

# 农用三轮运输车前减振器的阻尼特性

李 波<sup>①</sup>

(车辆工程学院)

**摘 要** 建立了农用三轮运输车前减振器阻尼力计算模型,编制了阻尼特性模拟软件,并将阻尼示功特性模拟结果与测试结果作了对比分析。探讨了前减振器的结构参数和动力参数与其阻尼的关系。为获得理想的阻尼特性,提出了对现有前减振器的改进措施。

**关键词** 农用三轮运输车; 减振器; 阻尼特性; 结构参数; 模拟

**中图分类号** S229.100.2

## Damping Characteristics of Front Shock Absorber Mounted on a Farm Three-Wheel Vehicle

Li Bo

(College of Vehicle Engineering, CAU)

**Abstract** Models used to simulate the damping characteristics of the front shock absorber mounted on a farm three-wheel vehicle are built. The validity of these models is verified by a series of tests. In addition, the relations between the structural and dynamic parameters of the shock absorber and the damping force are investigated. Some courses of action which should be taken to improve the damping characteristics of the shock absorber available are proposed.

**Key words** farm three-wheel vehicle; shock absorber; damping characteristics; structural parameters; simulation

农用三轮运输车在道路上行驶时,路面粗糙不平使整车产生随机振动,导致驾驶员的舒适性下降;车轮与路面之间的振动和冲击也影响到轮胎对地面的附着性能,从而影响到前转向系的操纵性和整车的行驶稳定性。为了有效地衰减路面传至方向把上过大的振动,既减轻驾驶员的疲劳,又使运输车保持良好的操纵性,通常在前转向系统上安装液压双向作用筒式减振器。其功能和工作原理与两轮摩托车前减振器相同,但结构上有较大差别。由于前减振器的阻尼与整车的平顺性和转向系的操纵性密切相关,因此有必要对目前我国农用三轮运输车上配置的前减振器的阻尼特性进行分析。

收稿日期:1995-10-13

①李 波,北京清华东路 17 号中国农业大学(东校区)206 信箱,100083

## 1 前减振器的结构与工作原理

前减振器(图 1 为其结构原理简图)主要由减振柱、减振筒、减振柱底部阀座和衬套等部分组成。减振柱底部阀座上有节流孔, 阀座上端安装有簧片。

前减振器系双向作用式, 即在压缩和复原行程中均产生阻尼力。阻尼力主要来自阀座节流孔的节流作用, 从阀座组成结构上知, 压缩和复原行程中节流孔数量不同, 复原行程中节流孔数量少, 因此所产生的复原阻尼力较大, 符合运输车对减振器阻尼特性的要求<sup>[1]</sup>。

## 2 前减振器阻尼力计算

计算阻尼力是为了寻求减振器阻尼力与减振器伸缩速度、结构参数和动力参数之间的函数关系。这样在前减振器设计时可方便地确定结构参数的取值, 同时也可前减振器计算机辅助设计中的动态特性建模打下必要的理论基础。

### 2.1 压缩行程的阻尼力

压缩行程中, 油液流向是 A 腔→C 腔, A 腔→B 腔, C 腔→B 腔。设  $Q_1, Q_2$  和  $Q_3$  分别为通过减振柱阀座节流孔、减振筒与衬套的缝隙和减振柱侧壁节流孔的流量。阀座孔厚度  $\delta_v$  满足  $d_h/2 < \delta_v < 4d_h$  ( $d_h$  为孔径, m), 由流体力学<sup>[2]</sup>知, 属于细长孔节流, 流量按管嘴出流计算, 有

$$Q_1 = C_d A_{oc} [2(p_2 - p_1) / \rho]^{1/2} \quad (1)$$

式中:  $C_d$  为流量系数, 对于细长孔,  $C_d = 0.82$ ;  $A_{oc}$  为阀座节流孔总节流面积,  $m^2$ ,  $A_{oc} = (\pi/4) \cdot d_h^2 m_1$ ,  $m_1$  为阀座节流孔数;  $p_2, p_1$  分别为减振筒底部(A 腔)的油液压力和减振柱内的空气压力,  $N \cdot m^{-2}$ ;  $\rho$  为油液密度,  $kg \cdot m^{-3}$ 。

根据缝隙节流理论<sup>[2]</sup>, 有

$$Q_2 = \frac{\pi d_c \delta^3 (1 + 1.5\epsilon^2)}{6\mu\delta_c} (p_2 - p_3) + \pi d_c \delta |\dot{x}| \quad (2)$$

