

膜片式气制动阀静动特性

马恩

李素敏

(南阳理工学院机电工程系 南阳 473066)

(洛阳拖拉机研究所 洛阳 471039)

摘要: 对我国拖拉机挂车气制动系主要控制元件之一——膜片式气制动阀静动特性做了理论分析和试验研究, 通过适当改变气制动阀内部参数的方法, 提高了其静动特性指标和拖拉机挂车机组的制动性能。试验表明气制动阀静特性不仅与几何尺寸、平衡弹簧刚度、输入气压及行程有关, 还与制造精度、装配质量、调整误差有关, 气制动阀的动特性不仅与平衡弹簧刚度有关, 而且还与进气阀口内径和阀座硬度有关。

关键词: 气动制动系 拖拉机—挂车 气制动阀 静特性 动特性

中图分类号: TH138

0 前言

按一般气动工程学概念, 车辆制动系中的制动阀属于调压阀范畴。我国的拖拉机挂车机组的制动系大多数采用动力气压制动系统。气制动阀是车辆制动系中的重要部件之一, 按随动机构的不同可分为膜片弹簧式、活塞弹簧式和弹力橡胶式等。拖拉机挂车机组的气制动阀主要采用膜片弹簧式和活塞弹簧式两种, 其所受的控制信号为经杠杆系统传来的踏板作用力, 因而是一种直动式调压阀。静特性是指在每一平衡状态下, 输出气压与推杆(踏板和拉臂)行程及推杆(踏板和拉臂)力的关系。制动系统要求制动柔和平顺, 可控性好。这一要求主要是受气制动阀静特性的最低平衡气压, 曲线斜率, 随动性范围的影响。动特性是指当向气制动阀输入阶跃信号(以尽快的速度使推杆行程由零至最大, 由最大至零)时, 其输出气压与时间的关系。静动特性是气制动阀的重要特性, 直接影响着拖拉机挂车机组气制动系的制动性能。对目前拖拉机行业广泛使用的满足 GB7258—2004《机动车运行安全技术条件》的膜片式气制动阀静动特性进行了理论分析和试验研究, 分析并找出了影响其静动特性的因素。

1 理论静动特性分析

在进行理论分析时, 首先作如下假设。

(1) 储气罐的容积足够大保持供气压力稳定不变。

(2) 进排气阀口与橡胶阀门平面之间的密封性

良好, 橡胶阀门与阀口一接触, 进排气就停止, 输出气压随即稳定。

(3) 阀内各摩擦副之间的摩擦力相对很小, 可忽略不计。

(4) 阀内运动零件的重力相对于作用力是很小的, 可忽略不计。

(5) 推杆及平衡弹簧总成的传动间隙 $h=0$ 。

(6) 按理想气体状态变化。

1.1 理论静特性分析

1.1.1 增大制动强度时的静特性分析

1.1.1.1 输出气压和推杆力(踏板力)的关系

由图1可知, 当踩下制动踏板时, 推杆受力使平衡弹簧总成(包括平衡弹簧、芯杆、托盘)下移压缩芯杆及托盘的回位弹簧, 消除排气间隙, 打开进气阀, 高压气体进入平衡腔和储气罐或制动气室, 从而平衡腔气压上升, 压缩平衡弹簧, 使平衡弹簧总成和进气橡胶阀门一起上移, 当进气橡胶阀门关闭进气口时, 气压即停止上升且保持稳定, 此时, 平衡弹簧总成和进气橡胶阀门的力(图1)的平衡方程式为

$$p_1 = \frac{F - \left(p_0 \frac{p}{4} d_2^2 + F_2 + F_3 \right)}{\frac{p}{4} (d_1^2 - d_3^2)} \quad (1)$$

式中 F ——推杆力

p_1 ——输出气压

p_0 ——储气罐气压

在式(1)中气压 p_0 和 F_2 对进气橡胶阀门的向上推力全部由芯杆承受, 阀门与进气口之间没有压力。气制动阀 p_1-F 理论静特性曲线见图2中的 a 。最低平衡气压 $p_{b \min}=0$, 消除排气间隙后的推杆力 $F_0=424.91 \text{ N}$ 气压 p_0 的作用面积 $\frac{p}{4} d_2^2$ 和回位弹簧

