

新型高速液压缸内缓冲装置及其特性的研究

刘金榕¹, 易文颖², 夏 魁¹

(1. 中国船舶重工集团公司 第七 0 四研究所, 上海 200031; 2. 上海汽车技术中心, 上海 201804)

摘要:针对高速液压缸在高速运动中存在强烈冲击问题,提出了一种新型高速液压缸内缓冲装置,并对其缓冲机理进行了分析。通过选择节流孔数量、孔径以及分布位置作为设计变量,以相应位置的理想节流面积与实际节流面积的差作为目标函数,采用 Monte Carlo 算法作为优化方法,经过一系列的寻优迭代,从而获得了优化后的缓冲结构参数。在 AMESim 中构建了其系统仿真模型,基于仿真模型分析了关键参数对缓冲性能的影响规律。研究结果表明该缓冲装置缓冲过程平稳且缓冲过程时间短,能够满足高速液压缸的缓冲要求。

关键词:高速液压缸; Monte Carlo 算法; 优化; 系统仿真

中图分类号: TH137

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2010)03-0033-05

Study on a novel buffering device of high-speed hydraulic cylinder and its characteristics

LIU Jin-rong¹, YI Wen-ying², XIA Kui¹

(1. No. 704 Research Institute, CSIC, Shanghai 200031, China; 2. SAIC Motor Technical Center, Shanghai 201804, China)

Abstract: Aiming at the sharp shock problem existing in the high speed movement of the high speed hydraulic cylinder, a novel buffering device of high-speed hydraulic cylinder was presented and its buffering mechanism was also analyzed. The optimized structure parameters were obtained by means of selecting the number, diameter and distributing position as design variables, the difference between best throttling area and actual one as the objective function, and Monte Carlo algorithm. Based on the simulation model in the AMESim, the influences of key parameters on buffering performance were analyzed. The results show that the process of the buffering device is smooth and the buffering time is short, which can meet the buffering demand of high-speed cylinder.

Key words: high-speed hydraulic cylinder; Monte Carlo algorithm; optimization; system simulation

0 引 言

在高频液压系统中,高速液压缸作为主要的执行元件,其往复频率和运动速度很高。例如,在电液可变气门系统中,高速液压缸的往复频率可达 133 Hz^[1-2]。而在一些高速大功率的控制场合,液压缸活塞的运动速度甚至高达每秒几十米^[3]。为了避免产生强烈的振动与冲击,保证系统平稳工作,提高系统的可靠性和工作性能,需要对液压缸活塞完成运动行程前采取缓冲措施。目前,液压缓冲按照控制方式的不同主要分为两种:一种是液压缸外部控制,即在液压缸外部安装

液压缓冲器或者在其回路上设计缓冲回路实现缓冲。这类缓冲控制的动态响应频率不高,且需要较大安装空间,因此一般应用于换向频率不高,运动过程固定的场合^[4]。另一种是液压缸内部控制,通过在液压缸内部设计缓冲装置实现缓冲,其具有结构简单、体积小等优点^[5]。

为使高速液压缸实现快速平稳的缓冲要求,本研究提出一种新型高速液压缸缓冲装置。

1 缓冲装置结构及缓冲机理

新型高速液压缸内缓冲装置结构原理图如图 1 所

示。高速缸活塞杆穿过缸筒伸出液压缸外与负载相连,在活塞回油端台阶相应位置上打孔以逼近理想的缓冲节流面积。

缓冲过程可以分为两个阶段:第一阶段,为了使高速缸活塞快速开启,回油阻尼不能过大以减少回油阻力, δ_1 数值可以取得较大,这样有杆腔油液可以通过圆环形断面回油箱,加快其开启速度从而减少开启时间;第二阶段,气门位移达到 L_1 时,环形缝隙数值变为 $\delta_2 < \delta_1$,此时由于 δ_2 数值较小,利用多孔节流来实现气门缓冲,使高速缸活塞达到最大行程时速度为零从而减少开启冲击。由于相应缓冲位置上节流孔径及数量都是根据理想节流面积而设置的,因此可以取得较为理想的缓冲效果。

