{xij}、F_{yij} 分别为轮胎纵向力、侧向力；J_{w} 为车轮转动惯量；ω_{ij} 为车轮转速；$T_{\mathrm{d}ij}$ 为驱动力矩；$T_{\mathrm{b}ij}$ 为制动力矩；r_{w} 为轮胎有效半径；$i=\mathrm{f,r}$ 分别表示前、后轴；$j=\mathrm{l,r}$ 分别表示左、右车轮。

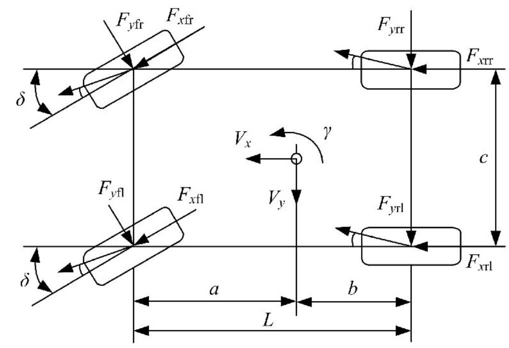


图 2 7 自由度车辆模型

Fig. 2 7 DOF vehicle model

2.2 非线性轮胎模型

为了反映真实的轮胎动力学特性，本文采用 Pacejka 魔术公式描述轮胎的非线性动力学行为[19]，其统一表达式如下：

$$y(x)=D\sin[C\arctan(\varphi)] \tag{5}$$

$$\varphi=Bx-E[Bx-\arctan(Bx)] \tag{6}$$

$$Y(X)=y(X+S_{\mathrm{H}})+S_{\mathrm{V}} \tag{7}$$

$$\lambda=\frac{V_{\mathrm{s}x}}{V_{x\mathrm{w}}}=\frac{V_{x\mathrm{w}}-V_{\mathrm{rw}}}{V_{x\mathrm{w}}} \tag{8}$$

$$\alpha=\arctan\frac{V_{y\mathrm{w}}}{V_{x\mathrm{w}}} \tag{9}$$

$$V_{\mathrm{rw}}=\omega r_{\mathrm{w}} \tag{10}$$

其中，轮胎纵向力因子为：

$$\begin{cases}C_x=b_0\\D_x=b_1F_z^2+b_2F_z\\B_x=\dfrac{(b_3F_z^2+b_4F_z)\mathrm{e}^{(-b_5F_z)}}{CD}\\E_x=b_6F_z^2+b_7F_z+b_8\end{cases} \tag{11}$$

轮胎侧向力因子为：

$$\begin{cases}C_y=a_0\\D_y=a_1F_z^2+a_2F_z\\B_y=a_3\sin[2\arctan(F_z/a_4)]\cdot\\\qquad(1-a_5|\gamma|)/CD\\E_y=a_6F_z^2+a_7F_z+a_8\end{cases} \tag{12}$$

式中：Y 为纵向力、侧向力或回正力矩；X 为纵向滑移率 λ 或轮胎侧偏角 α；S_{H}、S_{V} 分别为水平、垂直偏移常数；V_{rw} 为轮速 ω 与轮胎有效半径 r_{w} 的乘积；$V_{x\mathrm{w}}$、$V_{y\mathrm{w}}$ 分别为车轮中心的纵向、横向速度；B 为刚度因子；C 为形状因子；D 为峰值因子；E 为曲率因子；F_z 为轮胎垂直载荷；$a_0\sim a_8$、$b_0\sim b_8$ 为拟合参数，数值如表 1 所示。

表 1　魔术公式轮胎模型参数
（Michelin© MXV8 205/55R16 91V）
Table 1 Parameter values in magic formula
（Michelin© MXV8 205/55R16 91V）

参数	数值	参数	数值
a_0	1.6	b_0	1.55
a_1	−34	b_1	0
a_2	1250	b_2	1000
a_3	2320	b_3	60
a_4	12.8	b_4	300
a_5	0	b_5	0.17
a_6	−0.0053	b_6	0
a_7	0.1925	b_7	0
a_8	0	b_8	0.2

考虑汽车在转弯、制动过程中的轮荷转移和轴荷转移效应，对每个车轮的垂直载荷计算如下[20]：

$$\begin{cases} F_{zfl}=(g\dfrac{b}{2}-a_x\dfrac{h}{2}-a_y\dfrac{bh}{c}+a_xa_y\dfrac{h^2}{gc})\dfrac{m}{L} \\ F_{zfr}=(g\dfrac{b}{2}-a_x\dfrac{h}{2}+a_y\dfrac{bh}{c}-a_xa_y\dfrac{h^2}{gc})\dfrac{m}{L} \\ F_{zrl}=(g\dfrac{a}{2}+a_x\dfrac{h}{2}-a_y\dfrac{ah}{c}-a_xa_y\dfrac{h^2}{gc})\dfrac{m}{L} \\ F_{zrr}=(g\dfrac{a}{2}+a_x\dfrac{h}{2}+a_y\dfrac{ah}{c}+a_xa_y\dfrac{h^2}{gc})\dfrac{m}{L} \end{cases} \tag{13}$$

