

液压盘式制动器模型试验*

张鹏¹ 崔立林¹ 何乐² 夏群生²

(1. 中国矿业大学(北京)机电与信息工程学院, 北京 100083; 2. 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084)

摘要: 设计了通过测量制动臂所受的弯矩间接获得制动力矩的实车制动试验,采用系统辨识法获得制动力矩系数,得到盘式制动器试验模型。首先对应应变电压-制动力矩的关系进行标定,然后实车测试不同制动工况下的制动力矩。根据实车试验得到制动压力,采用系统辨识的方法获得车辆制动压力-制动力矩的传递函数。试验结果表明,前、后轮的液压-制动力矩关系式可适用于不同工况下的制动力矩计算;制动器理论模型和试验模型的增益系数基本相符,但试验模型具有一阶惯性环节,更能准确地反映实际车辆的制动压力-制动力矩之间的关系。

关键词: 制动器模型 制动力矩 系统辨识 试验

中图分类号: U461.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)06-0024-05

Experiment on Hydraulic Disk Brake Model

Zhang Peng¹ Cui Lilin¹ He Le² Xia Qunsheng²

(1. School of Mechanical Electronic and Information Engineering, China University of Mining and Technology, Beijing 100083, China

2. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: The braking test of the experimental vehicle was conducted, which could indirectly get the braking torque by measuring the bending moment of the braking arm. The braking torque coefficient was obtained by means of the system identification method. Firstly, the relationship between the strain voltage and the braking torque was calibrated. Secondly, the transfer function between the braking pressure and the braking torque was acquired by identifying the collected test data of the experimental vehicle. The experimental results showed that the relationship between the braking pressure and the braking torque of the front and rear wheels could be applied under the different conditions. The gain coefficients obtained from the hydraulic disk brake theoretical model and test model respectively were compared and found in good agreement. However, the test model had the first-order inertia so that it could more exactly express the relationship between the hydraulic pressure and the braking moment of the real vehicle.

Key words: Disk brake model Braking torque System identification Experiment

引言

车辆控制系统的仿真研究需要精确和真实反映车辆运动状态的模型。自20世纪90年代起,防抱死系统(ABS)、牵引力控制系统(TCS)、车辆电子稳定性控制系统(ESP)等主动安全控制系统的研究受到了极大的关注^[1]。这些底盘电子控制系统的研发中均需要车辆动力学仿真模型,而制动器模型在整车动力学仿真建模中有着重要的作用^[2]。

制动力矩是分析制动过程及评价制动系统的重要参数。国内外学者已经对制动力矩进行了研究^[3-14]。制动力矩主要依靠车轮力传感器^[9-14]获得,而在实际车辆试验中,由于车轮力传感器过于昂贵,直接测量制动力矩的代价很高^[3]。因此,在实车试验中,本文考虑采用一种测量制动臂受到弯矩的方法间接获得制动力矩,根据得到的制动压力,采用系统辨识的方法获得更加符合实际情况的制动器模型。

收稿日期: 2012-11-16 修回日期: 2012-12-23

* 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(2009QJ01)

作者简介: 张鹏, 讲师, 主要从事车辆动力学仿真研究, E-mail: zhangpeng@cumt.edu.cn

1 制动器理论模型

假设盘式制动器的衬块摩擦表面与制动盘接触良好,且各处的单位压力分布均匀,则盘式制动器的制动力矩为

$$T_f = 10^{-3} \pi (D_c/2)^2 R_e B_f p = K_p p \quad (1)$$

式中 T_f ——制动器制动力矩, $N \cdot m$

D_c ——制动器轮缸直径, mm

B_f ——制动器制动因数

R_e ——制动器有效半径, mm

p ——制动轮缸压力, MPa

K_p ——制动器制动力矩系数, $N \cdot m/MPa$

测量试验车辆的制动器参数如表1所示^[15]。

表1 试验车辆的制动器参数

Tab.1 Brake parameters of real vehicle

参数	数值
前轮制动轮缸直径/ mm	56
前轮制动器有效半径/ mm	112.5
后轮制动轮缸直径/ mm	32
后轮制动器有效半径/ mm	114
前、后轮制动器制动因数	0.8