式中:  $d_c$  为衬套外径, m;  $\delta$  为减振筒内径与衬套之间的缝隙, m;  $\epsilon$  为相对偏心度,  $\epsilon = e/\delta$ ,  $e$  为减振柱与减振筒的偏心量, m;  $\mu$  为油液的动力粘度,  $Pa \cdot s$ ;  $p_3$  为 B 腔油压, Pa;  $\dot{x}$  为减振柱相对于减振筒的速度,  $m \cdot s^{-1}$ 。

$$Q_3 = C_d A_{or} [2(p_1 - p_3) / \rho]^{1/2} \quad (3)$$

式中:  $A_{or}$  为减振柱侧壁节流孔的总节流面积,  $A_{or} = (\pi/4) d_{or}^2 k$ ,  $d_{or}$  为减振柱侧壁节流孔直径, m,  $k$  为侧壁节流孔数。

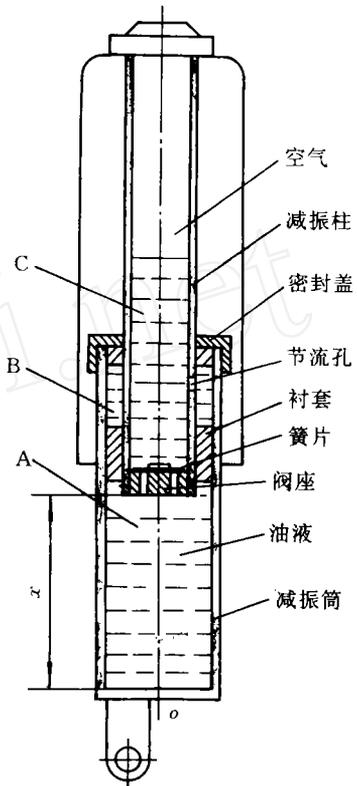


图 1 前减振器结构原理简图

假定油液不可压缩<sup>[3]</sup>,则

$$Q_1 + Q_2 = A_3 |\dot{x}| \quad (4)$$

式中  $A_3$  为减振筒内壁截面积,  $A_3 = \pi d_3^2/4$ ,  $d_3$  为减振筒内径, m。同理有

$$Q_2 + Q_3 = (A_3 - A_2) |\dot{x}| \quad (5)$$

式中  $A_2$  为减振柱外端截面积,  $A_2 = \pi d_2^2/4$ ,  $d_2$  为减振柱外径, m。

将式(1)~(5)联立,可求出  $p_3 = [-g_2 + (g_2^2 - 4g_1g_3)^{1/2}]/2g_1$ ,  $p_2 = c_1 + c_2p_3$ 。其中:  $g_1 = b_2^2(c_2 - 1)^2$ ,  $g_2 = 2b_2^2c_1(c_2 - 1) - 2b_2(A_3 - b_3)(c_2 - 1)|\dot{x}| - A_{oc}^2b_1^2c_2$ ,  $g_3 = b_2^2c_1^2 + (A_3 - b_3)^2|\dot{x}|^2 - 2b_2(A_3 - b_3)c_1|\dot{x}| + A_{oc}^2b_1^2(p_1 - c_1)$ ;  $c_1 = [(2A_3 - A_2 - 2b_3)A_2|\dot{x}|^2 + (A_{oc}^2 + A_{or}^2)b_1^2p_1](A_{oc}^2b_1^2 + 2A_2b_2|\dot{x}|)^{-1}$ ,  $c_2 = (2A_2b_2|\dot{x}| - A_{or}^2b_1^2)(A_{oc}^2b_1^2 + 2A_2b_2|\dot{x}|)^{-1}$ ;  $b_1 = C_d(2/\rho)^{1/2}$ ,  $b_2 = \pi d_c \delta^3(1 + 1.5\epsilon^2)(6\mu\delta_c)^{-1}$ ,  $b_3 = \pi d_c \delta$ 。

现在计算减振柱内顶部的空气压力  $p_1$ 。假设减振器处在自由状态,减振柱内空气柱高度为  $H_a$ ,大气压力为  $p_a$ ,行程中间位置时空气柱高度为  $H_0$ ,空气压力为  $p_0$ 。根据气体等温变化过程中  $pV = \text{const}$ ,有  $p_a H_a A_1 = p_0 H_0 A_1$ ,式中  $A_1$  为减振柱内截面积,  $A_1 = \pi d_1^2/4$ ,  $d_1$  为减振柱内径, m。

