

小型液压缓冲器的动态特性分析

郝鹏飞 张锡文 何 枫

(清华大学工程力学系 北京 100084)

摘要: 通过数值模拟和试验研究, 对一种工业自动化领域中广泛应用的多孔型小型液压缓冲器的动态特性进行了深入探讨和分析, 考察了不同条件下液压缓冲器的动态特性, 研究了负荷质量和冲击速度与液压缓冲器最大吸收能力的关系, 为小型液压缓冲器的用户选型和最优设计提供了理论依据。

关键词: 液压缓冲器 数值模拟 动态特性

中图分类号: TH137.5

0 前言

在机械传动、液压传动和气压传动系统中, 振动和冲击现象是常见的。如快速运动的气缸活塞杆, 在行程末端会产生很大的冲击力。若气缸内部的缓冲能力不足时, 为避免撞击缸盖, 应在外部设置液压缓冲器, 以吸收动能。与其他的缓冲方式如弹簧缓冲和气动缓冲相比, 液压缓冲器具有吸收能力大, 缓冲过程平稳和途中无反弹等特点。目前液压缓冲器在技术上正在不断走向成熟, 适合于不同场合的液压缓冲器在工业自动化生产线上得到了广泛应用, 并逐渐扩展到音像设备、乐器、家电制品、家具、建筑五金和仪表等生产部门。

目前尽管国内外液压缓冲的研究比较多, 但是各种研究设计的对象和系统千差万别, 目前研究成果多集中在用于车辆的大型缓冲器上。Runhua^[1]在分析现有液压缓冲器性能试验的不足的基础上, 提出了一种新的试验方案, 可以简单而准确的测定减振器的阻力特性; Song^[2]则以国产夏利汽车减振器为研究对象, 按照 Besinger 模型结构, 确定了一组参数值, 通过试验与仿真的对比的方法, 得出了 Besinger 模型至少适用在国产汽车减振器的结论, 并且对于确定的非线性模型进行了性能仿真; Duym^[3, 4]和 Raymond^[5]等对液压缓冲器的传热问题进行了比较详细的讨论, 提出了一种在高频工作状态下缓冲器的传热建模的新思路。以上研究的对象多为体积较大的减振器或缓冲器, 而对于自动化生产线上常用的小型液压缓冲器的研究成果还很少。

针对在自动化生产线上广泛应用的小型多孔型液压缓冲器, 根据流体力学和热力学的基本理论^[6], 建立了相应的动力学计算模型, 利用数值模拟的

方法对于不同条件下液压缓冲器的动态特性和吸能力进行了计算, 并将计算结果与试验结果进行了比较, 给出了冲击质量和速度对缓冲器吸收能力的影响, 这些方法和结论为液压缓冲器的用户选型和最优设计提供了理论依据。

1 液压缓冲器内部结构和工作原理

图 1 是小型多孔型液压缓冲器的结构原理图。当运动物体撞到活塞杆端部时, 活塞向右运动。由于内筒上小孔的节流作用, 右腔(缓冲腔)中的油不能通畅出流, 外界冲击能使右腔的油压急剧上升。高压油从小孔以高速喷出, 使大部分压力能转变为热能, 由筒体逸散至大气中。当缓冲器活塞位移至行程终端之前, 冲击能量已被全部吸收。小孔流出的油返回至活塞左腔。由于活塞运动时, 右腔体积大于左腔(因左腔有活塞杆), 泡沫式贮油元件被油压缩, 以贮存由于两腔体积差而多余的油液。一旦外负载撤去, 在油压力和复位弹簧力使活塞杆伸出的同时, 活塞右腔产生负压, 左腔及贮油元件中的油就返回至右腔, 使活塞复位至端部。防尘圈和杆密封圈为双层密封, 保证不漏油, 以增长其工作寿命。

