

# 液压缸复合缓冲结构及缓冲过程的分析

武晓凤<sup>1</sup>, 赵秋霞<sup>2</sup>, 姚平喜<sup>1</sup>

## The Analysis of Composite Buffer Structure of the Hydraulic Cylinder and Buffering Process

WU Xiao-feng<sup>1</sup>, ZHAO Qiu-xia<sup>2</sup>, YAO Ping-xi<sup>1</sup>

(1. 太原理工大学 机械工程学院, 山西 太原 030024; 2. 太原理工大学 力学学院, 山西 太原 030024)

**摘要:**针对液压缸运行至端部产生冲击的问题,设计了一种复合型液压缸缓冲结构,并对其缓冲机理进行了分析,建立了相应的数学模型,利用 Matlab 软件对缓冲过程进行了仿真研究,对结构参数进行了优化。结果表明,该缓冲结构缓冲过程平稳、冲击小。

**关键词:**复合缓冲结构;仿真分析;缓冲;液压缸

中图分类号:TH137.5 文献标志码:B 文章编号:1000-4858(2013)03-0023-04

### 引言

液压传动是非常重要的传动方式,在工程机械、冶金机械、塑料机械、汽车等行业都得到广泛地应用与发展<sup>[1]</sup>。现有液压传动反应迅速、动作准确,可以达到较高速度,但当液压缸运行至活塞终端时,由于惯性力和液压力的作用,不仅容易损坏端盖,而且会产生较大的冲击载荷,造成振动和噪声,严重影响工作精度,导致液压元件的损坏<sup>[2]</sup>。传统缓冲装置的工作原理是活塞到达行程终端之前的一定距离内,设法把排油腔内油液的一部分或全部封闭起来,通过节流小孔(或缝隙)排出,从而使被封闭的油液产生适当的缓冲压力作用在活塞的排油侧上,与活塞的惯性力相对抗,从而达到减速制动的目的。目前液压缸的缓冲结构形式很多,但效果各不相同,大部分的缓冲装置无法与负载匹配,也就是说在行程终端还有一定的速度,即存在硬冲击。设计较好的结构可以在很大程度上消除硬冲

理。系统的仿真结果可知,设计方案合理。综上所述,本方案适合于中小型生活垃圾中转站水平压缩机液压驱动系统的开发使用。

### 参考文献:

- [1] 王端义,徐展.一种液控集装箱式垃圾中转站的设计[J].液压与气压,2012,(2):34-35.
- [2] 李金霞.液压锁紧回路的计算及理论分析[J].液压气动与密封,2009,(6):55-57.

击,但存在加速度的突变,即有软冲击的存在。特别液压缸高速运动时,排油腔内峰值缓冲压力很大,致使缸筒壁厚增加,液压缸质量增大。缓冲效果既没有硬冲击也没有软冲击,现有结构很难满足需求。本文结合各种缓冲结构的特点,设计了一种复合缓冲结构,可以有效地消除硬冲击,减小软冲击。

复合型液压缸缓冲结构的优势在于:

- (1) 结构简单紧凑,加工容易,而且缓冲效果良好;
- (2) 随着缓冲行程的增加,通流截面积逐渐减小,阻力作用增强,因此缓冲均匀,冲击力小。

### 1 液压缸缓冲模型机理分析

液压缸缓冲结构如图 1 所示,当活塞向左或向右

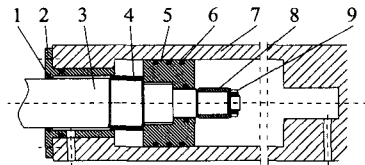
收稿日期:2012-09-28

基金项目:山西省自然科学基金(2011011025-3)

作者简介:武晓凤(1989—),女,山西吕梁人,在读硕士生,主要从事液压技术系统节能方面的研究工作。

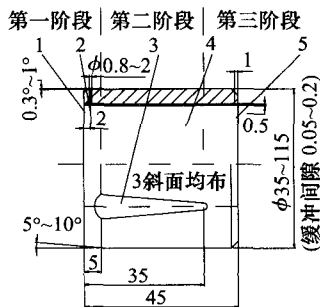
- [3] 宋亚林.液压锁紧回路设计应注意的几个问题[J].鄂州大学学报,2012,(2):42-44.
- [4] 韩靖宇,邓斌,张宝生,龙勇,何春平.基于 PLC 和组态技术的液压举升控制系统设计[J].机床与液压,2012,(2):73-76.
- [5] 陈秀娟,王科社,刘苍山.垃圾车压缩填装机构的液压油路[J].液压与气动,2003,(10):37-38.
- [6] 伍晓东,杨尚平,詹磊.集中典型的锁紧回路的特性分析[J].矿山机械,2010,(22):31-33.