式中：a_x、a_y 分别为汽车纵向、横向加速度；L 为汽车轴距；h 为汽车质心高度。

轮胎的纵向力与侧向力必须满足“附着椭圆”的条件约束，因此，最终轮胎的纵向、侧向力表达式为：

$$\sigma_x=\frac{\lambda}{1+\lambda},\sigma_y=\frac{\tan\alpha}{1+\lambda} \tag{14}$$

$$\sigma=\sqrt{\delta_x^2+\delta_y^2} \tag{15}$$

$$F_x=\frac{|\sigma_x|}{\sigma}Y(X),F_y=\frac{|\sigma_y|}{\sigma}Y(X) \tag{16}$$

式中：F_x、F_y 分别为修正后的轮胎纵向力、侧向力。

2.3　IEHB 执行机构关键部件模型

2.3.1　电动主缸模型

本研究采用永磁同步电机（PMSM）作为电动主缸的动力控制源，基于 d、q 坐标分解，PMSM 的电压平衡方程可以描述为[21]：

$$\begin{cases} u_d=R_si_d+L_s\dfrac{di_d}{dt}-\omega_rL_si_q \\ u_q=R_si_q+L_s\dfrac{di_q}{dt}+\omega_r\psi_r+L_s\omega_ri_d \end{cases} \tag{17}$$

PMSM 转矩方程为：

$$T_e=K_ti_q \tag{18}$$

PMSM 转子轴上的转矩平衡方程为：

$$J\frac{d\omega}{dt}=T_e-T_L \tag{19}$$

在矢量控制条件下，$i_d\equiv0$，PMSM 的电压平衡方程和电磁转矩方程则化简为：

$$\begin{cases} u_q=R_si_q+L_s\dfrac{di_q}{dt}+\omega_r\psi_r \\ T_e=K_ti_q \end{cases} \tag{20}$$

电动主缸通过螺旋副传动机构将 PMSM 的旋转运动转换为主缸推杆的直线运动，相关方程如下：

$$\frac{\theta_T}{2\pi}=\frac{S}{L_p} \tag{21}$$

$$F_p=2\pi\eta\frac{T_D}{L_p} \tag{22}$$

$$\theta_M=\theta_T,T_D=T_L \tag{23}$$

以主缸中的两个活塞为研究对象，建立主缸模型为：

$$M_2\frac{d^2S}{dt}=F_p-A_2P_2-C_2\frac{dS}{dt}-F_{s2} \tag{24}$$

$$M_1\frac{d^2X_1}{dt}=F_{s2}+A_2P_2-A_1P_1-C_1\frac{dX_1}{dt}-F_{s1} \tag{25}$$

$$F_{s2}=K_2(S-X_1),F_{s1}=K_1X_1 \tag{26}$$

式中：u_d、u_q 分别为 d、q 轴的电压；i_d、i_q 分别为 d、q 轴电流；R_s 为定子电阻；L_s 为定子电感；ω_r 为电机转速；ψ_r 为转子永磁体磁链；T_e 为电磁转矩；K_t 为电磁转矩系数；J 为电机转子转动惯量；T_L 为负载转矩；T_D 为传动机构驱动转矩；L_p 为螺旋副传动机构的导程；S 为螺旋副传动机构输出的直线位移；F_p 为螺旋副传动机构输出推力；θ_M 为 PMSM 转子转角；η 为螺旋副传动机构的传动效率；θ_T 为螺旋副传动机构输出转角；A_1、A_2 分别为主缸前腔、后腔有效横截面积；M_1、M_2 分别为主缸前活塞、后活塞质量；F_{s1}、F_{s2} 分别为主缸前腔、后腔弹簧力；K_1、K_2 分别为主缸前腔、后腔弹簧的刚度；C_1、C_2 分别为主缸前腔、后腔活塞阻尼系数；P_1、P_2 分别为主缸前腔、后腔压力；X_1 为主缸前腔活塞位移。

