

拖拉机盘式制动器制动平顺性的研究

王志中 周淑辉 张玉春 杨春

(吉林工业大学)

(富锦拖拉机制造厂)

摘要: 研究了盘式制动器制动过程平顺性, 分析了影响制动过程平顺性的主要因素, 指出碰撞是造成制动不平顺的根本原因。碰撞引起制动力矩相对增长率的突增, 造成制动的不平顺。减小压盘凸耳和制动器壳体凸台间的周向间隙可减小制动时的冲击, 有效地改善制动平顺性。

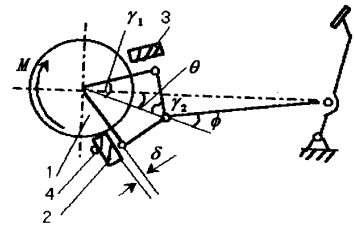
关键词: 拖拉机; 盘式制动器; 制动平顺性

目前, 拖拉机上使用的盘式制动器具有增力作用。增力作用可显著减小操纵力, 但将会造成制动的不平顺。

盘式制动器增力作用一般是在碰撞的情况下开始产生的。碰撞造成了制动力矩的突然急剧增长, 从而造成所谓的制动“粗暴”——即制动的不平顺。

以往对盘式制动器制动平顺性的研究只考虑制动器壳体凸台对压盘凸耳的限位作用, 没有考虑二者之间的冲击效应(碰撞作用)。

由于圆周间隙的存在, 制动开始时, 压盘在制动力矩的作用下发生转动, 其上的凸耳对称线必然发生偏转, 偏转引起内拉杆的受力不等。由于偏转的速度较大, 在消除圆周间隙时凸耳与凸台之间的碰撞对制动过程的影响是不容忽视的(图 1)。



1. 压盘 2, 3. 挡块 4. 传感器

图 1 盘式制动器简图

Fig 1 Pattern of the disc brake

1 制动器的工作过程

盘式制动器的完整制动过程曲线见图 2。

曲线表明, 制动过程可分为 4 个阶段: 第一阶段(0~ t₁), 消除空行程阶段; 第二阶段(t₁~ t₂), 摩擦片被压紧直到周向间隙被完全消除; 第三阶段(t₂~ t₃), 制动器发生碰撞直到制动力矩增至最大; 第四阶段(t₃~ t₄), 从最大制动力矩到制动结束。

其中, 制动的第三阶段制动力矩的增长最快。

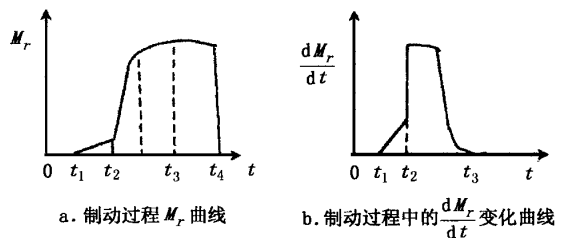


图 2 盘式制动器的完整制动过程曲线

Fig 2 Curve of complete braking process of the disc brake

收稿日期: 1999-03-10 修订日期: 1999-07-20

王志中, 工程师, 长春市人民大街 142 号 吉林工业大学汽车工程学院, 130025



2 制动器工作过程中碰撞机理的研究

2.1 制动器工作过程的理论分析

碰撞时压盘受力情况如图 3。制动的第三阶段开始时, 制动器发生的碰撞是一个完全非弹性碰撞。压盘的转动微分方程

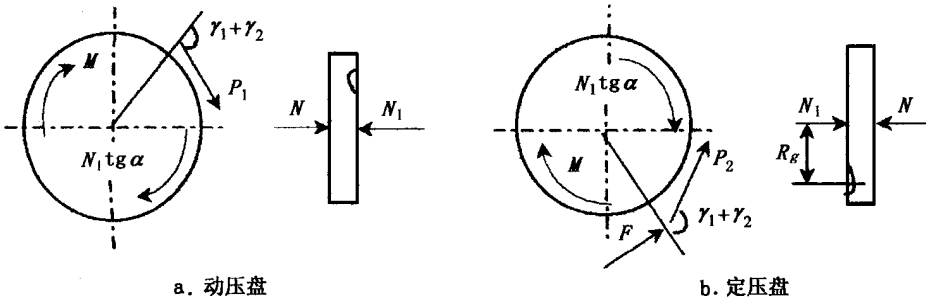


图 3 碰撞时压盘受力图

Fig 3 Analysis of the forces acting on the platen during collision

$$2J \frac{d^2\beta}{dt^2} = P \cdot R \cdot \sin(\gamma_1 + \gamma_2) \frac{\cos\phi}{\cos\gamma_2} - 2N_1 \cdot R_g \cdot \text{tg}\alpha + F \cdot R \quad (1)$$

