

文章编号:1000-582X(2010)09-029-06

## 可变阻尼减振器外特性仿真与试验

徐中明<sup>a,b</sup>, 张玉峰<sup>b</sup>, 余 烽<sup>b</sup>, 李仕生<sup>b</sup>

(重庆大学 a. 机械传动国家重点实验室; b. 机械工程学院, 重庆 400044)

**摘要:**分析了所开发的可变阻尼减振器的工作原理和阀系特性。根据流体力学缝隙流动、管嘴流动及并联管路流量计算理论,推导出阻尼力计算公式,用 MATLAB 建立了可变阻尼减振器的数学模型,通过仿真得到了示功图和速度特性,并按照减振器台架试验标准 QC/T545 进行了试验,得到了外特性试验数据。将仿真结果和试验数据进行比较,证明应用并联管路流量计算理论建立的数学模型正确可靠,符合实际要求,准确地描述了阻尼力随行程变化的特性,可用于可变阻尼减振器的设计和性能预测。

**关键词:**可变阻尼;减振器;流体力学;物理特性;仿真

**中图分类号:**U463. 213

**文献标志码:**A

### External characteristics simulation and experiment of variable-damping shock absorbers

XU Zhong-ming<sup>a,b</sup>, ZHANG Yu-feng<sup>b</sup>, YU Feng<sup>b</sup>, LI Shi-sheng<sup>b</sup>

(a. State Key Laboratory of Mechanical Transmissions; b. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

**Abstract:** The working principle and the valve train characteristics of the developed variable damping shock absorber are analyzed. According to the hydromechanics theory, a mathematical model of the variable-damping shock absorber is established through MATLAB and the calculation formula is deduced. The  $F-S$  curve and  $F-V$  curve are obtained through computer simulation. According to QC/T545 national standard, external characteristic curve is obtained by bench test. The simulation result is compared with the experimental data and the correctness of the mathematical model is proved. The model accurately describes the variation of damping force with the displacement and can be used for shock absorber design and performance prediction.

**Key words:** variable-damping; shock absorber; fluid dynamics; physical characteristics; simulation

减振器是汽车的重要组成部分,其动态阻尼特性对于整车动力学性能具有很大的影响<sup>[1-3]</sup>。而传统双筒液压减振器的外特性和行程不相关,车辆动力学性能与减振器的内部结构、外特性关联度不高,是一种同时满足行驶平顺性和操纵稳定性的折衷方

案<sup>[4-5]</sup>。可调阻尼减振器是提高减振器的一种途径,近些年得到使用<sup>[6-8]</sup>。笔者研究的可变阻尼减振器是在传统减振器的基础上改进而得<sup>[8]</sup>,具有特殊的旁通槽结构,其工作缸内壁的平衡位置加工有不同数量、宽度及长度的旁通槽,使阻尼力特性随行程增

收稿日期:2010-04-15

基金项目:重庆市科委重点攻关项目(CSTC,2009AB6018)

作者简介:徐中明(1963-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事车辆振动舒适性及系统动力学研究,  
(E-mail)xuzm@cqu.edu.cn。

加而加大,既提高了车辆的乘坐舒适性又保证了操纵稳定性。

从 20 世纪 70 年代开始,就已经开展了传统液压减振器工作特性的建模分析研究。如 Duym 建立了减振器各腔室间流动的模型,对减振器速度特性的滞后现象进行了专门的研究,另外还建立了考虑温度影响的参数模型<sup>[9]</sup>。但这些模型大多是利用实验测试结果来获得部分或全部模型参数,不便于在设计阶段预测减振器特性。Karadayi 的建模方法为建立减振器的少参数非线性模型探索了一条有效的途径,但仅适用于减振器的低频运动工况(活塞运动频率小于 10 Hz,速度小于 1 m/s)<sup>[10]</sup>。

目前,国内对一般双筒液压减振器的建模过程中仅考虑伸张阀、压缩阀、流通阀和补偿阀的工况,部分文献还应用了流体力学缝隙流动、管嘴流动、薄壁小孔节流理论<sup>[7, 11-13]</sup>。国外有采用流体力学等方法对行程相关减振器数学模型的研究<sup>[14-16]</sup>,但国内相关研究则少见报道。

