

弹支阀片双筒液压减振器的阻尼特性

李朝峰¹, 余厚鑫¹, 李超², 闻邦椿¹
(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 浙江中兴减震器制造有限公司, 浙江 台州 317600)

摘 要: 建立了局部载荷作用下弹支环形阀片的力学模型,并讨论了阀片变形的影响规律;利用专用减振器示功机对其阻尼特性进行实验研究,并与理论推导的结果进行了对比与验证. 研究了不同关键参数对减振器阻尼特性的影响规律,结果发现:随着弹簧刚度和阀片厚度的增加,减振器复原行程的阻尼力增大,且速度越大,阻尼力增幅越大;阀片环形受载面积对阻尼力有显著影响,因此建议在减振器的设计阶段对该参数进行考察设计,以扩展产品性能区间. 研究结果可为弹簧阀片式减振器的设计提供可靠准确的理论参考.

关 键 词: 减振器;阻尼特性;局部载荷;弹性支撑;阀片变形

中图分类号: U 463.33+5.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-3026(2018)10-1480-06

Damping Characteristics of Twin-Tube Hydraulic Shock Absorber with Elastic Supporting Slices

LI Chao-feng¹, SHE Hou-xin¹, LI Chao², WEN Bang-chun¹
(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819; 2. Zhejiang Zhongxing Shock Absorber Manufacturing Co., Ltd., Taizhou 317600. Corresponding author: LI Chao-feng, E-mail: chaof.li@gmail.cn)

Abstract: A mechanic model of circular elastic supporting slices was established under partial load, and the influential law of slices deformation was discussed. The exclusive testing machine was used to study its damping characteristics, which was then compared and verified with that of the theoretically deduced results. The influence of different key parameters on the damping characteristics of shock absorbers was studied. The results showed that with the increase of spring stiffness and slices thickness, the damper force of rebound stroke of shock absorber increases, and the greater the speed, the big increase in damping force. The area of pressure acting on the circular slices also has a significant influence on the damping force, so it is recommended that this parameter should be examined during the design phase of the shock absorber to extend the product performance interval. The results may provide reliable and accurate theoretical reference for the design of twin-tube hydraulic shock absorber with elastic supporting slices.

Key words: shock absorber; damping characteristics; partial load; elastic supporting; slice deformation

减振器是汽车悬架系统的重要组成部件之一,其阻尼特性与悬架是否匹配直接决定了减振器的性能. 减振器的阻尼是由油液流经活塞阀系与底阀阀系而产生的,而阀系中阀片的变形大小决定了阻尼力的大小,进而关系到阻尼特性是否与悬架匹配良好. 准确求解阀片的变形量是求解减振器阻尼特性的关键,因此,研究减振器阀片变

形及阻尼特性对减振器性能而言是一项十分重要而有意义的工作.

国内外学者对减振器的研究主要集中在减振器阀片的变形及阻尼特性仿真模型的建立等方面. 文献[1-2]提出了研究油气弹簧环形阀片大挠曲变形的方法及环形缝隙节流的研究方法. 周长城等^[3]提出了一种弹性阀片弯曲变形精确计

算方法,并对其进行了对比验证. 提艳等^[4]利用阀片变形微分方程、边界约束条件和变形连续性条件,对复合阀片在弹簧环形集中力下的变形解析计算进行研究. 贺李平等^[5]针对环形薄板的 von Karman 方程,运用钱式摄动法推导了减振器环形阀片大挠曲变形的解析解,并与高精度有限元数值模型结果进行了对比. Lang^[6]针对某双筒式减振器建立了包含结构参数、油液性质参数及测试参数等 83 个参数的物理参数模型,用于研究减振器的高频畸变现象. Duym 等^[7]建立了双筒式悬架减振器物理参数模型,其预测的减振器阻尼特性与实验结果吻合良好. Ferdek 等^[8]考虑油液的可压缩性,以油液作为工作介质建立了减振器的物理及数学模型. 然后基于数值积分的方法,精确分析了阀片开阀面积与所受载荷的关系,建立了减振器阻尼特性的非线性模型. Calvo 等^[9]应用汽车仿真技术 CarSim 分别建立了减振器的简单线性模型、分段线性模型及复杂非线性模型,考虑侧向、垂向和轴向力等因素,通过对不同的减振器模型进行实验测试与结果对比,分析减振器对汽车动力学仿真的影响. Lee 等^[10-11]基于与行程相关的减振器(DSSA),提出了一种精确的动力学模型,预测汽车系统的动力学特性.