力过大，就会使有最低平衡气压 $p_{b\min}$ 时的踏板力增大。

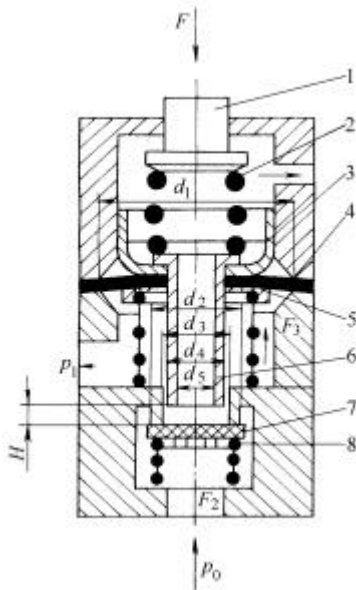


图1 平衡弹簧总成受力简图

- 1.推杆 2.平衡弹簧 3.导向套 4.膜片
- 5.托盘 6.芯杆 7.橡胶阀门 8.阀座

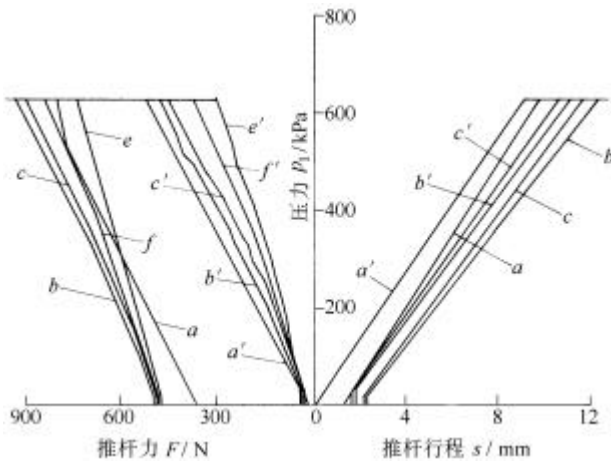


图2 气制动阀理论静特性 $p_1 - F$ 、 $p'_1 - F'$ 和 $p_1 - s$ 、 $p'_1 - s'$ 曲线

$b, c, e, f, b', c', e', f'$ ——实测曲线 a ——理论曲线

1.1.1.2 输出气压和推杆行程的关系

气制动阀推杆行程由排气开度、相应踏板力和输出气压下的平衡弹簧变形量、平衡弹簧总成的传动间隙和橡胶阀门上表面的压缩变形量组成。橡胶阀门上表面被进、排气阀口压凹的深度变形量可达 1.6% ~ 13.3%，但在进气平衡状态下，影响推杆行程的只是进气阀口与排气阀口的相对距离，由于此值很小，可忽略不计。则可得

$$p_1 = \frac{k(s - H - h) + F_1 - \left(p_0 \frac{\pi}{4} d_2^2 + F_2 + F_3 \right)}{\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_3^2)} \quad (2)$$

式中 s ——推杆行程(mm)

H ——排气开度(mm)

h ——传动间隙(mm)

F_1 ——平衡弹簧预紧力(N)

k ——平衡弹簧刚度(N/mm)

气制动阀 $p_1 - s$ 理论静特性曲线见图 2 中的 a ， s_0 是开始有输出气压 p_1 时的推杆行程，该行程是由排气开度 H 、传动间隙 h 和 F_1 作用下的平衡弹簧变形量组成。最低平衡气压理论值 $p_{b\min} = 0$ ，消除排气间隙后的推杆行程 $s_0 = 1.76$ mm。

气压 p_0 的作用面积和回位弹簧力过大，就会使开始有输出气压 p_1 时的踏板行程增大。

1.1.2 减小制动强度时的静特性分析

1.1.2.1 输出气压和推杆力(踏板力)的关系

当踩下制动踏板后放松至某一位置，但不完全放松，推杆及平衡弹簧总成上移，芯杆下表面与橡胶阀门上表面分离，产生排气间隙，储气罐或制动气室内的一部分压缩空气排入大气，输出气压 p'_1 下降，平衡腔内气压也下降，因此平衡弹簧所受的压力也随之降低，使芯杆下移消除排气间隙与进气橡胶阀门重新接触，气压停止下降且保持稳定，此时气压 p_0 和 F_2 对进气橡胶阀门的向上推力全部由进气阀口承受，推杆力及平衡弹簧总成的力平衡方程式为

$$p'_1 = \frac{F' - F_3}{\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_4^2)} \quad (3)$$