笔者针对带旁通槽的可变阻尼减振器,应用并联管路流量计算理论,把旁通槽和活塞阀系简化成 2 条并联的液压管路,最后得到了在旁通槽行程内和行程外的复原行程、压缩行程以及开阀前后各工况的数学模型。然后按照减振器台架试验标准 QC/T545 进行试验,得到外特性试验数据。通过仿真结果和试验数据的对比分析,证明应用该模型可以有效地分析可变阻尼减振器的阀系匹配和动态性能,可研究减振器结构参数、外特性对车辆动力学性能的影响,为该可变阻尼减振器的实际应用奠定了基础。

## 1 可变阻尼减振器的基本结构和工作原理

笔者研究的对象是某型双筒液压减振器,该减振器在平衡位置工作缸上开 2 段宽度 2.5 mm,深度 1.5 mm,长度 40 mm 的旁通槽。其结构和工作原理如图 1 所示。

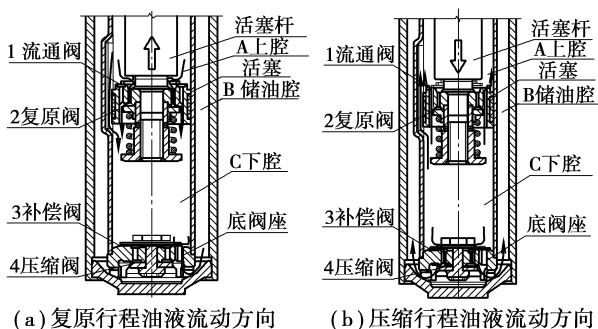


图 1 可变阻尼减振器工作时油液流动方向示意图

## 2 动力学分析与数学建模

建立模型时应用流体力学缝隙流动、管嘴流动、薄壁小孔节流及并联管路流量计算理论,把旁通槽和活塞阀系简化成 2 条并联的液压管路。在旁通槽行程内和行程外,分复原行程、压缩行程,开阀前、开阀后各种工况进行分析计算。

### 2.1 旁通槽范围内分析计算

当减振器活塞在旁通槽行程内运动时,油液分 2 部分流动:1)油液经旁通槽流动;2)油液经活塞上的阀系流动。

这 2 条流路按流体力学的并联管路流量计算,工程计算中并联管路流量计算要比简单管路复杂得多,并联管路的特点如下<sup>[16]</sup>:

1) 并联管路各分支管段流过单位质量的流体时阻力损失相等,  $P_1 = P_2 = \dots = P_{\text{总}}$ 。

2) 并联管路中的总流量等于每个管段流量之和,对不可压缩流体有  $Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_i$ 。

#### 2.1.1 复原行程

在复原行程时,活塞相对工作缸向上运动,上腔的油液通过活塞上的常通孔和旁通槽流向下腔。活塞速度达到复原阀开阀速度时,复原阀开启,形成环状缝隙节流。由于活塞杆的存在,上腔内减少的容积小于下腔增加的容积,为防止复原行程初期产生空程畸变,在减振器下端设计了贮油腔,两腔之间有补偿阀,复原行程中补偿阀打开,油液从贮油腔经补偿阀流向下腔。底阀上补偿阀的流通面积远远大于活塞上复原阀的流通面积,而且补偿阀预紧弹簧的预紧力远小于复原阀弹簧的预紧力,所以下腔压力几乎和贮油腔压力相等,复原行程中不考虑补偿阀的节流作用。复原行程根据复原阀的开闭分开阀前和开阀后,所建立的数学模型也各异。

##### 2.1.1.1 开阀前

因假设不存在泄漏,上腔的油液只能通过活塞上的常通孔和旁通槽流入下腔。

$$Q_z = (A_h - A_g)v, A_h = \frac{\pi d_h^2}{4}, A_g = \frac{\pi d_g^2}{4},$$

$$Q_z = \left( \frac{\pi d_h^2}{4} - \frac{\pi d_g^2}{4} \right) v, \quad (1)$$

式中:  $Q_z$  为上腔流入下腔的总流量;  $A_h$  为活塞端面;  $A_g$  为活塞杆的横截面积;  $d_h$  为活塞外径;  $d_g$  为活塞杆直径;  $v$  为活塞相对工作缸的运动速度。