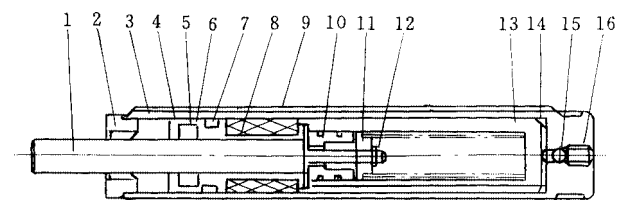


图 1 液压缓冲器的结构和工作原理

1. 活塞杆
2. 限位器
3. 防尘圈
4. 密封架
5. 杆密封圈
6. 轴套
7. 密封圈
8. 贮油元件
9. 外筒
10. 活塞
11. 弹簧座
12. 螺母
13. 复位弹簧
14. 内筒
15. 钢球
16. 止动螺母

2 计算模型

液压缓冲器的内部结构比较复杂, 影响缓冲特

性的因素很多，需要建立比较精确的数学模型加以描述。模拟液压缓冲器动态特性的数学模型主要由流量关系式和运动方程式组成，并考虑了油的压缩性、空气的混入等因素的影响。见图 2、图 3 所示。

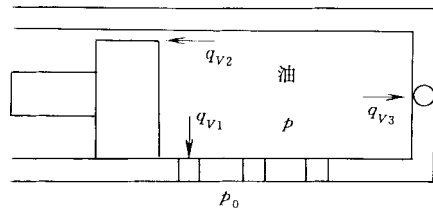


图 2 缓冲器内油的出流

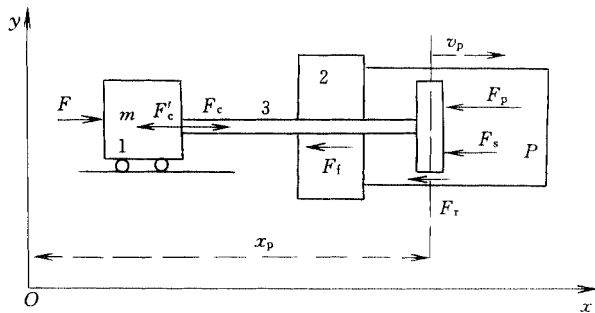


图 3 缓冲系统动力学分析

2.1 流量关系式

液压缓冲器的动态特性和吸能能力主要是由缓冲腔内介质油的排出流量决定的。根据图 2 所示缓冲器的内部结构，缓冲腔内的介质油主要是通过出油口($q_{v,1}$)、活塞和缸筒的间隙($q_{v,2}$)和末端单向阀的间隙($q_{v,3}$)这三个主要途径排出后流入左腔。下面针对三种不同条件分别给出了出流流量的计算方法。

$$q_{v,1} = C_d A \sqrt{\frac{2(p - p_0)}{\rho}} \quad (1)$$

$$q_{v,2} = \int_0^{2\pi} dq_{v,2} = \frac{\pi(p - p_0)R\delta_0^3}{6\mu\delta} \left[1 + 1.5 \left(\frac{e}{\delta_0} \right)^2 \right] - \pi V_p R \delta_0 \quad (2)$$

$$q_{v,3} = C_s \frac{R(p - p_0)}{\mu} \quad (3)$$

- 式中
- ρ ——油的密度
 - p ——缓冲腔内的油压
 - p_0 ——缓冲腔外的油压
 - A ——出流孔的总面积
 - R ——缸筒的半径
 - δ_0 ——活塞和缸筒的间隙的一半
 - e ——活塞的偏心率
 - δ ——活塞的厚度
 - μ ——油的粘度
 - C_d, C_s ——流量系数
 - v_p ——活塞的运动速度

根据连续性方程并考虑到油的可压缩性，缓冲腔内油压随时间的变化可以由下式求得。

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{\beta V} (\pi R^2 v_p - q_{v,1} - q_{v,2} - q_{v,3}) \quad (4)$$

