

# 制动器惯性试验台的研制

谷 曼

(合肥学院,合肥 230022)

**摘 要:** 制动器综合性能的试验和检测是改善制动器制动性能不可或缺的一部分。文中对汽车制动器惯性试验系统进行了研究,利用机电设备及控制技术,设计了一种汽车制动器综合性能试验台,实现了汽车制动器实际工作状况的模拟与性能的测试。

**关 键 词:** 制动器;惯量;试验台;模拟

**中图分类号:** U467.5

**文献标识码:** A

目前,我国汽车工业正以前所未有的速度发展,而汽车制动器是关系到行车安全的关键部件,其质量至关重要。完善的测试体系和测试设备是保证汽车质量的前提,因此制动器综合性能测试是汽车质量检测的重要项目,是汽车生产企业必不可少的重要环节。但国内相关行业起步较晚,国际上较为通用的方法是用惯性试验台来模拟制动器总成的制动

工况<sup>[1]</sup>,但设备仍为德、美、日等国的产品,其典型代表如德国 KRAUSS 制动试验台、欧盟的 AKmaster、美国的 S1E J212, S1E J2681、日本的 JASO406 等。为快速提高我国在相关领域的技术水平、在技术上创新,进一步满足汽车企业准确、快速、有效地对制动器各种综合性能检测的需要,本课题组研制汽车制动器惯性试验系统,目标达到自动化程度高、测试项目全、实时性强、有良好的人机界面、操控方便,满足汽车企业的需求。

## 1 试验台结构及其设计

试验台结构及原理见图 1。被测制动器旋转部分(制动鼓)经过法兰盘装于主轴上,非旋转部分装于滑台主轴上,两者保持在车辆上的相对位置。在

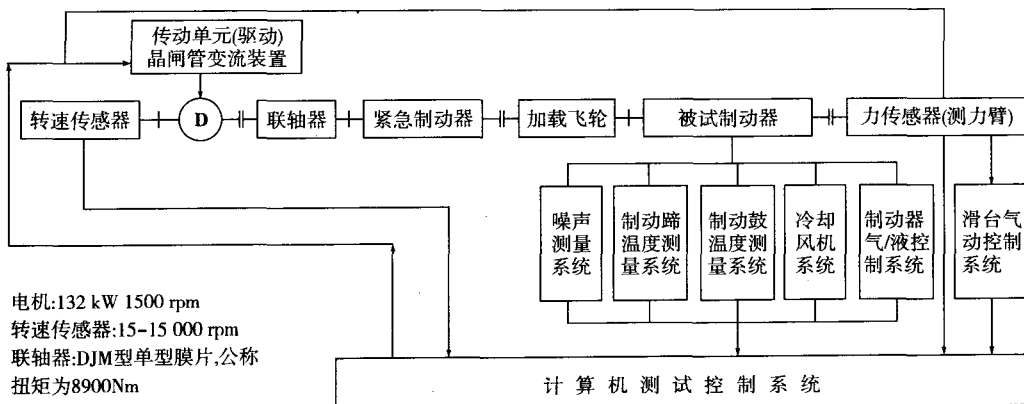


图 1 试验台结构与原理图

收稿日期:2008-02-28

基金项目:安徽省教育厅自然科学基金项目(KJ2008B279)

作者简介:谷 曼(1970—),女,安徽合肥人,讲师,硕士,主要研究方向为机械设计及自动化研究。

计算机指令下,直流电机驱动主轴与飞轮升速至设定的转速,然后制动器在设定的条件下对主轴进行制动.计算机系统经过传感器和放大器记录下制动过程中的压力、力矩、温度、减速度、制动距离、制动时间、摩擦功等信息,并可由 CRT 显示,或彩色打

印输出.冷却系统可按设定风速冷却.

试验台配置由主机(包括机座、惯量飞轮组)、试验滑台、调速系统、控制系统、计算机系统、气/油制动系统、冷却系统等组成.整体布局合理紧凑,操控方便.图 2 为试验台具体配置示意图.