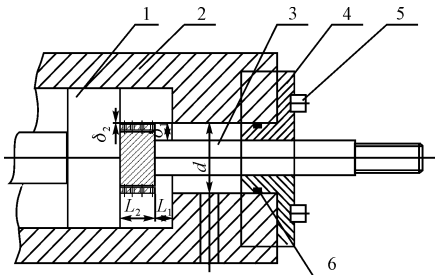


图 1 新型高速液压缸内缓冲装置结构原理图

1—高速缸活塞;2—高速缸缸体;3—高速缸活塞杆;4—高速缸缸盖;5—紧固螺钉;6—O 型密封圈

该缓冲方式的优点在于:①缓冲性能好,具有较为理想的缓冲节流面积,因此使得缓冲压力和减速度相对变化较小,活塞近似做等减速运动;②响应速度快;③结构较为简单,不用增加附加元件,从而不会使系统结构变得复杂。

2 缓冲装置结构参数优化设计

理想的缓冲装置应在其整个缓冲过程中保持缓冲压力恒定不变,因此在整个缓冲进程中活塞的减速度也是恒定的,则有:

$$v^2 = 2ax \quad (1)$$

式中 v —活塞运动速度; a —活塞的减速度; x —活塞在缓冲区内位移。

节流口流量平衡方程为:

$$A_{ro}v = C_d A_{bu} \sqrt{\frac{2\Delta p_b}{\rho}} \quad (2)$$

式中 A_{ro} —高速缸活塞回油腔面积; C_d —流量系数; A_{bu} —缓冲节流面积; Δp_b —缓冲节流口前后压差; ρ —油液密度。

活塞减速度为:

$$a = \frac{p_b A_{ro}}{M_c} \quad (3)$$

式中 M_c —缓冲总质量,包括负载质量、活塞质量和缓冲腔油液当量质量等。

将式(2)和式(3)代入式(1)可得:

$$A_{bu} = \frac{A_{ro}}{C_d} \sqrt{\frac{\rho A_{ro}}{M_c}} x \quad (4)$$

缓冲行程表达式为:

$$x = \frac{M_c v^2}{2p_b A_{ro}} \quad (5)$$

多孔节流不是布置于整个液压缸活塞行程上,而是选取距离其行程末端 8 mm 活塞行程上。高速液压缸结构参数如表 1 所示,将结构参数代入式(4)可得理想节流面积如图 2 所示。

表 1 高速液压缸结构参数 mm

参数名称	数值大小
高速缸活塞直径 D_p	25
高速缸活塞杆直径 D_r	12
高速缸活塞最大行程 L	20
高速缸活塞缓冲行程 L_b	8

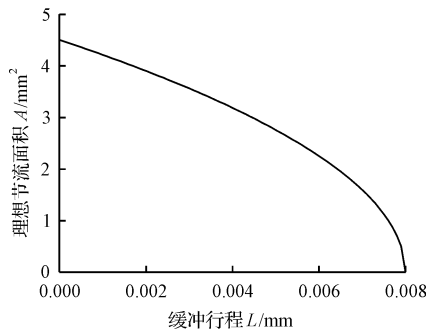


图 2 理想节流面积曲线

缓冲第一阶段为了使高速缸活塞快速开启从而减少其达到最大行程时间,故 δ_1 的数值需要根据仿真结果确定。而缓冲第二阶段采用多孔节流缓冲方式来逼近理想的缓冲曲线,因此需要根据理想节流面积确定在缓冲行程内节流孔孔径和分布位置。为了方便计算取值,本研究选择孔的位置、孔径和孔的数量组合而成的一维向量,即:

$$X = [x_1, x_2, \dots, x_n, x_{n+1}, \dots, x_{2n}, x_{2n+1}, x_{2n+2}, \dots, x_{3n}, x_{3n+1}] \quad (6)$$

式中 n —节流孔数目; x_1, x_2, \dots, x_n —对应于孔的横坐标 $x_i (i=1 \sim n)$; $x_{n+1}, x_{n+2}, \dots, x_{2n}$ —对应于孔的纵坐标 $y_i (i=1 \sim n)$; $x_{2n+1}, x_{2n+2}, \dots, x_{3n}$ —对应于相应位置孔的直径 $d_i (i=1 \sim n)$; x_{3n+1} —对应于孔的数量。