气制动阀 $p'_1 - F'$ 理论静特性曲线见图 2 中的 a' 。最低平衡气压 $p'_{b\min} = 0$ ，消除排气间隙后的推杆力 $F'_0 = 36.18$ N。

1.1.2.2 输出气压与推杆行程的关系

输出气压 p'_1 与推杆行程 s' 的关系为

$$p'_1 = \frac{k(s' - H - h) + F_1 - F_3}{\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_4^2)} \quad (4)$$

气制动阀 $p'_1 - s'$ 理论静特性曲线见图 2 中的 a' 。最低平衡气压理论值 $p'_{b\min} = 0$ ，消除排气间隙后的推杆行程 $s'_0 = 0.17$ mm。

1.2 理论动特性分析

1.2.1 进行制动时输出气压与时间的关系

气制动阀进行制动时，向 2 个 1 L 的储气罐或制动气室充气，储气罐内的气压从 p_a 上升到 p_1 时，气制动阀 $p_1 - t$ 的关系为

$$t = \left(1.285 - \frac{p_a}{p_1} \right) \tau \quad (5)$$

式中 t ——储气罐充气到气制动阀的稳定输出气压时所需时间(s)
 p_a ——1 L 储气罐或制动气室内的初始绝对气压(0.1 MPa)
 p_1 ——气制动阀的稳定输出气压(0.1 MPa)
 t ——充气与放气的时间常数(s)

$$t = 5.217 \times \frac{V}{kA_1} \left(\frac{273}{T_s} \right)^{0.5} \quad (6)$$

式中 V ——1 L 储气罐或制动气室容积(L)
 A_1 ——气制动阀进气通道有效流通截面积 (mm^2)
 T_s ——气源热力学温度(K)
 k ——绝热指数, 取 $k=1.4$

制动状态时, 气制动阀理论动特性曲线见图 3。
 制动反应时间 $t_{br}=0.069$ s。

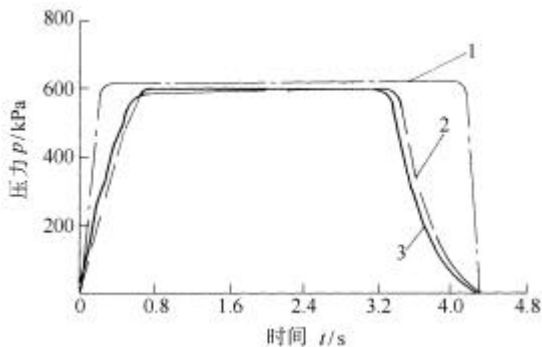


图3 气制动阀动特性曲线 p_1-t 的关系

1.理论曲线 2.M型阀门实测曲线 3.N型阀门实测曲线

1.2.2 解除制动时输出气压与时间的关系

气制动阀解除制动时, 即 2 个 1 L 的储气罐或制动气室放气, 储气罐内的气压从 p_1 下降到 p_a 时, 气制动阀 p_1-t 的关系为

$$t = \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_{cr}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right] + 0.945 \times \left(\frac{p_1}{1.013} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \right\} t \quad (7)$$

式中 p_{cr} ——临界压力, 取 $p_{cr}=1.92$ (0.1 MPa)(绝对压力)

解除制动时, 气制动阀理论动特性曲线见图 3。
 解除制动时间 $t_{sb}=0.056$ s。

由理论计算公式可以看出, t_{br} 和 t_{sb} 与气制动阀的关键参数——平衡弹簧刚度和阀门的硬度无关。

2 试验装置

(1) 气制动阀静特性试验装置原理图见图 4。

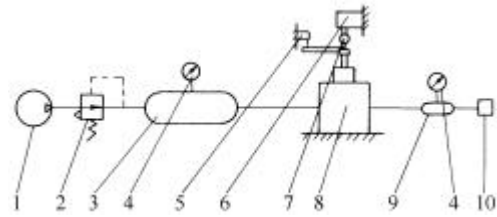


图4 气制动阀静特性试验装置原理图

1.气源 2.调压阀 3.储气罐(每腔1个) 4.标准压力表
 5.位移传感器 6.加载装置 7.力传感器 8.气制动阀
 9.1 L 储气罐(每腔1个) 10.压力传感器

