

电磁-液压复合防抱死制动系统滑模控制^{*}

刘学军^{1,2} 何 仁¹

(1. 江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013; 2. 广西交通职业技术学院, 南宁 530023)

摘要: 为了提高电磁-液压复合制动系统的紧急制动性能,设计了一套既适用于电磁制动特性,又适用于液压制动特性的电磁-液压复合制动系统,按系统结构建立了液压制动系统数学模型,分低速区和高速区分别建立了电磁制动数学模型。在1/4车辆模型受力分析的基础上,设计了滑模变结构控制器,搭建了硬件在环仿真平台,模拟沥青路面和冰雪路面进行了防抱死制动系统(ABS)性能仿真实验,并同商业ABS在同等条件下的实验结果进行了对比分析。实验结果表明:电磁-液压复合制动系统相比传统液压制动系统而言,响应速度更快,滑移率控制更精确,车辆制动稳定性更高,制动时间也有小幅减少,同时还减小了机械磨损,并降低了热衰退和失效的风险。

关键词: 复合制动系统 液压 电磁 滑模控制 硬件在环仿真

中图分类号: U461.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)05-0001-07

引言

目前,防抱死制动系统(ABS)在保持车辆行驶稳定性及提升制动性能方面已经展现了其突出的优点,但随着制动系统附加电控功能的不断增加,传统液压制动系统的结构变得越来越复杂,其固有的一些缺点,如响应速度慢、摩擦磨损、维修成本高、制动热衰退、高速制动效果差等弊端也逐渐显露出来。因此,可控性好、响应速度快、安全高效、环保的新型制动系统成为改善汽车主动安全性能的重要研究方向^[1-2]。

电磁制动是一种非接触无摩擦的制动方式,其快速的制动响应性能与良好的高速制动效果得到了用户的广泛认可^[3]。目前,许多学者对电磁-液压复合制动系统进行了广泛的研究。Desta 和 Anwar 提出直接在轿车车轴上安装电涡流缓速器^[4-5]进行电磁-液压复合制动,取得了良好的制动效果。Gay、Song Jeonghoon、何仁等提出了液压制动机构和电磁制动机构共用制动盘,将电磁制动与液压制动进行高度集成化的设想,并进行了控制策略方面的研究,研究结果表明复合制动系统比传统液压制动系统制动性能更佳^[6-8]。

本文在综合各研究成果的基础上,充分考虑电磁和液压制动各自的要求及特点,设计电磁-液压复

合制动盘,将电磁制动与液压制动盘组合为一体,使之既能保证电磁制动对制动盘材料、磁间隙的特殊要求,又能保证摩擦制动盘对耐磨材料以及制动热量有效散失的需求。通过数学建模、车辆动力学分析、开发滑膜控制器,搭建硬件在环仿真平台等,对电磁-液压复合防抱死制动系统进行实验研究。

1 电磁-液压复合制动系统结构原理

图1为电磁-液压复合制动器结构原理,当踩下制动踏板时,制动踏板位置传感器将驾驶员动作信息(如踏板加速度、位移等)传递给滑模变结构控制器,控制器根据制动踏板的状态,按照既定的控制策略对液压制动系统和电磁制动系统进行有效控制。

图1中,液压制动系统由油箱、油泵、电动机、单向阀、溢流阀、高压蓄能器、二位二通电磁阀、液压油路、轮缸活塞、摩擦片及复合制动盘等组成。高压蓄能器中油液的压强 p_m 是固定的,控制器通过调整两个二位二通电磁阀的状态实现制动轮缸的增压、保压和减压控制,轮缸压力传感器的信息实时反馈给控制器。电磁制动系统由电磁驱动器、电磁制动线圈及复合制动盘等组成,控制器通过调整电磁制动线圈中电流的大小实现对电磁制动力矩的控制。

液压制动与电磁制动共用一个复合制动盘,复合制动盘上分摩擦制动面和电磁制动面,外侧的摩

收稿日期: 2013-10-28 修回日期: 2013-12-15

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51275212)、江苏省2012年度普通高校研究生科研创新计划资助项目(CXZZ12_0664)和2012江苏省汽车工程重点实验室开放基金资助项目(QC201203)