式中 $V = V_0 - \pi R^2 x_p$

V_0 ——管内的油的初始体积

x_p ——活塞的位置变化

2.2 运动方程式

根据图 3 的动力学模型，可以得到以下运动方程式

$$\frac{dx_p}{dt} = v_p \quad (5)$$

$$\frac{dv_p}{dt} = \frac{1}{m} (F_c - F_p - F_r - F_f - F_s) \quad (6)$$

式中 x_p ——活塞的位移

m ——活塞的质量

F_c ——接触力

F_p ——油对活塞的正压力

F_r ——流体粘性阻力

F_f ——摩擦力

F_s ——弹性力

3 数值模拟和试验验证

利用四阶 Ronge-Kutta 法^[7]求解计算模型中式(4)~(6)组成的常微分方程组，可以得到液压缓冲器的位移、速度和内部压力随时间的变化关系。为了研究液压缓冲器的动态特性和验证数学模型的正确性，利用图 4 中的试验装置得到了不同工况(冲击载荷和冲击速度)下的动态曲线。

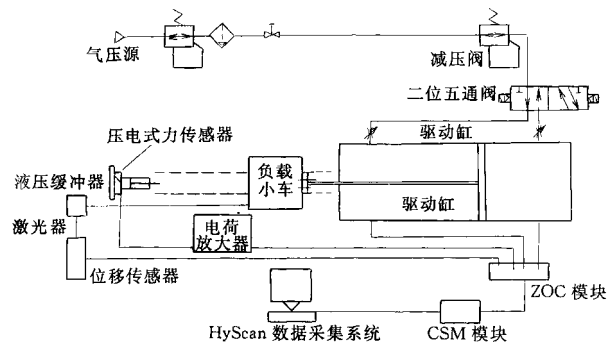


图 4 试验装置图

3.1 试验装置

试验中用沿导轨滑动的小车作为冲击负载，通过加减质量块可以改变冲击载荷的质量，负载小车的驱动力是来自气缸活塞杆的推力，通过调节气缸进出口节流阀的开度可以改变气缸活塞杆和小车的

运动速度。在试验中分别利用日本 KEYENCE 公司的 LK—500 非接触式激光位移传感器和瑞士 Kistler 公司的压电晶体式力传感器测量液压缓冲器活塞的运动位移、速度和小车对活塞的冲击力(液压缓冲器的抗力), 将传感器输出的电信号送到 Hyscan2000 数据采集系统进行处理, 可以得到液压缓冲器在不同的冲击质量和冲击速度等条件下的动态特性。利用该试验系统我们研究了多种型号的液压缓冲器, 行程范围从 5 mm 到 25 mm, 直径范围从 8 mm 到 32 mm。

3.2 数值模拟与试验结果比较和分析

图5和图6是部分计算结果和试验结果比较。算例1和算例2中所用液压缓冲器的最大行程为6 mm, 缓冲器活塞的直径是10 mm。从算例1和算例2中的位移—速度曲线中发现, 在运动负载的质量较小、冲击速度不高的情况下(算例1), 运动负载在没有达到缓冲器的最大行程之前运动速度就降为0, 也就是说运动负载的动能全部被液压缓冲器吸收; 当运动负载的质量比较大时(算例2), 运动负载的动能不能完全被液压缓冲器吸收, 运动负载在达到缓冲器的最大行程终点时还保持一定的速度(大于0.05 m/s), 称之为撞缸现象。撞缸时产生的冲击力会对液压缓冲器的使用寿命造成一定影响, 所以在使用中应尽力避免。算例1和算例2中的位移—抗力曲线显示, 缓冲过程中运动负荷所受到的抵抗力随着液压缓冲器活塞位移的增加而增加, 并呈台阶状上升趋势, 这主要是由液压缓冲器内部的出油孔造成的。当缓冲器的活塞经过出油孔

