

# 新型浮动型内置式缓冲装置的研究

谢道亮,庄曙东,胡涛,肖龙飞  
(河海大学 机电工程学院,江苏 常州 213022)

**摘要:**针对常见的固定式节流缓冲装置缺点,设计了1种浮动型内置式缓冲装置。分析固定式节流缓冲装置的结构,设计浮动型内置式缓冲装置的结构。根据设计结构,分析浮动型内置式缓冲装置缓冲过程的3阶段,并对缓冲套3个台阶面上的流量进行数学建模,得到整个缓冲行程中缓冲装置的缓冲速度与缓冲加速度的曲线,非常符合理想状态下缓冲装置运动的特性曲线。

**关键词:**液压缸;节流缓冲装置;缓冲特性分析

**中图分类号:**TH137 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2020)06-0028-04

## Research on New Floating Built-in Buffer Device

XIE Daoliang, ZHUANG Shudong, HU Tao, XIAO Longfei

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Hohai University, Changzhou 213022, China)

**Abstract:** In view of the shortcomings of the common fixed throttle buffer device, a floating built-in buffer device is designed. Then, the structure of the fixed throttle buffer device is analyzed, and the structure of the floating built-in buffer device is designed. According to the designed structure, three stages of buffer process of the floating built-in buffer device are analyzed and the flow on the three step surfaces of the buffer sleeve is modeled and analyzed mathematically. It draws a conclusion that the curves of the buffer speed and acceleration of the buffer device in the whole buffer stroke are very consistent with its motion characteristic curve in the ideal state.

**Keywords:** hydraulic cylinder; throttle buffer device; buffer characteristic analysis

## 0 引言

液压缸在使用过程中,由于推动负载比较大且运动元件速度比较快,当液压油缸中活塞运动到行程极限时,会与端盖发生强烈的机械碰撞。这样的机械碰撞不仅会影响工作效率以及工作质量,还可能会损坏液压元件并严重影响液压元件的使用寿命。因此,利用缓冲装置来降低液压油缸中由机械碰撞产生的冲击是十分重要的。目前应用于液压油缸上的缓冲装置主要有机械缓冲和液压缓冲两种。其中机械缓冲是利用弹簧能承受较大的冲击力实现缓冲,但由于缓冲弹簧易发生震荡和回弹,一般不单独使用。液压缓冲是利用油液不可压缩以及流动性来实现液压油缸的缓冲,其中外置式液压缓冲主要是在液压油缸回路上控制流量,但这种缓冲有可能会对液压回路调整失误或断路而产生影响。内置式液压缓冲是通过改变油液的回流通道面积,让缓冲腔的压力在可调控范围内,实现缓冲的目的<sup>[1-2]</sup>,是用非完全冲击来减少活塞与缸盖间的机械碰撞,进而弱化机械冲击<sup>[3]</sup>。内置式液压缓冲有固定式节流缓冲、可变式节流缓冲和卸压式缓冲等。

随着机械工业的发展,液压传动朝着高压、大功率、低能耗、高效率的方向发展,在大负载、大功率的情况之

下,液压油缸中活塞的往返运动速度可达几十米每秒<sup>[4]</sup>,机械冲击与碰撞更加明显。为保证整个液压系统正常工作,提高液压系统的安全性和可靠性,设计更为合理的缓冲装置来避免或减少液压油缸内部各种软、硬冲击非常必要。丁凡等对短笛型缓冲装置做了研究,建立数学模型并分析此种缓冲装置的结构参数对缓冲速度以及压力有何影响<sup>[5]</sup>。黄崇溪研究了高速气缸的动态特性以及缓冲性能,提出提升高速气缸缓冲性能的方法,设计了背压控制式的新型缓冲结构<sup>[6]</sup>。张日红等提出一种由压力释放缓冲组件和可调余隙组件组成的缓冲结构<sup>[7]</sup>。SCHWARTZ C等针对行程可调式液压油缸的缓冲装置进行了建模分析,建立了专门针对行程可调式液压油缸的缓冲装置<sup>[8]</sup>。

