

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.07.004

高压斗杆缸缓冲性能影响参数的分析与优化研究*

陈 勋¹, 李丽红², 周 军^{1,2*}, 张延良¹, 曾印平¹

(1. 山东大学 机械工程学院, 山东 济南 250061;

2. 高效洁净机械制造教育部重点实验室, 山东 济南 250061)

摘要:为解决高压斗杆缸在行程末端缓冲性能差、容易损坏油缸的问题,需要对其缓冲结构进行优化设计。以一款国产重载挖掘机斗杆缸为研究对象,将计算机仿真技术应用到工程机械领域,在已搭建的仿真模型的基础上,以缓冲压力和活塞速度两个参数为主要评价指标,采用控制变量法测试了同一缓冲结构在不同参数条件下的敏感性以及各个缓冲结构在缓冲过程中所起到的作用。研究表明,对高压斗杆缸无杆腔缓冲作用最大的结构是缓冲套外部斜切面,对有杆腔缓冲影响最大的结构是缸盖节流小孔,并推荐了部分结构参数的最佳值。

关键词:高压斗杆缸;缓冲结构;优化设计

中图分类号:TH137.52

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2014)07-0833-06

Analysis and optimization of parameters affecting cushion performance of high pressure arm cylinder

CHEN Xun¹, LI Li-hong¹, ZHOU Jun^{1,2}, ZHANG Yan-liang¹, ZENG Yin-ping¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China; 2. Key Laboratory of High Efficiency and Clean Mechanical Manufacture Shandong University, Jinan 250061, China)

Abstract: In order to solve the problem of bad cushion performance and easily leading to damage when high pressure arm cylinder gets to its stroke end, the structure of cushion units needs to be optimized. This paper regards heavy load excavator (a domestic brand) arm cylinder as research object, computer simulation technology was introduced into construction machinery field, and on the basis of correctly built simulation model, two parameters, i. e. cushion pressure and piston velocity were taken as the main evaluation indexes, and control variables method was applied to test the sensibility of the same cushion structure with different parameters, and what role the structure plays during cushion process. The results show that the diagonal planes on the outer surface of cushion collar play the most important role in the cushioning of cylinder piston side chamber; and for rod side chamber, the throttling orifices on the cylinder cover affect the cushion performance most, furthermore, the optimum value of some cushion structures are recommended.

Key words: high pressure arm cylinder; cushion structure; optimization design

0 引 言

液压传动是非常重要的传动方式,具有反应迅速、动作准确平稳、可以达到较高速度和承受较高压力等

特点,在工程机械、冶金机械、汽车等行业都得到广泛的应用和发展^[1-2]。由于挖掘机复杂的工况,当挖掘机前方工作装置部分的 3 个油缸受到突变的外载荷时所产生的冲击对于油缸和整机工作性能的影响都非常

收稿日期:2013-12-23

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51375268)

作者简介:陈 勋(1989-),男,江西高安人,主要从事工程机械液压系统,液压和流体仿真方面的研究. E-mail:sunger2009@qq.com。

通信联系人:周 军,男,副教授,硕士生导师. E-mail:zhoujun@sdu.edu.cn

大^[3-4]。缓冲性能也影响着挖掘机整机的能量利用率和能源的损耗情况,如果缓冲性能不佳,会造成整机的能量损耗^[5]。为了获得较好的缓冲效果,保证系统平稳工作,将液压缸行程末端由于惯性力和液压力带来的强烈冲击最小化,必须设计合理的缓冲结构并对结构参数进行优化。

液压缸中使用的缓冲措施,主要有硬缓冲和软缓冲两类。软缓冲即在液压缸外的液压回路上采取措施,如采用节流阀缓冲和应用缓冲回路等,一般结构比较复杂,应用较少;硬缓冲即在缸的结构上采取缓冲措施,常见的有间隙式缓冲装置和节流孔缓冲装置等,结构简单、工作可靠、体积小、缓冲性能较好、应用广泛^[6-7]。本研究中的斗杆缸采用的是硬缓冲方式,缸内设计了多重缓冲结构,能够有效地缓和冲击和振动。

内部缓冲装置设计的主流是变节流缓冲理论,大部分带缓冲装置的油缸都采用这种结构。变节流缓冲设计形式包括矩形式、凸台式、梯形式、三角槽式、抛物线式等^[8-9]。国外经常采用一种通过弹簧实现的缓冲结构,这种结构的特点是可靠性强,使用寿命长^[10]。不同的设计形式能达到不同的缓冲特性,同种设计形式不同的设计参数缓冲性能也不同,优化设计就是要从中找出缓冲性能最好时的参数值。