综上所述,针对弹簧作用下的复合阀片,现有的研究是将其考虑成受到局部环形载荷的作用. 本文针对在环形局部载荷作用下的弹支阀片,采用新型模型推导了其变形微分方程,并采用更接近实际的小孔流量模型来模拟阀片开阀后的流量计算,以期获得更为准确的阻尼特性结果.

1 阻尼特性数学模型的建立

1.1 弹簧阀片式减振器的结构

图 1 为弹簧阀片式减振器的结构图. 它主要包括上腔、下腔、储油腔、活塞阀系与底阀阀系等. 随着活塞杆速度的变化,油液的压力与流动情况不同,从而使减振器表现出不同的阻尼特性.

图中速度正向为复原行程,负向为压缩行程. 在图中右上角给出了活塞阀系的具体结构图,右下角给出了底阀阀系的具体结构图,从右上角图中可以看出弹支阀片的具体结构.

1.2 复原行程流量-压力模型

图 2 为复原行程油液流动图. 在该行程中,下腔的容积不断增大,上腔与储油腔的油液分别经过复原阀与补偿阀流入下腔. 复原阀未开之前,上腔的油液通过活塞缝隙 Q_{fx} 和常通孔 Q_{fc} 流入下

腔;复原阀开启之后,还有一部分流量通过复原阀 Q_{fr} 流入下腔. 另外,储油腔中的油液则通过补偿阀 Q_{bc} 流入下腔. p_1 、 p_2 和 p_3 分别为上腔、下腔和储油腔的压强.

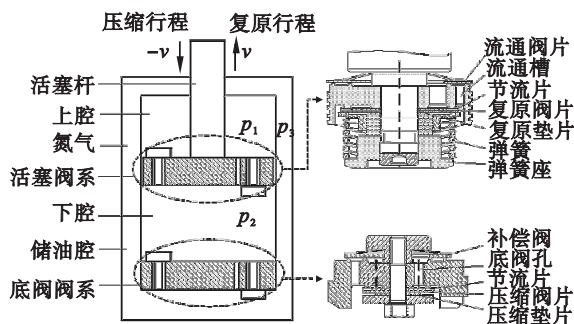


图 1 弹簧阀片式双筒液压减振器结构

Fig. 1 Structure of twin-tube hydraulic shock absorber with elastic supporting slices

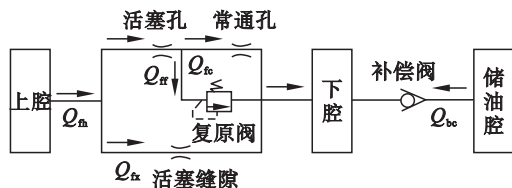


图 2 复原行程油液流动简图

Fig. 2 Oil flow chart of rebound stroke

根据流量与速度之间的关系,由于补偿没有预变形量,其流动形式为环形缝隙流动,因此流经补偿阀的流量与压强差之间的关系为

$$Q_{yb} = \frac{\pi \delta_{yb}^3 \Delta p}{6 \mu \ln \left(\frac{r_{bb}}{r_{kb}} \right)} \quad (1)$$

式中: δ_{yb} 是补偿阀片的开度; r_{bb} 是补偿阀片的外半径; r_{kb} 是补偿阀片的缺口半径; Δp 是上下腔的压强差.

1.3 压缩行程流量-压力模型

图 3 为压缩行程油液流动图. 在该行程中,下腔的容积不断减小,下腔油液分别经过活塞阀系与压缩阀系流向上腔与储油腔. 下腔油液主要通过流通阀 Q_{fr} 流向上腔. 而在流向储油腔的油液中,压缩阀未开启前,通过压缩常通孔 Q_{yc} 流入储油腔;压缩阀开启之后,则有一部分油液通过压缩阀 Q_{yy} 流入储油腔.