作者简介: 刘学军,博士生,广西交通职业技术学院副教授,主要从事汽车机电一体化技术研究,E-mail: gxlxj2000@tom.com

通讯作者: 何仁,教授,博士生导师,主要从事汽车机电一体化技术研究,E-mail: heren1962@163.com

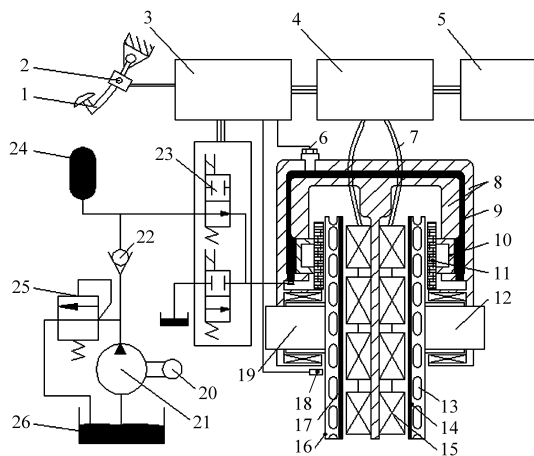


图1 电磁-液压复合制动器结构原理图

Fig.1 Structure principle of electromagnetic-hydraulic hybrid brake system

1. 制动踏板 2. 制动踏板位置传感器 3. 滑模变结构控制器
4. 电磁驱动器 5. 蓄电池 6. 压力传感器 7. 线缆 8. 制动支架
9. 液压油路 10. 轮缸活塞 11. 摩擦片 12. 外接车轮
13. 导流口 14. 覆铜层 15. 电磁制动线圈 16. 摩擦制动面
17. 电磁制动面 18. 轮速传感器 19. 内接车轴 20. 电动机
21. 油泵 22. 单向阀 23. 电磁阀 24. 高压蓄能器 25. 溢流阀
26. 油箱

摩擦制动面由耐磨材料加工而成,内侧的电磁制动面则以摩擦制动面材料为基底,加工覆铜层,利用电涡流制动的集肤效应及铜的良好导电性,提升电磁制动效果。复合制动盘摩擦制动面和电磁制动面之间留有热量导流口,制动过程中可以将摩擦制动和电磁制动产生热量集中散发出去,有效地避免复合制动产生的热失效。

2 电磁-液压复合制动系统模型

2.1 电磁制动数学建模与分析

为了提升电磁制动的低速制动性能,增大制动力矩,如图1所示,在复合制动盘的电磁制动面镶嵌有覆铜层。根据美国 Sohel Anwar 教授在制动电流固定不变、覆铜厚度不同时,得出的制动力矩与转速的关系曲线可知,覆铜层越厚,低速制动效果越好。同时,当制动电流一定时,每条曲线的制动力矩都有一个峰值,与之对应的速度称之为临界速度 v_k 。当车速低于临界速度时,制动力矩与转速基本成正比;当车速高于临界速度时,制动力矩与转速的倒数成正比^[9]。因此,在建立电磁制动数学模型时,必须根据所设计电磁制动器的几何及结构参数,确定临界速度,并在临界速度两边分别建立低速区和高速度区的数学模型。

当转盘线速度 $v \leq v_k$ 时,电磁制动的力矩 T_{bc} 应为^[10-12]

$$T_{bc} = T_i i^2 \dot{\theta} \quad (1)$$

$$\text{其中} \quad T_i = \alpha C \gamma r_1^2 \left(\frac{\mu_0 N}{l_a} \right) S d \quad (2)$$

$$\alpha = 1 - \frac{1}{2\pi} \left[4 \tan(\psi) + \psi \ln \left(1 + \frac{1}{\psi^2} \right) - \frac{1}{\psi} \ln(1 + \psi^2) \right] \quad (3)$$

$$C = 0.5 \left[1 - \frac{bh}{\pi \left(1 + \frac{r_1}{r} \right)^2 (r - r_1)^2} \right] \quad (4)$$

式中 α 、 C ——修正因子 i ——电流强度
 θ ——转盘转角 γ ——转盘电导率
 r_1 ——电磁制动力作用半径
 T_i ——计算因数 r ——转盘半径
 b 、 h ——磁轭界面长和宽
 μ_0 ——空气导磁率 N ——线圈匝数
 l_a ——转盘与磁轭间的气隙
 S ——磁轭截面积 d ——转盘厚度
 ψ ——磁轭界面宽长比

当速度 $v > v_k$ 时,电磁制动的力矩 T_{bc} 为^[13]

$$T_{bc} = \frac{2\hat{T}_i}{\frac{v_k}{v} + \frac{v}{v_k}} \quad (5)$$

$$\text{其中} \quad \hat{T} = \sqrt{\frac{c}{\xi} \frac{\pi}{4} r^2} \sqrt{\frac{l_a}{r} \frac{N}{l_a}} \quad (6)$$

$$v_k = \frac{2}{\mu_0} \sqrt{\frac{1}{c\xi} \frac{\rho}{d}} \sqrt{\frac{x}{r}} \quad (7)$$

其中 $v_k = \dot{\theta} r$
式中 c ——比例因子 ξ ——比例系数
 ρ ——转盘电阻率 $\hat{T}$ ——计算因数

因此电磁制动数学模型应为

$$T_{bc} = (T_i i^2 \dot{\theta})^{\alpha_1} \left(\frac{2\hat{T}}{\frac{v_k}{v} + \frac{v}{v_k}} \right)^{\alpha_2} \quad (8)$$