固定式节流缓冲装置缓冲效果好,应用最广泛,其在缓冲的初始阶段活塞受到冲击大、速度下降快、有较大压力突变的缺点,本文进行了创新设计,研制出一种新型的浮动型内置式缓冲装置。

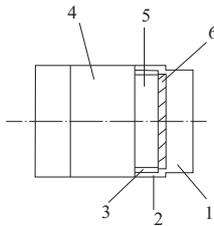
## 1 浮动型内置式缓冲装置的设计

目前常见的圆柱形固定型内置式节流缓冲套模型结构简图如图1所示,新型的浮动型内置式节流缓冲套模型

**基金项目:**中央高校基本科研业务费项目(2018B44614);教育部产学研合作协同育人项目(20180269005);2019年江苏省高校实验室研究会立项资助研究课题项目(GS2019YB18)

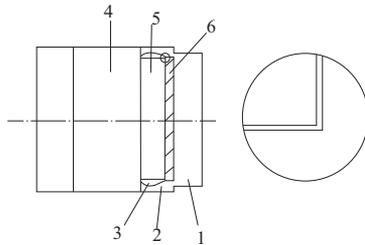
**第一作者简介:**谢道亮(1994—),男,安徽阜阳人,硕士研究生,研究方向为液压油缸的设计与制造。

结构简图如图 2 所示。



1—端盖腔;2—有杆腔;3—固定式缓冲套;  
4—活塞;5—活塞杆;6—定位螺母。

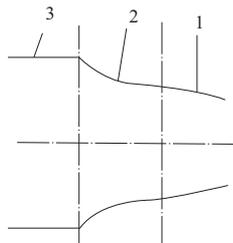
图 1 圆柱形固定型内置式节流缓冲套结构简图



1—端盖腔;2—有杆腔;3—浮动式缓冲套;  
4—活塞;5—活塞杆;6—定位螺母。

图 2 浮动型内置式节流缓冲套模型结构简图

由图 1、图 2 可知,浮动式缓冲套实质上是在圆柱形固定型内置式节流缓冲套的结构上作了 4 处改进,即:缓冲套长度小于活塞与限位螺母间距,使得缓冲套在缓冲过程中仅受液压力;缓冲套左侧设计如图 2 所示的三角斜环,使缓冲套与活塞能顺利分离;缓冲套采用圆锥形-抛物线形-圆柱形 3 台阶过渡式如图 3 所示,使其与活塞杆存在不同的间隙,实现 3 台阶不同的环隙式缓冲;缓冲套设计阻尼小孔,实现固定节流孔缓冲。4 处改进使活塞不论运动到左端还是右端的行程极限时,由于液压系统的封闭性,缓冲套进入端盖凹腔,油液只能通过缓冲套上的环形面以及阻尼小孔流出,这使得油液流出时阻力变大,缓冲腔油液压力升高,活塞运动受阻变大,起到缓冲作用。



1—圆锥形环隙式;2—抛物线形环隙式;3—圆柱形环隙式。

图 3 缓冲套 3 台阶缓冲简图

根据活塞运动的压力损失分析,这一缓冲过程分为 3 阶段:第 1 阶段是活塞进入缓冲过程的起始阶段时,随着活塞的直线运动,缓冲套逐渐靠近端盖凹腔,由于液压系统封闭,液压油只能从缸盖的内壁和缓冲套之间的圆锥环面与缓冲套上的薄壁节流孔流出。第 2 阶段是活塞已经

进入端盖的凹腔,缓冲套上的环形面起到主要缓冲作用,此时缓冲套的薄壁节流孔同时也起到一定的缓冲作用。第 3 阶段活塞完全进入凹腔,伴随着活塞位移不断变大,缓冲套的各个环面与薄壁节流孔同时起到缓冲作用,当到达一定的缓冲位移时,缓冲结束。

