

DOI:10.3969/j.issn.1003-5060.2024.04.007

# 集成式电子液压线控制动系统建模与仿真

唐查强<sup>1</sup>, 陈奇<sup>1</sup>, 侯庆伟<sup>1</sup>, 江昊<sup>2</sup>, 宋晖<sup>1</sup>

(1. 合肥工业大学 机械工程学院, 安徽 合肥 230009; 2. 合肥工业大学 汽车与交通工程学院, 安徽 合肥 230009)

**摘要:**为了解决线控制动系统模型复杂、仿真困难等问题,文章针对一款常见的集成式电子液压线控制动(integrated electronic hydraulic brake, I-EHB)系统,推导其数学模型并进行仿真分析;在 MATLAB/Simulink 中搭建线控制动系统的仿真模型,设计比例积分微分(proportion integration differentiation, PID)制动控制器,实现对集成式电子液压线控制动系统的压力控制。仿真结果表明:该线控制动系统在 PID 控制器作用下实际输出压力值能够较好地跟随理想压力值,可以提供较好的制动效果。该文的研究对于线控底盘的开发具有积极推动作用。

**关键词:**集成式电子液压线控制动(I-EHB)系统;压力控制;Simulink 模型;建模仿真;比例积分微分(PID)控制

中图分类号:U461.1 文献标志码:A 文章编号:1003-5060(2024)04-0472-07

## Modeling and simulation of integrated electronic hydraulic brake system

TANG Zhaqiang<sup>1</sup>, CHEN Qi<sup>1</sup>, HOU Qingwei<sup>1</sup>, JIANG Hao<sup>2</sup>, SONG Hui<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China; 2. School of Automobile and Traffic Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

**Abstract:**In order to solve the problems of complex model and difficult simulation of brake-by-wire system, the mathematical model of a common integrated electronic hydraulic brake(I-EHB) system is deduced and the simulation analysis is carried out. In MATLAB/Simulink, the simulation model of the I-EHB system is built, and the proportion integration differentiation(PID) controller is designed to realize the pressure control of the I-EHB system. The simulation results show that with the PID controller, the actual output pressure value can follow the ideal pressure value, and the system can provide better braking effect. The research in this paper plays a positive role in promoting the development of the wire-controlled chassis.

**Key words:**integrated electronic hydraulic brake(I-EHB) system; pressure control; Simulink model; modeling and simulation; proportion integration differentiation(PID) control

## 0 引言

线控制动是一种借鉴于在航空航天领域广泛应用的线控飞行技术,相较于传统的液压制动系统,线控制动系统省去了大部分液压原件、管道,而由一些电子器件和机械器件替代。线控制动系

统不再需要真空泵来提供真空源,具有体积小、容易实现精确连续地控制制动力矩等特点<sup>[1]</sup>。目前,线控制动系统主要有电子机械制动(electromechanical braking, EMB)系统和电子液压制动(electro-hydraulic braking, EHB)系统 2 种形式<sup>[2]</sup>。

收稿日期:2022-07-22;修回日期:2022-09-20

基金项目:安徽省重点研究与开发资助项目(JZ2022AKKG0093);国家大学生创新创业训练计划资助项目(202110359006)

作者简介:唐查强(1998—),男,安徽安庆人,合肥工业大学硕士生;

陈奇(1979—),男,安徽合肥人,博士,合肥工业大学教授,博士生导师,通信作者, E-mail:qichen@hfut.edu.cn.

EMB系统是一种“干式”的线控制动系统。配备EMB系统的车辆4个车轮均需配有制动电机,整个制动系统不存在液压回路,动力部分由制动电机提供,经过减速机构传递给机械制动执行机构,由于整个系统采用机械连接,因此车辆底盘空间较大。EMB系统是线控系统的最终理想形态,但目前由于其存在控制算法难度较高、簧下质量较大、对路况要求高、制动系统可靠性低等问题,还无法满足现今电动汽车线控制动要求。

EHB系统是在传统的液压制动器上发展而来,以电子元件替代部分机械元件,是一种“湿式”的线控制动系统<sup>[3]</sup>。其保留了液压制动的执行机构,动力部分由电机或电子液压泵提供,经过减速机构将动力传递给液压执行机构。相较于EMB系统,EHB系统研发成本可控,制动系统的寿命与可靠性高。因此,当前EHB系统的应用更加广泛,能满足当下新能源汽车与自动驾驶汽车对新型制动系统的迫切需求。

