

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.03.004

# 轿车电液制动系统设计及性能试验研究\*

谢 军<sup>1</sup>, 刘存香<sup>1,2\*</sup>, 刘学军<sup>1,3</sup>, 莫韦花<sup>1</sup>

(1. 广西交通职业技术学院 汽车工程系, 广西 南宁 530216; 2. 江苏大学 汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 212013; 3. 广西科技大学 广西汽车零部件与整车技术重点实验室, 广西 柳州 545006)

**摘要:**针对车用缓速器体积大、质量重及安装困难等缺点,设计了轿车电液制动系统(EHYS)。通过合理地控制 EHYS 摩擦式液力制动系统与电磁制动系统的制动力矩,减少了液力制动系统的磨损,延长了液力制动系统的使用寿命,解决了轿车制动器涉水失效及热失效等问题;通过对 EHYS 同步附着系数分析以及地面附着条件定量利用下的电液制动过程分析,得到了轿车前后制动器制动力理想分配关系曲线及前后轴制动力分配系数控制曲线;采用滑膜变控制策略对 EHYS 制动过程进行了控制,并进行了台架试验和道路试验。研究表明:在滑膜变控制策略作用下,EHYS 可根据不同制动强度选择制动工况,并通过控制 EHYS 中的电磁制动线圈通电电流实现防抱死控制,从而可靠地减小制动距离,确保制动安全。

**关键词:**电液制动系统;使用寿命;性能试验;轿车性能

**中图分类号:**TH137.9;U463.5

**文献标志码:**A

**文章编号:**1001-4551(2019)03-0251-06

## Design and performance experimental of vehicle electromagnetic-hydraulic braking system

XIE Jun<sup>1</sup>, LIU Cun-xiang<sup>1,2</sup>, LIU Xue-jun<sup>1,3</sup>, MO Wei-hua<sup>1</sup>

(1. Department of Automobile Engineering, Guangxi Vocational & Technical College of Communication, Nanning 530216, China; 2. School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China; 3. Guangxi Key Laboratory of Automobile Component and Vehicle Technology, Guangxi University of Science and Technology, Liuzhou 545006, China)

**Abstract:** Aiming at the shortcoming of the automobile retarder, such as large volume, big weight and installation difficulty, electromagnetic-hydraulic braking system (EHYS) was proposed. Through distributing vehicle braking torque and electromagnetic torque reasonably, abrasion of braking system was decreased, service life was prolonged, and the problem such as thermal failure and wading failure of vehicle braking system was solved. By analyzing the synchronous adhesion coefficient and ground attachment conditions of EHYS, the ideal braking distribution curve and control curve of four-wheel braking device were found. By using the approach of sliding model variable structure control velocity control on EHYS, the bench and road experiment was presented. The results indicate that EHYS could adjust the braking torque based on different braking force by sliding model variable structure control and realize the function of ABS by controlling the current intensity of coil in electromagnetic braking system, which could shorten distance effectively and ensures braking safety.

**Key words:** electromagnetic-hydraulic braking system (EHYS); service life; performance experimental; vehicle performance

收稿日期:2018-10-16

基金项目:广西自然科学基金资助项目(2014GXNSFBA118262);2015年广西汽车零部件与整车技术重点实验室开放课题资助项目(2015KFYB01)

作者简介:谢军(1982-),男,湖北武汉人,讲师,主要从事汽车机电一体化技术方面的研究。E-mail:26505498@qq.com

通信联系人:刘存香,男,博士,教授,硕士生导师。E-mail:77664219@qq.com

## 0 引 言

随着人们对行驶安全关注度的日益提升,如何能够更好地提高车辆的安全性成为众多厂商不懈追求的目标。在车辆制动方面,传统的机械摩擦式制动器依靠频繁或长时间的机械摩擦来制动,在摩擦制动过程中会造成摩擦片过热,导致制动失效。此外,车辆在涉水后,容易在摩擦副表面形成水膜,而导致涉水失效的产生。加装非接触式制动系统无疑可以较好地解决这些问题。目前,车用缓速器是最常用的非接触式制动系统,美、欧、日等国家已在客车或重型汽车上安装缓速器<sup>[1-4]</sup>。然而,即使现有技术比较成熟的缓速器产品也存在诸多不适于轿车使用的问题,如体积和重量较大、在轿车上安装困难、制动响应较慢,制动力受车速的影响大、制动力矩较小且不可以调节等。