复原阀开启前,油液分两部分流动,一部分油液经旁通槽流动,流量为  $Q_1$ ,该通道的长度  $L$  与孔径

$D$  之比为 3~4,油液在此通道中的流动可视为管嘴流动。

$$P_{旁通} = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q_1}{C_1 A_{旁通} N} \right)^2, A_{旁通} = \frac{\pi d_{旁通}^2}{4}, \quad (2)$$

式中: $A_{旁通}$  为旁通槽的流通面积; $N$  为旁通槽数目; $C_1$  为压力损失系数。

另一部分油液经活塞上的阀系流动,流量为  $Q_2$ 。液压油从上腔进入小孔,压差为  $P_{11}$ ,再流经活塞下端的常通孔流入下腔,压差为  $P_{12}$ ,活塞上下总压差为: $P_1 = P_{11} + P_{12}$ 。由于活塞体中间小孔的孔长和孔径之比约为 3,油液在此小孔中的流动也作为管嘴流动,常通孔中的流动视为缝隙流动,由流体力学公式可得

$$P_{11} = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q_2}{C_1 A_{11} N_{11}} \right)^2, P_{12} = \frac{12\mu l_1 Q_2}{b_1 h^3},$$

$$P_1 = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q_2}{C_1 A_{11} N_{11}} \right)^2 + \frac{12\mu l_1 Q_2}{b_1 h^3}, \quad (3)$$

式中: $d_{11}$  为小孔的直径; $A_{11}$  为小孔截面积; $N_{11}$  为小孔数目; $\rho$  为油液密度; $\mu$  为油液的动力粘度; $h$  为缺口的高度; $l_1$  为缝隙流通长度,即活塞下端的凸起宽度; $b_1$  为缺口的总长度。

根据流体力学理论:

$$P_{旁通} = P_1, \quad (4)$$

$$Q_z = Q_1 + Q_2, \quad (5)$$

由式(1)-(5)可解出  $P_1$ ,复原行程中开阀前的阻尼力为

$$F_1 = (A_h - A_g) P_1. \quad (6)$$

### 2.1.1.2 开阀后

随活塞运动速度升高,上下腔压力达到复原阀弹簧预紧力时,复原阀打开。油液也分两部分流动,一部分流经旁通槽,流量为  $Q_3$ 。

$$P_{旁通} = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q_3}{C_1 A_{旁通} N} \right)^2, A_{旁通} = \frac{\pi d_{旁通}^2}{4}. \quad (7)$$

另一部分流经活塞阀系,流量为  $Q_4$ ,活塞上下压差  $P_2$  由活塞小孔节流压差  $P_{21}$ ,复原阀片和活塞凸起间的缝隙节流压差  $P_{22}$  组成,即

$$P_2 = P_{21} + P_{22}, \quad (8)$$

$$P_{21} = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q_4}{C_1 A_{11} N_{11}} \right)^2. \quad (9)$$

复原阀打开时,设开度为  $\delta$ ,则复原阀片的受力平衡方程为: $P_{22} A_{12} = \delta k_f + F_f$ 。

所以  $\delta = \frac{P_{22} A_{12} - F_f}{K_f}$ ,

$$P_{22} = Q_1 \frac{12\mu l_1}{b_{21} \delta^3} = Q_1 \frac{12\mu l_1}{2\pi r_{21} \delta^3}, \quad (10)$$

式中: $A_{12}$  为复原阀片受力面积; $r_{21}$  为活塞体下端凸起内半径; $K_f$  为复原阀弹簧弹簧刚度; $F_f$  为复原阀弹簧预紧力; $b_{21}$  为活塞体下端凸起内圈周长。

根据流体力学理论:

$$P_{旁通} = P_2, \quad (11)$$

$$Q_z = Q_3 + Q_4. \quad (12)$$

由式(7)-(12)得到  $P_2$ ,复原行程开阀后的阻尼力为: $F_2 = (A_h - A_g) P_2$ 。

### 2.1.2 压缩行程

在压缩行程时,活塞相对工作缸向下运动,油液经活塞流通阀系和旁通槽回到上腔,还有部分油液推开底座上压缩阀流回贮油腔。由于假设无泄漏,压缩行程一开始,压缩阀就开启,所以压缩行程只考虑压缩阀开启后的工况。