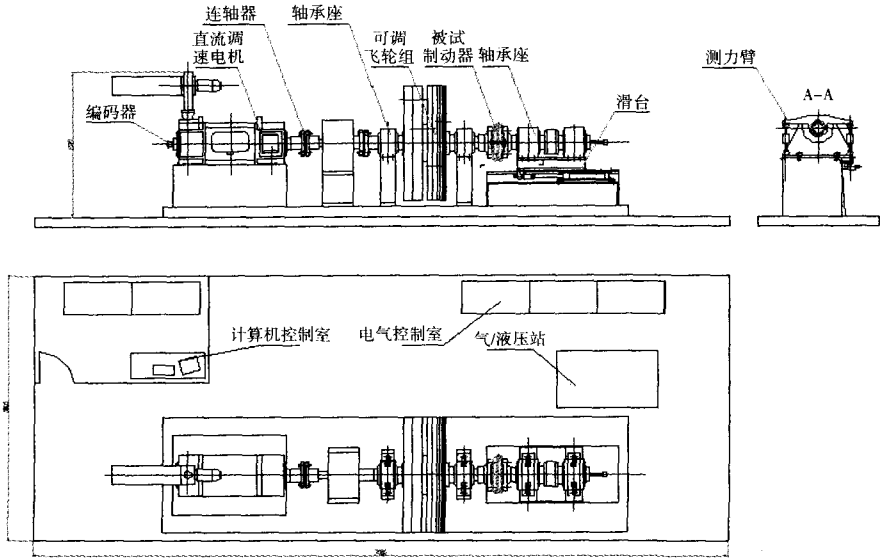


图 2 试验台配置示意图

2 设计参数计算

根据所要求试验车型的原始数据(见表 1),按照中华人民共和国汽车行业标准 QC/T 479—1999《货车、客车制动器台架试验方法》规定的试验方法及程序,计算制动器试验台架有关参数.

表 1 被试车辆的原始数据

项目		原始数据	
		前	后
总质量/kg	满载	2490	
滚动半径/m		0.312	
轴荷分配/kg	空载	1005	635
	满载	1160	1330
轴距/m		2.400	
制动器形式		鼓式	鼓式
制动器驱动方式		油制动	油制动
摩擦材料		含石棉	
摩擦衬片(衬块)与 制动鼓(盘)间隙/mm		0.4—0.7	

2.1 飞轮组参数及转速

按  $J_{\max}=374.51\text{ kg}\cdot\text{m}^2$  计算分别取 7 片相同直径和厚度的飞轮和 2 片相同直径和厚度的飞轮共 2 组.

其中 7 片组飞轮具体尺寸:直径为:1 000 mm;厚度为:40 mm.

2 片组飞轮具体尺寸为:直径为:1 000 mm;厚度为:90 mm.

取飞轮内径都为  $d=300\text{ mm}$ , 密度  $\rho=7.85\times 103\text{ kg/m}^3$ ,  $m=\rho V$

飞轮对轴心转动惯量  $J_z=m(D^2+d^2)/(2\times 4)$ ;

在各项制动器性能试验中,所要求的制动初速度有以下几种:30 km/h、40 km/h、50 km/h、60 km/h、65 km/h 和 80 km/h. 根据计算,在制动初速度为 30 km/h 时的试验转速为:

$$n_1=2.65\frac{V_1}{r}=2.65\times\frac{30}{0.312}=254.8\text{ r/min}$$

同理可计算出其制动初速度对应的试验转速分别为:339.7 r/min,424.7 r/min,509.6 r/min,552.1 r/min,679.5 r/min.