将制动器参数代入式(1),可以计算出前、后轮的制动器理论模型为

$$T_{f1} = K_{p1} p_1 = 221.6 p_1 \quad (2)$$

$$T_{f2} = K_{p2} p_2 = 73.3 p_2 \quad (3)$$

此制动器理论模型仅仅考虑了制动压力到制动力矩的增益,而实际制动过程中制动压力到制动力矩之间还存在延迟。

2 制动力矩测量原理

在制动过程中,制动钳夹紧制动盘片而产生摩擦,制动钳对制动盘的摩擦力将会在制动盘上形成制动力矩,制动盘对制动钳的摩擦力将会使制动钳固定点的上下双臂发生形变。假设制动盘随车轮顺时针转动,则制动钳夹紧后,其上下制动臂的上侧都将产生拉伸形变,其上下制动臂的下侧都将产生压缩形变。将应变片贴在这些位置上(图1),可以测出制动臂受到弯矩所对应的电压信号,然后将测得的弯矩电压信号相加就可以等效得出制动钳受到的制动力矩所对应的应变电压。通过力矩标定试验,可以得到应变电压信号对应的实际制动力矩。

3 制动力矩标定原理

如图2所示,通过一个圆台状连接件(一端通过5个车轮螺丝固定在制动盘上,另一端通过4个螺丝固定一根长约1m的槽钢)将槽钢固定在制动

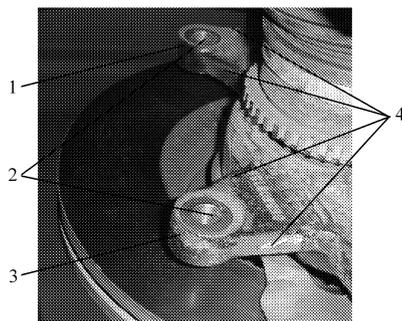


图1 贴片位置示意图

Fig.1 Schematic diagram of strain gauge location

1. 制动上臂 2. 制动钳固定点 3. 制动下臂 4. 应变力产生点

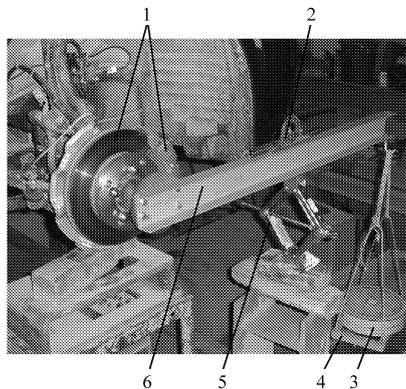


图2 制动力矩标定设备

Fig.2 Braking torque calibration equipment

1. 前轮制动器 2. 水平仪 3. 砝码 4. 托盘 5. 千斤顶 6. 槽钢

盘上以充当制动力臂,槽钢的另一端垂直挂置一个托盘。

将槽钢调节至水平偏上一些位置,同时在槽钢末端挂方形托盘,然后发动汽车,同时拉手刹踩紧制动踏板,这样可以夹紧制动钳。应变放大器置零,将此点设为初始应变信号,这样就可以不用考虑槽钢和方形托盘所产生的力矩对制动力矩的影响,以后每次在托盘中增加的砝码质量所引起的力矩变化即为所增加的力矩。同时通过应变片测得制动钳制动臂上的应变电压,就可以标定出应变电压-制动力矩对应的关系。前、后轮应变电压-制动力矩的标定公式为

$$y = \begin{cases} 2314.6x - 16 & (\text{前轮}) \\ 2443.6x - 16.4 & (\text{后轮}) \end{cases} \quad (4)$$

式中 y ——制动力矩, $N \cdot m$

x ——制动钳制动臂上、下应变电压之和, V

4 实车测试制动力矩

应变电压-制动力矩的关系标定完成后,实车测试不同制动工况下的制动力矩。试验目的是:① 观察在不同制动工况(常规制动和ABS制动)下,应变片是否都能很好地测出制动力矩。② 找出制动压力和制动力矩之间的关系,并与理论模型进行对比。

常规制动是指不进入 ABS 模式时的一般制动过程, 试验条件为某车行驶在干路面上, 车速约 30 km/h 或 50 km/h 时进行直线制动, 采样率为 40 kHz。对所有数据进行 100 Hz 滤波。

4.1 前轮制动压力-制动力矩传递函数的辨识

由于只需研究制动阶段情况, 因此可将开始制动时刻设为初始零时刻, 同时将前上臂和前下臂应变电压减去行驶阶段的固有预紧产生的应变电压(初始偏移力矩), 使得制动开始时刻即当制动压力为零时的制动臂上的初始应变电压为零。然后利用前轮传感器电压-制动压力关系式和前轮应变电压-制动力矩关系式将所测的电压信号分别转换为制动压力信号(MPa)和制动力矩信号(N·m), 如图3所示。