## 2 浮动型内置式缓冲装置的数模分析

在活塞 3 阶段运动中,由于缓冲套 3 个台阶的设计与浮动型的设计,使其运动过程中流量变化与固定型缓冲装置的流量变化是不一样的,这种改变将改善液压油缸内部的碰撞与各种冲击。

圆锥形环隙式节流缓冲台阶阶段的流量为原本单一的圆锥形环隙式缓冲的流量加上固定节流孔的流量,所以此阶段的流量方程为:

$$q = \frac{\pi d_1 h_1 h_2 P_1}{6 \nu \rho x (h_1 + h_2)} + C_d A_0 \sqrt{2 P_1 / \rho} \quad (1)$$

式中: $d_1$  为缓冲套有效直径; $h_1$  为缓冲套刚进入端盖时与端盖内壁间隙; $h_2$  为当活塞位移为  $x$  时,缓冲套与内壁间隙; $\nu$  为液压油的运动黏度; $\rho$  为液压油的密度; $P_1$  为有杆腔即缓冲腔压力; $C_d$  为流量系数; $A_0$  为节流小孔面积。

抛物线形环隙式节流缓冲台阶阶段的流量为原本单一的抛物线形环隙式缓冲的流量加上固定节流孔的流量,所以此阶段的流量方程为:

$$q = \frac{A_1 v_0 \sqrt{l_{\max} - x}}{\sqrt{l_{\max}}} + C_d A_0 \sqrt{2 P_1 / \rho} \quad (2)$$

式中: $l_{\max}$  为缓冲长度; $v_0$  为缓冲初速度。

圆柱形环隙式节流缓冲台阶阶段的流量为原本单一的圆柱形环隙式缓冲的流量加上固定节流孔的流量,所以此阶段的流量方程为:

$$q = \frac{K_c d_1 \delta^3 P_1}{x} + C_d A_0 \sqrt{2 P_1 / \rho} \quad (3)$$

式中: $K_c = 256.6 / \gamma \nu$ ,其中  $\gamma$  为油液重度; $\nu$  为缓冲速度; $K_c$  一般取值为 0.031 3; $\delta$  为环形间隙; $\mu$  为液压油的动力黏度。

## 3 浮动型内置式缓冲装置运动学分析

在缓冲过程中,当下一台阶的流量大于等于上一台阶的流量时,缓冲进程就开始转到下一台阶。若以某公司中间罐车的油缸为例,液压油缸缸径  $d_s = 360$  mm,活塞杆径  $d_l = 320$  mm,缓冲孔内径即缓冲套直径  $d_1 = 330$  mm,惯性质量  $m = 1\ 320$  kg,系统压力  $P_s = 30$  MPa。定义缓冲套参数:圆锥角度为  $\theta = 24^\circ$ ,最大缓冲行程  $l_{\max} = 5$  mm,环形间隙  $\delta = 1.15$  mm。利用 MATLAB 软件编程得到缓冲速度  $v$  与缓冲行程  $x$  的曲线图(图 4),缓冲加速度  $a$  与缓冲行程  $x$  曲线图(图 5)。

从图 4 和图 5 可知:缓冲装置在缓冲时,第 1 台阶缓冲阶段压力突变较小,具有较好的导向性,从初始速度  $v_0 = 0.03$  m/s 开始缓慢平稳地下降,缓冲初期平稳进行;第 2 台阶缓冲阶段由于抛物线形缓冲存在,使得活塞在缓冲中期平稳地进行减速运动,缓冲腔加速度缓慢上升,过渡期较为平稳缓慢,不存在软冲击;第 3 台阶缓冲阶段速度缓慢下降,最后基本降为 0,缓冲腔加速度迅速下降。2 个图形表明:浮动型内置式缓冲装置运动的特性曲线非常符