#### 2.1.2.1 活塞阀系和旁通槽并联时阻尼力的计算

油液流通也分两部分,一部分流经旁通槽,流量为  $Q_5$ 。

$$P_{旁通} = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q_5}{C_1 A_{旁通} N} \right)^2, A_{旁通} = \frac{\pi d_{旁通}^2}{4}. \quad (13)$$

另一部分流经活塞阀系,流量为  $Q_6$ ,油液先从上腔进入流通孔,压差为  $P_{31}$ ,再经活塞上端凸起和流通阀片之间的缝隙流入上腔,压差为  $P_{32}$ 。活塞上下两端的总压差为: $P_3 = P_{31} + P_{32}$ ,活塞上的流通可视为管嘴流动,由流体力学理论公式得

$$P_{31} = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q_6}{C_1 A_{31} N_{31}} \right)^2, \quad (14)$$

式中: $N_{31}$  为流通孔数目; $A_{31}$  为流体孔截面积。

流通阀片和活塞凸起之间形成内外 2 条缝隙流,这种结构按流体力学理论公得

$$Q_6 = 2\pi \left( \frac{r_{31}}{l_{31}} + \frac{r_{32}}{l_{32}} \right) \frac{\delta_{32}^3}{12\mu} P_{32}, \delta_{32} = \frac{P_{32} A_{32} - F_1}{k_1}, \quad (15)$$

式中: $\delta_{32}$  为流通阀的开度; $F_1$  为复原弹簧的预紧力; $r_{31}$ 、 $r_{32}$  分别为活塞上凹槽的内、外半径; $l_{31}$ 、 $l_{32}$  分别为活塞上凹槽两边凸起宽度; $A_{32}$  为流通阀片的受力面积; $K_1$  为复原弹簧的弹簧刚度。

根据流体力学理论:

$$P_{旁通} = P_3, \quad (16)$$

$$Q_z = Q_5 + Q_6. \quad (17)$$

由式(13)-(17)推导出活塞上产生的阻尼力  $P_3$ 。

#### 2.1.2.2 底座上压缩阀阻尼力的计算

底阀压差  $P_4$  也由 2 部分组成:小孔流动产生的压差  $P_{41}$ ;底阀体和压缩阀片之间形成的缝隙流动压差  $P_{42}$ 。

$$P_4 = P_{41} + P_{42}, \quad (18)$$

$$P_{41} = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q_7}{C_1 A_{41} N_{41}} \right)^2, \quad (19)$$

$$Q_7 = A_g v, \quad (20)$$

式中:  $Q_7$  为压缩阀流量;  $A_{41}$  为压缩阀孔截面积;  $N_{41}$  为压缩阀孔数。

底阀体和压缩阀片之间形成的缝隙流动, 根据流体力学理论可得

$$Q_7 = \frac{2\pi r_{41} \delta_{42}^3}{12\mu l_4} P_{42}, \quad (21)$$

$$\delta_{42} = \frac{P_{42}}{Eh_y^3} \left[ \frac{(9r_{y_1}^4 + 8r_{y_1}^3 r_{y_2} - 18r_{y_1}^2 r_{y_2}^2 + r_{y_2}^4)}{6} - 4r_{y_1}^3 r_{y_2} \ln\left(\frac{r_{y_1}}{r_{y_2}}\right) \right], \quad (22)$$

式中:  $\delta_{42}$  为压缩阀开度;  $l_4$  为缝隙流通长度;  $h_y$  为阀片厚度;  $r_{41}$  为压缩阀体下端凸起内半径;  $r_{y_1}$  为压缩阀片外径;  $E$  为压缩阀片弹性模量;  $r_{y_2}$  为压缩阀限位片外径。

由式(18)-(22)可推导出  $P_4$ , 因为贮油腔的压强约等于大气压, 所以下腔的压强就近似等于压差  $P_4$ , 而上腔的压强近似等于  $P_4 - P_3$ , 故减振器压缩行程的阻尼力为

$$F_3 = A_h P_4 - (A_h - A_g)(P_4 - P_3).$$

### 2.2 旁通槽范围外分析计算

当减振器活塞运动到旁通槽以外的行程时, 其特性就与一般双筒液压减振器相似, 根据活塞运动情况也分为复原行程和压缩行程, 考虑开阀前和开阀后 2 种情况, 但运动分析、数学建模、公式推导不再考虑旁通槽对减振器阻尼力的影响。