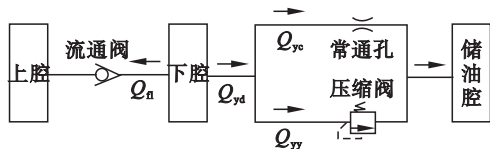


图 3 压缩行程油液流动简图

Fig. 3 Oil flow chart of compression stroke

流通阀与补偿阀是同一类型的阀,因此根据

图 3 可知,其流量与压强差之间的关系为

$$Q_{\text{n}} = \pi \delta_{\text{n}}^3 (p_2 - p_1) / 6 \mu \ln(r_{\text{wl}}/r_{\text{kl}}) . \quad (2)$$

式中: δ_{n} 是流通阀片的开度; r_{wl} 是流通阀片的外半径; r_{kl} 是流通阀片的缺口半径.

1.4 阻尼力模型

对减振器进行受力分析,将活塞与活塞杆看作一个整体,可以得到减振器受到的阻尼力:

$$F_{\text{f}} = p_1 (A_{\text{h}} - A_{\text{g}}) - p_2 A_{\text{h}} + f . \quad (3)$$

式中: F_{f} 是减振器的阻尼力; f 为活塞所受的摩擦力; A_{h} 和 A_{g} 分别为活塞和活塞杆面积.

2 弹支阀片力学模型

图 4 为弹簧阀片式减振器活塞阀系的物理模型.在不同运动状态下减振器所能提供的阻尼力反映了减振器性能的好坏.阻尼力的大小与阀片开度直接相关,阀片的开度大小由阀片变形程度决定.因此,准确求解弹支阀片的变形对分析减振器的性能至关重要.

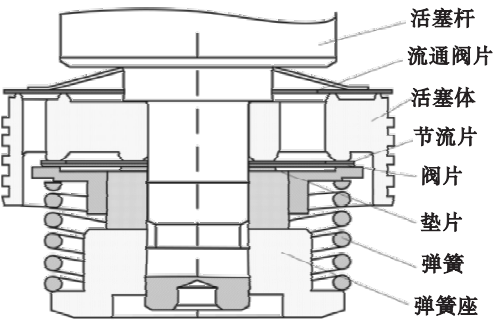


图 4 弹簧阀片式双筒液压减振器活塞结构

Fig. 4 Piston structure of spring-slice twin-tube hydraulic shock absorber

根据阀片的物理模型可以建立弹簧支撑阀片的力学模型,如图 5 所示.

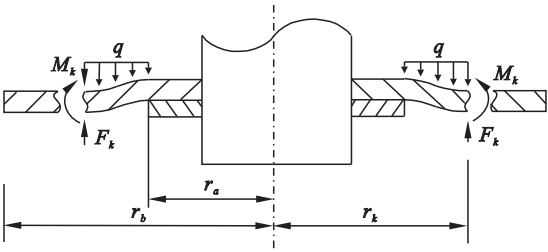


图 5 弹性支撑阀片的力学模型

Fig. 5 Mechanical model of elastic supporting slice

普通的圆形薄板变形微分方程为

$$\left(\frac{d^2}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \right) \left(\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dw}{dr} \right) = \frac{q}{D}, r_a \leq r \leq r_k . \quad (4)$$

其通解为

$$w_q = A_1 \ln r + A_2 r^2 \ln r + A_3 r^2 + A_4 + \frac{qr^4}{64D}, r_a \leq r \leq r_k . \quad (5)$$

式中, A_1, A_2, A_3, A_4 为常数.