## 技术创新与生产实践

### 2.2 整车模拟惯量

根据国家相关标准<sup>[3]</sup>,对于两轴车(含双后轴的三轴车)

$$I_F = \frac{\beta}{1+\beta} \times \frac{(G_a + 7\%G_0)r^2}{2g} \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2 \quad (1)$$

$$I_{DR} = \frac{1}{1+\beta} \times \frac{(G_a + 7\%G_0)r^2}{2g} \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2 \quad (2)$$

如为双后轴的三轴车后制动器应承受的惯量 $I_{DR}$ ,则:

$$I_{DR} = \frac{1}{2} I_R \quad (3)$$

式中: $I_F$ 、 $I_R$ 、 $I_{DR}$ ——分别为前、后制动器和双后轴的三轴车后制动器应承受的转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ ;

$\beta$ ——前、后轴制动力比(此处取 $\beta=0.667$ );

$G_0$ ——汽车空车总质量,  $\text{kg}$ ;

$G_a$ ——汽车满载总质量,  $\text{kg}$ ;

$r$ ——车轮滚动半径,  $\text{m}$ ;

$g$ ——重力加速度,  $\text{m/s}^2$ 。

根据表1列出的原始数据可知,  $G_a=2\,490\text{ kg}$ ,  $G_0=1\,640\text{ kg}$ ,  $r=0.312\text{ m}$ ,则轻卡前、后制动器应承担的惯性载荷分别为:

$$I_F = \frac{\beta}{1+\beta} \times \frac{(G_a + 7\%G_0)r^2}{2g} = \frac{0.667}{1+0.667} \times \frac{(2490 + 7\% \times 1640) \times 0.312^2}{2 \times 9.8} =$$

$$5.175 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$I_R = \frac{1}{1+\beta} \times \frac{(G_a + 7\%G_0)r^2}{2g} = \frac{1}{\beta} I_F =$$

$$7.762 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

则其前、后单个制动器应承担的惯性载荷分别为:

$$I_{F\text{单}} = \frac{1}{2} I_F = 2.588 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$I_{R\text{单}} = \frac{1}{2} I_R = 3.881 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

根据 $J=I \times g$ 即可得轻卡前、后单个制动器应承担的惯量:

$$J_{F\text{单}} \times g = 25.378 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{R\text{单}} \times g = 38.034 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

### 2.3 电机功率

根据计算,并考虑电机工况系数和安全系数,选择型号为Z4-280-42的直流调速电机,其功率为250 kW,额定转速为1 000 r/min。

### 2.4 制动力矩

地面给车轮的地面制动力受到制动车轮和路面的附着条件的限制。其极限值不能超过附着力,即:

$$\begin{aligned} X_b &\leq F_\varphi = Z\varphi \\ X_{b\text{max}} &= Z\varphi \end{aligned} \quad (4)$$

式中, $F_\varphi$ ——车轮与路面间的附着力;

$\varphi$ ——车轮与路面间的附着系数取 $\varphi=0.8$ <sup>[4]</sup>;

$Z$ ——路面对车轮的法向反力。

根据上式,则可计算出其最大地面制动力为19 521.6 N;同理,对中卡而言,其满载和超载时最大地面制动力分别为64 444.8 N和96 588.8 N。

在制动过程中,滚动阻力矩和惯性力矩相对都较小时可忽略不计,则其制动力矩为:

$$T_f = F_B \cdot r_e \quad (5)$$

车轮半径 $r_e=0.445\text{ m}$ ,则满载时的制动力矩为:

$$T_f = F_B \cdot r_e = 64\,444.8 \times 0.445 = 28\,677.9 \text{ Nm}$$

按前后轮承受的载荷比为2:3来分配,则后轮单个车轮承受的载荷为总载荷的0.3,即后轮制动器的最大制动力矩为 $0.3 \times T_f = 8\,603.4\text{ Nm}$ ,前轮制动器的最大制动力矩为 $0.2 \times T_f = 5\,735.6\text{ Nm}$ 。

而在超载的时候,其制动力矩为:

$$T_f = F_B \cdot r_e = 96\,588.8 \times 0.445 = 42\,982 \text{ Nm}$$

则其后轮制动器的最大制动力矩为 $0.3 \times T_f = 12\,894.6\text{ Nm}$ ,前轮制动器的最大制动力矩为 $0.2 \times T_f = 8\,596.4\text{ Nm}$ 。