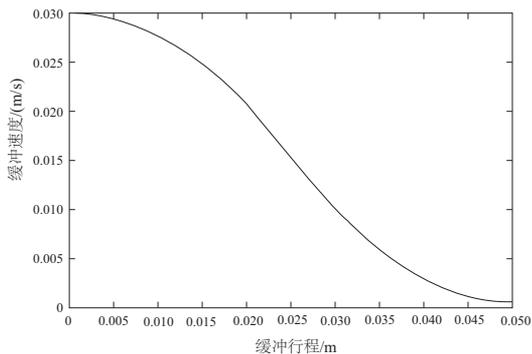


图4 缓冲速度与缓冲行程的曲线图

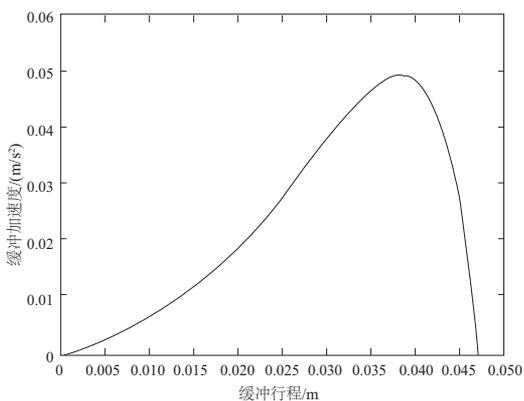


图5 缓冲加速度与缓冲行程的曲线图

合理想状态下的缓冲装置运动特性曲线。

从整个缓冲装置运动过程看,第1台阶缓冲阶段充分利用了圆锥形缓冲初期的压力、加速度突变小、导向性能不错的优点,使得缓冲初期平稳进行。第2台阶缓冲阶段利用了缓冲中期最为理想的缓冲形式即抛物线形缓冲,以几乎等减速的方式进行缓冲。第3台阶缓冲阶段速度较低,缓冲腔压力也相对来说较小,当活塞运动到行程极限时,不存在硬冲击与软冲击,缓冲效果良好。这表明浮动型内置式缓冲装置能实现非常良好的缓冲效果。

#### 4 浮动型内置式缓冲装置动力学分析

缓冲过程分为3个流动状态,分别为局部损失阶段、锐边节流阶段和缝隙节流阶段,所以选取缓冲装置缓冲套的4个位置,即缓冲套刚进入缓冲阶段的位置、局部损失位置、锐边节流阶段位置和缝隙节流阶段位置,利用Fluent软件进行流场仿真,获得各位置的压力云图,实现浮动型内置式缓冲装置动力学分析。

刚进入缓冲阶段的位置:当活塞运动到这一位置时,缓冲腔内压力约为28 MPa,由于缓冲套与端盖距离还较远,端盖腔的压力约为0.3 MPa,此时浮动式缓冲套还没有浮动起来,缓冲套上部仍然在活塞杆上。该位置压力云图如图6所示。

局部损失位置:活塞在左侧高压作用下不断向端盖方向运动,缓冲套与端盖的距离不断减小,当到达局部损失位置后,液压油受到一定的阻碍作用,但是由于断面收缩引起的局部损失而产生的阻碍作用比较小,缓冲腔压

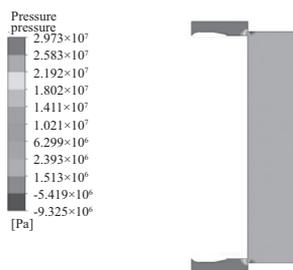


图6 刚进入缓冲阶段位置的压力分布云图

力升至29 MPa。此时的缓冲套上部与活塞杆依然没有分离,缓冲套左侧也没有与活塞分离,该位置压力云图如图7所示。

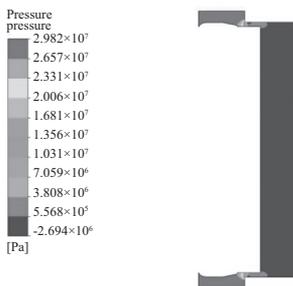


图7 局部损失位置的压力分布云图

锐边节流位置:随着液压油高压下的推动,缓冲套不断向右移动。在刚进入端盖空腔时,缓冲套与端盖内壁的缝隙形成了锐边节流阶段,此时缓冲套上下受到不同的压力而上下浮动,直至达到稳定状态,浮动到活塞杆中心对称的位置,此时缓冲套上下受到的压力相同。该位置压力云图如图8所示。