2.3.2　电磁阀模型

为了有效地控制液压调节单元中的电磁阀，采用调节脉宽占空比，控制阀芯开度，进而实现制动压力的精确调控。脉宽占空比表达式为：

$$\tau = \frac{T_{\mathrm{p}}}{T} \tag{27}$$

本文以平均流量来研究电磁阀压力-流量特性，数学模型如下：

$$\overline{Q}_{\mathrm{v}} = \frac{T_{\mathrm{p}}}{T} q_{\mathrm{Vn}} = \tau C_{\mathrm{d}} A_{\mathrm{v}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \tag{28}$$

式中：T_{p}、T 分别为有效脉宽时间、脉宽周期；τ 为占空比；$\overline{Q}_{\mathrm{v}}$ 为平均流量；q_{Vn} 为额度流量；C_{d}为流量系数；A_{v}为阀口横截面积；ρ 为油液密度；Δp 为电磁阀进、出口端压差。

2.3.3　制动轮缸模型

制动轮缸输出的制动力矩计算如下[18]：

$$T_{\mathrm{b}\_ij} = \frac{1}{4} \pi k_{\mathrm{b}} p_{\mathrm{b}\_ij} r_{\mathrm{e}} d^2 \tag{29}$$

式中：k_{b} 为制动系数；p_{b_ij} 为目标轮缸制动压力；r_{e} 为制动压力有效作用半径；d 为制动轮缸活塞直径。

3　轮胎滑移率控制器设计

根据本文所建立的整车模型、轮胎模型、IEHB 执行机构模型，设计基于分层控制架构与双闭环非线性控制方法的轮胎滑移率控制器，其控制架构如图 3 所示。

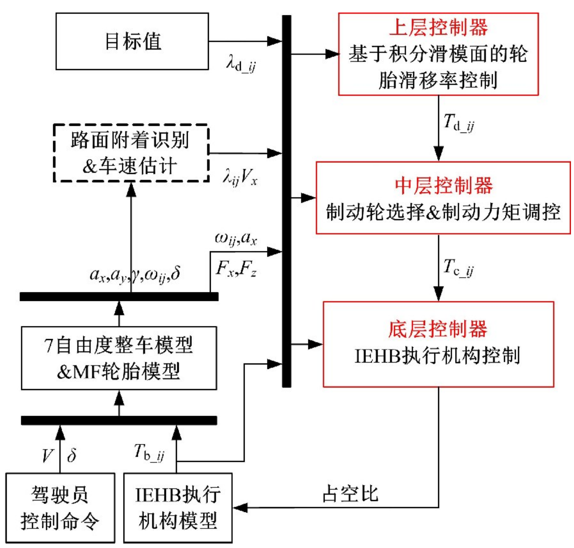


图 3　基于 IEHB 系统的轮胎滑移率控制策略架构

Fig. 3　Structure of wheel slip control based on IEHB

3.1　上层控制策略

设 k_1、k_2分别为滑模增益系数；λ_{d} 为期望的轮胎滑移率；f 为轮胎滚动阻力系数。针对制动过程中被控车辆和制动系统的非线性问题，设计基于滑模变结构控制理论的轮胎滑移率上层控制器，以汽车当前的滑移率与期望的滑移率之间的偏差为控制变量，具体如下：

$$e_{ij} = \lambda_{ij} - \lambda_{\mathrm{d}\_ij} \tag{30}$$

为了保证消除稳态误差，设计滑模面为：

$$S_{\mathrm{f}\_ij} = e_{ij} + k_1 \int e_{ij} \mathrm{d}t \tag{31}$$

当 $S_{\mathrm{f}\_ij} = 0$ 成立时，对式(31) 左右两边微分得：

$$\dot{S}_{\mathrm{f}\_ij} = \dot{e}_{ij} + k_1 e_{ij} = \dot{\lambda}_{ij} - \dot{\lambda}_{\mathrm{d}\_ij} + k_1(\lambda_{ij} - \lambda_{\mathrm{d}\_ij}) = 0 \tag{32}$$

根据式(8)得到滑移率的微分方程如下：

$$\dot{\lambda}_{ij} = \frac{\omega_{ij} r_{\mathrm{w}} \dot{v}_{x\mathrm{w}\_ij}}{v_{x\mathrm{w}\_ij}^2} - \frac{\dot{\omega}_{ij} r_{\mathrm{w}}}{v_{x\mathrm{w}\_ij}} \tag{33}$$

根据单轮车辆模型及式(32)(33)可以推导出等效制动力矩，表达式为：

$$T_{\mathrm{beq}\_ij} = F_x r_{\mathrm{w}} + \dot{\lambda}_{\mathrm{b}\_ij} \frac{J_{\mathrm{w}} v_{x\mathrm{w}\_ij}}{r_{\mathrm{w}}} - f F_{z\_ij} r_{\mathrm{w}} - \frac{\omega_{ij} J_{\mathrm{w}} \dot{v}_{x\mathrm{w}\_ij}}{v_{x\mathrm{w}\_ij}} - \frac{k_1 e_{ij} J_{\mathrm{w}} v_{x\mathrm{w}\_ij}}{r_{\mathrm{w}}} \tag{34}$$