$v \leq v_k$ 时: $\alpha_1 = 1, \alpha_2 = 0$; $v_k < v$ 时: $\alpha_1 = 0, \alpha_2 = 1$ 。

2.2 液压制动数学建模与分析

在图1所示电磁-液压复合制动器中,设液压制动高压蓄能器压强为 p_m ,轮缸活塞压强为 p_w ,在增压状态时,蓄能器的油液由常开阀流向轮缸,参照流体力学知识,流入轮缸的液压油流量 Q 为^[14-16]

$$Q = C_T A_T \Delta p_i^k \quad (9)$$

式中 C_T ——流量系数 k ——节流阀指数

A_T ——节流阀口通流截面积

Δp_i ——阀口前后的压力差, $\Delta p_i = p_m - p_w$

增压制动时,增压变化的流量连续性方程为

$$Q_w = \frac{V}{K} \frac{dp_w}{dt} \quad (10)$$

式中 K ——油液的体积弹性模量

V ——制动缸及管路的总容积

将式(9)代入式(10),可得到增压时轮缸的压力变化率为

$$\frac{dp_w}{dt} = \frac{C_T A_T K}{V} (p_m - p_w)^k \tag{11}$$

根据增压的推理,同样可得减压时轮缸内压力变化率为

$$\frac{dp_w}{dt} = \frac{C_B A_B K}{V} p_w^\varphi \tag{12}$$

式中 C_B, A_B, φ ——减压时常闭阀的相关系数、指数
保压时,制动压力保持不变,即

$$\frac{dp_w}{dt} = 0 \tag{13}$$

液压制动模型除了由于阀门两侧存在压力差而产生节流效应外,还存在滞后特性,滞后的时间为

$$\tau = t_{on/off} + t_{hp/sp} \tag{14}$$

式中 $t_{on/off}$ ——电磁阀开启或关闭的时间

$t_{hp/sp}$ ——压力在制动管路中的传播时间

因此,ABS 液压系统的动态模型可以描述为

$$\begin{aligned} \frac{dp_w}{dt} = & \frac{C_T A_T K}{V} (p_m - p_w)^k u_1 (t - \tau_{wp}) - \\ & \frac{C_B A_B K}{V} p_w^\varphi u_2 (t - \tau'_{wp}) \end{aligned} \tag{15}$$

式中 τ_{wp} ——增压时液压系统滞后时间

τ'_{wp} ——减压时液压系统滞后时间

u_1, u_2 ——电磁阀指令控制信号

$u_1 = 1, u_2 = 0$ 时,增压; $u_1 = 0, u_2 = 1$ 时,减压;
 $u_1 = 0, u_2 = 0$ 时,保压。

2.3 1/4 车辆模型分析

1/4 车辆车轮的受力情况如图 2 所示(空气阻力忽略不计),有

$$\frac{m}{4} \ddot{x} = -F_f = -u_h N_f = -u_h \frac{mg}{4} \tag{16}$$

$$I \ddot{\theta} = -T_b - T_r + R_0 F_f \tag{17}$$

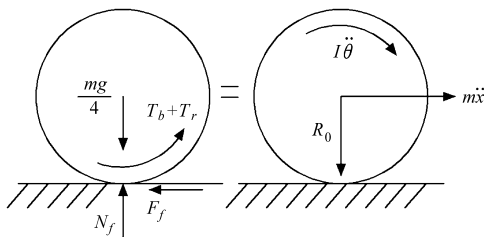


图 2 车轮受力分析示意图

Fig. 2 Sketch of forces acting on the rotating

车轮的滑移率 s_r 表示为

$$s_r = 1 - \frac{R_0 \dot{\theta}}{\dot{x}} \tag{18}$$

式中 m ——汽车质量

x ——汽车位移

F_f ——摩擦阻力

u_h ——滚动摩擦因数

N_f ——地面对轮胎的法向作用力

I ——车轮转动惯量 T_b ——制动力矩

T_r ——滚动阻力矩 R_0 ——轮胎半径

通过对电磁制动和液压制动建模可知,在其它因素确定的情况下,电磁制动力矩 T_{bc} 正比于电流 i^2 ;液压制动力矩 T_{bh} 正比于轮缸压力 p_w 。因此,式(16)、(17)可以转化为

$$\ddot{x} = -u_h g \tag{19}$$

$$\ddot{\theta} = -K_i u - \tau_r + \tau_f \tag{20}$$

当液压制动起作用时

$$K_i = K A_w R_0 / I \quad u = p_w$$

式中 K ——换算系数 A_w ——制动块作用面积

当电涡流制动起作用且速度低于临界速度时

$$K_i = T_i \dot{\theta} / I \quad u = i^2$$

当电涡流制动起作用且速度高于临界速度时

$$K_i = \frac{2 \hat{T}}{\left(\frac{v_k}{\dot{\theta}} + \frac{\dot{\theta}}{v_k} \right) I} \quad u = i$$