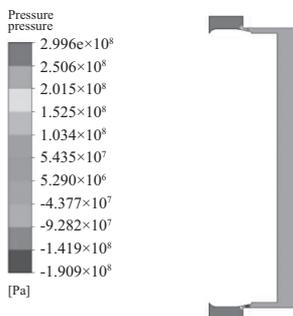


图8 锐边节流位置的压力分布云图

缝隙节流阶段位置:缓冲套逐渐在缓冲腔油液压力的推动下,缓慢离开活塞,将会与限位螺母相贴合,流动状态变为缝隙节流缓冲,缓冲套稳定浮动在端盖腔中心位置。该位置压力云图如图9所示。

从上述分析知,缓冲套在刚进入缓冲阶段与局部损失阶段,缓冲套上部与活塞杆并没有脱离,没有达到“浮动”状态,当缓冲套在进行锐边节流缓冲时,缓冲套浮动至活塞杆中心对称处,当缓冲套不断右移,进入到缝隙节流阶段时,缓冲套与活塞分离。从图6-图9中可知,缓冲腔压力一直稳定在30 MPa左右,没有高压出现,缓冲性能良

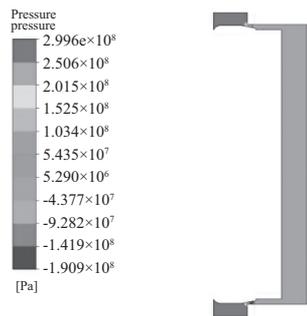


图9 缝隙节流位置的压力分布云图

好,可以利用此种装置来降低加工难度。

## 5 结语

基于常见的固定式节流缓冲装置的缺点,设计了一种浮动型内置式缓冲装置。通过对该种装置缓冲套3个台阶流量的数学建模,并用MATLAB软件分析了在整个缓冲行程上浮动型内置式缓冲装置的缓冲速度 $v$ 与缓冲加速度 $a$ 的曲线,两种运动曲线非常符合理想状态下缓冲装置运动的特性曲线。在缓冲套刚进入缓冲阶段的位置、局部损失位置、锐边节流阶段位置和缝隙节流阶段位置4个

位置上,利用Fluent软件进行流场仿真获得各位置的压力云图也表明,浮动型内置式缓冲装置缓冲性能良好。

### 参考文献:

- [1] 冯倩文. 大型自动修井作业中扶正手接管缓冲机构研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2016.
- [2] 武晓凤. 液压缸复合型缓冲结构及缓冲过程的分析[D]. 太原: 太原理工大学, 2013.
- [3] 许贤良, 韦文术. 液压缸及其设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 2011.
- [4] 冯江涛, 高钦和, 管文良, 等. 多级液压缸建模及级间缓冲研究[J]. 兵工学报, 2016, 37(12): 2268-2276.
- [5] 丁凡, 路甯祥. 短筒型缓冲结构的高速液压缸缓冲过程的研究[J]. 中国机械工程, 1998, 9(10): 52-54.
- [6] 黄崇溪. 高速气缸动力学与缓冲性能研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2016.
- [7] 张日红, 杜群贵. 高速气缸新型缓冲装置及其性能[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2016, 44(11): 90-96.
- [8] SCHWARTZ C, DE Negri V J, CLIMACO J V. Modeling and analysis of an auto-adjustable stroke end cushioning device for hydraulic cylinders[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2005, 27(4): 415-425.