运行至行程末端时,缓冲套进入端盖凹腔,封闭在活塞与缸筒之间的一部分油液从缓冲套与端盖凹腔之间的间隙挤压出去,另一部分通过缓冲套端部的环形沟槽从缓冲套圆锥面上的薄壁小孔流出,排油阻力增大,缓冲腔压力升高,达到制动效果,活塞行驶速度下降,起到缓冲的作用。缓冲套结构如图2所示,由小孔、锥面、斜面及环形间隙组成。缓冲节流面积随着行程的增大逐渐减小,因此能量的吸收更加均匀。



1. 密封 2. 缸盖 3. 活塞杆 4. 缓冲套 5. 活塞  
6. 密封 7. 缸筒 8. 缓冲套 9. 圆螺母

图1 复合型液压缸缓冲结构图

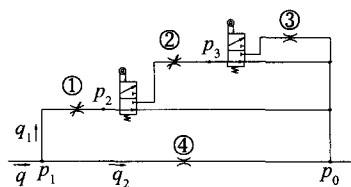


1. 圆锥面 2. 薄壁小孔 3. 斜面 4. 油道 5. 环形沟槽

图2 缓冲套结构示意图

从油缸运动过程中压力损失的各个阶段出发,将缓冲过程分为三个阶段:第一阶段,当缓冲套接近端盖凹腔时,封闭的油液从缸盖内壁与缓冲套之间的圆锥面和缓冲套上的薄壁小孔流出;第二阶段,当缓冲套进入端盖凹腔时,缓冲套上的斜面开始起主要作用,形成了缓冲套上的斜面和薄壁小孔同时存在的情况;第三阶段,随着行程的不断增大,油液通过缸盖内壁与缓冲套之间的环形面和薄壁小孔流出。

图3为根据缓冲过程的不同阶段建立的拓扑关系图。



① 圆锥段 ② 斜面段 ③ 环形段 ④ 薄壁小孔段

图3 液压缸缓冲装置的拓扑关系图

## 2 数学模型的建立

数学模型是对被控对象特性的抽象描述,是被控对象特性的直接反映。整个分析过程中不考虑排油腔压力的影响,即排油腔压力为零,并且假设液压油不可压缩且不考虑粘性阻尼。液压缸活塞受力平衡方程为:

$$ma = p_s A_s - p_1 A_1 - F$$

式中,  $m$  为活塞和负载折算到活塞上的总质量;  $a$  为活塞的加速度;  $p_s$  为液压缸输入腔压力;  $p_1$  为缓冲腔压力;  $A_s$  为工作腔活塞的有效面积;  $A_1$  为缓冲腔活塞的有效面积;  $F$  为折算到活塞上的所有外部载荷。

### 1) 第一阶段圆锥段的流量方程

$$q = \frac{\pi d_1 (h_1 h_2)}{6\nu\rho x (h_1 + h_2)} (p_1 - p_0) + C_d A_0 \sqrt{2(p_1 - p_0)/\rho} \quad (1)$$

式中,  $q$  为通过缓冲套的流量;  $d_1$  为缓冲套直径;  $h_1$  为进口处的缝隙;  $h_2$  为距圆锥端面  $x$  处的缝隙;  $\nu$  为运动黏度;  $\rho$  为液体密度;  $p_0 = 0$ ;  $A_0$  为小孔截面积;  $C_d$  为流量系数。

### 2) 第二阶段斜面段的流量方程

$$q = C_d A_r \sqrt{2(p_1 - p_0)/\rho} + C_d A_0 \sqrt{2(p_1 - p_0)/\rho} \quad (2)$$