## 3 试验台工作原理及检测流程

试验台工作步骤如下:首先将被试制动器制动鼓(盘)通过夹具系统固定在试验台上,同时把制动片(块)固定在尾座滑移系统上;接着选择试验项目,并针对试验要求,调节好电机转速、飞轮组惯量、制动管路压力等试验条件;调整结束后即可进行试验,通过传感器采集所需试验数据,并根据试验要求,在试验过程中调整试验条件;最后通过计算机输出试验结果,停止试验。

试验流程如下:

准备→磨合→第一次效能试验→第一次衰退→恢复试验→第二次效能试验→第二次衰退试验→第二次磨合→第三次效能试验→制动器磨损试验→记录。

图3为一气压鼓式制动器在制动初速度为40

km/h,制动管路压力分别为 0.1 MPa、0.2 MPa、0.3 MPa、0.4 MPa 的条件下,连续进行 4 次制动试验而生成的制动力矩和时间关系曲线图。从关系曲

线图中可清楚地显示制动力矩随制动时间的变化规律。

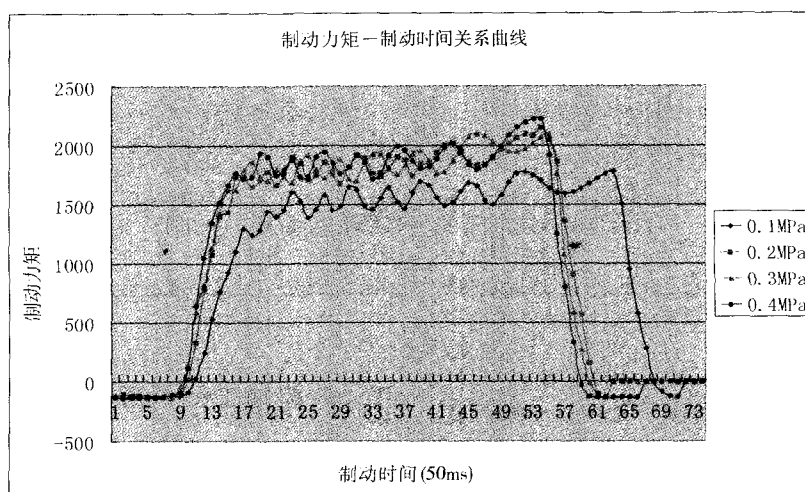


图3 制动力矩-制动时间关系曲线

#### 4 结 语

本试验台采用调速电机作为发动机和负载转速的模拟,采用惯性飞轮进行实际系统中汽车的惯量模拟。飞轮在角速度上升时吸收能量,在角速度下降时释放能量,因此它可以用来模拟制动器负载<sup>[6]</sup>。在惯性试验台上的制动器吸收达到一定速度的飞轮动能,在变化的滑转速度下实现转动轴制动;参照汽车制动系统工作原理,通过气动液压系统对制动鼓施加制动力矩;通过计算机控制电机转速、数据记录与输出。本试验台满足企业准确、快速、有效地对制动器各种综合性能检测的需要,具有广泛的应用前景。

#### 参考文献:

- [1] 汽车后桥制动器总成性能试验方法及装置的研究[D]. 重庆:重庆大学,2000.
- [2] 李擎柱. 车辆零部件检测试验台电子仿真系统[D]. 武汉:武汉理工大学,2006:30-34.
- [3] 陈朝晖. 汽车制动对安全行驶的影响[J]. 热带农业工程,2003

(2): 31-32.

- [4] GB/T 12676-1999,汽车制动系统结构、性能和试验方法[S].
- [5] 刘惟信. 汽车制动系的结构分析与设计计算[M]. 北京:清华大学出版社,2004:1-2,9-14.

### The Development of Inertia Dynamometer Test Bed for Vehicle Brakes

GU Man

(Hefei University, Hefei 230022, China)

**Abstract:** The testings of the general performance of the brakes have become the crucial step of improving the braking performance. A vehicle brake test bed system is studied; moreover mature and reliable mechatronic devices and control technologies are used to design a general performance test bed for vehicle brakes. The simulation of Vehicle brake's operation and testing of performance are realized.

**Key words:** brake; inertia; test bed; simulation