当前EHB系统主要分为泵式电子液压制动(pump electronic hydraulic brake, P-EHB)系统和集成式电子液压制动(integrated electronic hydraulic brake, I-EHB)系统2种形式<sup>[4]</sup>。P-EHB以电子液压泵和高压蓄能器作为液压动力源,通过控制各种功能阀的开启和关闭来实现液压力控制。I-EHB以电机作为动力源,通过减速机构将电机扭矩转换为直线推力,并推动液压主缸产生液压力<sup>[5]</sup>。相较于P-EHB, I-EHB结构更加紧凑、响应快速,更易于集成诸如电子驻车制动(electrical park brake, EPB)系统、车身电子稳定(e-

lectronic stability program, ESP)系统等多种主动安全功能,同时解耦单元使得整套系统灵活制定制动方案,不仅节约了成本,更可缩短车辆的开发周期<sup>[6]</sup>。

因此,本文以一款常见的I-EHB线控制动系统为研究对象,分析其工作原理,建立数学模型;基于MATLAB/Simulink进行仿真分析,通过合理调整比例积分微分(proportion integration differentiation, PID)控制参数,进行线控制动系统压力控制和制动性能仿真。

## 1 I-EHB系统结构及工作原理

常见的I-EHB系统主要由制动踏板、电控机械系统、液压系统、电子控制单元组成。制动踏板部分装有位移传感器,负责采集制动踏板位移,并将信号传递给电子控制单元。电控机械系统主要由制动电机、减速齿轮组、滚珠丝杠组成;制动电机一般可采用永磁同步电机或直流电机,制动电机负责为线控制动系统提供负载转矩;减速齿轮组主要对电机的输出动力进行减速增扭;滚珠丝杠负责将电机旋转运动转换成液压系统活塞的直线运动,丝杠轴端与液压系统活塞杆相连。液压系统由制动主缸、液压控制单元和制动轮缸组成<sup>[7]</sup>。电子控制单元主要负责接收车辆和传感器信号并进行分析处理,从而控制电机提供负载转矩。

本文分析采用的I-EHB线控制动系统原理如图1所示,下文中所述线控制动系统均特指此I-EHB系统。

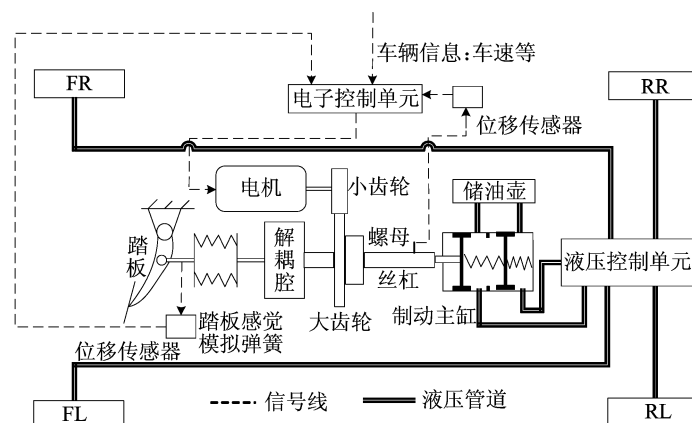


图1 I-EHB线控制动系统原理图

该I-EHB线控制动系统具体工作原理如下。

1) 当驾驶员踩下制动踏板,踏板处位移传感器采集制动踏板推杆位移大小,同时传感器将踏

板推杆位移转换成0~5 V电压信号<sup>[8-9]</sup>发送给电子控制单元,制动踏板部分用2根弹簧模拟踏板感觉,并且与丝杠无连接,通过解耦腔进行解耦,

制动踏板推杆力无法直接作用于滚珠丝杠部分<sup>[10-11]</sup>;电子控制单元接收到电压信号后,结合采集到的整车状态信息,通过计算分析此时所需目标制动压力大小,根据所建立的理想制动压力和电机控制规则,输出相对应的制动电机电流,从而使制动电机输出相应的扭矩及转速。