静特性试验方法: 接通气源, 使推杆(踏板和拉臂)行程由零逐渐增至最大, 在每一平衡状态下, 记录输出气压与推杆(踏板和拉臂)力及推杆(踏板和拉臂)行程的关系。

(2) 气制动阀动特性试验装置原理图见图 5。

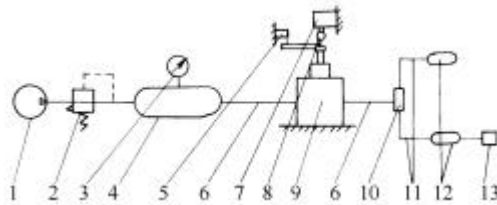


图5 气制动阀动特性试验装置原理图

1.气源 2.调压阀 3.标准压力表 4.储气罐(每腔1个)
 5.位移传感器 6.长 2 000 mm、内径 12 mm 的橡胶软管
 7.加载装置 8.力传感器 9.气制动阀 10.三通接头
 11.每根长 350 mm、内径 12 mm 的 90°弯管
 12.1 L 储气罐(每腔2个) 13.压力传感器

动特性试验方法: 接通气源, 使推杆(踏板和拉臂)以尽快的速度运动至全行程, 记录输出气压与时间的关系; 当气制动阀处于全制动状态, 其输出气压达到最大值时, 迅速使推杆(踏板和拉臂)回复至解除制动位置, 记录输出气压与时间的关系。

气制动阀静特性试验台的加载装置采用数字控制交流调速系统+运动转换机构, 由一台计算机自动控制, 使气制动阀推杆的直线运动控制精度和灵敏度高。气制动阀动特性试验台的加载装置采用双作用单活塞杆气缸, 加载装置气动控制系统采用独立的气动控制回路, 与被试件气动控制系统完全隔离, 尽可能最大限度地消除人为及其他因素造成的测量误差。输入和输出信号用传感器采集, 计算机自动屏幕显示图形和数据处理等。该试验台 1986 年鉴定, 完全符合 JB/T 9840.2—1998《拖拉机挂车气制动系统气制动阀技术条件》、JB 3737—1984《汽车气制动阀试验方法》和 JB/NQ 113.2—1986《拖拉机气制动阀试验方法》标准中的规定。经过近 20 年的试验和行业检测工作, 检测合格的气制动阀产品安装到拖拉机挂车机组的气制动系里, 拖拉机挂车机

组制动性能完全满足强制性国家标准 GB 7258—2004《机动车运行安全技术条件》中规定的要求。验证了该试验装置所测出的气制动阀的性能与实际工况相比,基本上有较好的一致性。

3 实测静动特性分析

试验按照 JB/T 9840.2—1998《拖拉机挂车气制动系统气制动阀技术条件》标准中 5.3 和 5.4 项进行。

(1) 更换进气阀门和减小回位弹簧力 4.8%。采用 M 型阀门时,得到 $p_1 - F$ 、 $p_1 - s$ 和 $p'_1 - F'$ 、 $p'_1 - s'$ 实测静特性曲线图 2 中的 b 和 b' , $p_{b\min} = 18.1$ kPa, $p'_{b\min} = 36$ kPa, $F_0 = 488$ N, $F'_0 = 53$ N, $s_0 = 2.32$ mm, $s'_0 = 1.41$ mm, 实测动特性曲线 $p_1 - t$ 见图 3 中的曲线 2(虚线), $t_{br} = 0.48$ s, $t_{sb} = 0.90$ s。

采用 N 型阀门时,得到 $p_1 - F$ 、 $p_1 - s$ 和 $p'_1 - F'$ 、 $p'_1 - s'$ 实测静特性曲线图 2 中的 c 和 c' , $p_{b\min} = 17.3$ kPa, $p'_{b\min} = 35.5$ kPa, $F_0 = 480$ N, $F'_0 = 48$ N, $s_0 = 2.15$ mm, $s'_0 = 1.25$ mm, 实测动特性曲线 $p_1 - t$ 见图 3 中的曲线 3(实线), $t_{br} = 0.46$ s, $t_{sb} = 0.90$ s。

从实测静特性曲线 b 和 c , b' 和 c' 可以看出,在输出气压相同时,阀门硬度大且平面度好的 N 型阀门测出的静特性曲线 c 和 c' 均在曲线 b 和 b' 内侧,即可获得较小的踏板力和踏板行程,同时也获得了较小的最低平衡气压和有最低平衡气压时较小的踏板力和踏板行程。从实测动特性曲线 2 和 3 可以看出,阀门硬度增大时,制动反应时间减小 0.02 s,排气时间不变。实际上,由于橡胶阀门有压缩变形量存在,导致阀门进气通道有效面积发生微小变化,因此制动反应时间也随之发生相应的变化。从试验结果来看,该值对解除制动时间影响不大,是排气间隙足够大的原因导致的。