在实测减振器示功特性时,减振器受到的激励是示功台上的正弦激励。在图 1 所示的坐标系中,减振柱所处的位置可表示为  $x = l_0 - r \sin \omega t$ 。式中:  $l_0$  为减振柱处于行程中间位置时阀座底面至减振筒底部(坐标原点)的距离, m;  $r$  为曲柄半径, m。  $\dot{x} = -r\omega \cos \omega t$ , 当  $\dot{x} > 0$  时为复原行程; 当  $\dot{x} < 0$  时为压缩行程。  $s = r \sin \omega t$ , 式中  $s$  为减振柱相对于减振筒的位移, m。

根据减振柱伸进减振筒内的体积等于减振柱内减少的气体体积,得  $(H_0 - H_1)A_1 = sA_2$ , 式中:  $H_1$  为减振柱相对位移为  $s$  时气柱的高度, m;  $H_1 = H_0 - A_2s/A_1$ 。此时减振柱内的气体压力  $p_1 = p_0 H_0 / H_1$ 。

$p_1$  求出之后,  $p_2$  和  $p_3$  均可计算出来。压缩行程中减振柱所受的阻尼力(不计摩擦阻力)为  $F_c = -p_2(A_2 - A_{oc}) + p_3(A_c - A_2)$ , 式中  $F_c$  为压缩行程阻尼力, N;  $A_c = \pi d_c^2/4$ 。规定  $F_c$  向上为负, 向下为正。

## 2.2 复原行程的阻尼力

复原行程中,油液流向是 C 腔→A 腔, B 腔→A 腔, B 腔→C 腔。计算过程与 2.1 类似,最后得  $F_r = -p_2(A_c - A_{oc}) + p_3(A_c - A_4)$ , 式中:  $F_r$  为复原行程阻尼力, N;  $A_4$  为减振柱底部端面面积,  $A_4 = \pi d_4^2/4$ ,  $d_4$  为减振柱端部直径, m。

## 3 阻尼力模拟计算与阻尼特性测试

根据上面建立的阻尼力计算模型,用 FORTRAN 语言编制阻尼力模拟程序 ABSORB。计算是以江西长城机械厂生产的前减振器为例进行的,输入模拟程序的初始参数列于表 1, 表 2 和表 3。

由于在减振器装配过程中注油的方式不同(表 3),减振柱在自由状态时其内部空气柱高度也不同。此种结构减振器的注油量为 190 mL。

阻尼特性的模拟结果示于图 2。阻尼力示功图是在 JGS-90 型示功台上测得的,测试结果

如图 2(a)中虚线所示。

表 1 输入的结构参数和动力参数

表 1 输入的结构参数和动力参数							m
结构参数	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_c$	$d_h$	$d_{or}$
	0.023	0.036	0.04	0.034	0.04	0.002	0.003
结构参数	$l_0$	$\delta$	$e$	$l$	$k$	$m_1$	$m_2$
	0.065	$112 \times 10^{-6}$	$6 \times 10^{-6}$	0.03	1	6	4
动力参数	$C_d$	$\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	$\mu/\text{Pa} \cdot \text{s}$	$p_a/\text{Pa}$			
	0.82	860	0.008 6	98 000			

表 2 激振工况

激振转速 $n/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	20	40	60	66.8	80	100
振幅 $A/\text{m}$	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05

表 3 减振器内的空气柱高度

注油方式	$H_a/\text{m}$
I 减振柱处于压缩行程最终位置	0.014 149
II 减振柱处于压缩或复原行程中间位置	0.136 646
III 减振柱处于复原行程最终位置	0.295 890

## 4 阻尼力计算结果与测试结果的分析

从阻尼示功特性的计算和实测结果(图 2)可以看出,阻尼力模拟结果与实测结果相近,尤其在复原行程中两者更为接近,压缩行程中两者偏差较大,但仍处于工程计算所许可的精度范围内,因此可以认为所建立的阻尼力模型是合理的。从实测的阻尼示功图看出,在压缩行程中阻尼力较小但波动却很大,阻尼力不稳定,示功特性出现严重畸变。这是由阀座簧片的弹性作用使压缩行程中节流面积不断变化所造成的,而阻尼力计算模型中,为简化计算,也未考虑阀座簧片在压缩行程中的弹性变形问题。

采用 II, III 两种注油方式的减振器,其压缩行程终了时,阻尼力急剧增加。从速度特性看(图 2(d)和图 2(f)),在平衡位置(减振柱行程中点)上部的压缩和复原速度特性曲线变化比较平缓;在平衡位置下部的压缩和复原速度特性曲线出现突变,压缩行程速度越大,阻尼力反而越小,此不符合实际要求。