2) 通过固定传动比的减速齿轮组对电机输出扭矩和转速进行减速增扭;大齿轮与滚珠丝杠螺母部分刚性连接,螺母随着大齿轮一起转动,经过滚珠丝杠将电机旋转运动转换成丝杠水平直线运动,丝杠末端与活塞杆刚性连接,从而推动活塞做水平运动;此时液压缸产生制动压力,同时根据传感器采集到的实际制动压力反馈给电子控制单元,由电子控制单元计算实际制动压力与理想制动压力的误差大小,经过调节不断修正误差值,可得到较为合适的制动压力大小;最后经过液压控制单元对 4 个车轮进行制动压力的分配,从而完成制动。

## 2 I-EHB 系统的数学模型建立

### 2.1 直流电机的数学模型建立

本文所研究的线控制动系统采用的制动电机为直流电机。根据直流电机工作原理可以得到以下方程。

电机的电动势平衡方程为:

$$U = E_a + I_a R_a + L_a \frac{dI_a}{dt} \quad (1)$$

$$E_a = K_b \frac{d\theta_a}{dt} \quad (2)$$

其中: $U$  为制动电机电源电压; $E_a$  为感应电动势; $K_b$  为反电动势常数; $I_a$  为电机电流; $R_a$  为电机电阻; $L_a$  为电机电感; $\theta_a$  为电机转角。

电机的动态转矩平衡方程为:

$$T_e = T_L + J_a \frac{d\omega_a}{dt} + B_a \omega_a \quad (3)$$

$$\frac{d\theta_a}{dt} = \omega_a \quad (4)$$

$$T_e = K_a I_a \quad (5)$$

其中: $T_e$  为电机的电磁转矩; $T_L$  为电机的负载转矩; $J_a$  为电机以及小齿轮的等效转动惯量; $\omega_a$  为电机角速度; $B_a$  为电机和小齿轮的等效黏性阻尼系数; $K_a$  为电机转矩系数。

### 2.2 减速齿轮与滚珠丝杠数学模型建立

制动电机输出的转矩经过减速齿轮进行减速增扭,则有:

$$T_z = T_L i \quad (6)$$

$$i = \frac{\omega_a}{\omega_s} = \frac{\theta_a}{\theta_s} \quad (7)$$

其中: $T_z$  为大齿轮转矩; $i$  为减速齿轮组的传动比; $\omega_s$  为大齿轮角速度; $\theta_s$  为大齿轮转角。

由大齿轮与滚珠丝杠螺母相连可得:

$$T_z = T_s + J_s \frac{d\omega_s}{dt} + B_s \omega_s \quad (8)$$

其中: $T_s$  为滚珠丝杠获得的有效转矩; $J_s$  为大齿轮和螺母的等效转动惯量; $B_s$  为螺母和大齿轮的等效黏性阻尼系数。

由于滚珠丝杠主要由螺母和丝杠组成,可将制动电机的旋转运动转换成活塞的水平直线运动。丝杠的水平推力为:

$$F_s = \frac{2\pi\eta_s}{l_s} T_s \quad (9)$$

其中: $F_s$  为丝杠提供给活塞的水平推力; $\eta_s$  为滚珠丝杠的传递效率; $l_s$  为丝杠的导程。

丝杠的水平位移和速度为:

$$\begin{cases} v_s = \frac{l_s}{2\pi} \omega_s, \\ d_s = \frac{l_s}{2\pi} \theta_s \end{cases} \quad (10)$$

其中: $v_s$  为丝杠的水平运动速度; $d_s$  为丝杠的水平位移。

### 2.3 液压系统数学模型建立

由于线控制动系统液压模型数学建模较为复杂,本文根据文献[12]将实际模型进行简化,方便建立数学模型。

液压系统简化模型如图 2 所示。

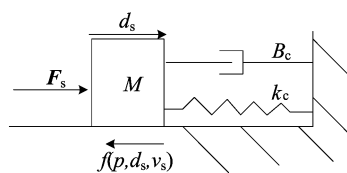


图 2 液压系统简化模型

由此可知简化后的液压系统数学模型为:

$$M \frac{dv_s}{dt} + B_c v_s + k_c d_s + f(p, d_s, v_s) + A_p p = F_s \quad (11)$$