收稿日期: 2019-09-16

(上接第23页)

3) 柱塞从下止点运动到上止点保持通电状态, 则速度以电磁力变化趋势越来越大, 到上止点时产生剧烈冲击和噪声。

4) 缩短通电时间, 可使柱塞运动到上止点时速度近似为0, 避免冲击且电消耗大幅度降低。

### 参考文献:

- [1] ALGAR A, CODINA E, FREIRE J. Experimental study of 3D movement in cushioning of hydraulic cylinder[J]. Energies, 2017, 10(6): 3-10.
- [2] LAI Q, LIANG L, LI J, et al. Modeling and analysis on cushion characteristics of fast and high-flow-rate hydraulic cylinder[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2016(2): 1-17.
- [3] ZAO Wei. Cushion process of the hydraulic cylinder of hydraulic operating mechanism for high voltage circuit breaker[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(6): 216-221.
- [4] 赵伟, 黄钰墨, 俞浙青, 等. 高速液压缸活塞式缓冲机构的研究[J]. 中国机械工程, 2014(8): 1033-1036.
- [5] 张日红, 杜群贵. 基于AMESIM的高速气缸新型缓冲装置缓冲性能研究[J]. 振动与冲击, 2017(21): 92-98.
- [6] ZHANG Z L, WU S, ZHONG J, et al. Optimal design of cushion system for high-speed and high-flow valve-controlled hydraulic cylinder[J]. Journal of Central South University, 2015, 46(10): 3646-3655.
- [7] 王辉, 张超. 液压活塞发动机缓冲机构仿真研究[J]. 机床与液压, 2014(15): 166-169.
- [8] 王传瑶, 王勇勤, 罗远新, 等. 液压缸缓冲动态特性对比研究[J]. 液压与气动, 2017(10): 89-95.
- [9] YAN Yuqing, SHI Zhanqun, ZHENG Lin. Analysis of influence-factors for axial piston hydraulic pump flow fluctuation based on

AMESim[J]. Hydraulic & Pneumatics, 2014(2): 104-108.

- [10] ZHENG J, HUANG H, ZHANG S, et al. A general method to simulate the electromagnetic characteristics of HTS maglev systems by finite element software[J]. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 2018, 99(12): 1.
- [11] 张洪信, 王新亮, 张延君, 等. 一种电磁力互动柱塞泵: 中国, CN105587553A[P]. 2016-05-18.
- [12] 杨国来, 李世伟, 张俊峰, 等. 一种新型永磁式电磁泵的设计[J]. 新技术新工艺, 2014(1): 41-43.
- [13] 张铁柱, 张洪信, 张继忠, 等. 约束活塞型内燃式柔性动力系统[C]. 武汉: 中国内燃机学会2005年学术年会暨APC2005年联合学术年会, 2005.
- [14] XU Xianliang, ZHAO Lianchun, WANG Chuangjing. Flow pulsation of the axial piston pump[J]. Journal of China University of Mining & Technology, 1992(4): 72-82.
- [15] 丁问司, 袁林燕, 丁元文, 等. 气垫传动冲击锤钻冲击特性影响分析[J]. 振动与冲击, 2015(10): 100-104.
- [16] 孙涛, 罗凯, 周华, 等. 燃料柱塞泵流动特性仿真分析与低噪声设计[J]. 振动与冲击, 2017(2): 165-169, 189.
- [17] M. Deeken. Simulation of the reversing effects of axial piston pumps using conventional CAE tools[J]. Ölhdraulik und Pneumatik, 2002, 46: 276-282.
- [18] E. KOC, C. J. Hooke. Considerations in the design of partially hydrostatic slipper bearings[J]. Tribology International, 1997, 30(11): 815-823.
- [19] 郑光泽. 考虑内燃机系统耦合振动的活塞拍击研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(11): 2559-2565.
- [20] 邱博, 毕新胜, 陈璐, 等. 斜盘式轴向柱塞泵动态特性研究与仿真试验[J]. 中国农机化学报, 2014, 35(1): 197-201.

收稿日期: 2019-09-02