以相应位置理想节流面积与实际节流面积之间的差值作为优化问题的目标函数,即:

$$f(x) = A_i - A_{ai} \quad (7)$$

式中 A_i —相应位置理想节流面积; A_{ai} —相应位置实际节流面积。

本研究取 $f(x)$ 的均方差小于 4% 作为约束条件, 采用 Matlab 语言编写基于 Monte Carlo 算法程序, 从而得到优化的节流孔孔径、位置分布及节流孔数目。

3 缓冲系统数学模型

建立数学模型分析缓冲系统性能, 主要是对其动态过程进行分析, 因此在建模时需要考虑油液特性对其性能的影响^[6-9]。

流量系数是一个随雷诺数而变化的变量, 其在层流与紊流下的数值是不一样的, 因此可建立其模型如下^[10]:

$$\lambda = \frac{D_h}{\eta} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (8)$$

$$C_d = C_{dm} \tanh\left(\frac{2\lambda}{\lambda_{crit}}\right) \quad (9)$$

式中 λ —流量数; λ_{crit} —层流与紊流转折点的流量数; η —油液动力粘度; C_{dm} —最大流量系数; D_h —水力直径。

液压油液中不可能不混入空气, 这部分气体不溶于工作液体而以气泡的形式存于液压油中, 对系统弹性模量影响很大, 并且这种影响随着工作压力的变化而变化, 因此可建立其数学模型如下:

$$\beta = \rho \frac{dP}{d\rho} \quad (10)$$

式中 β —油液弹性模量。

高速液压缸活塞动态力平衡方程为:

$$M_p \frac{d^2 X_p}{dt^2} = P_s A_{ip} - B_p \frac{dX_p}{dt} - F_L - p_b A_{ro} \quad (11)$$

式中 M_p —高速缸活塞组件质量; X_p —液压缸活塞位移; P_s —液压缸输入腔压力; A_{ip} —高速液压缸输入腔活塞面积; B_p —粘性阻尼系数; F_L —负载力。

缓冲腔流量的连续性方程为:

$$\frac{dp_b}{dt} \frac{V_b}{\beta} = A_{ro} \frac{dX_p}{dt} - C_d A_{bg} \sqrt{\frac{2\Delta p_b}{\rho}} \quad (12)$$

式中 V_b —高速液压缸缓冲腔容积。

高速气门缓冲主要分为两个阶段。第一阶段, 缓冲腔油液通过圆环形断面回油, 因此通过圆环形断面的流量方程为:

$$Q = \frac{\pi d_b \Delta p_b}{8\eta(0.025 - X_p)} \left[r_2^4 - r_1^4 - \frac{(r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \right] \quad (13)$$

式中 Q —通过圆环形断面的流量; d_b —缓冲孔直径; r_1 —圆环形断面内半径; r_2 —圆环形断面外半径。

第二阶段, 缓冲腔油液通过环形缝隙和多个阻尼孔回油, 假定被遮盖的阻尼孔无流量通过, 则流量方程可以分为 3 个部分: 通过缝隙的流量、通过 z 个未被遮盖的阻尼孔的流量和通过 g 个被部分遮盖的阻尼孔的流量, 因此节流流量方程为:

$$Q = \frac{\pi d_b \Delta p_b}{12\eta \left(\frac{X_p - 0.012}{\delta_2^3} \right)} + \sum_{i=1}^z \frac{C_d \pi d_i^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p_b}{\rho}} + \sum_{j=1}^g C_d A_{zg} \sqrt{\frac{2\Delta p_b}{\rho}} \quad (14)$$