Xiaoxia Shen 等在挖掘机动臂缸的缓冲方面进行了详细分析,并对结构参数进行了优化,结果发现挖掘机动臂缸缓冲装置的结构参数存在最佳的范围,在这个范围内动臂缸的缓冲性能最好^[11-12]。本研究基于 SimulatonX 搭建缓冲模型,运用控制变量法对模型中的各个可能影响缓冲性能的结构参数进行仿真测试,分析参数的缓冲敏感性,并从中找出最合理的参数值。

1 斗杆缸主要缓冲结构及模型建立

1.1 无杆腔缓冲结构及其建模

无杆腔的主要缓冲结构有缓冲套和缓冲环。缓冲环为类似卡键结构,安装后两端会形成一个近似矩形的小口。缓冲环一侧端面切出了两个径向均匀分布的近似梯形侧孔,在无杆腔行程末端起缓冲作用,油缸反向启动时还可起加速作用,具体结构如图 1 所示。

基于 SimulationX 建立缓冲模型如图 2 所示,其中元件 *a* 模拟缓冲套一端的两个圆形通油孔,元件 *b* 是缓冲环上径向均布的两个梯形孔,由于该梯形侧孔是单向导通,仅在无杆腔反向启动时发挥作用,因此本研究用截止阀 *e* 控制该孔的通断。元件 *c* 代表是缓冲环

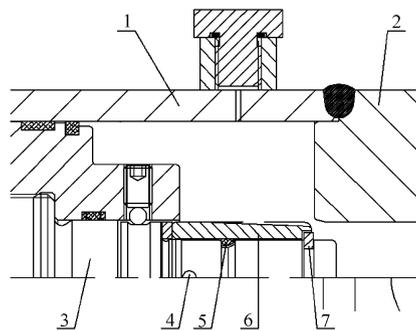


图 1 无杆腔缓冲结构

1—缸筒;2—缸盖;3—活塞杆;4—缓冲套通油孔;5—缓冲环;6—无杆腔缓冲套;7—挡环

上的缓冲小口,简化为一个矩形小孔。元件 *d* 模拟缓冲套与缸盖缓冲孔之间的间隙,元件 *g* 代表无杆腔缓冲套上的两个均布斜切面的结构,本研究用控制曲线模拟该复杂结构,实现物理结构的数学转换,降低直接模拟难度。

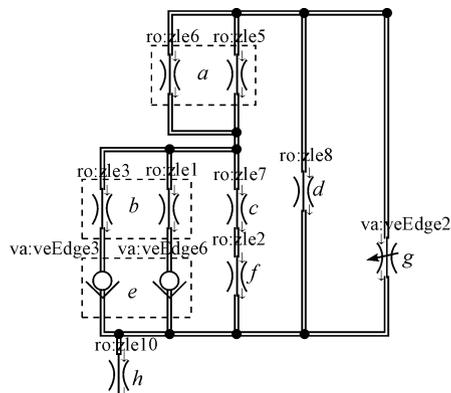


图 2 无杆腔缓冲模型

无杆腔建模时用到的参数如表 1 所示。

表 1 无杆腔主要结构参数

序号	参数名称	参数值
1	无杆腔缓冲套内径	30.5 mm
2	无杆腔缓冲套外径	40 mm
3	无杆腔缓冲套通油孔直径	2 - Φ 6.5 mm
4	无杆腔缓冲套斜切面起点	8 mm
5	缸头缓冲孔直径	41.5 mm
6	缸头出油口直径	16 mm
7	与缓冲套配合段活塞杆直径	29 mm
8	缓冲套斜切面角度	2—9°
9	缓冲套长度	50 mm
10	缓冲环节流小口尺寸	4 × 2 mm
11	缓冲环梯形孔尺寸	2 - (5 mm × 1.5 mm)
12	缓冲环厚度	4 mm
13	缓冲环配合段活塞杆长度	4.3 mm