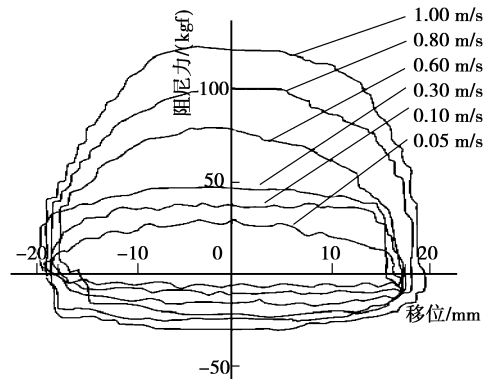
## 3 减振器外特性仿真与试验数据对比

根据中国减振器台架试验标准 QC/T545, 采用正弦激励方式。活塞相对工作缸作往返谐波规律的运动:  $S = S_{\max} \sin \omega t$ 。

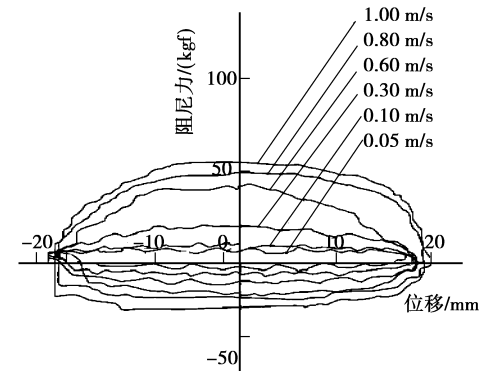
### 3.1 示功图(力-位移曲线)

在工作缸的无槽段和有槽段分别测试和仿真, 得到速度为 0.05、0.10、0.30、0.60、0.80、1.00 m/s 共 6 个速度点的示功图, 测试行程为 40 mm。试验及仿真结果分别如图 2、3 所示。

从图 2、3 中可看出, 在旁通槽内外, 减振器的复原及压缩阻尼力的仿真和试验数据结果都比较一致, 证明应用流体并联管路流量计算理论建立的数学模型正确可靠。试验数据和仿真结果如表 1 所示。



(a) 活塞在旁通槽外工况



(b) 活塞在旁通槽内工况

图 2 减振器分别在旁通槽外和槽内试验示功图

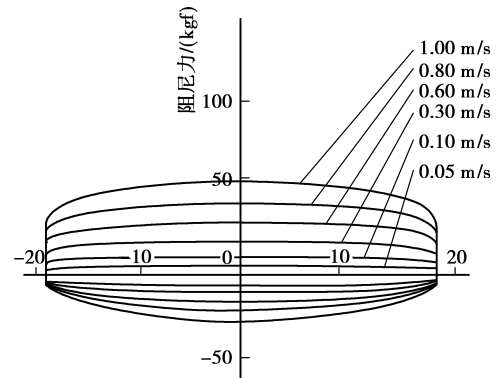
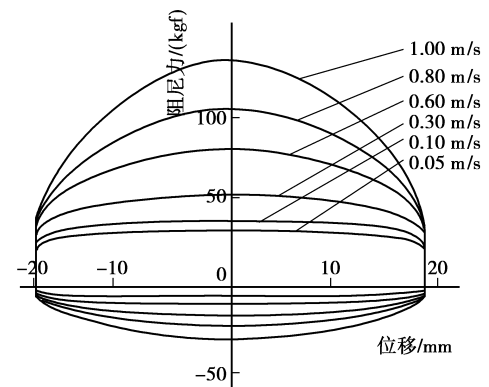


图 3 减振器分别在旁通槽外和槽内仿真示功图

表 1 可变阻尼减振器在不同工作段的阻尼力  
(a)旁通槽外

速度 $/(m \cdot s^{-1})$	复原力			压缩力		
	试验 $/(kgf)$	仿真 $/(kgf)$	误差 $\%$	试验 $/(kgf)$	仿真 $/(kgf)$	误差 $\%$
0.05	26	24	7.69	7	9	-28.57
0.10	37	38	-2.70	10	11	-10.00
0.30	48	55	-14.58	19	18	5.26
0.60	81	83	-2.47	25	24	4.00
0.80	103	103	0.00	28	27	3.57
1.00	125	133	-6.40	32	32	0.00