为了使系统的状态在滑模面 $S_{\mathrm{f}} = 0$ 附近滑动，并保证系统的鲁棒性，设计补偿制动控制力矩为：

$$T_{\mathrm{bc}\_ij} = -\frac{k_2 v_{x\mathrm{w}\_ij} J_{\mathrm{w}} \mathrm{sgn}(S_{\mathrm{f}\_ij})}{r_{\mathrm{w}}} \tag{35}$$

由于 $\mathrm{sgn}(x)$属于不连续函数，所以控制时会产生很明显的抖颤效果，所以在这里用 $\tanh(x/n)$双曲正切连续函数代替，可有效地降低滑模控制中的抖振，其中 $n > 0$，其大小决定了双曲正切光滑函数的拐点的快慢，因此方程(35)变为：

$$T_{\mathrm{bc}\_ij} = -\frac{k_2 v_{x\mathrm{w}\_ij} J_{\mathrm{w}} \tanh(S_{\mathrm{f}\_ij}/n)}{r_{\mathrm{w}}} \tag{36}$$

根据式(34)(36)可以得出总的理想制动控制力矩如下：

$$T_{\mathrm{d}\_ij} = T_{\mathrm{beq}\_ij} + T_{\mathrm{bc}\_ij} \tag{37}$$

3.2　中层控制策略

通过滑模控制器输出的目标制动控制力矩具有一定程度的抖颤，致使控制超调，进而导致制动车轮抱死，因此，需要对目标制动控制力矩进行修正。

当估算的制动轮纵向滑移率值小于 $\lambda_{\mathrm{d}}(1 + x_{\mathrm{m}})$时，车轮的修正制动控制力矩为：

$$T_{c\_ij}=0 \tag{38}$$

当估算的制动轮纵向滑移率值在$[\lambda_d(1+x_m),\lambda_d(1-x_m)]$区间时，车轮的修正制动控制力矩为：

$$T_{c\_ij}=f(\lambda_{ij})=\frac{T_{d\_ij}}{2x}\left(-\frac{\lambda_{ij}}{\lambda_d}+1+x_m\right) \tag{39}$$

当估算的制动轮纵向滑移率值在$[\lambda_d(1-x_m),\ 0]$区间时，车轮的修正制动控制力矩为：

$$T_{c\_ij}=T_{d\_ij} \tag{40}$$

式中：x_m为滑移率调控裕度。

3.3　底层控制策略

IEHB 执行机构的液压制动力是通过电动主缸及液压调节单元（电磁阀和回油泵）的触发模式调控的。本文所设计的执行层控制策略如表 2 所示。

表 2　IEHB 执行机构控制策略

Table 2 Control strategy of IEHB actuator

模式	PMSM	进液阀	出液阀	回油泵
默认	0	0	0	0
系统增压	T_m	0	0	0
系统保压	0	U_{pc}	0	0
系统减压	T_m	U_{pc}	U_{pc}	U_{pc}

当系统增压控制时，电动主缸的 PMSM 输入的控制扭矩为 T_m，进液阀的控制指令为 0，出液阀的控制指令为 0，回油泵的控制指令为 0；当系统保压控制时，PMSM 输入的控制扭矩为 0，进液阀的控制指令为 U_{pc}，出液阀的控制指令为 0，回油泵的控制指令为 0；当系统减压控制时，PMSM 输入的控制扭矩为 T_m，进液阀的控制指令为U_{pc}，出液阀的控制指令为 U_{pc}，回油泵的控制指令为 U_{pc}。

PMSM 输入的控制扭矩 T_m通过设计非线性控制器确定，具体如下：

$$T_m=k_m\sum\tanh(T_{b\_ij}-T_{c\_ij}) \tag{41}$$

考虑电动主缸的实际执行能力，对控制扭矩 T_m设计如下约束条件：

$$-0.2\ \mathrm{N\cdot m}\leqslant T_m\leqslant 1.5\ \mathrm{N\cdot m} \tag{42}$$