在图 5 中,假设弹簧的刚度为 k ,预压缩量为 x_0 ,则作用在阀片上的总的初始预紧力为 $F_0 = kx_0$. 由于支撑弹簧是通过垫片作用于阀片,因此,阀片在 $r \geq r_k$ 处的变形量为恒定值 f_k ,可以不考虑 $r \geq r_k$ 部分. 将阀片外边缘假设为 r_k 处,同时在外边缘作用有弹簧均布力 F_k 和均布力矩 M_k ,其表达式为

$$F_k = \frac{k(x_0 + f_k - f_0)}{2\pi r_k} , \quad (6)$$

$$M_k = \int_{r_k}^{r_b} \left[\frac{F_k}{\pi(r_b^2 - r_k^2)} 2\pi r(r - r_k) \right] / 2\pi r_k dr . \quad (7)$$

阀片所受的分布力为

$$F_q = \begin{cases} q, & r_a \leq r \leq r_k; \\ 0, & r_k \leq r \leq r_b. \end{cases} \quad (8)$$

其中, r 为任意位置处的半径.

根据如下边界条件及连续条件可以确定式(5)中的常数:

1) r_a 端为固定约束端,因此其挠度与挠度的变化率均为 0,即 $(w_q)_{r=r_a} = 0, (dw_q/dr)_{r=r_a} = 0$.

2) r_k 处的边界条件简化为力矩和剪切力的联合作用,即 $(Q_r)_{r=r_k} = -F_k$.

根据边界条件 1) 和 2) 即可求解出弹性支撑下阀片的变形量与压差之间的关系.

3 理论计算与实验结果的对比验证

本文采用正弦激励(振幅为 25 mm)对弹支阀片式双筒液压减振器阻尼特性进行仿真与实验.图 6 为实验用减振器示功机,在不同速度下对弹支阀片式双筒液压减振器进行实验.

由于篇幅限制,这里仅以有弹簧(弹簧刚度为 15 kN/m)的情况为例,进行理论计算与实验测试的结果对比.

图 7 为减振器在有弹簧时阻尼特性的理论计算与实验测试结果.由图 7a 可知,示功图饱满,且理论与实验曲线吻合良好.由图 7b 可知,理论计算复原行程的开启速度约为 0.07 m/s,压缩行程的开启速度约为 0.03 m/s.由图 7c 可知,最大阻尼力的理论值与实验值的变化趋势一致.



图 6 示功机实验台
Fig. 6 Testing bench of indicator machine

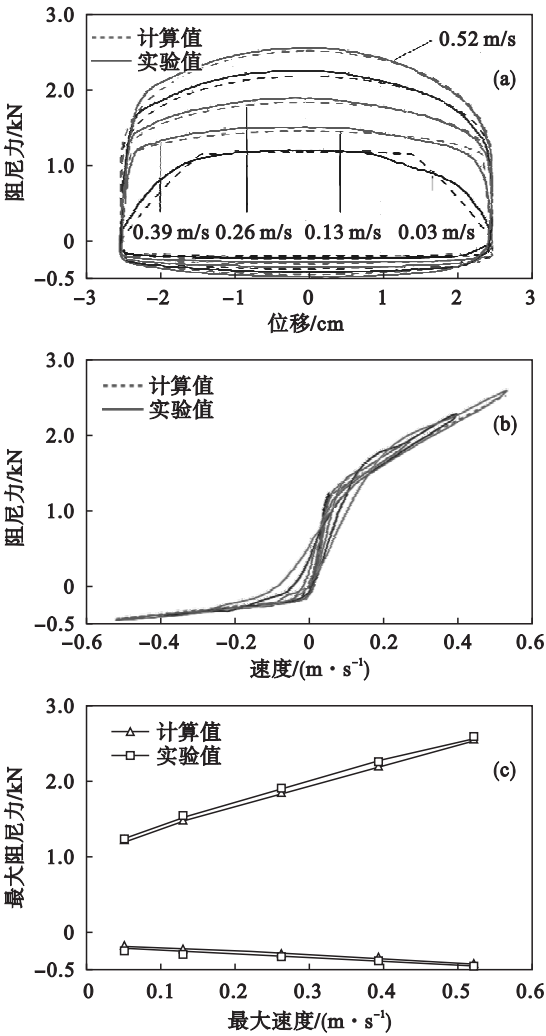


图 7 有弹簧时减振器阻尼特性
Fig. 7 Damping characteristics of shock absorber with spring-slice

4 关键参数对阻尼特性的影响

通过对减振器阻尼特性数学模型的建立与推导,发现影响减振器阻尼特性的因素有很多. 以下分别讨论弹簧刚度、复原阀片厚度与环形受载面积对减振器阻尼特性的影响规律.