式中,  $A_r = 3 \left( \frac{n\pi R^2}{360} - \frac{ah}{2} \right)$ ;  $A_r$  为斜面截面积;  $R = \frac{d_1}{2}$ ;  $h = R - h_2$ ;  $a = 2 \sqrt{R^2 - h^2}$ ;  $n = 2 \arcsin \left( \frac{a}{d_1} \right)$

### 3) 第三阶段环形面流量方程

$$q = \frac{kd_1 h^3}{x} (p_1 - p_0) + C_d A_0 \sqrt{2(p_1 - p_0)/\rho} \quad (3)$$

式中,  $k = \frac{256.6}{\gamma\rho}$ ;  $\gamma$  为动力黏度。

## 3 仿真分析

对缓冲过程三个阶段的分析重点是三个阶段转换点的选取。在此假设由式(2)计算的斜面段流量小于由式(1)计算的锥面段的流量时,认为进入斜面阶段。同理,当由式(3)计算的环形段的流量小于由式(2)计算的斜面段流量时,认为进入环形阶段<sup>[3]</sup>。采用四阶R-K(Runge-Kutta)法对上述数学模型进行离散迭代,对不同的缓冲阶段变换不同的步长,进而有效地解决了系统的刚性问题<sup>[4]</sup>,运用 Matlab 软件<sup>[5]</sup>对计算过程进行仿真分析,得出相应的曲线以及对应参数之间的关系。

设定液压缸结构参数初速  $v_0 = 0.42$  m/s,油缸额定压力 30 MPa,缸径  $d_s = 100$  mm,活塞杆直径  $d_0 = 65$  mm,缓冲套直径  $d_1 = 75$  mm。

第一阶段分别对锥面角度为  $5^\circ$ 、 $8^\circ$ 、 $10^\circ$  时进行分析, 得出对应压力、速度与行程的曲线。

从图 4、图 5 中可以看出, 锥面角度的变化对缓冲过程影响不太明显, 相比之下, 锥面角度为  $5^\circ$  时效果最好。

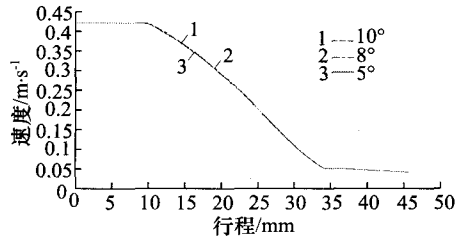


图 4 锥面角度变化对应的速度-行程曲线

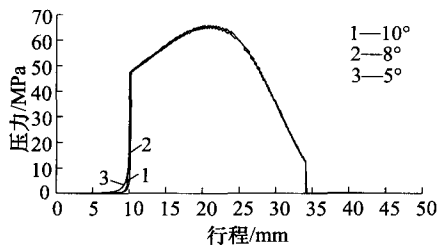


图 5 锥面角度变化对应的压力-行程曲线

将锥面角度定为  $5^\circ$ , 分析小孔直径为 0.8 mm、1 mm、1.5 mm、2 mm 时缓冲腔压力、速度的变化。

从图 6 中可以看出, 当小孔直径为 1.5 mm、缓冲行程为 47 mm 时, 缓冲腔末速度为 0.22 m/s, 速度变化不显著, 没有起到良好的缓冲效果。

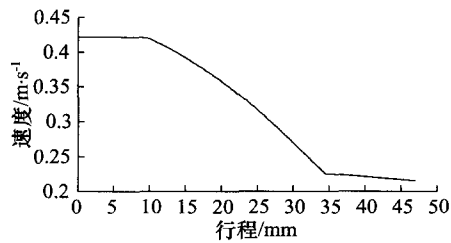


图 6 直径为 1.5 mm 时对应的速度-行程曲线

从图 7、图 8 中可以看出, 当小孔直径为 0.8 mm 时, 缓冲腔压力峰值为 53 MPa, 直径为 1 mm 时, 压力峰值为 65.2 MPa, 数值偏大, 说明小孔直径为 0.8 mm 时缓冲效果较好。