(b)旁通槽内

速度 $/(m \cdot s^{-1})$	复原力			压缩力		
	试验 $/(kgf)$	仿真 $/(kgf)$	误差 $\%$	试验 $/(kgf)$	仿真 $/(kgf)$	误差 $\%$
0.05	3	10	-233.33	6	4	33.33
0.10	6	13	-116.67	9	8	11.11
0.30	25	24	4.00	16	15	6.25
0.60	41	35	14.63	23	20	13.04
0.80	50	49	2.00	25	24	4.00
1.00	59	57	3.39	29	33	-13.79

在包含了旁通槽的整个行程内测试,行程为 80 mm,试验和仿真得到 0.10、0.30、0.60 m/s 3 个速度点的示功图,如图 4 所示。

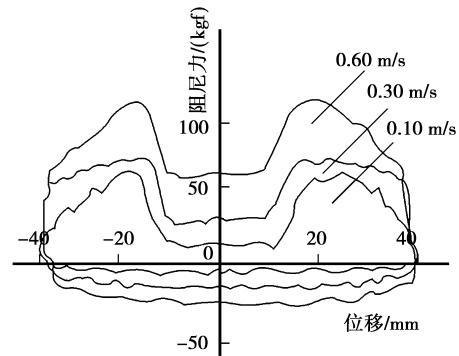
从图 2-4 可看出:该减振器在各自行程范围内压缩阻力和复原阻力的示功图均饱满,无畸形;从表 1 中可看出,在旁通槽行程外,高速、低速工况仿真精度都较高;在旁通槽行程内,0.30、0.60、0.80、1.00 m/s 4 个速度点的复原及压缩阻尼力都基本相符,误差较小。从图 4 可看出,当行程超过 40 mm 时减振器阻尼力明显增加,因此试验和仿真都证明该减振器阻尼力变化与行程相关性强。

在表 1 中,当活塞处于旁通槽行程内时,0.05、0.10 m/s 时的试验数据和仿真结果误差较大,说明低速时有槽段的数学模型和计算精度不够理想,这与建模时对一些不确定因素、非线性因素的简化有关,有待进一步研究。

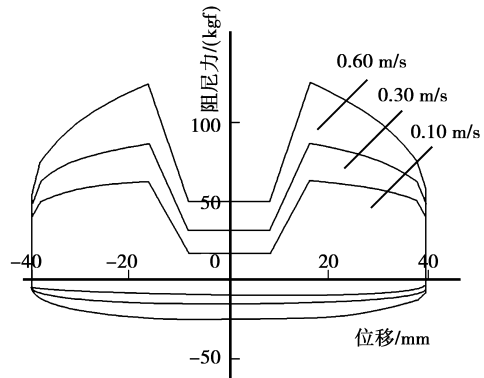
### 3.2 速度特性曲线(力-速度曲线)

对可变阻尼减振器,分别在工作缸的旁通槽外

和槽内测试速度特性曲线,测试速度为 50 ~ 800 mm/s,结果见图 5。

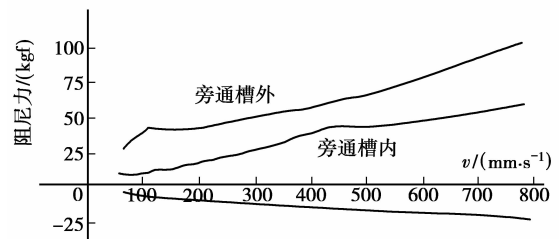


(a) 活塞在整个行程中的试验示功图

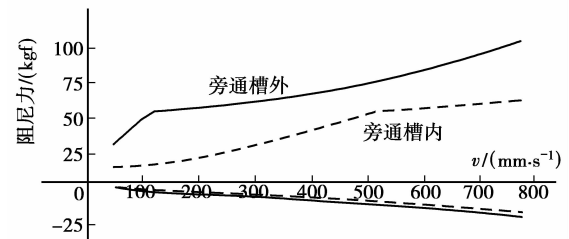


(b) 活塞在整个行程中的模拟示功图

图 4 活塞在整个行程中的示功图



(a) 活塞在整个行程中的试验速度特性



(b) 活塞在整个行程中的模拟速度特性

图 5 旁通槽外和槽内的速度特性曲线

从图 5 中看出减振器的阻尼力随速度的增加而增加。当速度达到 60 mm/s 左右时,阻尼力有个明显的突变,这是复原行程中复原阀开启导致的,此点

就是复原阀的开阀速度点,试验数据证明了仿真时对开阀速度的计算是准确的。

#### 4 结束语

针对带有旁通槽的可变阻尼减振器,应用流体力学并联管路流量计算理论推导出减振器内部阀系特征的计算公式,建立了行程相关可变阻尼减振器的数学模型。仿真结果和试验数据对比表明,应用流体力学并联管路流量计算理论解决可变阻尼减振器的工程计算问题是可行的,应用该模型可分析减振器的阀系匹配和动态性能,可研究减振器结构参数及外特性对车辆动力学性能的影响。