控制指令 U_{pc} 由液压控制逆向模型确定，其表达为[22]：

$$U_{pc}=\frac{P_b-P_w}{(x_1+x_2P_w)\sqrt{|P_M-P_w|}} \tag{43}$$

式中：k_m为电机转矩控制系数；P_M为电动主缸输出压力；P_w为当前时刻轮缸制动压力；x_1、x_2分别为最小二乘法拟合得到的参数。

4　仿真试验

为了验证基于集成式线控液压制动系统的轮胎滑移率控制策略的控制效果，本研究通过 MATLAB/Simulink 与 AMESim 联合仿真平台，分别在高附着路面和低附着路面进行仿真试验，搭建的 IEHB 执行机构物理仿真模型如图 4 所示，并且关键参数见文献[23]。整车动力学模型参数详见表 3。

通过对水平、均匀、公共道路的路面上测量得到的“附着率-滑移率”关系曲线分析，现代轮胎在高、低附着路面上的最佳附着率一般对应的滑移率在 0.1 左右[24]，同时考虑汽车制动过程中侧向稳定性及载荷转移等问题，所以本文设置车辆前

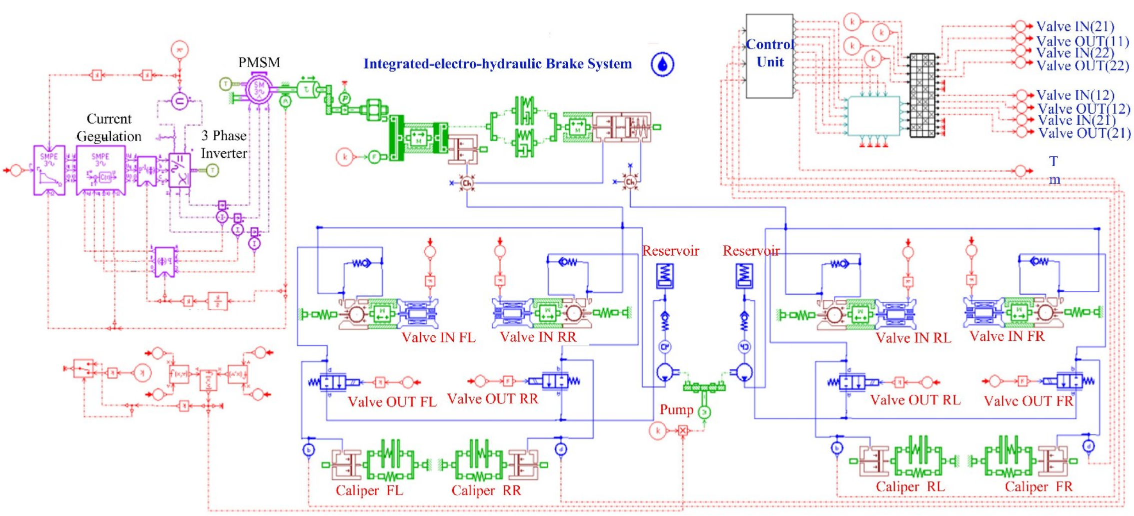


图 4　IEHB 执行机构物理仿真模型

Fig. 4　Physical simulation model of IEHB actuator

轴和后轴理想滑移率 λ_d 分别为 0.1 和 0.08，滑移率调控裕度 x_m 分别为 10%和 5%。

表 3　整车模型参数

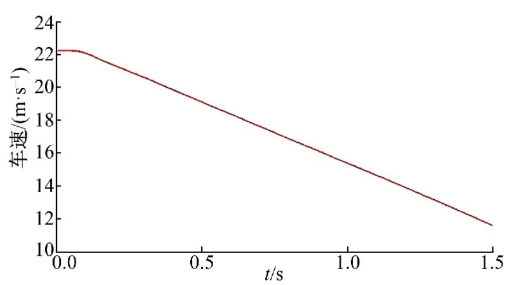
Table 3 Parameters of vehicle model

参数	数值
整车质量 m /kg	1650.6
前轴距 a/m	1.192
后轴距 b/m	1.598
前、后轮距 B_f、B_r/m	1.56
车辆在 z 轴方向的转动惯量 J_z/(kg·m^2)	2580
车轮的转动惯量 J_w/(kg·m^2)	1
轮胎有效半径 r_w/m	0.317
制动盘有效半径 r_e/m	0.2
制动系数 k_b/m	0.4

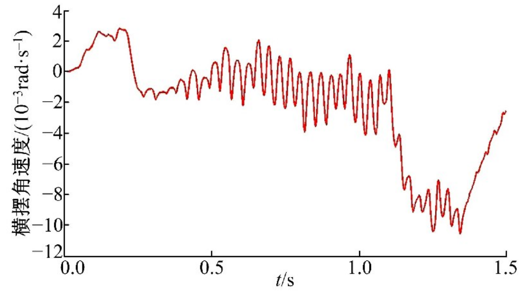
4.1　高附着路面上主动紧急制动仿真试验

设置仿真试验在路面附着系数为 0.8 的路面上进行，初始车速 $v=80$ km/h，无方向盘转角输入。此时，在 IEHB 控制系统的作用下车辆开始主动紧急制动。