1.2 有杆腔缓冲结构及其建模

与无杆腔相比,斗杆缸有杆腔缓冲结构相对简单,没有缓冲环,有杆腔缓冲结构如图3所示。主要的缓冲结构有缓冲套和缸盖上的节流小孔。

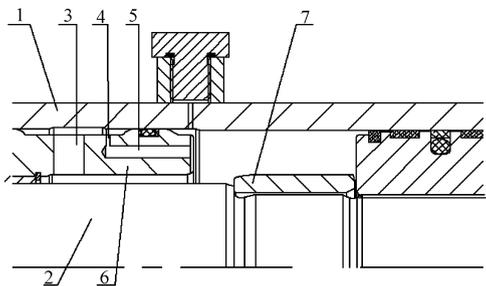


图3 有杆腔缓冲结构

1—缸筒;2—活塞杆;3—圆形油孔;4—节流小孔;4;5—缸盖细长孔;6—缸盖;7—有杆腔缓冲套

有杆腔缓冲模型如图4所示,油路1的节流阀 a 模拟活塞杆与缓冲套之间的环形间隙,单向阀 b 控制环形间隙的单向导通;油路2的变节流阀 c 模拟缓冲套外部斜切面和圆形倒角的变节流缓冲结构,建模方法与无杆腔内缓冲套斜切面相似;油路3的节流阀 d 模拟缓冲孔与缓冲套之间的加工间隙,简化为环形间隙;油路4的4个节流阀 e 分别模拟缸盖上4个径向圆形油孔,节流阀 f 模拟缸盖上的节流小孔,节流阀 g 模拟缸盖上的细长孔;节流阀 h 模拟有杆腔出油管。

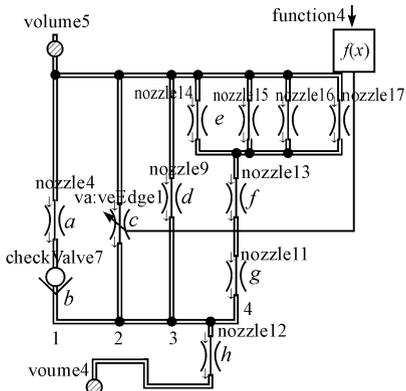


图4 有杆腔缓冲模型

2 斗杆缸缓冲影响参数的敏感性分析

本节采用控制变量法研究某一结构的不同参数值对斗杆缸缓冲性能的影响。主要评价指标为缓冲压力和活塞速度两个,即在相同行程内获得最短的缓冲时间,或者在一定的时间内缓冲压力峰值最小。当然如

果两个指标之间出现冲突,则应当合理确定两指标的最优解,即缓冲时间不能过长的同时保证缓冲压力峰值不会过高,合理的压力峰值和速度主要目的是降低缓冲时液压油对油缸的冲击和振动。

2.1 缓冲环结构参数

缓冲环三维结构如图5所示,包括缓冲小口和梯形侧孔两个主要结构,对这两个因素的缓冲敏感性进行分析。2.5 s~3.0 s为正常条件下无杆腔缓冲阶段。

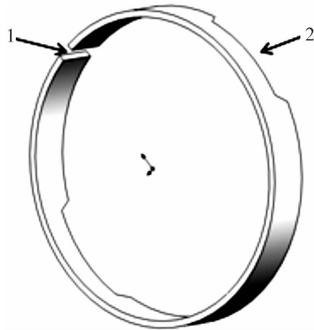


图5 缓冲环

1—缓冲小口;2—梯形侧孔

(1) 缓冲环梯形侧孔底边宽度

缓冲环径向孔简化为梯形孔(底边×高),斜边角度为 40° ,结构参数的变化如图6所示。当梯形侧孔的底边宽度由2 mm增加到10 mm时,无杆腔的压力基本上没有明显的变化。由此可知,该梯形孔对无杆腔缓冲性能基本没有影响。

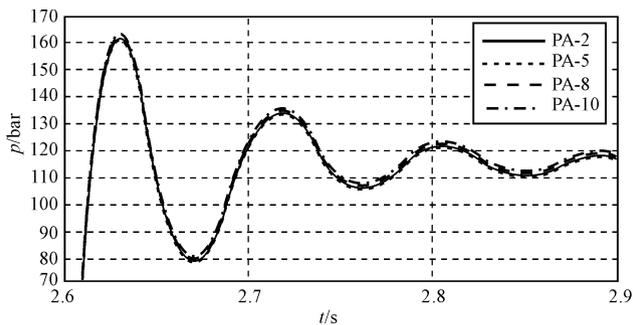


图6 无杆腔缓冲压力随缓冲环梯形孔底边宽度变化曲线

(2) 缓冲环小口

缓冲小口近似简化为长方形孔。缓冲小口的高度不变(4 mm),本研究对比小孔的宽度为1 mm、1.5 mm、2 mm、2.5 mm和3 mm时活塞速度的变化情况,对比曲线如图7所示。通过对比分析,可以知道随着节流孔宽度的增大,缓冲时间降低,但缓冲的末速度越来越大。在反向移动时,小的节流孔反向移动速度