4.1 弹簧刚度的影响

由图 8 知,在复原行程中,在同一刚度下,减振器的阻尼力随最大速度的增大而增大;同一速度下,减振器的阻尼力随弹簧刚度的增大而增大,且速度越大,阻尼力的增幅越大. 另外,弹簧刚度对压缩行程的阻尼力并无影响. 这与弹簧是为了给复原阀片提供连续而稳定的预紧力是相符的.

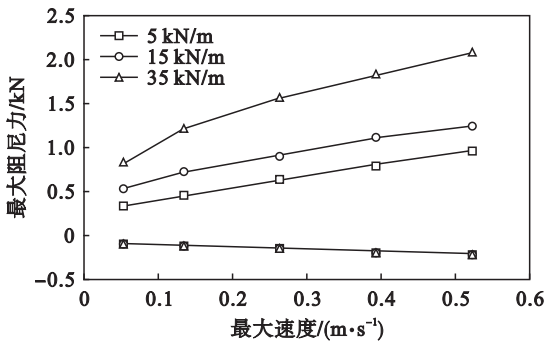


图 8 弹簧刚度对阻尼特性的影响
Fig. 8 Influence of spring stiffness on damping force

4.2 阀片厚度的影响

在相同速度与运动位移下,复原阀片厚度不同,节流缝隙所产生的阻尼力也相应变化. 不同阀片厚度时减振器阻尼力的变化曲线如图 9 所示,阀片为 2 片,其中一片厚度为 0.15 mm,另一片的厚度分别为 0.15,0.2,0.25 mm.

由图 9 可知,在不同速度下,复原行程阻尼力随着复原阀片厚度的增加而增大,即阀片越厚,变形越困难,为减振器提供的阻尼力越大;随着速度的增大,阻尼力增大的幅度随阀片厚度的增加而变大;而压缩行程阻尼力则保持不变,即复原阀片的厚度与压缩行程的阻尼力是无关的. 从图 9 中可以看到,复原阀片厚度的改变对复原行程的开阀速度(图中的折点)影响不大且阀片厚度只影响开阀后的阻尼力.

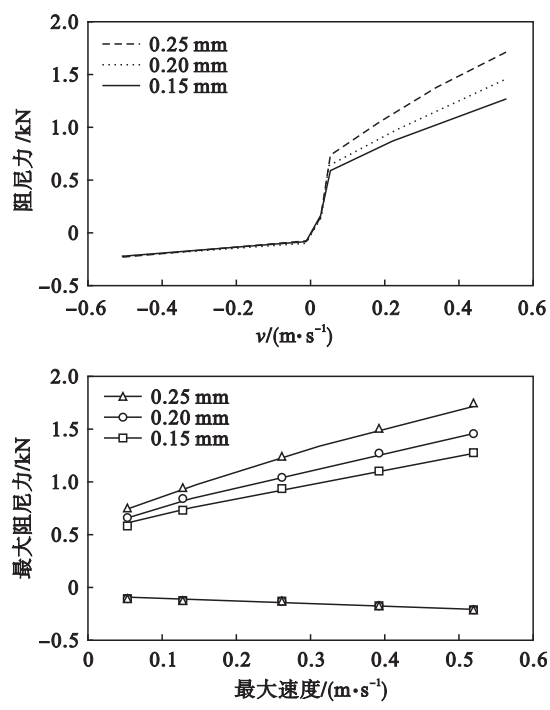


图 9 阀片厚度对阻尼力的影响
Fig. 9 Influence of slice thickness on damping force

4.3 环形载荷面积的影响

环形阀片的受载面积由阀片受载荷的内径与外径决定. 在内径确定的情况下, 则由受载外径 (即阀线外径) 唯一确定. 因此, 阀线外径对阻尼特性具有重要影响.