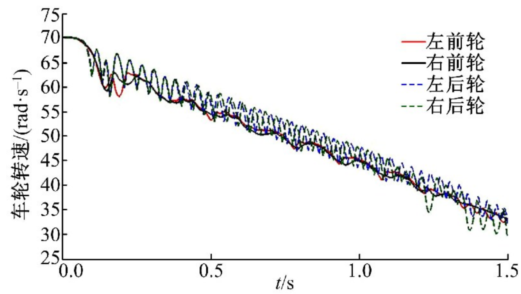
由图 5(a)(b)可见，车辆在高附着路面高速主动紧急制动过程中，汽车行驶车速在 1.5 s 内从 22.22 m/s 下降到 11.57 m/s，车速与时间有较好的线性关系，变化平稳；汽车横摆角速度峰值为 0.01 rad/s，保证了车辆在高速紧急制动时的侧向稳定性。通过图 5(c)(d)(e)可知，在 IEHB 系统控制下，不仅能够防止汽车前、后轴车轮抱死，同时还能够使其较好地跟踪目标滑移率，前轴最大跟踪误差为 0.039，后轴最大跟踪误差为 0.142，前、后制动轮缸平均压力大致为 5.36 MPa 和 2.53 MPa。对图 5(f)分析可知，在高附着路面高速主动紧急制动工况下，汽车轴荷转移大致为 3500 N，且由于制动过程中产生了微小侧向扰动，致使右后车轮比其他车轮更容易抱死，滑移率也更难控制一些。



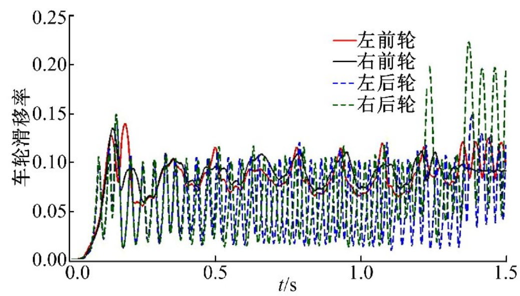
(a)行驶车速



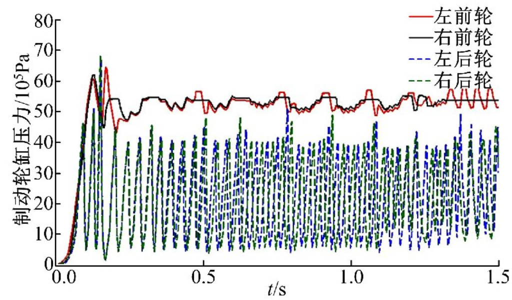
(b)车辆横摆角速度



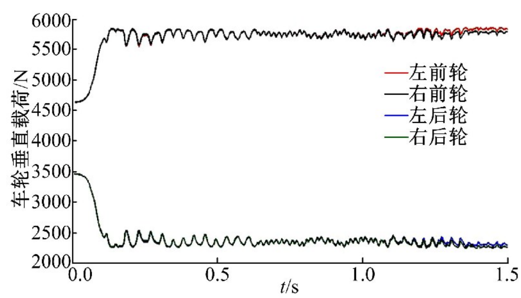
(c)车辆的轮速



(d)轮胎的滑移率



(e)车辆的制动轮缸压力



(f)车轮垂直载荷

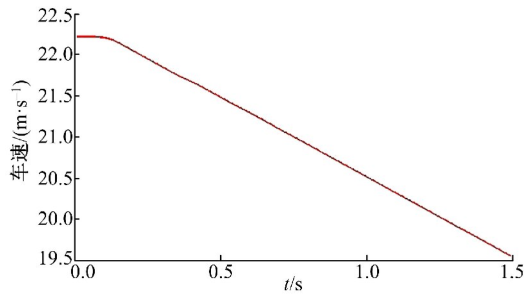
图 5　高附着路面上主动紧急制动仿真试验

Fig. 5　Simulation test during active emergency braking process on high adhesion coefficient road