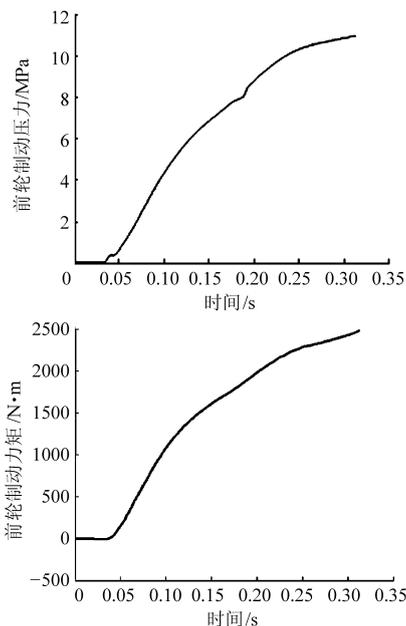


图3 右前轮制动压力和制动力矩

Fig. 3 Brake pressure and brake torque of right front wheel

如果将制动压力看作制动器的输入信号, 将制动力矩看作制动器的输出信号, 可以利用 Matlab 自带的系统辨识工具得到从制动压力-制动力矩的传递函数关系式为

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K_b}{T_b s + 1} = \frac{226}{0.01s + 1} \quad (5)$$

式中 K_b ——增益系数, N·m/MPa

T_b ——一阶惯性延迟系数, s

4.2 后轮制动压力-制动力矩传递函数的辨识

同前轮处理方式, 消除行车预紧制动力矩的影响, 利用标定公式将电压信号分别转换为制动压力信号和制动力矩信号, 如图4所示。

同样可以获得右后轮的制动压力-制动力矩的关系式为

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K_b}{T_b s + 1} = \frac{74}{0.01s + 1} \quad (6)$$

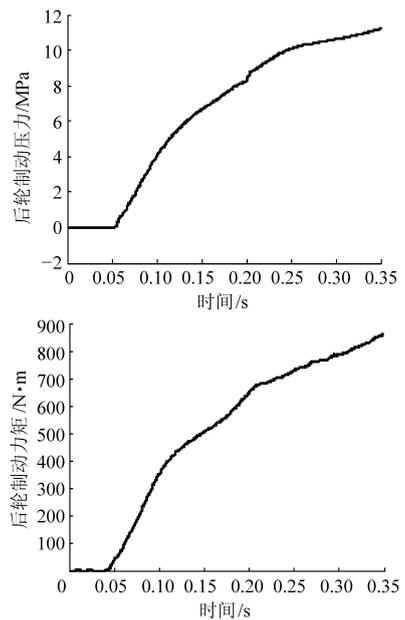


图4 右后轮制动压力和制动力矩

Fig. 4 Brake pressure and brake torque of right rear wheel

4.3 制动器试验模型

从试验数据辨识出的制动压力-制动力矩关系式可以得到前、后轮制动器试验模型为

$$T_{f1} = \frac{226}{0.01s + 1} p_1 \quad (7)$$

$$T_{f2} = \frac{74}{0.01s + 1} p_2 \quad (8)$$

通过对比可见, 上述理论模型和试验得出的模型的增益系数基本相符, 而且试验模型具有一阶惯性环节, 更加符合实际情况。

5 制动器试验模型验证

第4节中制动器试验模型是由某一次常规制动试验数据辨识得到的, 为验证该模型在不同工况下的正确性, 考虑对另外的制动试验液压数据采用该试验模型来预测制动力矩, 并与真实的制动力矩进行对比。用该模型验证不同速度常规制动和 ABS 制动过程中的右前轮和右后轮的制动力矩。

5.1 常规制动验证

利用制动器试验模型式预测出的 30、50 km/h 常规制动所获得的前、后轮制动力矩分别与试验测量的真实制动力矩进行对比, 结果如图5所示。从图5可以看出, 制动器试验模型基本可以反映常规制动的制动液压与制动力矩的关系。

5.2 ABS 制动验证

利用制动器试验模型预测出的 30、50 km/h ABS 制动所获得的前、后轮制动力矩分别与试验测量的真实制动力矩进行对比, 结果如图6所示。从图6可以看出, 制动器试验模型基本可以反映 ABS 制动的制动液压与制动力矩的关系。