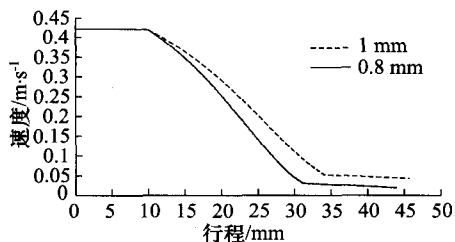


图 7 小孔直径变化对应的速度-行程曲线

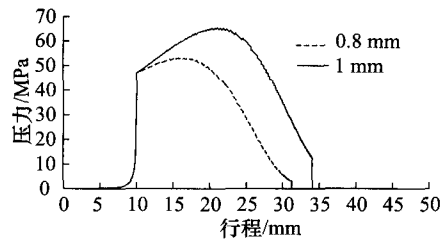


图 8 小孔直径变化对应的压力-行程曲线

当锥面角度为  $5^\circ$ 、小孔直径为 0.8 mm 时分析锥面长度变化对活塞速度、缓冲腔压力的影响, 取锥面长度为 5 mm、8 mm、10 mm。

从图 9、图 10 中可以看出, 锥面段的长短对缓冲效果的好坏有着重要的影响, 锥面长度越短, 缓冲腔压力峰值越小, 缓冲末速度较小, 缓冲效果越显著。

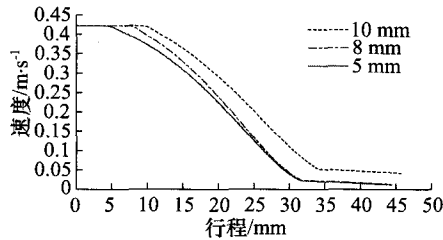


图 9 锥面长度变化对应的速度-行程曲线

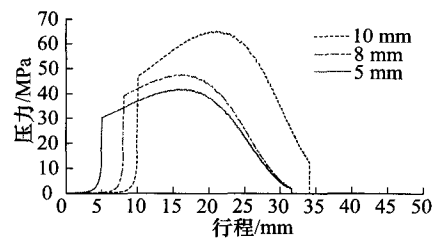


图 10 锥面长度变化对应的压力-行程曲线

第二阶段分别分析斜面角度为  $0.3^\circ$ 、 $0.5^\circ$ 、 $0.8^\circ$ 、 $1^\circ$  时缓冲腔压力、速度的变化趋势。

由图 11 可得, 当斜面角度为  $1^\circ$  时, 缓冲腔压力峰值达到 110 MPa, 超过液压缸的耐压强度, 不符合设计的要求。

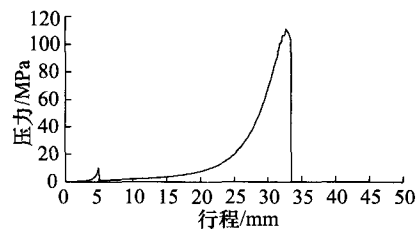


图 11 斜面角度为  $1^\circ$  时对应的压力-行程曲线

斜面段在整个缓冲过程中起主要的作用, 从图 12、图 13 可以得出, 当斜面角度为  $0.5^\circ$  时, 缓冲速度、加速度变化比较平缓, 不存在突变, 缓冲效果较好。

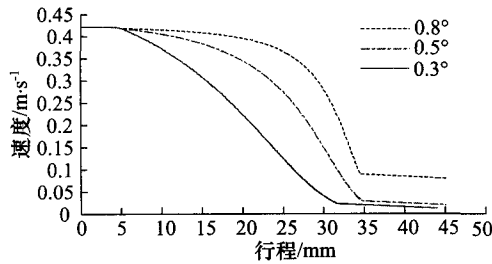


图12 斜面角度变化时对应的速度-行程曲线

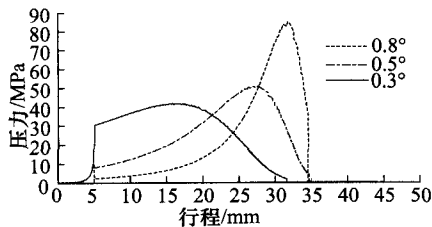


图13 斜面角度变化对应的压力-行程曲线

图14阐述了环形间隙 $\delta$ 的大小对缓冲腔压力的影响,当 $\delta = 2\text{ mm}$ 时,在圆锥段和斜面段的分界点处加速度存在很大的突变,经比较 $\delta = 0.16\text{ mm}$ 时效果最佳。