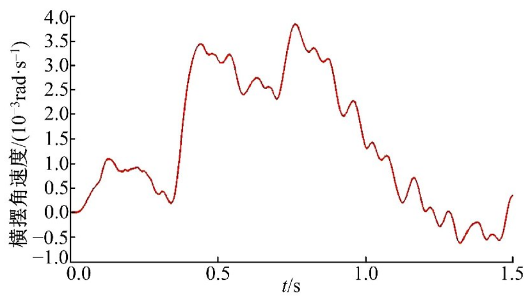
4.2　低附着路面上主动紧急制动仿真试验

设置仿真试验在路面附着系数为 0.2 的路面上进行，初始车速 v =80 km/h，无方向盘转角输入。此时，在 IEHB 控制系统的作用下车辆开始主动紧急制动。

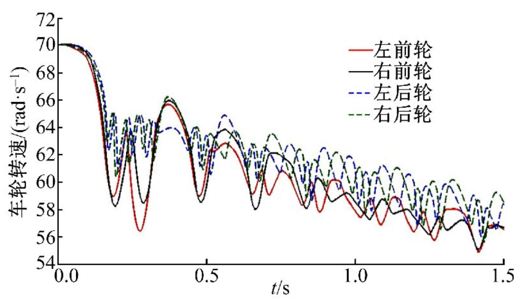
由图 6(a)(b)可见，车辆在低附着路面高速主动紧急制动过程中，汽车行驶车速在 1.5 s 内从 22.22 m/s 下降到 19.54 m/s，车速与时间有较好的线性关系，变化平稳；汽车横摆角速度峰值为 3.82×10^{-3} rad/s，保证了车辆在高速紧急制动时的侧向稳定性。通过图 6(c)(d)(e)可知，在 IEHB 系统控制下，不仅能够防止汽车前、后轴车轮抱死，同时还能够使其较好地跟踪目标滑移率，前轴最大跟踪误差为 0.084，后轴最大跟踪误差为 0.046，前、后轴制动轮缸平均压力大致为 1.15 MPa 和 0.75 MPa。



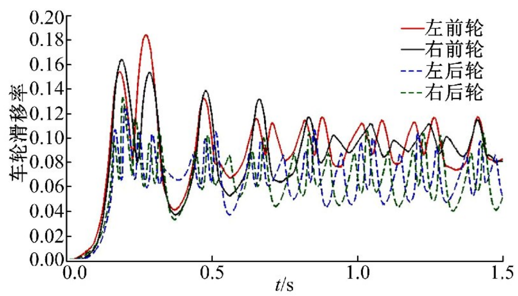
(a)行驶车速



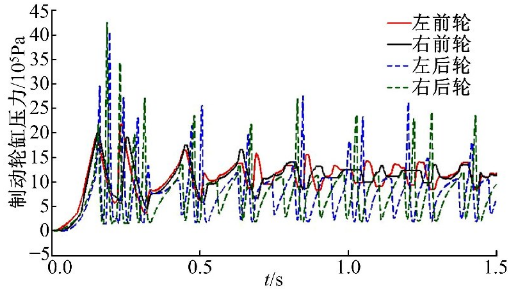
(b)车辆横摆角速度



(c)车辆的轮速



(d)轮胎的滑移率



(e)车辆的制动轮缸压力

图 6　低附着路面上主动紧急制动仿真试验

Fig. 6　Simulation test during active emergency braking process on low adhesion coefficient road

5　结束语

针对机电液系统本身的非线性问题，实现基于 IEHB 系统的轮胎滑移率控制，在建立 IEHB 执行机构物理仿真模型与 7 自由度整车动力学模型的基础上，利用滑移率与制动转矩构成的双闭环非线性控制方法，并结合分层控制构架，设计了车轮滑移率控制器。通过 MATLAB/Simulink 与 AMESim 联合仿真平台，分别在高附着、低附着路面进行了高速主动紧急制动仿真试验，结果表明轮胎滑移率能够较好地跟踪目标滑移率，提高了汽车的主动安全性能，验证了本文所提出的基于 IEHB 系统的轮胎滑移率控制策略的有效性。

参考文献：

[1] Clarke P, Muneer T, Cullinane K. Cutting vehicle emissions with regenerative braking[J]. Transportation Research Part D: Transport and Environment, 2010, 15(3): 160-167.

[2] Gerla M, Lee E K, Pau G, et al. Internet of vehicles: from intelligent grid to autonomous cars and vehicular clouds[C]// 2014 IEEE World Forum on Internet of Things (WF-IoT), IEEE, 2014: 241-246.

[3] Finn A, Scheding S. Developments and Challenges for Autonomous Unmanned Vehicles[M]. Berlin: Springer-Verlag, 2012.

[4] 王治中，于良耀，王语风，等. 分布式电液制动系统执行机构液压控制[J]. 清华大学学报：自然科学版，2013，53(10)：1464-1469.

Wang Zhi-zhong, Yu Liang-yao, Wang Yu-feng, et al. Actuator pressure controller for a distributed electro-hydraulic braking system[J]. Journal of Tsinghua University(Science and Technology), 2013, 53(10): 1464-1469.