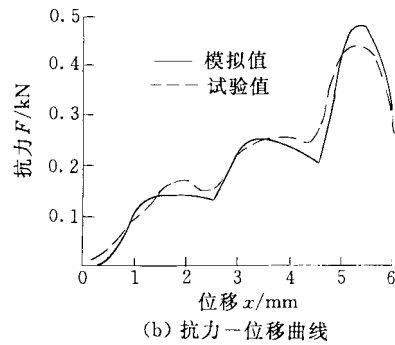
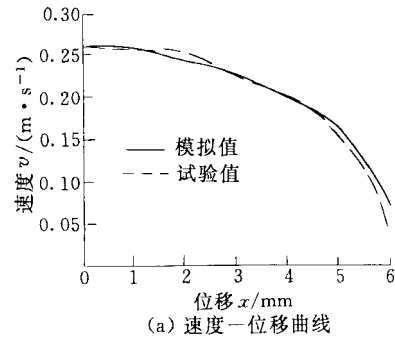


图6 算例2 ($m=42\text{ kg}$, $v=0.26\text{ m/s}$)

时, 油的出流面积会突然变小, 从而引起油的压力迅速上升, 所以运动负荷受到的抵抗力也骤然增加。算例1和算例2中的位移—抗力曲线都具有三个上升阶段, 表明试验中使用的液压缓冲器内部有三个出油孔, 位移—抗力曲线中三个极值点的位置分别对应于三个节流孔的位置, 这与液压缓冲器的实际结构相吻合。数值模拟和试验结果对比来看, 数值模拟与试验结果吻合的较好, 误差范围均在10%以内, 说明数值模型和计算方法是正确的。在此基础上可以利用数值模拟的方法研究液压缓冲器在各种工况下的运动特性, 进而实现对液压缓冲器结构的优化设计。

4 液压缓冲器的最大吸收能力

当液压缓冲器内部的油受到压缩时会产生很高的压力, 可以有效地吸收运动物体的动能。由前面的算例可知, 在运动负载的质量较小、冲击速度不高的情况下, 运动负载的动能可以全部被液压缓冲器吸收; 当运动负载的质量或速度比较大时, 运动负载的动能不能完全被液压缓冲器吸收, 会发生末端撞缸现象, 通常情况下, 将满足不发生撞缸条件下的运动物体的最大动能或动量定义为液压缓冲器的最大吸收能力。因此可以把是否发生末端撞击作为判断是否达到最大吸收能力的判别条件。通常我们可以用到达行程终点的速度作为衡量是否发生末端冲击的标准。根据大量的试验和计算结果, 可以

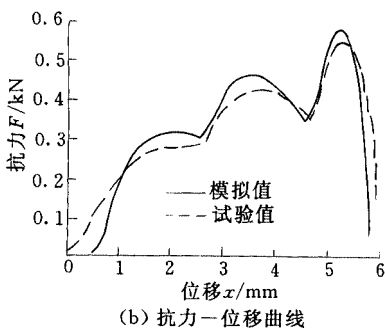
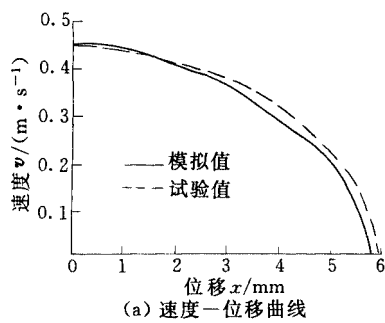


图5 算例1 ($m=19\text{ kg}$, $v=0.4\text{ m/s}$)

将末端冲击速度 $v=0.05$ m/s 做为液压缓冲器是否发生撞缸的标准。

以型号为 RBC1412(活塞直径为 14 mm, 行程为 12 mm)的液压缓冲器为例, 利用数值计算的方法得到了当达到最大吸收能量时负荷质量与最大冲击速度, 冲击动能和冲击动量的关系(图 7 和图 8)。从图 7 可以看出当负荷质量发生变化时, 最大冲击动能也随之变化; 对于同一个缓冲器, 当冲击质量较小时, 缓冲器可以吸收更多的动能。与之相反, 冲击动量随负载的变化并不显著, 在某一质量区间内可以看成是常数, 即 $p = \text{const}$, 也就是说负荷质量与最大冲击速度成反比例关系。在相应的对数坐标中, 负荷质量与最大冲击速度的关系是一条直线。图 9 给出了各种型号的液压缓冲器的负荷质量和最大冲击速度的关系。图 9 中的每一条直线对应同一型号的液压缓冲器。液压缓冲器的体积越大, 可以吸收的运动负载的动量值越大, 对于同一型号的液压缓冲器, 不同冲击负载所对应的最大冲击动量接近一个常数。这个结论可以用来指导液压缓冲器的选型。