$$2J \frac{d^2\theta}{dt^2} = 2M + \frac{P \cdot R \cdot \sin(\gamma_1 + \gamma_2) \sin\phi}{\sin\gamma_2} - F \cdot R \quad (2)$$

压盘的移动微分方程

$$m \cdot R_g \cdot \text{tg}\alpha \cdot \frac{d^2\beta}{dt^2} = N_1 - N \quad (3)$$

式中 F ——凸台与凸耳间的碰撞力; α ——压盘球槽楔角; β ——第二、三阶段压盘的转角; m ——单个压盘质量; P ——制动器外拉杆的拉力; M ——单个摩擦面产生的制动力矩; J ——压盘的转动惯量; ϕ, γ_2 ——见图 1。

由于凸台的限位作用, 碰撞结束时有

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{d\beta}{dt} \quad (4)$$

由式 (1)、(2) 和操纵机构的运动关系得:

$$\int_0^{\tau} PR \sin(\gamma_1 + \gamma_2) \left[\frac{\sin\phi}{\sin\gamma_2} + \frac{\cos\phi}{\cos\gamma_2} \right] dt - \int_0^{\tau} 2N \cdot R_g \cdot \text{tg}\alpha dt + \int_0^{\tau} 2\mu \cdot R_p \cdot N \cdot dt \quad (5)$$

式中 $\beta = \frac{d\beta}{dt}$, 碰撞结束时压盘的相对转动角速度; $\beta_i = \frac{d\beta_i}{dt}$, 第二阶段结束时压盘的相对转动角速度; $\theta_i = \frac{d\theta}{dt}$, 第三阶段结束时压盘的公转角速度; R_p ——摩擦合力作用半径; μ ——摩擦片摩擦系数。

理论力学认为, 碰撞是在极短的时间内完成的, 碰撞物体只发生速度的改变, 而来不及产生位移, 因此, 其它非碰撞力的冲量与碰撞力相比可以忽略, 则

$$\int_0^{\tau} N dt = 0, \quad \int_0^{\tau} P dt = 0$$

代入式 (5) 中得

$$\beta = \beta_1 + w (\dot{\theta}_1 - \beta_1) \quad (6)$$

式中 w ——转换系数, $w = \frac{1}{2 \left[1 + \frac{R_1^2 \cdot \text{tg}^2 \alpha}{R_1^2 + R_2^2} \right]}$; R_1, R_2 ——压盘的内、外半径。

式(6)表明,碰撞后压盘的相对转动速度 β 由两部分组成:一部分是碰撞前压盘的相对转动速度 β_1 ,另一部分是由碰撞所引起的相对转动速度的增加 $w (\dot{\theta}_1 - \beta_1)$,其中 $\dot{\theta}_1 - \beta_1$ 即是压盘凸耳与制动壳体凸台之间的碰撞速度。碰撞后压盘相对转动速度的增量记为 $\Delta\beta$,即

$$\Delta\beta = w (\dot{\theta}_1 - \beta_1) \quad (7)$$

由上式可以看出,碰撞力的作用使制动器压盘的相对转动速度产生突增,从而造成制动力矩增长速度的突增,导致了制动的不平顺。

2.2 制动平顺性问题的研究

制动器工作平顺性是指制动器在工作过程中制动力矩增长的快慢。即

$$K_s = \frac{dM_r}{dt} \cdot \frac{1}{M_n} = G \cdot \mu \cdot \text{tg} \alpha \frac{dq}{d\epsilon} \dot{\beta} \quad (8)$$

式中 K_s ——制动力矩相对增长率; M_r, M_n ——分别为制动器的制动力矩和设计制动力矩; $\frac{dq}{d\epsilon}$ ——摩擦片的刚度,其中: q ——作用在摩擦片上的单位压紧力; ϵ ——在 q 作用下摩擦片所产生的应变; G ——常数, $G = \frac{4 R_1 R_2}{M_n}$ 。