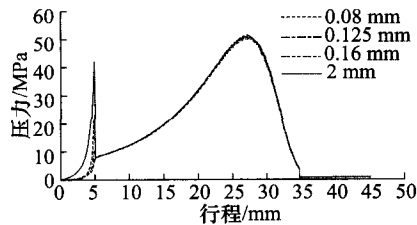


图14 环形间隙变化对应的压力-行程曲线

综上所述,经过优化之后的最佳参数为:锥面角度为 $5^\circ$ 、薄壁小孔为 $0.8\text{ mm}$ 、锥面长度为 $5\text{ mm}$ 、斜面角度为 $0.5^\circ$ 、环形间隙为 $0.16\text{ mm}$ (双向),在此参数下设计的缓冲结构缓冲效果最好。

图15是最佳参数对应的速度-行程曲线,从曲线可以看出速度从 $0.42\text{ m/s}$ 开始平稳快速地下降,没有硬冲击,当行程 $35\text{ mm}$ 即第二个阶段完成时,基本完成减速的过程,速度降为 $0.028\text{ m/s}$ ,再经过最后一个阶段的缓冲可以平稳停止。图16是最佳参数对应的

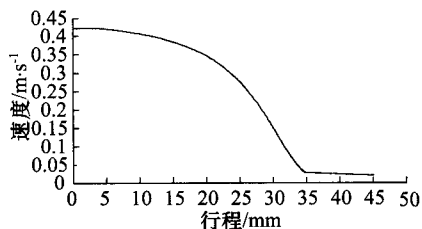


图15 最佳参数对应的速度-行程曲线

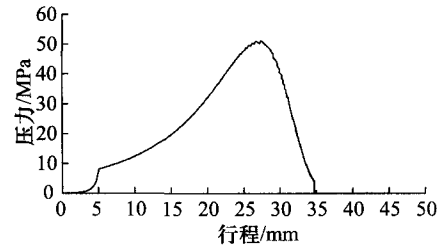


图16 最佳参数对应的压力-行程曲线

压力-行程曲线,从曲线可以看出压力在第一阶段及第二阶段前段部分相对平缓上升,过渡比较平缓,不存在软冲击,在第二阶段后段部分及第三阶段开始快速下降,峰值约为 $50\text{ MPa}$ ,小于液压缸耐压强度,可以满足设计要求。

从整个缓冲过程分析可以看出,圆锥部分在缓冲中主要起到自动对中作用,所以在设计中应尽量缩短圆锥段的长度;斜面段对系统的缓冲效果影响最大,选择合适的斜面长度成为分析的重点;对环形段来说,间隙越小,缓冲过程中的突变越大,缓冲腔的压力峰值也就越大,缓冲末速度越小;间隙增大,冲击减小,但是相应的行程加大,所以应在适当的缓冲长度的基础上使速度、加速度变化平缓,达到活塞运行到端部时液压缸不存在硬冲击和软冲击的设计效果。

#### 4 结论

为了减小活塞运行至液压缸端部产生的冲击载荷,本文结合各种缓冲结构的特点,设计了一种复合型液压缸缓冲结构,并对缓冲结构的各个参数进行具体分析,借助Matlab软件得到行程变化时对应压力、速度的变化曲线,综合分析得出一组最佳结构参数。

复合型液压缸缓冲结构可达到消除硬冲击,减少软冲击的效果,能量吸收均匀,缓冲效果良好,对缓冲结构的进一步研究具有现实指导意义。

#### 参考文献:

- [1] 许福玲,陈尧明. 液压与气压传动[M]. 北京:机械工业出版社,2007.
- [2] 丁凡,路雨祥. 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.
- [3] 王永良,孙艳玲,吴军辉,等. 高速液压缸阶梯型缓冲结构与过程研究[J]. 机械制造,2011,49(4):49-51.
- [4] 郭晓晨,李梅,周玉文,等. 液压系统动态建模中刚性问题的研究[J]. 液压气动与密封,2006,(2):5-8.
- [5] 阮沈勇,王永利,桑群芳. MATLAB程序设计[M]. 北京:电子工业出版社,2003.