轿车电液制动系统(EHYS)可以消除、减小缓速器的缺点,并综合了它们的优点:质量轻、体积小且具有可调性,通过合理地控制摩擦式液力制动系统与电磁制动系统的制动力矩,在改善制动效果的同时,可减少液力制动系统的磨损,延长制动系统的寿命。

本研究将针对车用缓速器体积大、质量重及安装困难等缺点,设计轿车电液制动系统(EHYS)。

## 1 EHYS 结构组成及控制方法

### 1.1 EHYS 结构组成

液压摩擦制动和电磁制动均具有强非线性特性,在液压摩擦制动与电磁制动联合工作期间,液压摩擦制动力矩的大小对电磁制动力矩大小造成影响,从非线性系统理论角度看,可认为 EHYS 是一个耦合非线性系统<sup>[5-7]</sup>。

从安装可靠性、瞬时响应快速性、控制精确性等方面考虑,笔者设计了 EHYS, EHYS 结构如图 1 所示。

该 EHYS 主要包括液力制动装置和电磁制动装置。液力制动装置和电磁制动装置同轴地安装在后桥壳 13 上,液力制动装置的摩擦制动盘和电磁制动装置的电磁制动器制动盘上分别设置有匹配的电磁离合器吸盘和离合器接合盘。其中,电磁制动装置主要由电磁制动器制动盘、电磁制动器线圈 10、电磁制动器支架 9 组成,电磁制动器支架与后桥壳固定连接;电磁制动器线圈缠绕在电磁制动器铁芯 11 上,电磁制动器铁芯一端与电磁制动器制动盘相对,电磁制动器铁芯另一端通过电磁制动器连接螺栓 12 与电磁制动器支架固定连接;电磁制动器线圈共有 4 组,每组间通过 3 根

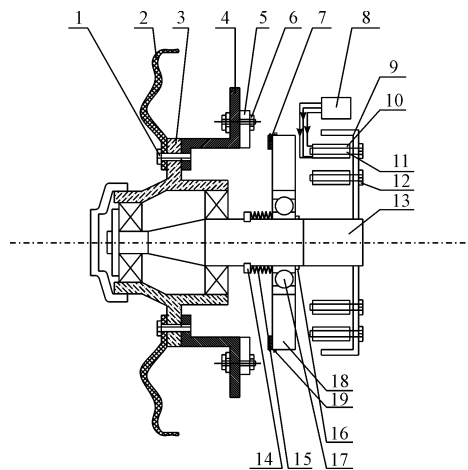


图 1 EHYS 结构

1 - 制动盘连接螺栓;2 - 轮盘;3 - 轮毂凸缘;4 - 摩擦制动盘;5 - 电磁离合器吸盘;6 - 离合器连接螺栓;7 - 离合器接合盘;8 - 控制器;9 - 电磁制动器支架;10 - 电磁制动器线圈;11 - 电磁制动器铁芯;12 - 电磁制动器连接螺栓;13 - 后桥壳;14 - 弹簧挡板;15 - 弹簧;16 - 轴承挡板;17 - 滚动轴承;18 - 电磁制动器制动盘;19 - 铰接板

导线串联连接并最后与控制器 8 连接,电磁制动器线圈的通电流受控制器所控制;电磁制动器制动盘与滚动轴承 17 紧固连接,滚动轴承被弹簧 15 紧压在嵌入到后桥壳内的轴承挡板 16 上,弹簧一侧与滚动轴承连接,另一侧与嵌入到后桥壳内的弹簧挡板 14 连接。摩擦制动盘 4 的一侧通过制动盘连接螺栓 1 与轮盘 2 及轮毂凸缘 3 连接,轮毂凸缘通过轴承支撑在后桥壳上,后桥壳相对车身保持静止,轮毂凸缘随着车轮转动而旋转并进而带动制动盘旋转。电磁离合器吸盘 5 通过离合器连接螺栓 6 与摩擦制动盘另一侧连接,离合器接合盘 7 经铰接板 19 与电磁制动器制动盘 18 相连。