相对较小而且反向启动时间短,反向启动比价平稳;而在缓冲过程中,小的节流孔缓冲的速度峰值较大,冲击比较大,但缓冲时间短。因此在选择该结构参数时,需要权衡缓冲时间和冲击之间的矛盾。

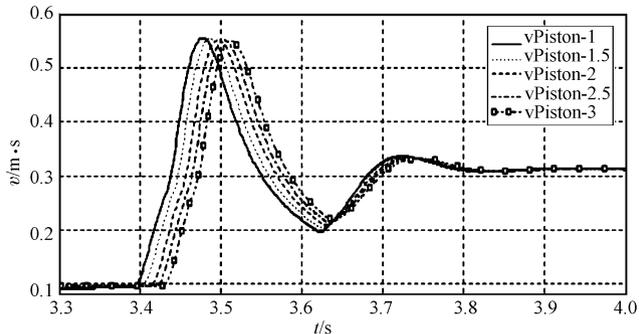


图 7 缓冲小孔活塞速度对比曲线

2.2 无杆腔缓冲套结构参数

无杆腔缓冲套三维结构如图 8 所示,有两个均布的斜切面,对斜切面角度、斜切面个数、斜切面长度等因素的缓冲敏感性。2.6 s ~ 3.0 s 为正常条件下无杆腔缓冲时间,3.0 s 后油缸外伸反向启动。

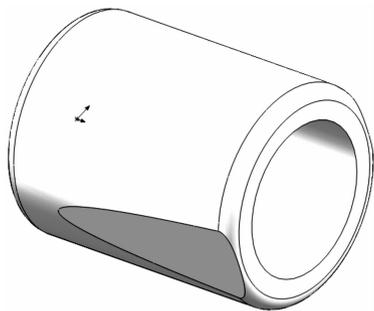


图 8 无杆腔缓冲套

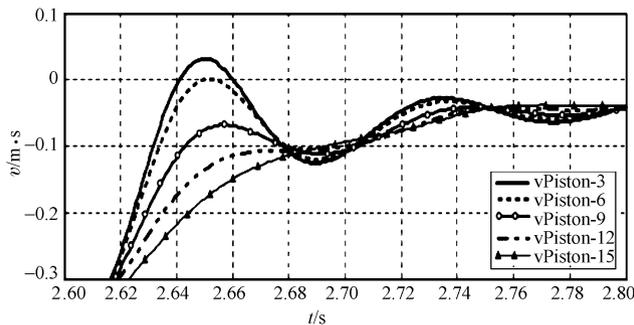
(1) 缓冲套斜切角。

斜切角起点(距离无斜角端面距离 8 mm)不变,斜切角度分别为 3°、6°、9°、12°和 15°,不同斜切角无杆腔活塞杆速度对比曲线如图 9 所示。随着角度的增长,缓冲压力降低,缓冲时间缩短,缓冲过程中活塞速度的波动也趋于平稳。

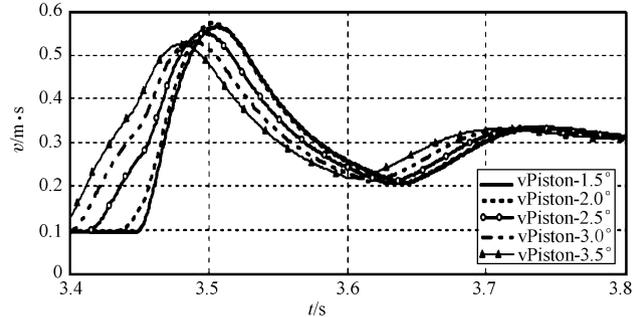
无杆腔缓冲阶段活塞速度曲线如图 9(a)所示,当角度为 3°和 6°时,速度的波动非常剧烈,甚至出现活塞速度变为正值,说明活塞运动反向,这种情况在工程中是不能允许的;同时,反向启动阶段活塞速度曲线如图 9(b)所示,在无杆腔反向启动过程,随着斜切角的增大,反向启动变慢。因此无杆腔斜切面角度为 9°时为最佳值。