式中 δ_2 —活塞与缓冲孔之间的间隙; d_i —阻尼孔的直径; A_{zg} —被遮盖阻尼孔面积。

在 AMESim 中建立的系统仿真模型如图 3 所示, 相应的仿真参数如表 2 所示。

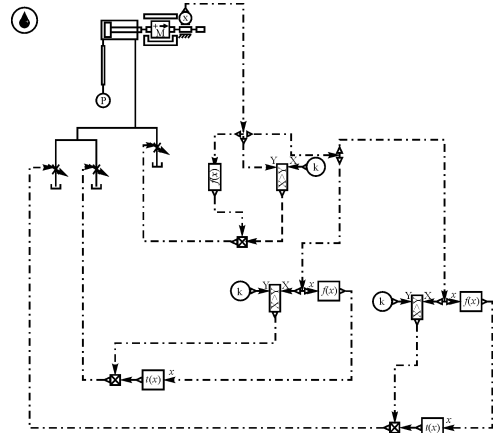


图 3 新型缓冲系统 AMESim 仿真模型

表 2 仿真模型参数

参数名称	数值大小
输入腔压力 P_s /MPa	6
粘性阻尼系数 B_p /($N \cdot s \cdot m^{-1}$)	70
活塞组件质量 M_p /kg	0.6
圆环形节流缝隙 δ_1 /mm	0.35
节流缝隙 δ_2 /mm	0.12
缓冲孔直径 d_b /mm	12
油液密度 ρ /($kg \cdot m^{-3}$)	870
油液动力粘度 η /($N \cdot s \cdot m^{-2}$)	0.110 5

4 仿真研究

将上述仿真参数代入仿真模型中, 可以得到高速液压缓冲装置仿真结果, 如图 4、图 5 所示。从图 4 可以看出, 当高速液压缸未加缓冲装置时, 高速液压缸活塞加速运动, 在达到最大行程处时活塞速度最大, 其最大值为 12.5 m/s。此后由于未加缓冲装置, 高速液压

缸活塞由于缸盖的机械限位,使其运动速度迅速下降为零,但由于采用机械限位,因此油缸活塞对高速液压缸有很大冲击。而采用新型高速液压缸内缓冲装置后,由于缓冲第一阶段圆环型节流缝隙较大,因此活塞处于加速运动中,速度逐渐增加到最大值(约为 3 m/s)。此后活塞进入多孔节流阶段,活塞处于减速运动中,速度缓慢下降。当达到最大行程处时其速度为 0.2 m/s,从而极大减少了活塞对液压缸的冲击。从图 5 可以看出,为减少活塞运动到最大行程处的时间,在缓冲第一阶段选取较大节流缝隙 δ_1 ,从而减少其回油阻力。在这一阶段通过圆环形断面回油流量较大。当活塞进入缓冲第二阶段时,通过节流缝隙 δ_2 和多孔节流来减少活塞运动速度,从而减少其对油缸的冲击。在这个阶段由于回油节流面积较小,因此通过节流缝隙 δ_2 和多孔的流量远小于第一阶段,且从图 5 中可以看出通过节流缝隙 δ_2 的流量远小于多孔过流流量,因此这个阶段主要是多孔节流为主。从图 4 中可以看出,采用高速液压缓冲与未加采用液压缓冲相比,活塞达到最大行程处的时间有所增大。

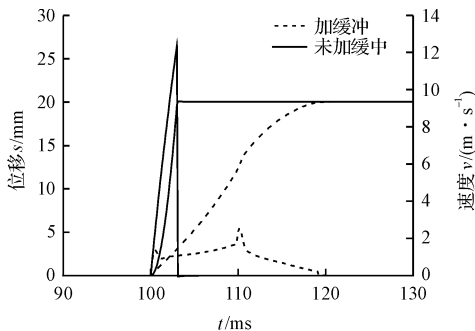


图 4 加入缓冲装置与未加缓冲位移/速度曲线

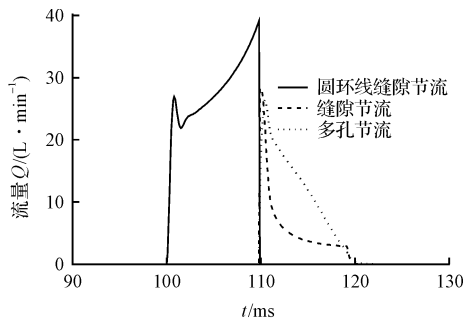


图 5 高速缓冲过程节流口流量曲线

为了分析液压缓冲系统的关键参数对高速缓冲性能的影响,本研究对其进行了仿真分析。首先分析环形节流缝隙 δ_1 对高速缓冲性能的影响,得到的仿真结果,如图 6、图 7 所示。从图 6 中可以看出随着圆环缝隙增加,活塞达到最大行程处的时间有缩短的趋势;活塞在加速运动过程中的最大速度有增大的趋势,但缓