### 1.2 电磁制动系统的控制方法

当汽车制动时,控制器 8 接收到制动信号后,控制器将控制电流输出至电磁离合器吸盘上,电磁离合器吸盘通电后将产生电磁吸力吸合离合器接合盘,使离合器接合盘在电磁吸力的作用下克服弹簧的弹力拉动滚动轴承朝着电磁离合器吸盘方向移动并最终吸合在一起;此时,控制器控制 4 组电磁制动器线圈通电,通电后的电磁制动器线圈在离合器接合盘上产生电涡流,使离合器接合盘缓速,进而通过电磁离合器吸盘→离合器连接螺栓→摩擦制动盘,使车辆实现制动。电磁制动器线圈的通电流大小由控制器根据车轮滑移率确定,并以此控制其输出的制动力矩,最终使车轮制动时的滑移率在 0.15 ~ 0.25 之间。

## 2 EHYS 动力学分析

前后轮同时抱死时,可降低后轴侧滑的危险,并确保前轮只有施加最大制动强度才导致汽车丧失转向能力。在一定速度下,后轮较前轮先抱死一定时间,会造成汽车后轴侧滑。

在分析双轮 EHYS 模型时,假定汽车前后双轮均安装了 EHYS。在设计过程中,需要重点考虑安装有该系统的汽车可能出现的以下 3 种制动风险:

- (1) 前轮较后轮先抱死,而后后轮抱死拖滑;
- (2) 前后轮同时抱死拖滑;
- (3) 后轮较前轮先抱死,而后前轮抱死拖滑。

显然,在情况(1)下实施制动,汽车将失去转向能力,附着条件没有得到充分利用;在情况(2)下附着条件利用程度较低,也会导致后轮出现侧滑的情况;只有情况(3)附着条件利用情况较好,可以有效解决后轴侧滑和丧失转向能力等问题。

### 2.1 EHYS 同步附着系数分析

制动时汽车受力分析图如图 2 所示(因惯性阻力偶矩、空气阻力和滚动阻力偶矩较小,可忽略不计)。

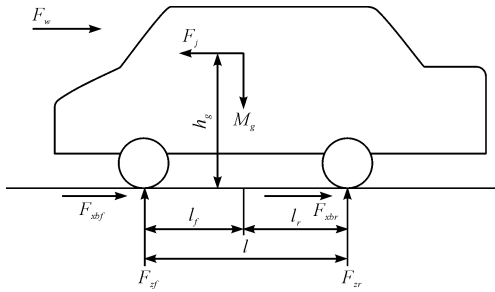


图 2 制动时汽车受力分析图

假定汽车制动全过程附着系数取值为定值,通过对汽车前后轮接地点取矩,整理可得到前轮、后轮的地面法向反作用力为:

$$\begin{cases} F_{zf} = \frac{Mg}{l} \left( l_r + \frac{du}{dt} \frac{h_g}{g} \right) \\ F_{zr} = \frac{Mg}{l} \left( l_f - \frac{du}{dt} \frac{h_g}{g} \right) \end{cases} \quad (1)$$

式中: $F_{zf}, F_{zr}$ —前轮和后轮地面法向反作用力, N;  $M$ —汽车质量, N;  $l$ —轴距, m;  $\frac{du}{dt}$ —汽车制动减速度;  $h_g$ —质心高度, m;  $l_f, l_r$ —汽车质心到前后轴中心线的距离, m。

假设汽车制动时发生情况(3)的制动,则汽车制动减速度可表为:

$$\frac{du}{dt} = g\varphi_b \quad (2)$$

式中: $\varphi_b$ —制动力系数。

整理式(1,2),则前、后轮的地面法向反作用力又可表示为:

$$\begin{cases} F_{zf} = \frac{Mg}{l} (l_r + \varphi_b h_g) \\ F_{zr} = \frac{Mg}{l} (l_f - \varphi_b h_g) \end{cases} \quad (3)$$

当发生情况(3)的制动时,前后制动器制动力将与各自的附着力相等,且前后制动器制动力之和等于附着力,即:

$$\begin{cases} F_{\mu r} + F_{\mu f} = \varphi mg \\ F_{\mu f} = \varphi F_{zf} \\ F_{\mu r} = \varphi F_{zr} \end{cases} \quad (4)$$