(2) 斜切面个数。

其他参数保持不变,改变斜切面个数,分析斜切面的数量分别为 2、3、4 时对缓冲的影响,不同斜切角个



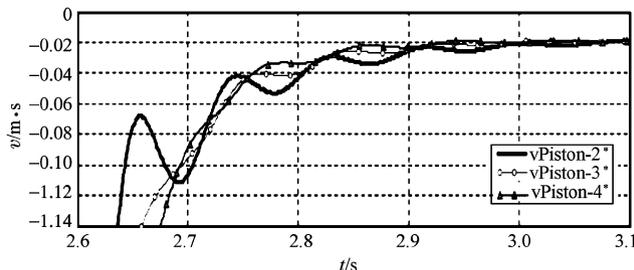
(a) 无杆腔缓冲阶段活塞速度曲线



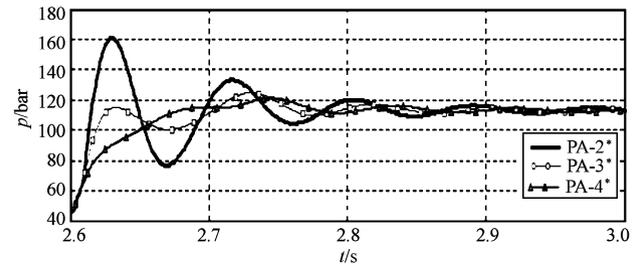
(b) 反向启动阶段活塞速度曲线

图 9 不同斜切角无杆腔活塞杆速度对比曲线

数无杆腔缓冲对比曲线如图 10 所示。



(a) 无杆腔缓冲阶段活塞速度曲线



(b) 无杆腔缓冲阶段缓冲压力曲线

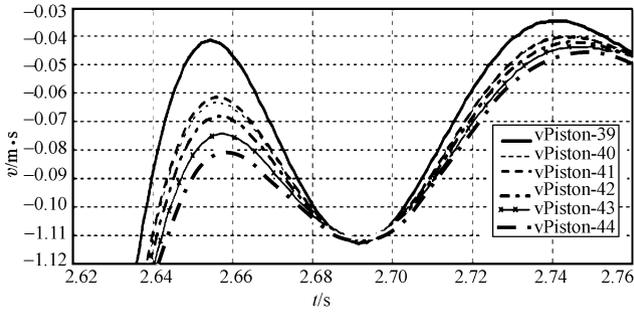
图 10 不同斜切角个数无杆腔缓冲对比曲线

可见,随着斜切面个数的增加,缓冲压力不断减小,缓冲时间缩短,而且缓冲速度波动降低,缓冲趋于平稳。但是考虑到实际缓冲过程中,3 个切面的缓冲套具有良好的对中性,可以减缓因受力不均引起的偏心现象,因此推荐缓冲套的斜切面为 3 个。