如图 10 所示, 在同一速度下, 减振器的阻尼力随阀线外径的变大而减小, 即在相同的速度下,

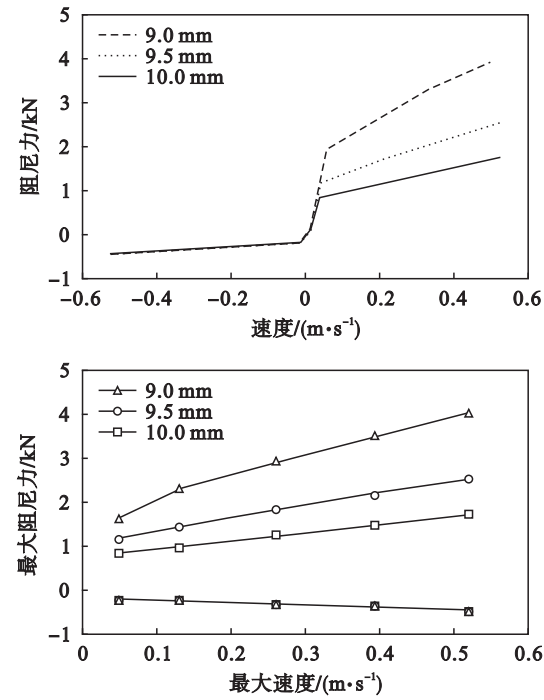


图 10 复原阀线半径对减振器阻尼力的影响
Fig. 10 Influence of rebound slice line radius on damping force

阀片受载面积越大, 阀片变形越容易, 提供的阻尼力越小, 流经的流量越多. 而在不同速度下, 随着阀线外径的增大, 阻尼力的降幅变小. 压缩行程的阻尼力则与复原阀线外径无关. 可知, 随着阀线外径的减小, 复原开阀速度越大 (复原行程折点对应的横坐标越靠右), 开阀点对应的阻尼力越大.

5 结 论

1) 理论计算与实验对比验证了本文推导的弹支阀片变形方程是准确可靠的, 且在开阀后采用小孔流量模型更接近实际.

2) 弹簧刚度与阀片厚度过大会导致减振器的阻尼力太大、悬架偏硬; 过小又使减振器无法提供足够的阻尼力. 因此, 弹簧刚度应当适当选取.

3) 阀片环形受载面积对减振器阻尼力影响显著, 受载面积越大, 阀片越容易变形, 减振器提供的阻尼力则越小; 而受载面积太小时, 其阻尼力又非常大, 因此在减振器设计时, 阀片的环形受载面积也应当重点考察.

4) 本文推导的弹簧支撑阀片变形模型及采用的小孔流量模型很好地模拟了弹簧阀片式双筒减振器的阻尼特性, 通过调整某些关键参数, 可以获得更为合理的阻尼特性.

参考文献:

[1] 陈轶杰, 顾亮, 管继富. 减振装置节流阀片均布载荷变形解析计算[J]. 重庆大学学报, 2008, 31(9): 988-991.
(Chen Yi-jie, Gu Liang, Guan Ji-fu. Analytical computation of uniform load deflection for a shock absorber throttle slice [J]. Journal of Chongqing University, 2008, 31(9): 988-991.)

[2] 陈轶杰, 顾亮. 油气弹簧环环节流阀片大挠曲变形分析与试验[J]. 吉林大学学报(工学版), 2009, 39(2): 388-392.
(Chen Yi-jie, Gu Liang. Experiment and analysis of large deflection of throttle slice of hydro-pneumatic spring [J]. Journal of Jilin University (Engineering Edition), 2009, 39(2): 388-392.)

[3] 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. Analytic computation of compound slice deformation on spring-preload for telescopic shock absorber [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(6): 210-215.)

[4] 提艳, 周长城, 赵雷雷, 等. 减振器复合阀片在弹簧作用下的变形解析计算[J]. 山东理工大学学报(自然科学版), 2016(3): 1-5.
(Ti Yan, Zhou Chang-cheng, Zhao Lei-lei, et al. Superposition throttle-slices opening size and characteristic test of telescope-damper [J]. Journal of Shandong University of Technology (Natural Science Edition), 2016(3): 1-5.)