(2) 增大进气阀口内径 17.6%、减小回位弹簧力 4.8%。采用 M 型阀门时, $p_{b\min} = 16.7$ kPa, $p'_{b\min} = 35.1$ kPa, $F_0 = 473$ N, $F'_0 = 46$ N, $s_0 = 2.01$ mm, $s'_0 = 1.19$ mm, $t_{br} = 0.42$ s, $t_{sb} = 0.70$ s。

采用 N 型阀门时, $p_{b\min} = 16.4$ kPa, $p'_{b\min} = 34.9$ kPa, $F_0 = 470$ N, $F'_0 = 43$ N, $s_0 = 1.99$ mm, $s'_0 = 1.16$ mm, $t_{br} = 0.40$ s, $t_{sb} = 0.70$ s。

N 型阀门实测静特性曲线 e 和 e' 均在 M 型阀门静特性曲线 f 和 f' 内侧,呈现出与(1)中静特性曲线相同的规律。N 型阀门对实测动特性曲线 p_{\max} 平衡段稍微有一点影响,既更加平稳。制动反应时间和解除制动时间均能缩短较大的原因是在结构允许的前提下,适当的增大了阀门进气通道的有效面积。由式(5),式(6)和式(7)可以看出, t_{br} 和 t_{sb} 与阀门进气

通道的有效面积成反比,试验结果也证实了这一点。

(3) 其他参数不变,当平衡弹簧刚度减小 11.9%, M 型阀门: $t_{br} = 0.54$ s, $t_{sb} = 0.98$ s; N 型阀门: $t_{br} = 0.52$ s, $t_{sb} = 0.98$ s。

制动反应时间 t_{br} 和解除制动时间 t_{sb} 均未能缩短,气制动阀制动反应时间 t_{br} 超标。平衡弹簧刚度和阀门硬度对制动反应时间 t_{br} 和解除制动时间 t_{sb} 有一定影响,对 p_{\max} 平衡段影响不大。由于平衡弹簧刚度减小,推杆压缩平衡弹簧变形量增大,使平衡弹簧随动机构向下运动速度减小,芯杆未能及时打开进气阀,导致制动反应时间增大。

(4) 其他参数不变,当平衡弹簧刚度增大 10.2%, M 型阀门: $t_{br} = 0.45$ s, $t_{sb} = 1.08$ s; N 型阀门: $t_{br} = 0.43$ s, $t_{sb} = 1.08$ s。

平衡弹簧刚度增大,推杆使平衡弹簧随动机构运动速度增大,芯杆可及时打开进气阀,制动反应时间 t_{br} 能缩短,但在解除制动时,气压压缩平衡弹簧的变形量减小,即芯杆的向上运动速度减小,排气阀口不能及时打开足够大,使解除制动时间 t_{sb} 超标。

由图 2 和 3 可见,在结构允许的情况下,当减小回位弹簧力 F_2 或 F_3 或 $F_2 + F_3$ 、增大进气阀门的硬度时;气制动阀静动特性实测曲线均有变化,可使踏板力和踏板行程变小,即都能达到控制轻微制动的目的。从实测静动特性曲线上还可以看出,静动特性曲线略有波动,这说明,储气罐的供气压力和进排气阀口与橡胶阀门平面之间的密封性对静动特性都有影响。理论上的最低平衡气压都是零。可是实测值不等于零,这就是说,平衡腔和储气罐或制动气室里的气压是不能等于零的。实际上,由于进排气口下表面与橡胶阀门上表面之间必须具有压紧力后才能密封而停止进气或排气,使输出气压稳定。因此在增大制动强度时,气压 p_0 和 F_2 对橡胶阀门的向上推力 $p_0 \frac{p}{4} d_2^2 + F_2$ 一部分作用在芯杆上,而另一部分则作用在阀口上,其程度取决于阀口下表面与进气橡胶阀门上表面的制造质量(平面度与硬度)等因素的影响。踏板行程受排气开度的调整(若可调整的话)、装配质量(清洁度和磨损程度)和传动间隙等因素的影响,因而它是一个很不稳定的因素。此外,摩擦阻力对试验结果有一定影响。当进气阀口内径明显增大时, t_{br} 和 t_{sb} 均能缩短,且较为明显。平衡弹簧刚度变化超出一定范围时,气制动阀动特性超出了标准的规定值,也引起了阀的静特性的很大变化,导致气制动阀不能使用。无疑平衡弹簧刚度是影响气制动阀的静动特性的重要参数之一。