其中: $M$  为丝杠与活塞杆的等效质量; $B_c$  为液压系统的等效阻尼系数; $k_c$  为液压系统的等效刚度系数; $A_p$  为液压系统活塞的等效面积; $p$  为液压系统产生的液压力; $f(p, d_s, v_s)$  为液压部分与滚珠丝杠的摩擦力总和,是线控制动系统的非线性因素主要来源。

### 2.4 线控制动系统模型方程简化

因为当直流电机稳定工作时,电感不发生作用,所以电机电流稳定时可简化为:

$$I_a = \frac{U - K_b \frac{d\theta_a}{dt}}{R_a} \quad (12)$$

电机电磁转矩为:

$$T_c = K_a \frac{U - K_b \frac{d\theta_a}{dt}}{R_a} \quad (13)$$

电机负载转矩为:

$$T_L = -J_a \frac{d^2\theta_a}{dt^2} - \left( \frac{K_a K_b}{R_a} + B_a \right) \frac{d\theta_a}{dt} + \frac{K_a U}{R_a} \quad (14)$$

滚珠丝杆获得的有效转矩为:

$$T_s = - \left( iJ_a + \frac{J_s}{i} \right) \frac{d^2\theta_a}{dt^2} - \left( \frac{iK_a K_b}{R_a} + iB_a + \frac{B_s}{i} \right) \frac{d\theta_a}{dt} + \frac{iK_a U}{R_a} \quad (15)$$

线控制动系统输出实际液压力为:

$$K_1 \frac{d^2\theta_a}{dt^2} + K_2 \frac{d\theta_a}{dt} + K_3 \theta_a + K_4 = p - \frac{2\pi\eta_s i K_a U}{R_a l_s A_p}$$

$$K_1 = - \left( \frac{2\pi\eta_s i J_a}{A_p l_s} + \frac{2\pi\eta_s J_s}{A_p l_s i} + \frac{M l_s}{2\pi A_p i} \right),$$

$$K_2 = - \left( \frac{2\pi\eta_s i K_a K_b}{A_p R_a l_s} + \frac{2\pi\eta_s i B_a}{A_p l_s} + \frac{2\pi\eta_s B_s}{A_p l_s i} + \frac{B_c l_s}{2\pi A_p i} \right),$$

$$K_3 = - \frac{k_c l_s}{2\pi A_p i},$$

$$K_4 = - f(p, d_s, v_s) \quad (16)$$

根据文献[13-14]可知,摩擦力是线控制动

系统控制的难点,可采取简化的摩擦力模型进行分析:

$$f(p, d_s, v_s) = \begin{cases} -f_s \operatorname{sgn} v_s, & |v_s| = 0, \\ -f_d \operatorname{sgn} v_s, & |v_s| > 0 \end{cases} \quad (17)$$

综上所述,本文对线控制动系统模型进行了一定程度的简化,便于后续建模仿真。

### 3 I-EHB 系统建模仿真

#### 3.1 线控制动系统压力控制

根据所建立的数学模型,在 Simulink 中建立相应的仿真模型。

I-EHB 线控制动系统仿真模型如图 3 所示。

该 I-EHB 线控制动系统仿真模型输入信号为制动踏板位移值,通过查表模块获得理想线控制动压力值大小,并且给控制器传递此时所需制动力大小,控制器采用经典 PID 控制,通过线控制动系统实际输出压力与理想压力的差值进行调节,反馈给电机电流,从而调节线控制动系统输出压力的大小。