$\tau_r = T_r / I, \tau_f = R_0 F_f / I$, 动力学参数 τ_r 和 τ_f 是不确定的,可以预估为 $\hat{\tau}_r$ 和 $\hat{\tau}_f$, 估计误差限定在 τ_r^* 和 τ_f^* 之内,即: $|\hat{\tau}_r - \tau_r| \leq \tau_r^*; |\hat{\tau}_f - \tau_f| \leq \tau_f^*$ 。

3 滑模变结构防抱死控制器设计

3.1 滑模变结构控制器设计

电磁-液压复合制动系统控制器设计原则主要有:在常规制动时,能根据汽车的行驶状态和驾驶员的制动动作,合理分配电磁与液压的制动能量,在确保制动性能的前提下,尽量减少液压制动的摩擦磨损;在紧急制动时,能迅速做出制动反应,在保持车辆行驶稳定性的基础上最大限度地降低车速,缩短制动距离。

汽车紧急制动时,为了提高制动稳定性并缩短制动距离,需要控制器能够稳健地将制动滑移率保持在 0.15 ~ 0.25 之间,滑模变结构控制器在传统液压防抱死制动系统中的应用已经进行了大量的研究,它的优点是不需要精确的数学模型,对建模误差、参数摄动和干扰等都不太敏感,具有很强的鲁棒特性。

为了保证实际滑移率 λ_{si} 能够跟踪设定的目标滑移率 λ_{di} ,通过在切换函数中引入跟踪误差积分项,提高跟踪精度。滑模控制器滑模面 S_f 定义为

$$S_f = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} \int_0^t \lambda_i d_r = \lambda_r + \lambda \int_0^t \lambda_i d_r \tag{21}$$

$$\lambda_r = \lambda_{si} - \lambda_{di} \tag{22}$$

λ 是正常数,因为要确保目标滑移率保持在

0.15 ~ 0.25 之间,这里将目标滑移率 λ_{di} 设定为 0.2, $n=2$,根据式(21),滑模面的微分形式为

$$\dot{S}_f = \dot{\lambda}_r + \lambda \lambda_r \tag{23}$$

根据式(22)、(23),有

$$\dot{\lambda}_r = -\dot{\lambda}_{si} = -\frac{d}{dt}\left(1 - \frac{R_0 \dot{\theta}}{\dot{x}}\right) = \frac{1}{\dot{x}}(\ddot{\theta} \dot{x} - \dot{\theta} \ddot{x}) \tag{24}$$

因此,滑移面的微分形式为

$$\begin{aligned} \dot{S}_f &= \dot{\lambda}_r + \lambda \lambda_r = \\ &\frac{R_0}{\dot{x}^2} \left[- (K_i u + \tau_f + \tau_r) \dot{x} - \dot{\theta} \ddot{x} + \frac{\dot{x}^2 \lambda}{R_0} (\lambda_{di} - \lambda_{si}) \right] \end{aligned} \tag{25}$$

要实现对 $\hat{u}$ 连续控制的近似值,令 $\dot{S}_f = 0$, $u = \bar{u} + \hat{u}$, $\bar{u} = \frac{\tau_r^* + \tau_f^* + \eta}{K_i} \text{sgn}(s)$,在满足李雅普诺夫滑移面到达条件的情况下,可求得

$$u = \bar{u} + \hat{u} = -\frac{1}{\dot{x} K_i} \left[(\hat{\tau}_f + \hat{\tau}_r) \dot{x} + \dot{\theta} \ddot{x} - \frac{\dot{x}^2 \lambda}{R_0} (\lambda_{di} - \lambda_{si}) \right] + \frac{\tau_r^* + \tau_f^* + \eta}{K_i} \text{sgn}(s) \tag{26}$$

3.2 硬件在环仿真环境及条件

为了验证滑模变结构控制器的控制性能,搭建了电磁-液压复合制动系统硬件在环仿真实验系统,图3为系统的结构框架图,图4为系统的实物图。系统由复合制动器、交直流电源、驱动电动机及控制箱、惯性飞轮、速度传感器、个人计算机、数据采集设备、液压制动系统等组成^[17-20]。

如图3所示,轮速传感器等通过数据采集卡输入个人计算机上的滑模控制器中,滑模控制算法通过 Matlab 编译成动态链接库,由 LabVIEW 调用读取,用以控制电磁制动的电流和液压制动的轮缸压力,从而实现车轮制动力的实时控制。