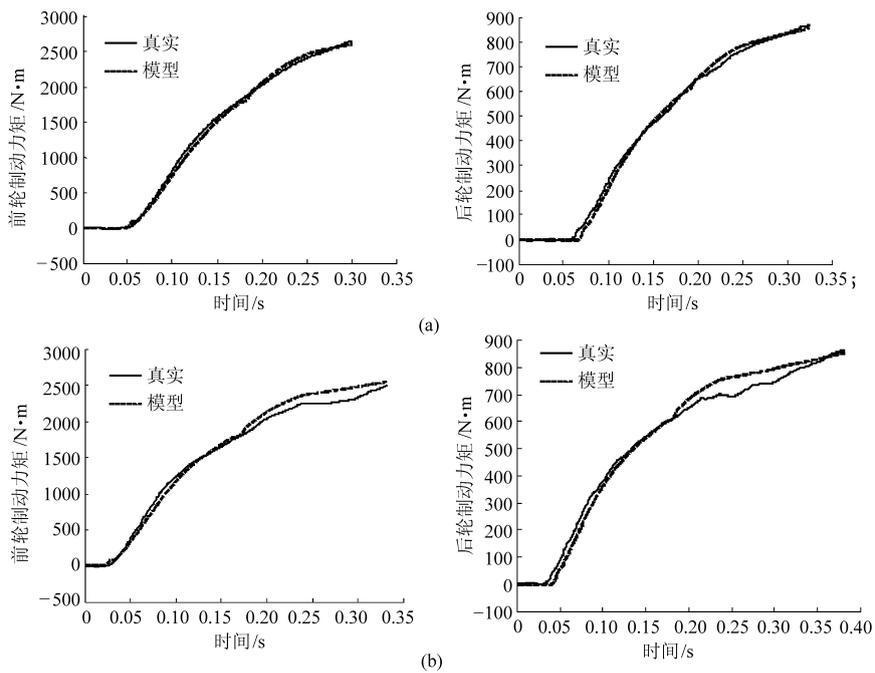


图5 常规制动时,辨识出的制动器试验模型得到的制动力矩和真实制动力矩比较

Fig. 5 Comparison of braking torque of identified brake test model and true braking torque under conventional braking conditions

(a) 30 km/h (b) 50 km/h

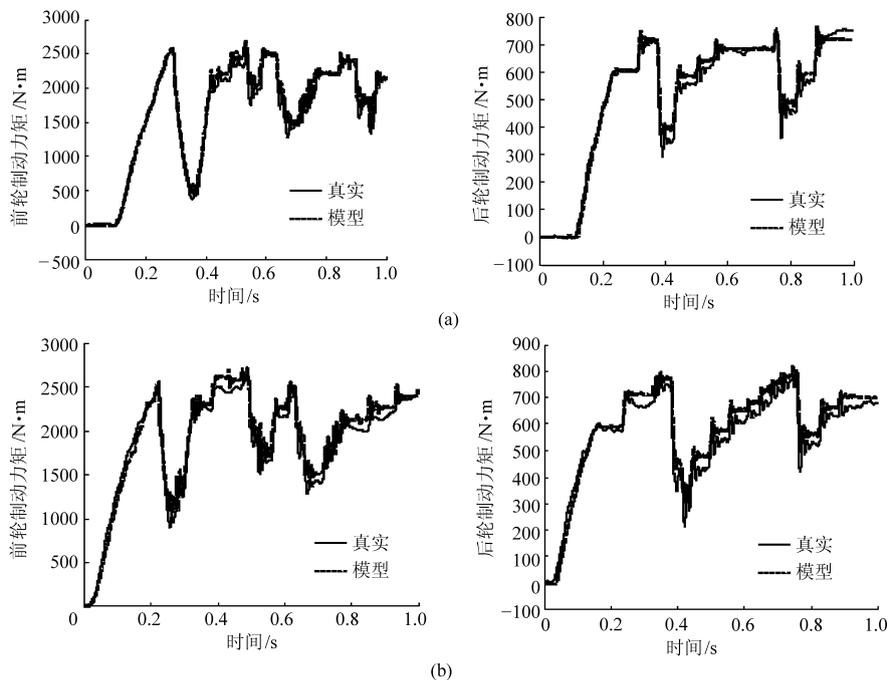


图6 ABS制动时,制动器试验模型得到的制动力矩和真实制动力矩比较

Fig. 6 Comparison of braking torque of identified brake test model and true braking torque under ABS braking conditions

(a) 30 km/h (b) 50 km/h

6 结论

(1) 通过应变片测量右前轮和右后轮的制动力矩,应变片贴在固定车轮制动钳的上、下制动臂上,可以测出制动臂在制动过程中所受的制动弯矩,将2个制动弯矩相加就可以得到制动钳受到的制动力矩。