线控制动系统中制动踏板位移分别以正弦信号、脉冲信号为输入时,线控制动系统输出的实际制动压力大小与理想压力跟随效果如图 4 所示。

图 4 中,采用正弦信号表示普通制动信号;采用脉冲信号表示紧急制动信号<sup>[15]</sup>。

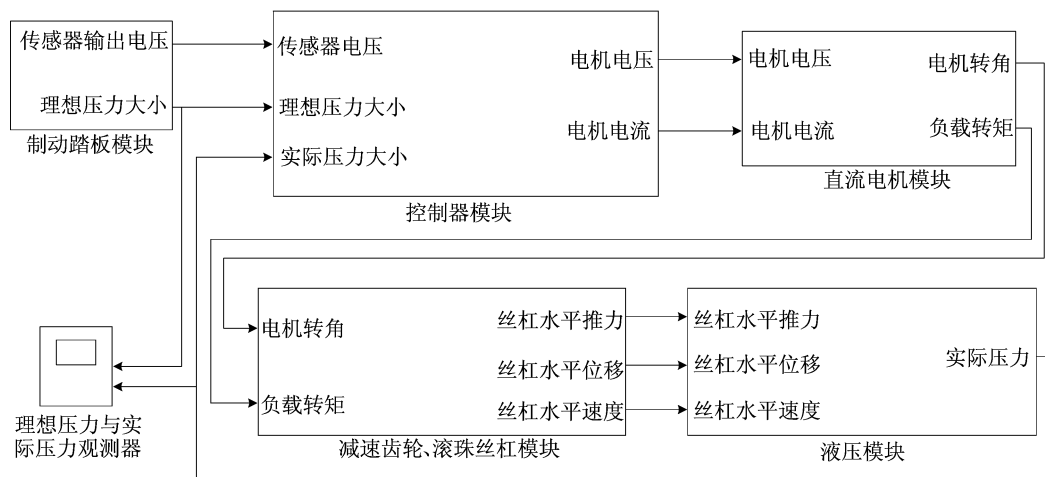


图 3 I-EHB 线控制动系统仿真模型

由图 4 可知,该线控制动系统输出的实际压力值可以较好地跟随理想压力值。因为本文未对摩擦损失进行补偿,存在部分时间实际压力小于

理想压力值情况,但随着控制器的不断修正,随后也能达到较好的跟随效果。仿真结果表明,该模型取得了较好的输出压力控制效果。

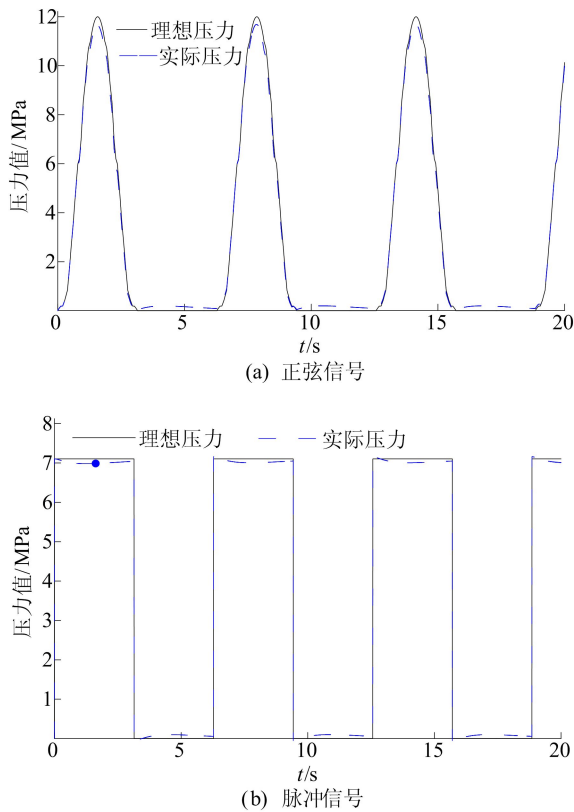


图 4 正弦、脉冲信号激励下线控制制动系统压力跟随效果

### 3.2 线控制动系统制动性能仿真

为了检验该 I-EHB 线控制动系统的实际制动性能,搭建整车模型进行制动,拟采用目前制动性能分析常见的单轮模型进行整车模型建模。单轮模型主要是针对关键因素进行分析、建模和控制,并且能够很好地反映汽车单轮制动工况的研究。

忽略空气阻力和车轮滚动阻力,单轮受力分析<sup>[16]</sup>如图 5 所示。

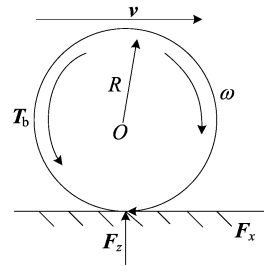


图 5 单轮模型受力分析

根据动力学相关知识,可以得到以下方程。

车辆运动方程为:

$$m \frac{dv}{dt} = -F_x \quad (18)$$

车轮运动方程为:

$$J_\omega \frac{d\omega}{dt} = -T_b + F_x R \quad (19)$$

车轮纵向摩擦力为:

$$F_x = \mu F_z \quad (20)$$

其中: $m$  为车辆质量; $v$  为车辆行驶速度大小; $F_x$  为车轮摩擦力大小; $J_\omega$  为车轮等效转动惯量; $\omega$  为车轮旋转角速度; $T_b$  为车轮制动器制动力矩大小; $R$  为车轮滚动半径; $F_z$  为地面对车轮的法向反作用力大小; $\mu$  为车轮与地面附着系数。