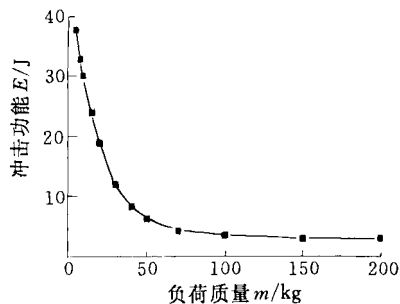


图 7 最大冲击动能和负荷质量的关系

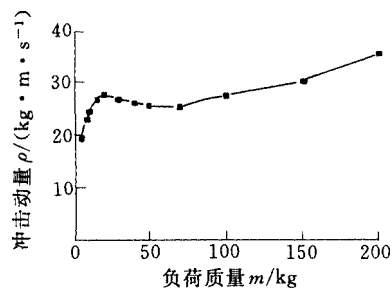


图 8 最大冲击动量和负荷质量的关系

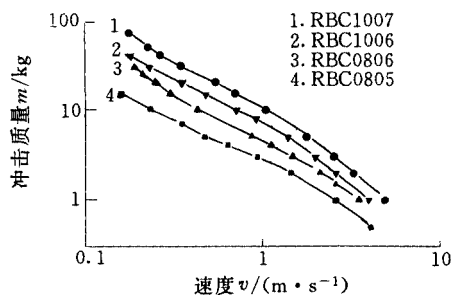


图 9 负荷质量和最大冲击速度的关系

5 结论

由流体力学中的流量计算式和运动方程式组成的数学模型可以用来模拟小型液压缓冲器的动态特性, 计算值与试验值符合得较好。液压缓冲器运动特性、内部压力变化和最大吸收动能与外部负载的冲击质量和冲击速度密切相关。对于相同结构和尺寸的小型液压缓冲器, 不同质量的冲击负载所对应的最大冲击动量接近一个常数。这个结论和本文中的数值计算方法可以用来指导液压缓冲器的选型和优化设计。

参 考 文 献

- 1 Tan R H, Chen Y, Lu Y X. Simple nonlinear mathematical model for shock absorbers. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1999, 12(3): 193~198
- 2 Song G Y. Experimental research on characteristic of hydraulic shock absorber. Mechanical Science and Technology, 1998, 17(1): 109~109
- 3 Duym S, Stiens R, Reybrouck K. Evaluation of shock absorber models. Vehicle System Dynamics, 1997, 27(2): 109~127
- 4 Duym S. Simulation tools, modelling and identification, for an automotive shock absorber in the context of vehicle dynamics. Vehicle System Dynamics, 2000, 33(4): 261~285
- 5 Raymond Martha K. Shock absorber takes the heat. Machine Design, 1997, 69(4): 64~64
- 6 潘文全. 工程流体力学. 北京: 清华大学出版社, 1988
- 7 李庆扬. 数值分析. 武汉: 华中工学院出版社, 1982

STUDY ON DYNAMIC CHARACTERISTICS OF SMALL HYDRAULIC BUMPER

Hao Pengfei Zhang Xiwen He Feng
(Tsinghua University)

Abstract: A numerical simulation method based on the flow dynamic model is introduced to study the dynamic characteristic of the small hydraulic bumpers. The results of numerical simulation under different work conditions are coincided with the experimental data well. The relationship between kinetic parameters and the maximum capability of absorbed energy is investigated. The numerical simulation could be applied to instruct the type-selecting and optimum design of hydraulic bumpers.

Key words: Hydraulic bumpers Numerical simulation

Dynamic characteristic

作者简介: 郝鹏飞, 男, 1970 年出生, 讲师。主要研究方向为工程流体力学及气动技术, 发表论文 10 余篇。