[5]von Albrichsfeld C, Karner J. Brake system for hybrid and electric vehicles[C]// SAE Technical Paper, 2009.

[6]Jo C, Hwang S, Kim H. Clamping-force control for electromechanical brake[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2010, 59(7): 3205-3212.

[7]Jonner W D, Winner H, Dreilich L, et al. Electrohydraulic brake system-the first approach to brake-by-wire technology[C]// SAE Technical Paper,1996.

[8]Soga M, Shimada M, Sakamoto J I, et al. Development of vehicle dynamics management system for hybrid vehicles: ECB system for improved environmental and vehicle dynamic performance[J]. JSAE Review, 2002, 23(4): 459-464.

[9]Semmler S, Isermann R, Schwarz R, et al. Wheel slip control for antilock braking systems using brake-by-wire actuators[C]// SAE Technical Paper, 2003.

[10]Hong D, Hwang I, Yoon P, et al. Development of a vehicle stability control system using brake-by-wire actuators[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2008, 130(1): 011008.

[11]李寿涛,马用学,郭鹏程,等. 一种变逻辑门限值的车辆稳定性控制策略研究[J]. 汽车工程, 2015,37(7):782-787.

Li Shou-tao, Ma Yong-xue, Guo Peng-cheng, et al. A study on vehicle stability control strategy with variable threshold[J]. Automotive Engineering, 2015, 37(7):782-787.

[12]王建强,王海鹏,张磊. 基于电控液压制动装置的车辆主动报警/避撞系统[J]. 吉林大学学报:工学版, 2012, 42(4):816-822.

Wang Jian-qiang, Wang Hai-peng, Zhang Lei. Vehicle collision warning and avoidance system based on electronic hydraulic brake device[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2012, 42(4):816-822.

[13]王治中,于良耀,宋健. 基于制动系统的汽车车轮滑移率控制研究现状[J]. 汽车工程, 2014, 36(1):81-87.

Wang Zhi-zhong, Yu Liang-yao, Song Jian. The status quo of research on vehicle wheel slip control based on brake system[J]. Automotive Engineering, 2014, 36(1):81-87.

[14]余卓平,徐松云,熊璐,等. 集成式电子液压制动系统鲁棒性液压力控制[J]. 机械工程学报, 2015, 51(16): 22-28.

Yu Zhuo-ping, Xu Song-yun, Xiong Lu, et al. Robustness hydraulic pressure control system of integrated-electro-hydraulic brake system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(16): 22-28.

[15]Li J, Yang X, Miao H, et al. Co-simulation research of integrated electro-hydraulic braking system[C]// SAE Technical Paper, 2016.

[16]熊璐,徐松云,余卓平. 基于颤振补偿的电子液压制动系统液压力优化控制[J]. 机械工程学报, 2016, 52(12): 100-106.

Xiong Lu, Xu Song-yun, Yu Zhuo-ping. Optimization of hydraulic pressure control system of integrated electro-hydraulic brake system based on chatter-compensation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(12): 100-106.

[17]Yang I J, Choi K, Huh K. Development of an electric booster system using sliding mode control for improved braking performance [J]. International Journal of Automotive Technology, 2012, 13(6): 1005-1011.

[18]Li L, Jia G, Chen J, et al. A novel vehicle dynamics stability control algorithm based on the hierarchical strategy with constrain of nonlinear tyre forces[J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(8): 1093-1116.

[19]Pacejka H B, Bakker E. The magic formula tyre model[J]. Vehicle System Dynamics, 1992, 21(Sup. 1): 1-18.

[20]Doumiati M, Victorino A, Lechner D, et al. Observers for vehicle tyre/road forces estimation: experimental validation [J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(11): 1345-1378.

[21]张晓光,孙力,赵克. 基于负载转矩滑模观测的永磁同步电机滑模控制[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(3):111-116.

Zhang Xiao-guang, Sun Li, Zhao Ke. Sliding mode control of PMSM based on a novel load torque sliding mode observer[J]. Proceedings of the CSEE, 2012, 32(3):111-116.

[22]van Zanten A T, Erhardt R, Pfaff G, et al. Control aspects of the Bosch-VDC [C] // Proceedings of AVEC, Aachen, Germany, 1996: 573-608.

[23]He X, Yang K, Ji X, et al. Research on vehicle stability control strategy based on integrated-electro-hydraulic brake system[C]// SAE Technical Paper, 2017.

[24]米克奇,瓦伦托维兹. 汽车动力学[M]. 余强,译. 4版. 北京:清华大学出版社,2009:13-17.