在上文建立的线控制动系统模型基础上,引入单轮车辆模型,建立基于最佳滑移率的线控制动系统模型,如图 6 所示。

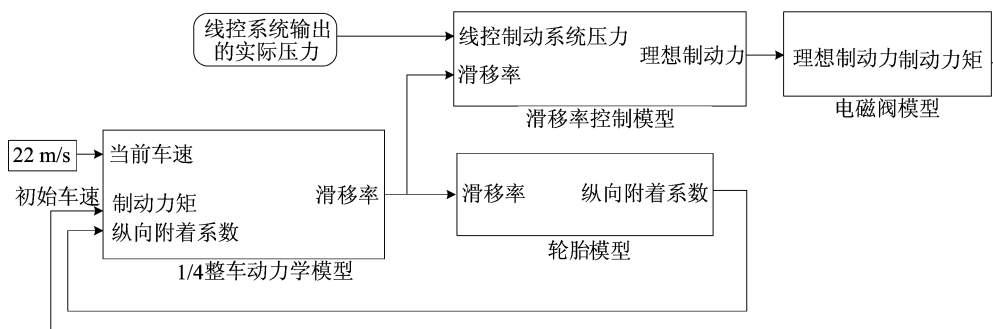


图 6 基于最佳滑移率的线控制动系统模型仿真图

滑移率计算公式为:

$$S = \frac{v - \omega R}{v} \times 100\% \quad (21)$$

考虑到电磁阀弹簧的非线性因素及压力传送的延迟,将液压传动系统简化为一个电磁阀环节和一个积分环节<sup>[17]</sup>。拟采用经典 PID 控制,以目

标滑移率与实际滑移率的差值进行调节反馈,调节来自线控制动系统的制动压力,使车辆滑移率保持在最佳滑移率附近,以取得较好的汽车制动性能。

下面模拟某次车辆紧急制动,用以检测线控制动系统制动性能,车辆以夏利 TJ7101AE3 型

轿车为参考,初始车速选取 22 m/s(80 km/h),峰值附着系数一般在滑移率为 0.15~0.20 处,本文最佳滑移率选取 0.20,具体参数见表 1 所列。

表 1 线控制动系统仿真参数

仿真参数	数值
车辆总质量/kg	1 140
初始车速/(m/s)	22
车轮滚动半径/m	0.273
车轮转动惯量/(kg·m <sup>2</sup> )	0.70
重力加速度/(m/s <sup>2</sup> )	9.8
最佳滑移率	0.20

仿真拟对干燥沥青和潮湿沥青 2 种不同路面进行制动系统制动性能仿真。文献[18]给出了沥青路面上的平均附着系数见表 2 所列。根据文献[18],结合本文选取的初始速度 22 m/s,2 种路面上的附着系数仿真参数选取结果见表 3 所列。

表 2 沥青路面上的平均附着系数

路面类型	峰值附着系数	滑动附着系数
干燥沥青路面	0.80~0.90	0.75
潮湿沥青路面	0.50~0.70	0.45~0.60

表 3 线控制动系统仿真参数

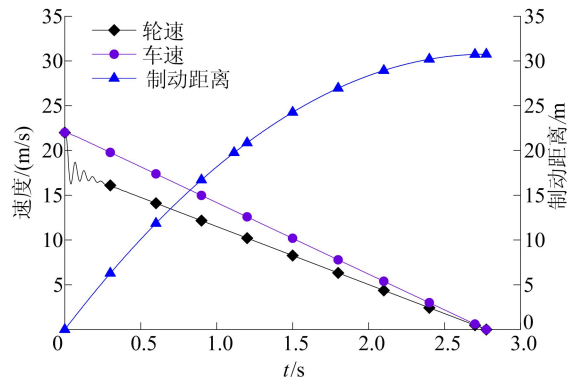
路面类型	峰值附着系数	滑动附着系数
干燥沥青路面	0.85	0.75
潮湿沥青路面	0.60	0.50