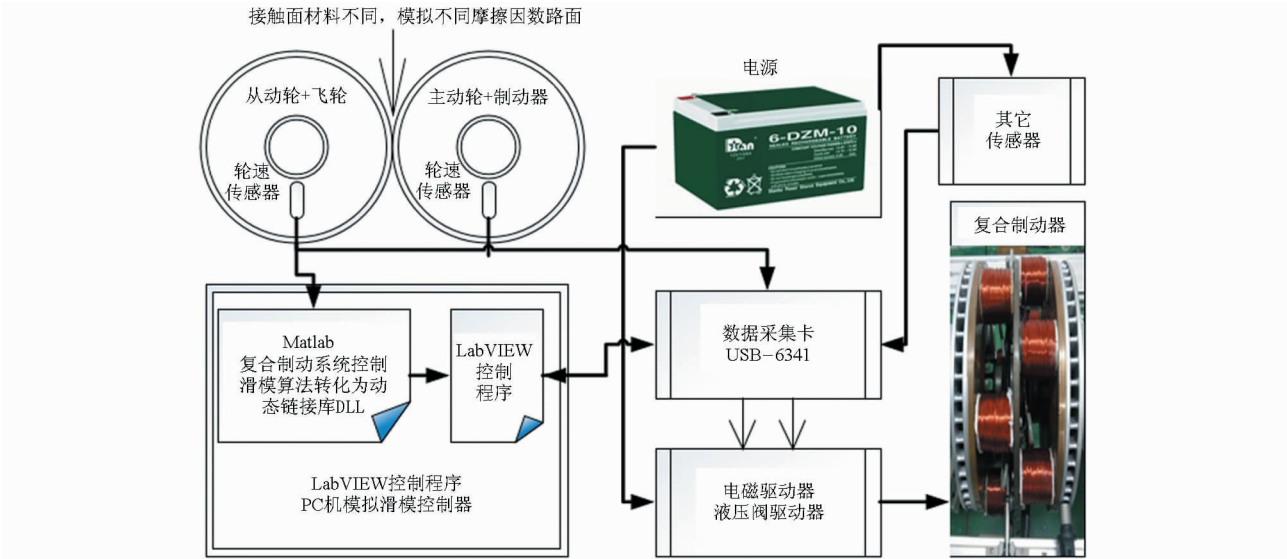


图3 复合制动系统硬件在环系统框架
Fig.3 HILS structure of hybrid braking system

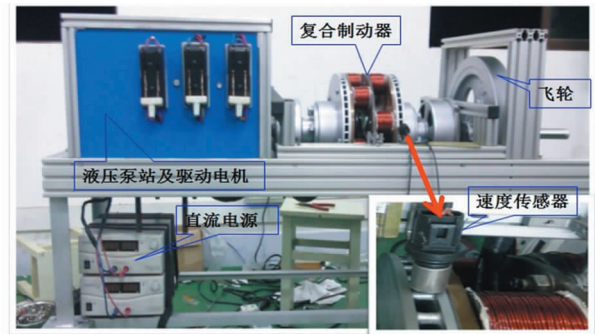


图4 HILS 仿真实验环境
Fig.4 HILS system for the simulation test

4 实验结果及分析

4.1 复合制动系统与液压制动系统对比实验

为了验证复合制动系统的性能,分别进行了沥

青路面和冰雪路面的硬件在环仿真实验。图5模拟了汽车在干燥沥青路面上(摩擦因数0.8),以速度110 km/h 紧急停车时,复合制动系统车速及轮速随时间的变化关系和滑移率随时间的变化关系;图6为仅采用液压制动,使用某一款商用车 ABS 控制器制动时,测得的车速及轮速随时间的变化关系和滑移率随时间的变化关系。比较图5和图6可看出,当制动产生时,复合制动系统的反应时间比液压制动系提前了大约0.4 s。复合制动系统轮速变化范围比液压制动系统均匀平缓,制动时间减少了0.8 s左右。复合制动系统的滑模控制器能够将滑移率控制在0.2左右,商业液压制动系统虽然也能将滑移率控制在0.2左右,但制动前期与后期滑移率的偏差比较大,且变化的幅度较大。