冲末速度基本不变。从缓冲机理分析可知,由于缓冲第一阶段节流面积较大,因此活塞在第一阶段处于加速运动中。此后,活塞进入缓冲第二阶段,这个阶段节流面积较小,活塞主要处于减速运动中。因此,在两个阶段交接处,由于节流面积突变引起缓冲腔压力突变,且存在一个压力峰值。从图 7 中可以看出,随着圆环缝隙增加,缓冲过程中压力峰值有增大的趋势,而缓冲过程中缓冲压力基本不变,活塞近似做等减速运动。因此,缓冲过程中适当减少圆环缝隙有利于减少压力冲击,但会增加活塞运动时间。

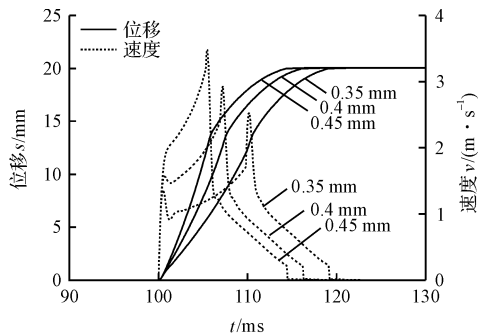


图 6 不同圆环缝隙 δ_1 下位移/速度曲线

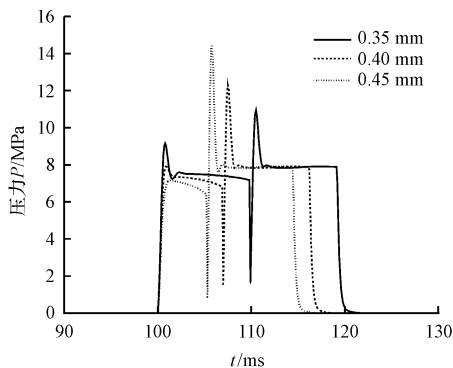


图 7 不同圆环缝隙 δ_1 下压力曲线

为分析节流缝隙 δ_2 对高速缓冲性能的影响,笔者对其进行了仿真分析,得到了其仿真结果如图 8、图 9 所示。从图 8 可以看出,随着节流缝隙增加,活塞达到最大行程处的时间有缩短的趋势;活塞在加速运动过程中的最大速度有增大的趋势,而缓冲末速度也有增大的趋势。从图 9 中可以看出,随着节流缝隙的增加,由于缓冲第一、二阶段交接处节流面积突变引起缓冲过程中压力峰值有减少的趋势,而进入第二阶段缓冲过程中缓冲腔压力曲线基本不变,活塞近似做等减速运动。产生上述现象的原因在于,随着节流缝隙 δ_2 增加,缓冲第二阶段节流面积增大,从而减少了两个阶段交接处面积差,进而减少缓冲压力峰值;此外,由于节流面积增大,导致回油阻力减少,进而减少活塞运动时间。因此,从高速液压缸动态特性及缓冲平稳性角度