式中: $\varphi$ —前后轮路面附着系数;  $F_{\mu r}, F_{\mu f}$ —前后轮地面制动力, N。

结合式(3,4),得到前后制动器制动力的理想分配关系式为:

$$F_{\mu r} = \frac{1}{2} \left[ \frac{Mg}{h_g} \sqrt{l_r^2 + \frac{4h_g l}{Mg} F_{\mu f}} - \left( \frac{Mg}{h_g} + 2F_{\mu f} \right) \right] \quad (5)$$

由此,可得到情况(3)时的前后制动器制动力理想分配关系曲线(即  $I$  曲线)。

结合制动器制动力分配系数  $\beta$ :

$$\beta = \frac{F_{\mu f}}{F_{\mu}}, F_{\mu r} = \frac{1-\beta}{\beta} F_{\mu f} \quad (6)$$

式中: $F_{\mu}$ —总制动力, N。

所选汽车参数为:轴距为 2.75 m, 车轮滚动半径为 0.28 m, 空载时质心高度为 0.49 m, 前轴载荷为 620 kg, 后轴载荷为 490 kg, 满载时质心高度为 0.46 m, 前轴载荷为 770 kg, 后轴载荷为 585 kg。

结合  $I$  曲线和  $\beta$  曲线,笔者利用 Matlab 进行计算,得到同步附着系数  $\varphi_0$  为 0.378。

### 2.2 地面附着条件定量利用下电液制动过程分析

在实际制动过程中,制动减速度可被描述为:

$$\frac{du}{dt} = zg \quad (7)$$

式中: $z$ —制动强度。

汽车以一定减速度制动时,当制动强度  $z$  等于同步附着系数  $\varphi_0$  时,制动情况(3)出现,但除此之外,不发生车轮抱死所要求的路面附着系数总大于其制动强度情况。为此,定义利用附着系数为:

$$\varphi_i = \frac{F_{x_{bi}}}{F_{z_i}} \quad (8)$$

式中: $F_{x_{bi}}$ —前后轮地面制动力( $i = r, f$ ), N;  $F_{z_i}$ —地面法向反作用力( $i = r, f$ ), N;  $\varphi_i$ —前、后轮的利用附着

系数( $i = r, f$ )。

根据式(1,4) 可以求得前轮和后轮的利用附着系数公式分别为<sup>[8]</sup>:

$$\begin{cases} \varphi_f = \frac{l\beta z}{l_r + zh_g} \\ \varphi_r = \frac{l(1 - \beta)z}{l_f - zh_g} \end{cases} \quad (9)$$

式中: $\varphi_f, \varphi_r$ ——前后轮的利用附着系数。

为了确保汽车制动时充分利用地面附着条件, 确保行驶方向的稳定, ECE R13 制动法规明确规定了双轴汽车前后轴制动力分配原则, 即前轴利用附着系数曲线应在后轴利用附着系数曲线之上。根据 ECE R13 法规的要求, 前后轴利用附着系数满足:

$$\varphi_r \leq \varphi_f \leq \frac{z + 0.07}{0.85} \quad (10)$$

将式(9) 代入式(10), 得到制动力分配系数满足:

$$\begin{cases} \beta \leq \frac{(z + 0.07)(l_r + zh_g)}{0.85zl} \\ \beta \geq 1 - \frac{(z + 0.07)(l_f - zh_g)}{0.85zl} \\ \beta > \frac{l_r + zh_g}{l} \end{cases} \quad (11)$$

满足 ECE R13 法规的制动力分配系数与制动强度关系曲线图如图 3 所示。

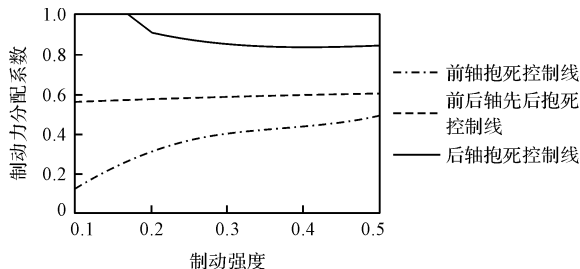


图 3 满足 ECE R13 法规的制动力分配系数与制动强度关系曲线图

代入整车参数后可以得到前后轴制动力分配系数控制曲线, 根据以上给出的汽车参数, 得到满足 ECE R13 法规的制动力分配系数与制动强度关系曲线图。

要满足 ECE R13 的要求, 制动力系数分配应位于前轴抱死控制线与前后轴先后抱死控制线之间。

### 3 台架试验及结果分析

测试台架轮胎相关参数如下:

单轮负重  $m$  为 291.5 kg, 轮胎滚动半径  $r$  为 0.25 m, 附着系数为 0.7。

试验条件为:

室内温度 20 ℃, 相对湿度 42% ~ 46%, 大气压力 780 mmHg。

试验参考标准: GB12676 - 1999《汽车制动系统结构、性能和试验方法》, GB7258《机动车运行安全技术条件》。

本研究选择紧急制动工况开展试验, 制动初始速度为 100 km/h, 测试过程中动态监测 EHYS 的力矩曲线、电磁制动系统电磁线圈的电流曲线。通过监控轮胎转速及模拟车身速度的转子速度, 结合滑移率公式, 得到滑移率曲线, 具体见下式:

$$s = \frac{u_w - r\omega_w}{u_{wi}} \quad (12)$$

式中: $s$ —滑移率; $u_w$ —车轮中心速度, m/s; $r$ —车轮滚动半径, m; $\omega_w$ —车轮角速度, rad/s。

控制策略采用滑膜变控制, 选择目标滑移率  $\lambda_{di}$ , 通过在切换函数中引入跟踪误差积分项, 从而保证实际滑移率  $\lambda_{si}$  能够跟踪设定的目标滑移率  $\lambda_{di}$ , 以此提高跟踪精度<sup>[9]</sup>。

紧急制动时力矩随制动时间变化图如图 4 所示。

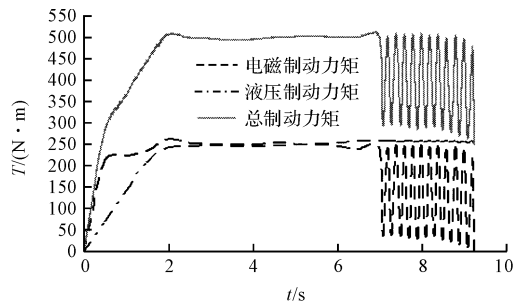


图 4 紧急制动时力矩随制动时间变化图

紧急制动时滑移率随制动时间变化图如图 5 所示。

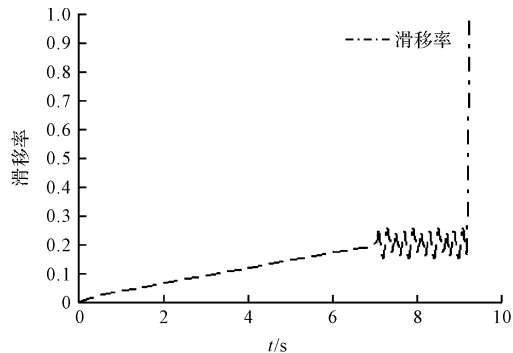


图 5 紧急制动时滑移率随制动时间变化图

在紧急制动开始时, 液力制动力矩、电磁制动力矩均迅速增加, 制动后 2 s, 液力制动力矩达到最大值, 约为 260 N · m, 电磁制动力矩因电流瞬间增大, 在 0.5 s 即达到 220 N · m。电磁制动力矩的瞬间增大, 可有效缩短制动距离。在制定时间 7.1 s 以前, 液力制动力

矩与电磁制动力矩基本保持稳定,车速随之降低,当制动时间达到 7.1 s 后,车辆出现抱死倾向,此时,控制器依据滑模变控制策略,将减小电磁制动系统电磁线圈通电电流强度,通过控制通电电流大小,保持车辆滑移率在 0.15~0.25 范围内。由图 5 可见:由于控制器的干涉,从制动时间 7.1 s 至制动结束 9.3 s,电磁线圈通电电流处于波动状态,且波动大小与监控到的车辆滑移率曲线有关。