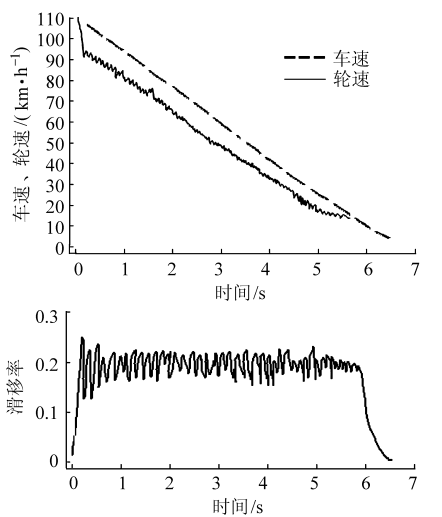


图 5 复合制动系统沥青路实验曲线

Fig. 5 Curve of hybrid braking system on asphalt

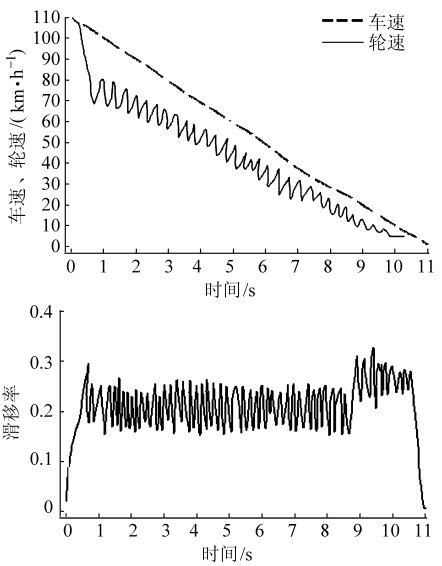


图 7 复合制动系统冰雪路实验曲线

Fig. 7 Curve of hybrid braking system on ice

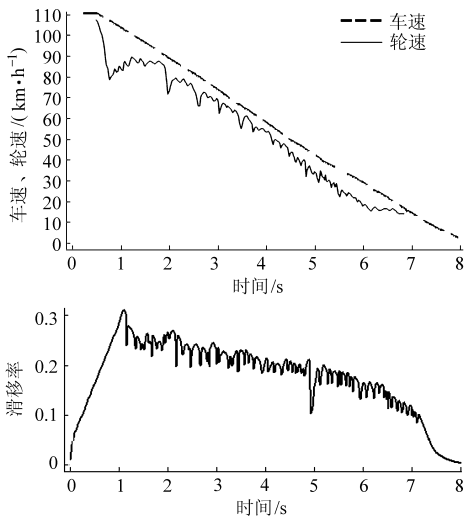


图 6 液压制动系统沥青路实验曲线

Fig. 6 Curve of hydraulic braking system on asphalt

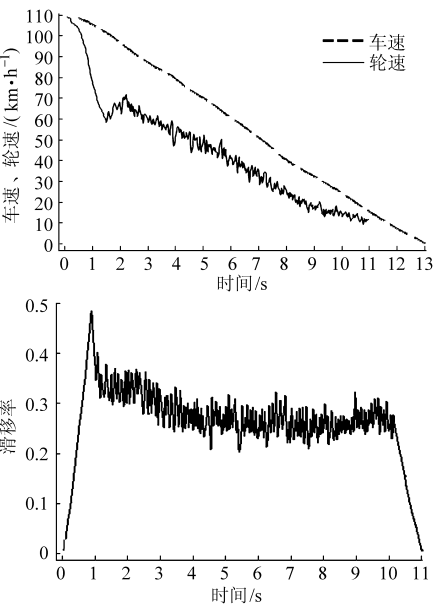


图 8 液压制动系统冰雪路实验曲线

Fig. 8 Curve of hydraulic braking system on ice

图 7 模拟了汽车在冰雪路面上(摩擦因数 0.2),以 110 km/h 的速度紧急停车时,复合制动系统车速及轮速随时间的变化关系和滑移率随时间的变化关系;图 8 是仅采用液压制动,使用商用车 ABS 控制器制动时,测得的车速及轮速随时间的变化关系和滑移率随时间的变化关系。

比较图 7 和图 8 可看出,当驾驶员产生制动动作时,液压制动系统轮速出现了较大范围的振荡,在制动开始已经趋于抱死状态,复合制动系统轮速明显较液压制动系统更稳定,虽然复合制动系统滑移率控制数值稍微偏大,但还是能稳定在 0.23 左右,而液压制动系统在制动之初,车轮趋于抱死状态,随着制动时间延长,效果有所好转,但整体呈现不稳定状态。

4.2 复合制动电磁与液压匹配比例实验

为了验证在不同行驶工况下复合制动系统的防

抱死制动性能,在模拟的沥青路面和冰雪路面上,按电磁制动和液压制动不同的匹配比例进行了对比实验,其中,匹配比例为 1:1 的实验方案是根据车型的惯性质量、复合制动盘材料及尺寸、电磁制动线圈匝数及线径、液压制动蓄能压力等综合因素确定的优化比例,实验结果如图 9、10 所示。

图 9 与图 10 分别为在沥青及冰雪路面上,复合制动系统中电磁与液压制动匹配比例为 1:2 及 1:1 时,速度与滑移率实验结果的对比关系曲线。从图 9 可以看出,在沥青路面上,当电磁-液压比例为 1:2 时,其制动时间较比例为 1:1 时长 0.5 s 左右,匹配比例为 1:1 时,目标滑移率控制更平稳。图 10 显示,在冰雪路面上,当电磁-液压比例为 1:2 时,其制