K_s 的大小可以反映制动平顺性的好坏, K_s 小则制动平顺性好。

设碰撞前制动力矩相对增长率为 K_{s1} , 即 $K_{s1} = G \cdot \mu \cdot \text{tg} \alpha \frac{dq}{d\epsilon} \dot{\beta}_1$

式中 $\dot{\beta}_1$ ——碰撞前压盘的相对转动速度。

碰撞后制动力矩相对增长率为 K_{s2} , 即 $K_{s2} = G \cdot \mu \cdot \text{tg} \alpha \frac{dq}{d\epsilon} (\dot{\beta}_1 + \Delta\dot{\beta})$

碰撞后 K_s 的增量为 ΔK_s , 则

$$\Delta K_s = G \cdot \mu \cdot \text{tg} \alpha \frac{dq}{d\epsilon} \Delta\dot{\beta} \quad (9)$$

由此可见,碰撞造成了压盘相对转动速度的增加,从而引起制动力矩相对增长速度的增加。由于碰撞时间极短,可以认为是在瞬间完成的,这说明了 K_s 由于碰撞而产生了突增,造成制动平顺性的降低。 ΔK_s 的大小决定了制动不平顺的程度, ΔK_s 小,制动平顺性好。影响 K_s 的因素有: $G, \Delta\dot{\beta}$ 由于 G 是个常数,则 K_s 主要取决于 $\Delta\dot{\beta}$, 而 $\Delta\dot{\beta}$ 反映了多个因素对 ΔK_s 的影响,它取决于 $\alpha, \mu, \frac{dq}{d\epsilon}$ 制动器内的间隙、制动踏板操纵角速度 ω 操纵机构的结构参数、压盘的动力学参数等。 α 增加, ΔK_s 减小,可以改善制动平顺性。

通过上面的研究,改善盘式制动器制动平顺性可以采取以下措施:

- 1) 减小周向间隙,可减小 $\dot{\beta}_1$,从而减小冲击,改善制动平顺性。
- 2) 适当增大压盘球槽楔角 α 可使 ΔK_s 减小,则可以改善制动平顺性。
- 3) 减小制动器踏板操纵速度 ω 则 $\dot{\beta}$ 减小,由式(9)可知, ΔK_s 减小,使制动平顺性得到改善。

3 试验研究

为了验证前面研究结果的正确性, 本文以铁牛- 55CD 拖拉机的制动器为试件, 在制动器试验台上进行了试验, 试验参数如下: 飞轮惯量取 $24.8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 制动时制动轴转速取 491 r/min , 制动时间取约为 2.5 s , M_n 取为 $1160 \text{ N} \cdot \text{m}$, 制动器周向间隙取 2.0 mm 。

3.1 测量的参数

- 1) 制动力矩 M_r 通过测量制动器壳体上的反力矩而测出制动力矩。
- 2) 冲击弯矩 M_b 在定位块贴应变片, 测量其弯曲应力, 从而测出碰撞力。
- 3) 制动器制动踏板转角通过平行四边形机构传到转角传感器测出。
- 4) 压紧力通过装在压盘中的压强传感器测出。

3.2 试验项目

1) 改变周向间隙 δ 试验结果如图 4 和表 1 所示。表 1 中 \bar{K}_{s_3} 、 \bar{K}_{b_3} 分别为制动过程第三阶段的制动力矩的平均相对增长率和冲击弯矩的平均增长率; \bar{K}_{s_3} 表示了在整个制动过程制动力矩的变化情况, \bar{K}_{b_3} 表示了在整个制动过程冲击弯矩的变化情况。

2) 改变压盘球槽楔角。本试验中 α 分别为: 35° 、 40° 、 45° 试验结果如图 5 和表 1 所示。

3) 由图 4 冲击弯矩 M_b 曲线可以看出, 制动过程第三阶段曲线上出现多个波峰和波谷, 说明压盘凸耳和壳体凸台间发生了多次碰撞。

由图 4、图 5 和表 1 可以看出, 减小周向间隙 δ , 增大压盘的球槽楔角 α 可以使制动第三阶段的制动力矩和冲击弯矩曲线变得平缓, 即 \bar{K}_{s_3} 、 \bar{K}_{b_3} 减小, 从而有效地减小了冲击, 改善了制动平顺性。特别是当 $\delta=0$ 时, 没有冲击所产生的第三阶段, 使制动平顺性得到了大大的改善。