液力制动系统及 EHYS 制动距离随时间变化图如图 6 所示。

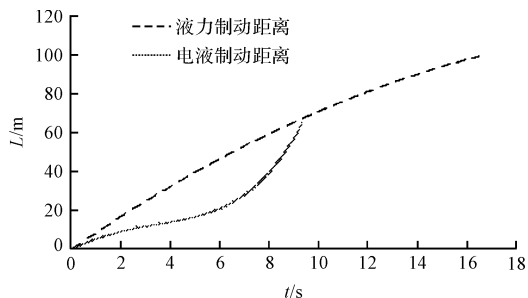


图 6 液力制动系统及 EHYS 制动距离随时间变化图

液力制动系统从制动开始到制动结束,制动距离为 102.8 m,而 EHYS 仅为 62.5 m。纯液力制动系统从制动开始到制动结束,制动时间为 16.5 s,较 EHYS 长了 7.2 s。在制动末期,由于滑模变控制器的干预,EHYS 制动距离缩短较为明显。

台架试验结果证明:EHYS 能有效、可靠地减小制动距离,缩短制动时间,可靠保障行车安全。

## 4 安装 EHYS 车辆道路试验及结果分析

EHYS 系统实物图如图 7 所示。

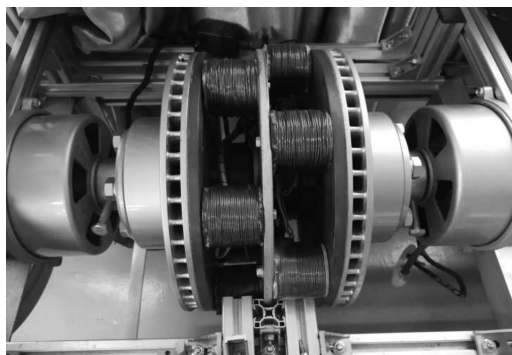


图 7 EHYS 系统实物图

因 EHYS 需要安装在轮毂旁,为此本研究采用滚动半径较大的赛车轮胎。自制车辆质心高度为 0.18 m,轴距为 1.2 m,车轮滚动半径为 0.45 m,满载总重 486 kg,空载时前轴载荷为 125 kg,后轴载荷为 220 kg,质心高

度为 0.21 m,满载时前轴载荷为 169 kg,后轴载荷为 317 kg。采用两个 36 V 直流电源串联来提供驱动力。考虑到整车重量、行车安全等问题,该车道路试验的最高车速设定为 60 km/h。

EHYS 制动过程按两种制动工况进行控制,即:

(1) 制动工况一:常规制动下,依据驾驶员的制动行为和汽车的行驶状态,对电磁与液力的制动能量进行合理分配,在保障制动可靠的前提下,尽量降低摩擦制动所造成的磨损;

(2) 制动工况二:驾驶员紧急制动,控制器根据制动踏板位置传感器信号,迅速制动,在确保车辆制动稳定的基础上,最大可能地缩短制动距离。

结合电液制动系统动力学分析,制动模式切换工况一是在制动强度低于 0.9 的情况时以电磁制动为主,液力制动为辅;当车轮转速降低到一定程度时,液力制动也增加到接近最大值,这时应稳定电磁制动以提高 EHYS 的使用效率,在保证有效制动的同时,确保驾驶员制动过程的乘坐舒适性。

制动模式工况一下试验曲线如图 8 所示。

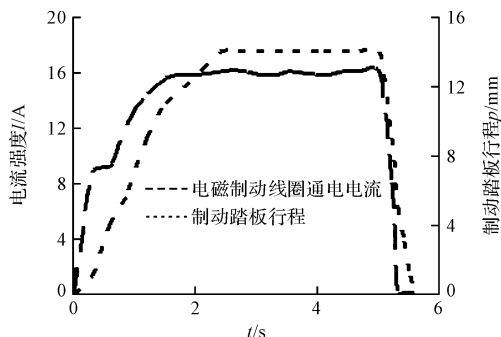


图 8 制动模式工况一下试验曲线

驾驶员期望的制动强度出现在 0~1.5 s 之间,制动踏板行程在此期间出现迅速增加的趋势,由于此时液力制动力矩并未能迅速增大,为响应此时的制动强度,电磁制动线圈通电电流快速提升,以此增加电磁制动力矩;在 2.4 s 时制动踏板行程开始处于稳定状态,驾驶员制动强度减小,此时电磁制动线圈通电电流和液力制动力矩保持稳定,汽车在不抱死状态下边滚变化直至制动结束;从 5.2 s 开始,驾驶员松开制动踏板,制动强度迅速减小,电磁制动线圈电流在 0.2 s 内减小为 0,电磁制动力矩早于液力制动力矩消失,以此提升驾驶员制动时的乘坐舒适性。