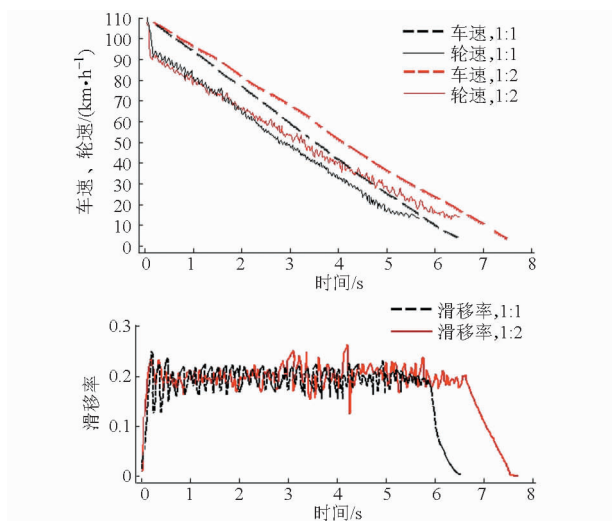


图9 电磁液压匹配比例沥青路面实验曲线

Fig.9 Different brake proportion on asphalt

动时间较比例为 1:1 时长 2 s 左右,匹配比例为 1:1 时,目标滑移率控制更平稳。

5 结论

在分析现有液压和电磁制动系统特性的基础上,开发了一套既满足电磁制动又满足液压制动的电磁制动电磁-液压制动系统。为了提高控制精度,分低速区和高速区分别建立了电磁制动的数学模型,按系统结构建立了液压制动系统数学模型。在 1/4 车辆模型受力分析的基础上,设计了基于滑模变结构控制器,搭建了硬件在环仿真平台,并模拟沥青路面和冰雪路面进行了仿真实验,实验结果表明:

(1) 电磁-液压复合制动系统比传统液压制动系统有更快的响应速度,以驾驶员刚接触制动踏板开始计时,复合制动系统比传统液压制动系统提前了 0.4 s 左右。

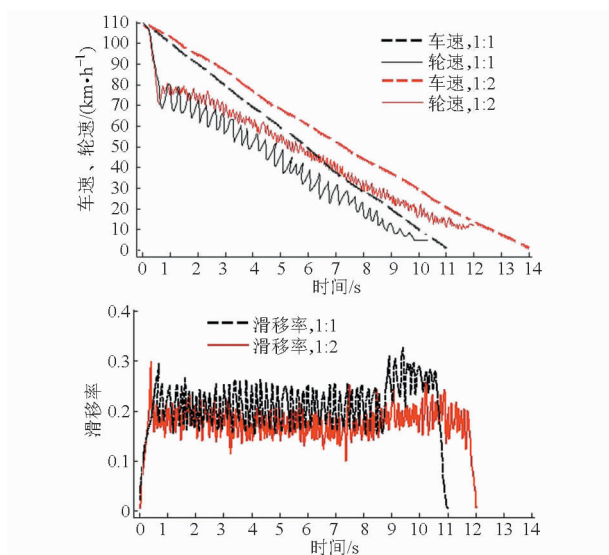


图10 电磁液压匹配比例冰雪路面实验曲线

Fig.10 Different brake proportion on ice

(2) 在目标滑移率的控制方面,滑模控制的复合制动系统比传统液压制动系统更加稳定与平稳。

(3) 复合制动系统比传统液压制动系统节省了少量的制动时间,在 110 km/h 时,在沥青路面上节省了 0.8 s,在冰雪路面上节省了 1.3 s。

(4) 由于电磁制动的制动能量分流,减少了原有液压制动系统摩擦磨损,复合制动盘也更易于制动热量的散失,减少了制动热衰退和失效的风险。

(5) 电磁液压复合制动系统中,电磁制动力矩与液压制动力矩分配比例不同时,防抱死制动效果也不同。根据实验平台模拟车型的惯性质量、复合制动盘材料及尺寸、电磁制动线圈匝数及线径、液压制动蓄能压力等的不同,电磁与液压制动匹配比例为 1:1 时,制动效果更佳。因此,最佳的匹配比例与复合制动器以及匹配车型的设计参数是相关的。

参考文献

- Chris L, Chris M, Malcolm G. Control of an electromechanical brake for automotive brake-by-wire systems with an adapted motion control architecture[J]. SAE Transactions, 2004,113(6): 1047 - 1056.
- 金智林,郭立书,施瑞康,等. 汽车电控液压制动系统动态性能分析及试验研究[J]. 机械工程学报,2012,48(12):127 - 132.
- Jin Zhilin, Guo Lishu, Shi Ruikang, et al. Experimental study on dynamic characteristics of electro hydraulic brake system for vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012,48(12):127 - 132. (in Chinese)
- Anwar S, Stevenson R C. Torque characteristics analysis of an eddy current electric machine for automotive braking applications [J]. Proceedings of the 2006 American Control Conference, 2005:3996 - 4001.
- Desta G G, Kevin Jerome Pavlov, Li Zhesheng. Eddy current brake system: US, 6,698,554 B2[P]. 2004 - 03 - 02.
- Anwar S, Zheng Bing. An antilock-braking algorithm for an eddy-current-based brake-by-wire system[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2007,56(3):1100 - 1107.
- Sebastien Emmanuel Gay. Contactless magnetic brake for automotive applications[D]. Texas: A&M University,2005.
- Song Jeonghoon. Performance evaluation of a hybrid electric brake system with a sliding mode controller[J]. Mechatronics, 2005, 15(3):339 - 358.
- 何仁,刘存香,李楠. 轿车电磁制动与摩擦制动集成系统的模糊控制[J]. 机械工程学报,2010,46(24):83 - 87.
- He Ren, Liu Cunxiang, Li Nan. Fuzzy control of the integrated system of electromagnetic brake and friction brake of car[J].