从注油方式看,采用注油方式 I(图 2(a)),复原阻尼力大于压缩阻尼力,而此复原阻尼力也大于另外 2 种注油方式所获得的复原阻尼力(图 2(c)和(e))。前减振器在实际使用中,压缩行程阻尼力可小一些,由螺旋弹簧起隔振作用,复原行程中主要靠减振器衰减振动,要求阻尼力要大;因此,采用注油方式 I 较合理(图 2(a)和(b))。不同的注油方式实质上使得减振柱内顶部在大气压力下气柱高度  $H_a$  不同, $H_a$  越小,复原行程阻尼力越大。使  $H_a$  减小的途径除了

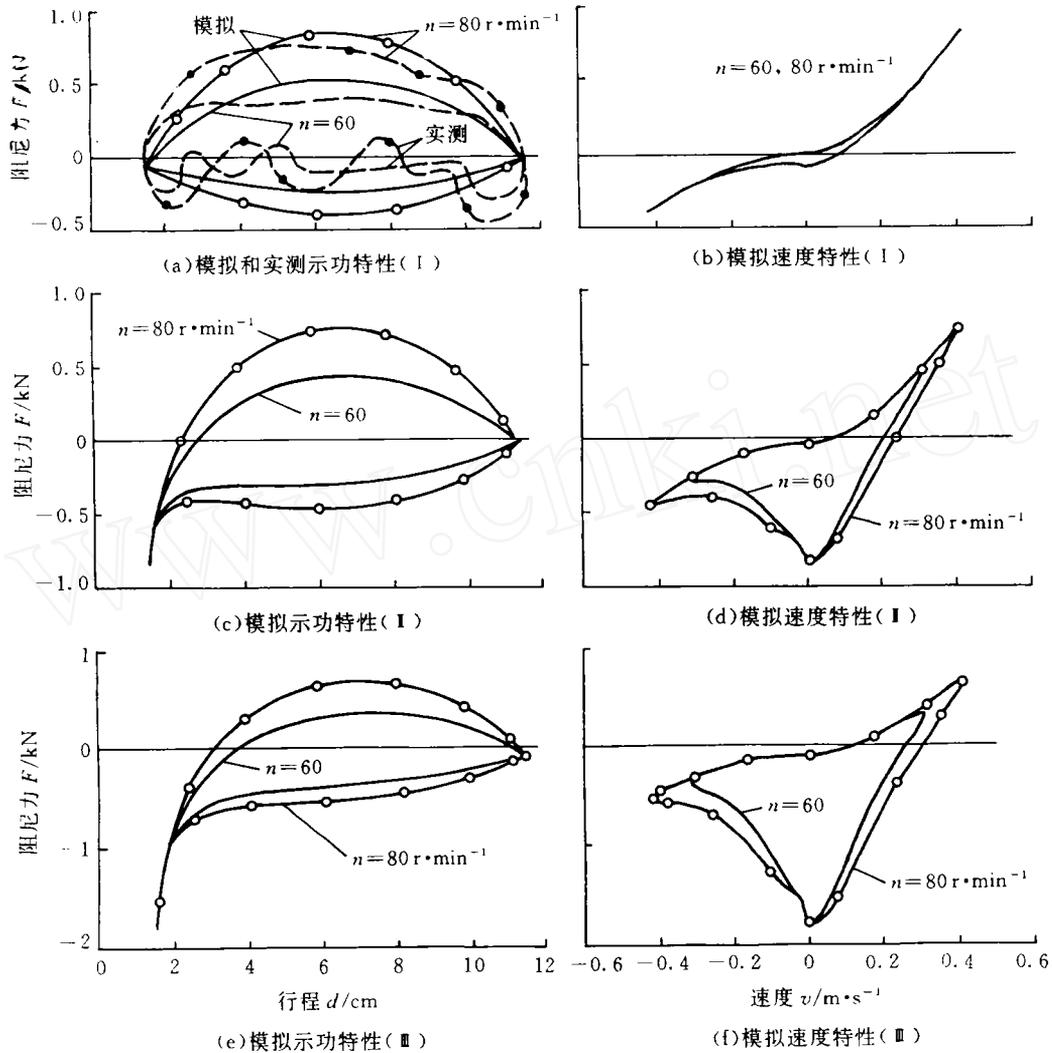


图 2 减振器的阻尼特性

以不同方式注油外,还可向减振器内尽量多地注入油液(但必须保证所要求的压缩行程),使  $H_c$  减小,但用此法来提高阻尼力,对于大批量生产的前减振器,显然是不经济的。