制动模式工况二下试验曲线如图 9 所示。

驾驶员在 1 s 内将制动踏板踩到底,使制动踏板行程达到最大 24 mm。此时驾驶员期望的制动强度达到 0.3,既制动减速度达到 0.3 g。采用滑模变控制策

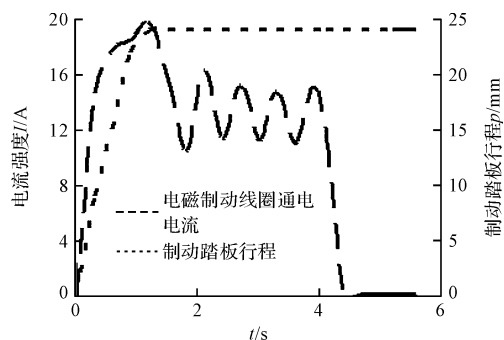


图 9 制动模式工况二下试验曲线

略进行制动模式切换控制试验时,电磁制动线圈通电电流达到 19.7 A,电磁制动力矩上升到使车轮处于最佳滑移率状态。随着液力制动力矩逐渐增大,为保证车轮处于 0.15~0.25 最佳滑移率范围,电磁制动线圈通电电流不断调整,制动 4.4 s 后,汽车停止。在 4.1 s 监测到车轮角速度接近于 0 时,电磁制动线圈通电电流被控制器切断,汽车通过液力制动力矩使汽车完全制动,从而改善驾驶员的乘坐舒适性。

## 5 结束语

本研究介绍了 EHYS 试验装置及控制方法,开展了 EHYS 台架试验和安装 EHYS 电动车道路试验;通过滑膜变控制策略的干预,根据不同制动强度,控制前轴利用附着系数曲线在后轴利用附着系数曲线之上,尽最大可能确保制动安全性。

台架试验结果表明:采用 EHYS 较采用液压制动的轿车制动距离减少 40 m,制动时间缩短了 7.2 s,制动效率明显提升。

道路试验表明:EHYS 根据不同制动强度,对电磁制动器线圈通电电流控制,确保了不同制动工况的制动可靠,又能提高乘员制动时的乘坐舒适性。

## 参考文献 (References):

- [1] 黄榕清,李刚营,胡 宏. 液力缓速器和电涡流缓速器[J]. 机电工程技术,2005(10):82-85,106.
- [2] COONEY T J, MOWATT J E. Development of a hydraulic retarder for the allison AT545R transmission[J]. SAE 1995 Transactions: Journal of Commercial Vehicles, 1995, 104(2):952606.
- [3] 时 军,过学迅. 车用液力减速制动器的现状与发展趋势[J]. 车辆与动力技术,2001(4):52-57.
- [4] 刘存香. 汽车电磁制动与摩擦制动集成系统控制技术及其性能研究[D]. 镇江:江苏大学汽车与交通工程学院,2012.
- [5] 何 仁,丁福生. 轮边缓速器制动力矩的计算方法[J]. 汽车技术,2008(10):10-12.
- [6] 何 仁,赵万忠,牛润新. 车用永磁式缓速器制动力矩的计算方法[J]. 交通运输工程学报,2006,6(4):62-65.
- [7] KARAKOC K, PARK E J, SULEMAN A. Improved braking torque generation capacity of an eddy current brake with time varying magnetic field: a numerical study[J]. Finite Elements in Analysis and Design,2012,59(1):66-75.
- [8] 胡东海. 汽车摩擦制动与电磁制动的系统集成与协调控制[D]. 镇江:江苏大学汽车与交通工程学院,2016.
- [9] 刘学军,何 仁. 电磁-液压复合防抱死制动系统滑模控制[J]. 农业机械学报,2014,45(5):1-7.

[编辑:李 辉]

## 本文引用格式:

谢 军,刘存香,刘学军,等. 轿车电液制动系统设计及性能试验研究[J]. 机电工程,2019,36(3):251-256.

XIE Jun, LIU Cun-xiang, LIU Xue-jun, et al. Design and performance experimental of vehicle electromagnetic-hydraulic braking system[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2019,36(3):251-256.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>