Journal of Mechanical Engineering, 2010,46(24):83–87. (in Chinese)

9 Anwar S, Stevenson R C. Torque characteristics analysis for optimal design of a copper-layered eddy current brake system[J]. International Journal of Automotive Technology, 2011,12(4):497–502.

10 Kapjin Lee, Kyihwan Park. Modeling eddy currents with boundary conditions by using coulomb’s law and the method of images [J]. IEEE Transactions on Magnetic, 2002,38(2):1333–1340.

11 Kapjin Lee, Kyihwan Park. Optimal robust control of a contactless brake system using an eddy current[J]. Mechatronics, 1999, 9(6):615–631.

12 Kapjin Lee, Kyihwan Park. Contactless eddy current brakes for cars: US, 6,286,637 B1[P]. 2001–09–11.

13 Wouterse J H. Critical torque and speed of eddy current brake with widely separated soft iron poles[J]. IEE Proceedings-B, 1991,138(4):153–158.

14 郭孔辉,刘漂,丁海涛,等. 汽车防抱制动系统的液压特性[J]. 吉林工业大学学报:自然科学版,1999(4):1–5.

15 侯光钰. 车辆防抱死制动系统的控制技术研究[D]. 杭州:东南大学,2005.

Hou Guangyu. Research on control technology of vehicle anti-lock braking systems[D]. Hangzhou: Southeast University, 2005. (in Chinese)

16 王吉. 电动轮汽车制动集成控制策略与复合 ABS 控制研究[D]. 长春: 吉林大学,2011.

Wang Ji. Study on brake integrated control strategy and composite ABS control for electric-wheel vehicle[D]. Changchun: Jilin University, 2011. (in Chinese)

17 刘存香,何仁. 摩擦式制动器与非接触式轮边缓速器系统结构分析[J]. 农业机械学报,2010,41(6):25–30.

Liu Cunxiang, He Ren. Structure analysis of composition of frictional brake and contactless wheel retarder system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(6):25–30. (in Chinese)

18 郝茹茹,赵祥模,周洲. 整车防抱死制动系统台架检测与道路对比试验[J]. 农业机械学报,2013,44(4):21–26.

Hao Ruru, Zhao Xiangmo, Zhou Zhou. Bench detection and road comparison test for auto anti-lock braking system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(4):21–26. (in Chinese)

19 张鹏,崔立林,何乐,等. 液压盘式制动器模型试验[J]. 农业机械学报,2013,44(6):24–28.

Zhang Peng, Cui Lilin, He Le, et al. Experiment on hydraulic disk brake model [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(6):24–28. (in Chinese)

20 王斌,过学迅,张成才,等. 电子驻车制动系统仿真与试验[J]. 农业机械学报,2013,44(8):45–49.

Wang Bin, Guo Xuexun, Zhang Chengcai, et al. Simulation and experiment on electrical parking brake system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(8):45–49. (in Chinese)

Sliding Mode Control in Electromagnetic-hydraulic Hybrid Anti-lock Braking System

Liu Xuejun^{1, 2} He Ren¹

(1. School of Automotive & Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. Department of Automotive Engineering, Guangxi Vocational and Technical College of Communications, Nanning 530023, China)

Abstract: In order to promote the performance of the electromagnetic-hydraulic hybrid brake system when sudden stop occurs, a kind of hybrid system which adapts electromagnetic and hydraulic braking system was developed; it built a hydraulic mathematical model and a mathematical model of electromagnetic brake system which is different in low speed and high speed. Based on the force analysis of the 1/4 vehicle model, a sliding mode controller has been designed and hardware in loop experiment platform has also been constructed. The experiment which simulates on asphalt and ice road was made to compare with the commercial ABS at the same conditions. The results indicate that the hybrid brake system has more rapid responds time, more stable slip ratio controlling ability and less brake time than traditional hydraulic brake system. And at the same time, due to the electromagnetic braking system, the system’s abrasion and the braking heat fading or thermal failure is falling.

Key words: Hybrid brake system Hydraulic Electromagnetic Sliding mode control Hardware in loop simulation