(2) 通过试验验证可以看出,利用试验数据辨识出来的制动器试验模型可以反映制动液压与制动力矩的关系。前、后轮的制动器试验模型可适用不同工况下的制动力矩计算。

(3) 制动器理论模型和试验模型的增益系数基本相符,但试验模型具有一阶惯性环节,可更准确地得到实际车辆的液压-制动力矩之间的关系。

参 考 文 献

- 1 Yi K, Hedrick K, Lee S-C. Estimation of tire-road friction using observer based identifiers[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1999, 31(4): 233 ~ 261.
- 2 黄锦川. 气压 ABS/ASR 混合仿真系统的研制与应用[D]. 北京: 清华大学, 2006.
Huang Jinchuan. The design and application of pneumatic ABS/ASR HIL simulation system[D]. Beijing: Tsinghua University, 2006. (in Chinese)
- 3 李宇. 获取车辆制动力矩的一种新的数字信号处理方法[J]. *现代交通技术*, 2005, 2(4): 76 ~ 79.
Li Yu. A new way of signal processing about the acquisition of breaking torque[J]. *Modern Transportation Technology*, 2005, 2(4): 76 ~ 79. (in Chinese)
- 4 田福祥. 盘式制动器的摩擦片压力和制动力矩[J]. *工程机械*, 1998, 29(10): 15 ~ 17.
Tian Fuxiang. Friction disk pressure and brake torque of the disk brake[J]. *Construction Machinery and Equipment*, 1998, 29(10): 15 ~ 17. (in Chinese)
- 5 杨晓明, 潘双夏, 邱清盈, 等. 面向整车性能的盘式制动器协同仿真[J]. *农业机械学报*, 2007, 38(2): 6 ~ 9.
Yang Xiaoming, Pan Shuangxia, Qiu Qingying, et al. Study on disc brake co-simulation for motorcycle braking performance[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2007, 38(2): 6 ~ 9. (in Chinese)
- 6 杨莉玲. 液压盘式制动器建模与仿真分析[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2009.
Yang Liling. Modeling and simulation of the hydraulic disk brake[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2009. (in Chinese)
- 7 张小龙, 张为公, 周木子. 汽车 ABS 侧向稳定性性能道路试验评价系统研究[J]. *中国机械工程*, 2006, 17(10): 1 091 ~ 1 095.
Zhang Xiaolong, Zhang Weigong, Zhou Muzi. Research on the lateral stability evaluation system for the motor vehicle equipped with ABS by roadway test[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2006, 17(10): 1 091 ~ 1 095. (in Chinese)
- 8 宋国民, 张为公, 秦文虎, 等. 基于车轮力传感器的汽车制动测试系统开发及应用[J]. *测控技术*, 2001, 20(7): 7 ~ 9.
Song Guomin, Zhang Weigong, Qin Wenhui, et al. Development and application of automobile brake measure & test system based on wheel force transducer[J]. *Measurement & Control Technology*, 2001, 20(7): 7 ~ 9. (in Chinese)
- 9 Rupp A, Grubisic V, Neugebauer J. Development of a multi-component wheel force transducer—a tool to support vehicle design and validation[C]. SAE Paper 930258, 1993.
- 10 Sommerfeld J, Meyer R. Correlation and accuracy of a wheel force transducer as developed and tested on a flat-trac tire test system[C]. SAE Paper 1999-01-0938, 1999.
- 11 Weiblen W, Hofmann T. Evaluation of different designs of wheel force transducers[C]. SAE Paper 980262, 1998.
- 12 Weiblen W, Kockelmann H, Burkard H. Evaluation of different designs of wheel force transducers (part II) [C]. SAE Paper 1999-01-1037, 1999.
- 13 张为公. 汽车车轮多维力测量关键技术[J]. *江苏大学学报: 自然科学版*, 2004, 25(1): 25 ~ 28.
Zhang Weigong. Study on multi-component wheel force measurement technology [J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition*, 2004, 25(1): 25 ~ 28. (in Chinese)
- 14 宋国民, 张为公, 翟羽健. 新型非接触式车轮扭矩传感器设计[J]. *测控技术*, 2001, 20(1): 11 ~ 13.
Song Guomin, Zhang Weigong, Zhai Yujian. The design of novel non-contact wheel torque sensor[J]. *Measurement & Control Technology*, 2001, 20(1): 11 ~ 13. (in Chinese)
- 15 邓堃. 汽车电子制动力分配的理论研究[D]. 北京: 清华大学, 2007.
Deng Kun. Theoretic research of electronic brake force distribution[D]. Beijing: Tsinghua University, 2007. (in Chinese)