据笔者所知,我国农用三轮运输车所配置的前减振器阻尼值偏小,方向把上的振动仍存在偏大的问题;因此,与农用三轮运输车配套的专业生产前减振器的厂家应设法改进设计来提高阻尼值。

下面分析衬套与减振筒内壁间隙  $\delta$  与阻尼力  $F$  的关系。取  $\delta_{\min} = 710 \mu\text{m}$ (此值取自江西长城机械厂设计图纸)。模拟计算所得阻尼力结果示于图 3。比较 2 条曲线可知,减小  $\delta$  值可提高复原和压缩行程的阻尼力,而且复原行程阻尼力增加的幅度较大;因此,前减振器的制造精度越高,越有利于增大阻尼力。

从结构因素看,与前减振器阻尼力关系最大的当属阀座上节流孔的直径。理论上节流孔直

径越小,节流阻力越大,即产生的阻尼力越大;但实际结构中若阀座节流孔直径太小,压缩行程中阻尼力太大,驾驶员会感到前叉转向系统垂直方向“太硬”,起不到缓冲作用,而且复原行程中会造成回流到减振筒内油液量不足,不能及时填满减振筒,此时若压缩行程开始,则会有一段压缩空行程,相当于减振器未起到阻尼作用,更为不利;因此设计中节流小孔直径取值是有限度的。

农用三轮运输车前减振器的功用主要是在前叉复原和压缩行程中提供相应的阻尼力,而汽车用的油气弹簧作为悬架,有刚度要求,既承载重量,还要作为减振器提供阻尼,因而要向油气弹簧中充入高压气体;而农用三轮运输车前减振器仅要求提供阻尼,尽量使空气含量少,以利于增大复原阻尼力,载荷由套装在它上面的螺旋弹簧承担;因此由于所起作用不同,二者对气体含量的要求是不同的。

从减振器阻尼的速度特性模拟结果(图2(b),(d)和(f))看出,阻尼力与速度的关系呈非线性,即阻尼的形式不是粘性的。采用阻尼问题的非线性数学描述会更接近于实际情况<sup>[4]</sup>,如果要提高农用三轮运输车的动态特性的分析精度,研究前减振器的阻尼非线性是必要的。

## 5 结束语

1)建立了农用三轮运输车前减振器的阻尼力计算模型,并编制了阻尼特性模拟程序 ABSORB。

2)利用前减振器示功特性的测试结果验证了所建立的阻尼力计算模型的合理性。应用此模型,提出了增加阻尼力的措施:①减小衬套与减振筒内壁的间隙;②在不改变原结构设计和满足前减振器压缩行程的情况下,尽可能采用使减振柱内顶部气柱高度较小的注油方式。

3)建立描述前减振器阻尼特性更精确的模型时,除了要考虑阀座簧片的动态特性外,还要考虑减振器阻尼特性的非线性问题。

4)所提出的方法同样适宜于两轮摩托车减振器和轮式车辆用液压减振器阻尼特性的分析。

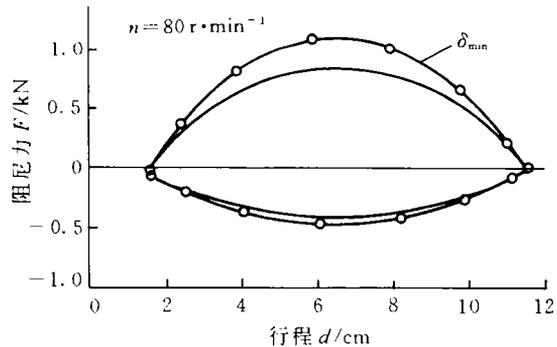


图3  $\delta$ 取最小值时的模拟示功图(1)

## 参 考 文 献

- 1 李波. 农用三轮运输车振动特性的研究:[学位论文]. 北京:北京农业工程大学,1993. 18~27
- 2 盛敬超. 液压流体力学. 北京:机械工业出版社,1980. 174~217
- 3 van Vliet M, Sankar S. Computer-aided analysis and experimental verification of a motorcycle suspension. Trans ASME, J Vib Acou Str and Reli in Design, 1983, 105: 120~131
- 4 丁法乾, 孙立民. 非线性阻尼悬架车辆的随机振动. 兵工学报, 1991(2): 34~46