4 结 论

(1) 平衡弹簧刚度是决定膜片式气制动阀静特性 p_1-s 和动特性 p_1-t 关系的重要参数之一,合理地设计平衡弹簧是非常关键的。在其他条件允许的情况下,在一定范围内减小平衡弹簧刚度,输出气压与踏板行程曲线的斜率小,制动比较柔和、平顺、可控性好。制动反应时间和解除制动时间会增大。

(2) 平衡弹簧刚度、预紧力和排气开度等主要结构参数的变化,一般不影响输出气压与制动踏板力的关系。

(3) 在一定范围内适当增大平衡弹簧预紧力、橡胶阀门硬度,可减小推杆行程取得较大传动比,能减小制动踏板力。也可以得到较小的最低平衡气压,因此可获得较大的随动性范围,阀的动特性也可以得到改善,使得制动性能好。

(4) 适当增大橡胶阀门的硬度、减小回位弹簧预紧力,在结构允许的情况下,适当增大进气口内径,可使踏板力变小,即可控制轻微制动。阀的动特性明显提高。

(5) 进气橡胶阀门的作用面积和回位弹簧预紧力过大,就会使有输出最低平衡气压时的制动踏板力和行程增大,此时的制动性能差。

(6) 膜片式气制动阀的制造精度、装配质量和调整误差对 p_1-s 的关系具有一定影响,不可忽视。

(7) 平衡弹簧刚度变化超出一定范围时,气制动阀动特性的变化引起了阀的静特性指标的很大变化,超出了标准的规定,导致阀不能使用。即使改变其他参数也无法使用。

参 考 文 献

- 1 SAE Recommended Practice. Report of the Brake Committee and the Automotive Safety Committee, approved August 1971, reaffirmed without change September 1980. SAE J263 SEP80 Emergency air brake systems-motor vehicles and vehicle combinations
- 2 SAE Recommended Practice. Report of the Brake Committee, approved February 1967, last revised June 1976, reaffirmed without change September 1980. SAE J982 SEP80 Test code-truck, truck-tractor, and trailer air service brake system pneumatic pressure and time levels
- 3 马恩, 武华, 李素敏, 等. 拖拉机挂车制动气室推力的试验研究. 农业机械学报, 1999, 30(1): 84 ~ 88

- 4 JB/T 9840. 2-1998 拖拉机挂车气制动系统气制动阀技术条件
- 5 GB7258-2004 机动车运行安全技术条件
- 6 郑洪生. 气压传动. 北京: 机械工业出版社, 1982
- 7 JB3737-1984 汽车气制动阀试验方法
- 8 JB/NQ113.2-1986 拖拉机气制动阀试验方法
- 9 马恩, 王常清, 郭会平, 等. 气制动阀静特性试验方法的研究. 拖拉机与农用运输车, 1999, 3: 9 ~ 13

STATIC AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE DIAGRAPH PNEUMATIC BRAKE VALVE

Ma En

(Department of Mechanical and Electrical Engineering, Nanyang Institute of Technology, Nanyang 473066)

Li Sumin

(Luoyang Tractor Research Institute, Luoyang 471039)

Abstract : Theoretical analysis and experiments are made on static and dynamic characteristics of diagraph spring pneumatic brake valve that are one of the main control components for tractor-trailer brake system. The optimization of static and dynamic characteristic parameters of brake valve is obtained by its interior parameters that are changed properly. The brake properties for vehicles pneumatic brake system are increased. The results show static characteristics of diagraph spring pneumatic brake valve is not only affected by the geometric dimensions, equilibrium spring stiffness, input pressure and stroke, but also by machining, assembling and adjustment as well, that the dynamic characteristics of diagraph spring pneumatic brake valve is not only affected by equilibrium spring stiffness, but also by intake valve inner diameter and valve seat hardness.

Key words : Pneumatic brake system

Tractor-trailer

Pneumatic brake valve

Static characteristics

Dynamic characteristics

作者简介: 马恩, 男, 1962 年出生, 高级工程师, 副教授。主要研究方向为液压与气压传动及控制。发表论文 20 余篇, 起草拖拉机挂车气制动系统部件国家机械行业和专业标准 16 项。

E-mail : maenmaen@163.com