仿真结果如图 7、图 8 所示。图 7a、图 8a 分别为车辆在干燥沥青路面和潮湿沥青路面上制动时,轮速、车速和制动距离的变化情况;图 7b、图 8b 分别为车辆在 2 种路面上制动时滑移率的变化情况。

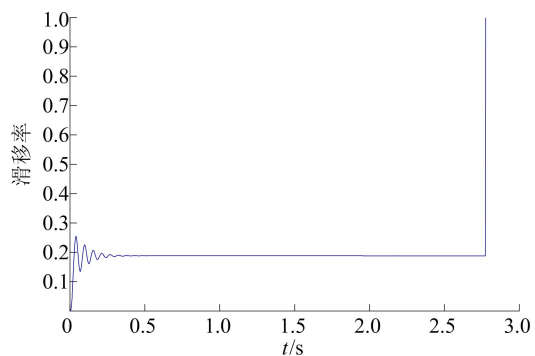
由仿真结果可知:当汽车以 22 m/s 速度行驶,进行紧急制动时,在干燥沥青路面时,汽车制动时间为 2.78 s,制动距离为 30.76 m,在 0.04 s 时达到峰值滑移率 0.25,随后在 0.5 s 时逐渐平稳,滑移率维持在理想滑移率 0.20 附近;在潮湿沥青路面时,汽车制动时间为 3.92 s,制动距离为 43.40 m,在 0.03 s 时达到峰值滑移率 0.26,随后在 0.30 s 时逐渐平稳,滑移率维持在理想滑移率 0.20 附近。

随着汽车行驶路面条件变差,汽车制动时间和制动距离受到影响。滑移率在附着系数较差的潮湿沥青路面上会更快趋于稳定。2 种行驶路面条

件下,随着轮速逐渐趋近车速,当速度达到 0 时,滑移率都会升高到 1.0,即进入了纯滑移阶段。

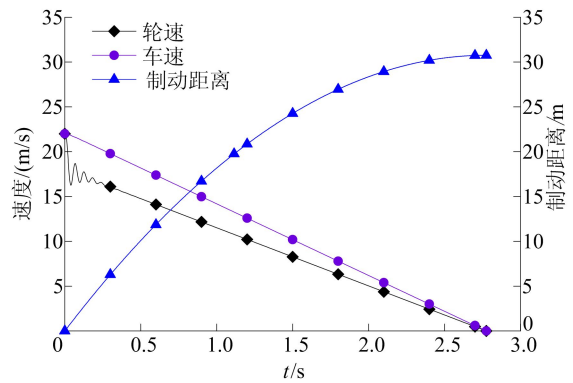


(a) 轮速、车速和制动距离的变化

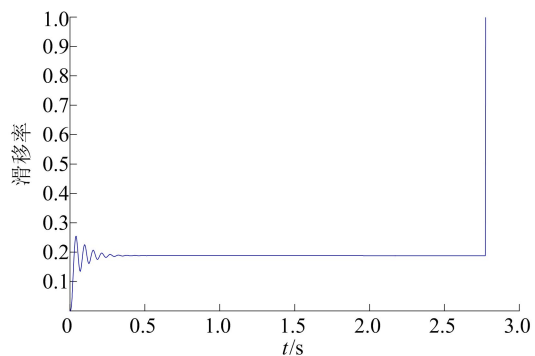


(b) 滑移率的变化

图 7 车辆制动时干燥沥青路面的仿真结果



(a) 轮速、车速和制动距离的变化



(b) 滑移率的变化

图 8 车辆制动时潮湿沥青路面的仿真结果

整个仿真模型在 PID 控制器控制作用下, 汽车轮速和车速取得了较好的控制效果, 变化幅度较小, 车轮未出现抱死情况。制动过程中, 实际滑移率也维持在理想滑移率附近, 较好地利用了路面附着系数。仿真结果表明, 该线控制动系统取得了较好的制动性能。