试验研究表明, 前面的理论分析是正确的。

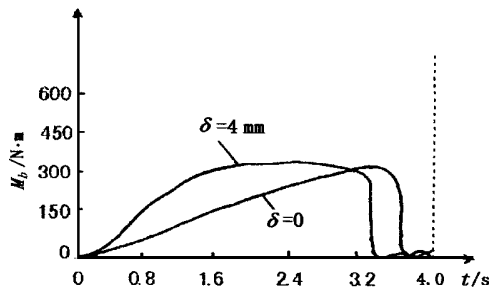


图 4 不同的周向间隙的制动力矩曲线
Fig 4 Curve of brake moment of different circumferential gap

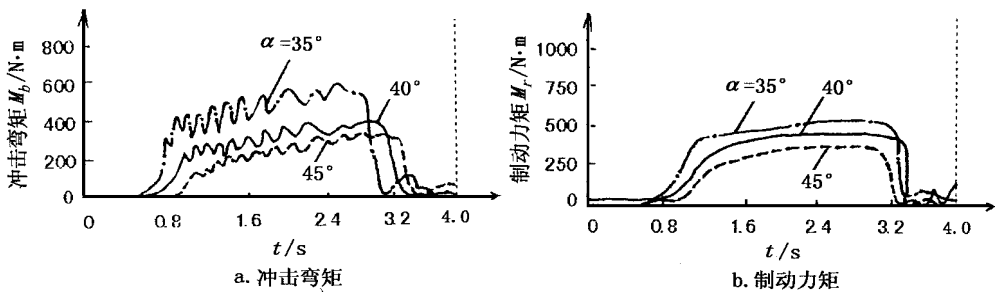


图 5 不同 α 角的试验曲线
Fig 5 Test curve of different α

表 1 不同的 δ 和 α 时的 \bar{K}_{s_3} 、 \bar{K}_{b_3} 值
Tab. 1 \bar{K}_{s_3} and \bar{K}_{b_3} of different δ and α

δ /mm	\bar{K}_{s_3} /s ⁻¹	\bar{K}_{b_3} /N·m in ⁻¹	备注	α /(°)	\bar{K}_{s_3} /s ⁻¹	\bar{K}_{b_3} /N·m in ⁻¹	备注
8	1.11	1 121.8		35	1.59	2 776.7	
4	0.24	214.2	$\alpha=35^\circ$	40	0.98	1 031.1	$\delta=8\text{mm}$
0	-	87.3		45	0.73	967.9	

4 结 论

1) 用制动过程中制动力矩相对增长率 K_s 作为制动平顺性的衡量指标, 能够揭示制动“粗暴”的本质。

2) 制动器工作过程可分为 4 个阶段, 其中, 第二、三阶段对制动平顺性有着重要的影响, 而第三阶段是解决制动平顺性问题的关键。

3) 制动第三阶段发生的碰撞造成了制动力矩增长速度的剧增, 是造成制动“粗暴”的根本原因。在第三阶段的其它时间内, 制动力矩的增长与人的操纵情况有关。

4) 适当减小周向间隙 δ , 增大压盘的球槽楔角 α , 可以有效地减小冲击, 改善制动平顺性。

[参 考 文 献]

- [1] 程悦荪 拖拉机设计. 北京: 机械工业出版社, 1992 192~ 204
- [2] 鲁 会 拖拉机盘式制动器操纵机构几个参数的分析. 拖拉机, 1982(4): 30~ 32
- [3] 高大琴 拖拉机——挂车机组制动性能预估. 拖拉机, 1992(2): 20~ 24

Study on the Tractor Disc Brake Comfort

WANG Zhi-zhong ZHOU Shu-hui ZHANG Yu-chun YANG Chun

(Jilin University of Technology, Changchun 130025) (Fujin Tractor Factory)

Abstract: Previous study on the disc brake comfort was only about brake shell protuberant limiting the place of the platen protuberant, but their collision was not studied. This paper presented the study on the comfort during braking, analyzed the main factors affecting the comfort, pointed out that the collision is the radical reason causing discomfort. It's the collision that makes sharp increment of the relative increase rate of brake moment and the brake discomfort. Reducing the circumferential gap between the platen protuberant and the brake shell protuberant can reduce braking impulse and improve the comfort effectively.

Key words: tractor; disc brake; brake comfort