#### 参考文献:

- [1] DIXON J C. The shock absorber handbook[M]. [S. l.]: Professional Engineering Publishing Ltd and John Wiley and Sons, Ltd, 2007.
- [2] DYMS S W R. Simulation tools, modeling and identification, for automotive shock absorber in the context of vehicle dynamics [J]. Vehicle System Dynamics, 2003, 33(4): 263-285.
- [3] CROLLA D A, SIMMS D J. The influence of damper properties on vehicle dynamic behavior [EB/OL]. (2000-06-12) [2009-08-12] <http://papers.sae.org/2000-05-0231/>.
- [4] KALYAN RAJ A H, PADMANABHAN C. A new passive non-linear damper for automobiles [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2009, 223(11): 1435-1443.
- [5] 任勇生, 周建鹏. 汽车半主动悬架技术研究综述[J]. 振动与冲击, 2006, 25(3): 249-252.  
ZHOU YONG-SHENG, ZHOU JIAN-PENG. Vehicle semi-active suspension techniques and its applications[J]. Journal of vibration and shock, 2006, 25(3): 249-252.
- [6] SHAWKATUL ISLAM A S M, AHMED A K W. A comparative study of advanced suspension dampers for vibration and shock isolation performance [D]. Montreal, Canada: Concordia University, 2005.
- [7] 郭孔辉, 孙胜利. 行程相关减振器的建模与试验[J]. 吉林大学学报:工学版, 2008, 38(1): 33-35.  
GUO KONG-HUI, SUN SHENG-LI. Modeling and experiment of stoke dependent shock absorber [J]. Journal of Jilin University: Engineering Edition, 2008, 38(1): 33-35.
- [8] 徐中明, 李仕生, 张志飞, 等. 可变阻尼减振器: 中国, ZL200820097982.0[P]. 2008-04-03.
- [9] DUYM S, REYBROUCK K. Physical characterization of nonlinear shock absorber dynamics [J]. European Journal of Mechanical and Environmental Engineering, 1998, 43(4): 181-188.
- [10] BESINGER F H, CEBON D J. Damper model for heavy vehicle ride dynamics [J]. Vehicle System Dynamics, 1995, 24(1): 35-64.
- [11] 周长城, 任传波. 最佳阻尼匹配减振器阀片厚度优化设计与特性试验[J]. 振动工程学报, 2009, 22(1): 54-59.  
ZHOU CHANG-CHENG, REN CHUAN-BO. Optimum design of throttle slice thickness and its characteristic test for telescopic damper with damping matching [J]. Journal of Vibration Engineering, 2009, 22(1): 54-59.
- [12] 周长城, 顾亮. 筒式减振器叠加节流阀片开度与特性试验[J]. 机械工程学报, 2007, 43(6): 210-215.  
ZHOU CHANG-CHENG, GU LIANG. Supersposition throttle-slices opening size and characteristic test of telescope-damper [J]. Chinese Journal of mechanical Engineering, 2007, 43(6): 210-215.
- [13] ZHOU C C, ZHANG Z Y, ZHANG X Y. Design method for throttle holes area of telescopic shock absorber for small electric vehicles [J]. Journal of Asian Electric Vehicles, 2009, 7(1): 1191-1197.
- [14] LEE C T. Simulation and experimental validation of vehicle dynamic characteristics for displacement-sensitive shock absorber using fluid-flow modeling [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2006, 20(2): 373-388.
- [15] VAN KASTEEL R. A new shock absorber model for use in vehicle system dynamics studies [J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(9): 613-631.
- [16] ALONSO M. Thermal model of a twin-tube cavitating shock absorber [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2008, 222(11): 1955-1962.

(编辑 张 苹)