考虑,适当增大节流缝隙有利于减少缓冲过程中的压力冲击和活塞运动时间。

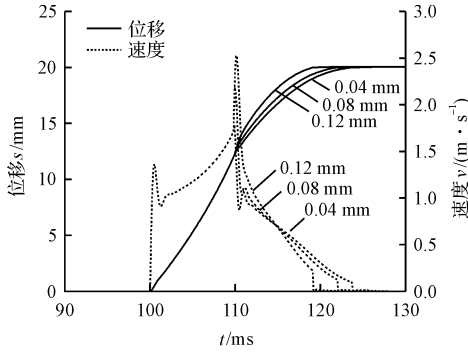


图8 不同节流缝隙 δ_2 下位移/速度曲线

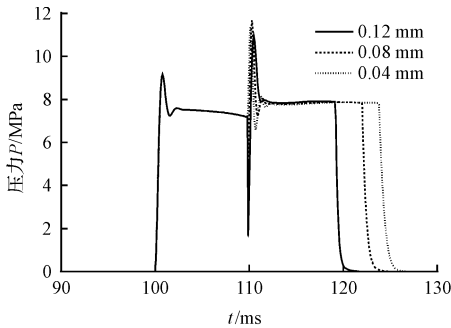


图9 不同节流缝隙 δ_2 下压力曲线

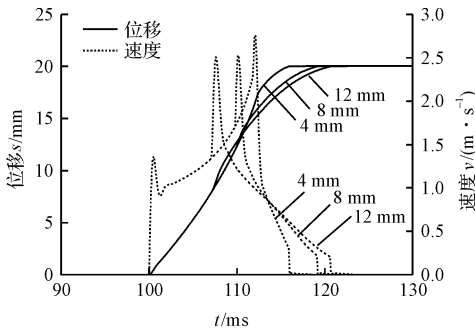


图10 不同缓冲行程下位移曲线

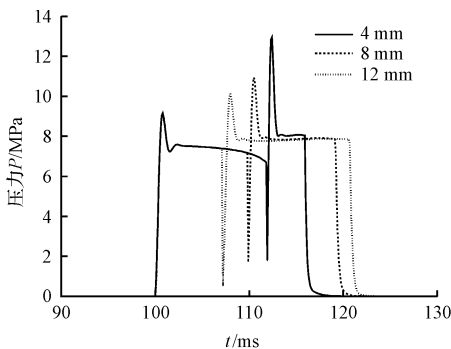


图11 不同缓冲行程下压力曲线

为分析缓冲行程对高速缓冲性能影响,笔者对其进行了仿真分析,得到其仿真结果,如图10、图11所示。从图10可以看出随着缓冲行程增加,活塞达到最大行程处的时间有增加的趋势;活塞在加速运动过程

中的最大速度有减少的趋势,而缓冲末速度有减少的趋势。从图11可以看出,随着缓冲行程的增加,由于缓冲第一、二阶段交接处节流面积突变引起缓冲过程中压力峰值有减少的趋势,而进入第二阶段缓冲过程中缓冲腔压力减少。产生上述现象原因在于,随着缓冲行程增加,活塞加速段行程减少,因而活塞在加速运动中最大速度会相应减少,进而减少了两个阶段交接处缓冲压力峰值;此外,从式(5)可以看出当缓冲行程增大时会减少缓冲过程中的压力。因此,适当增大缓冲行程有利于减少缓冲过程中压力冲击,但需要权衡考虑活塞运动时间才能确定最佳缓冲行程。

5 结束语

本研究针对高速液压缸特点,提出了一种新型液压缸内缓冲装置并对其缓冲机理进行分析,采用 Monte Carlo 算法对其结构参数进行优化;建立了其数学模型,并在 AMESim 中就圆环形缝隙等关键参数对缓冲性能的影响进行了详细的分析。仿真结果表明,该缓冲装置缓冲过程平稳且缓冲过程时间短,能够满足高速液压缸缓冲要求。

参考文献 (References):

- [1] LIU J R, JIN B, XIE Y J, et al. Investigation on the characteristics of a new high frequency three-way proportional pressure reducing valve in variable valve system of automobile engine[J]. **Indian Journal of Engineering and Materials Sciences**,2009,16(1):7-13.
- [2] LIU J R, JIN B, XIE Y J, et al. Research on the electro-hydraulic variable valve actuation system based on a three-way proportional reducing valve[J]. **International Journal of Automotive Technology**,2009,10(2):27-36.
- [3] 邵群. 高速液压缸缓冲装置及其动态特性研究[J]. **煤炭科学技术**,2004,32(11):63-65.
- [4] 刘波. 液压缸缓冲结构及缓冲过程的研究[D]. 杭州: 浙江大学机械与能源工程学院,2004.
- [5] 章宏甲,黄谊. 液压传动[M]. 北京:机械工业出版社,1992.
- [6] 吴根茂,邱敏秀,王庆丰. 新编实用电液比例技术[M]. 杭州:浙江大学出版社,2006.
- [7] 盛敬超. 液压流体力学[M]. 北京:机械工业出版社,1980.
- [8] 丁凡,路甬祥. 短笛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.
- [9] 刘金榕. 基于高速电液阀的变气门执行系统关键技术研究[D]. 杭州:浙江大学机械与能源工程学院,2009.
- [10] McCLOY D, MARTIN H. Control of Fluid Power Analysis and Design[M]. 2nd ed. Ellis Horwood Limited,1980.