#### 4 结 论

本文针对一款常见的 I-EHB 线控制动系统, 根据其结构和工作原理, 推导了各组成部分的数学模型, 并基于 MATLAB/Simulink 平台建立了 I-EHB 线控制动系统仿真模型; 设计了以理想压力与实际压力差值为控制变量的 PID 控制器, 实现了对 I-EHB 线控制动系统的压力控制; 最后, 搭建了基于最佳滑移率的线控制动系统模型, 设计了以理想滑移率与实际滑移率差值为控制变量的 PID 控制器, 验证了该线控制动系统的实际制动性能。结果表明, 该 I-EHB 线控制动系统可以提供较好的制动效果。

#### [参 考 文 献]

- [1] PETRUCCELLI L, VELARDOCCIA M, SORNIOTTI A. Electro-hydraulic braking system modelling and simulation; SAE Technical Paper 2003-01-3336[R]. [S. l.]: SAE, 2003.
- [2] 储文龙. 集成式电液制动系统建模与控制方法研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2020.
- [3] 刘杰. 电动液助力制动系统控制及其紧急制动辅助研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2020.
- [4] 卫玮, 舒强, 潘光亮, 等. 基于 ANFIS 的电子液压制动系统主缸液压力估计[J]. 机电一体化, 2017, 23(11): 8-14.
- [5] 熊璐, 潘光亮, 舒强, 等. 集成式电子液压制动系统液压力控制[J]. 机电一体化, 2019, 25(3): 10-19.
- [6] 张海山, 伍星星, 杨昭辉. 汽车线控制动技术研究[J]. 汽车实用技术, 2019(23): 52-54.
- [7] 蒋立高. 电液线控制动系统设计与控制研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2021.
- [8] 何晓引. 基于制动舒适性纯电动客车再生制动控制策略的研究[D]. 长春: 吉林大学, 2011.
- [9] 朱明, 张君鸿, 马成杰, 等. 混合动力汽车制动踏板位移传感器的故障诊断[J]. 汽车电器, 2011(4): 31-33, 35.
- [10] 贺冰. 基于解耦式线控制动系统的协调式再生制动控制算法研究[D]. 长春: 吉林大学, 2021.
- [11] 杨坤, 高松, 王杰, 等. 基于 EMB 的解耦式制动能量回收系统研究[J]. 汽车工程, 2016, 38(9): 1072-1079.
- [12] 余卓平, 徐松云, 熊璐, 等. 基于颤振补偿的集成式电子液压制动系统控制[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2015, 43(7): 1063-1068.
- [13] 余卓平, 韩伟, 熊璐, 等. 基于 Byrnes-Isidori 标准型的集成式电子液压制动系统液压力控制[J]. 机械工程学报, 2016, 52(22): 92-100.
- [14] 张祥琨, 季学武, 钟佩思, 等. 集成式电液制动系统建模仿真与压力控制[J]. 科学技术与工程, 2021, 21(13): 5539-5545.
- [15] 朱冰, 张伊晗, 赵健. 基于集成式电液制动系统的主动制动压力精确控制方法[J]. 中国公路学报, 2021, 34(9): 111-120.
- [16] 陈博, 田广东. 汽车线控制动的仿真与分析[J]. 上海工程技术大学学报, 2010, 24(3): 205-209.
- [17] 安永东, 杜嘉勇, 罗萌. 基于 Simulink 的汽车 ABS 建模与仿真[J]. 黑龙江工程学院学报, 2008, 22(2): 40-43.
- [18] 余志生. 汽车理论[M]. 6 版. 北京: 机械工业出版社, 2018: 116-119.

(责任编辑 胡亚敏)

#### · 信息与动态 ·

### 《合肥工业大学学报(自然科学版)》专栏征稿启事

为了贯彻落实党的二十大精神, 紧密围绕科教兴国战略、人才强国战略、创新驱动发展战略, 《合肥工业大学学报(自然科学版)》设置“机器人与人工智能”“环境污染与防治”两个专栏, 面向国内外专家学者征集“机器人与人工智能”“环境污染与防治”领域的原创性学术论文、专题综述; 稿件一经录用将优先刊发。

来稿要求政治导向正确、论证充分、具有较强的引领性和创新性。格式要求参见《合肥工业大学学报(自然科学版)》网页投稿指南的征稿简则和投稿模板。

在线投稿网址: <http://xbzss.hfut.edu.cn/xbzk.html>。