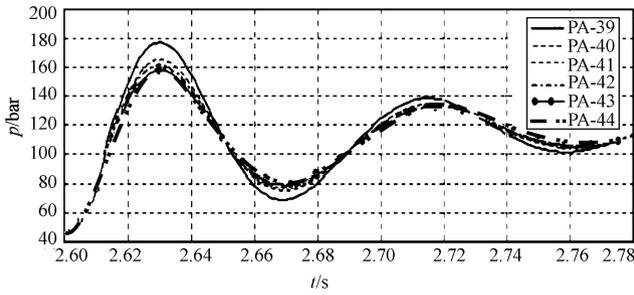
(3) 斜切面长度。

改变斜切角在缓冲套上的起点(离小端的距离分别为 39 mm、40 mm、41 mm、42 mm、43 mm 和 44 mm),

对比结果如图 11 所示。



(a) 无杆腔缓冲阶段活塞速度曲线



(b) 无杆腔缓冲阶段缓冲压力曲线

图 11 不同斜切面起点缓冲压力对比曲线

由图 11 可以看出,随着起点距离的增大,缓冲的速度随之降低,但缓冲的时间有所延迟;而缓冲压力呈正相关态势,缓冲峰值压力随起点距离的增大而减小。

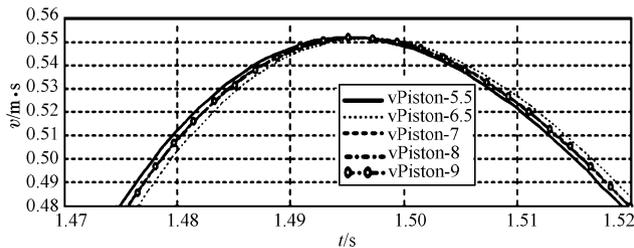


图 12 不同无杆腔缓冲套圆形通油口下活塞速度曲线

(4) 缓冲套端部通油圆孔。

改变无杆腔缓冲套上节流圆孔的直径,分别确定为 5.5 mm、6.5 mm、7 mm、8 mm、9 mm,不同无杆腔缓冲套圆形通油口下活塞速度曲线如图 12 所示。该节流孔对活塞速度和缓冲时间有一定的影响,但不是十分明显,对缓冲压力的影响也非常微弱,因此可以认为节流圆孔主要起到通油的作用。

(5) 缓冲套外径与缓冲孔之间的间隙。

在仿真模型中用一个环形间隙来模拟两者之间的间隙。根据加工公差,定义该配合间隙从 0.000 5 mm ~ 0.06 mm 变化,不同缓冲套与缓冲孔配合间隙下活塞速度曲线如图 13 所示。该结构对缓冲影响很小,分析原因,认为是该加工间隙太小,因此液压阻尼比较大,油液不会优先通过该间隙。

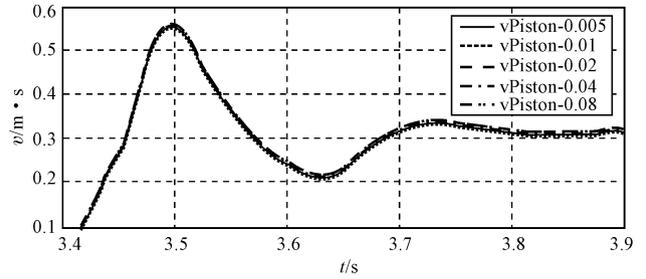


图 13 不同缓冲套与缓冲孔配合间隙下活塞速度曲线

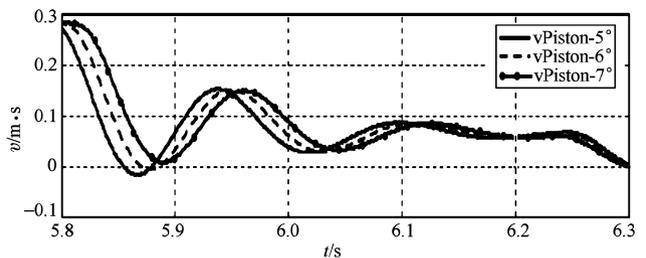
2.3 有杆腔缓冲套结构参数

有杆腔缓冲套三维结构如图 14 所示,有 3 个均布的斜切面,研究斜切面角度缓冲敏感性。3.0 s ~ 3.5 s 为正常条件下油缸外伸反向启动阶段,5.7 s ~ 6.1 s 为正常条件下有杆腔缓冲阶段。

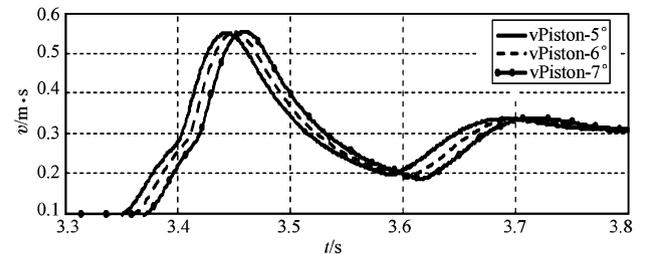


图 14 有杆腔缓冲套

改变斜切角度,分析最合理的斜切角度,对比的角度为 5° ~ 7°,不同有杆腔缓冲套斜切面角度的缓冲速度对比曲线如图 15 所示。随着斜切角的增大,缓冲时间逐渐缩短,但是在油缸外伸反向启动的过程中,随着斜切角的增大,反向启动过程中的峰值速度在逐步增大,意味着反向启动随着斜切角的增大而变得不平稳。



(a) 有杆腔缓冲阶段活塞速度对比



(b) 油缸外伸反向启动阶段活塞速度对比

图 15 不同有杆腔缓冲套斜切面角度的缓冲速度对比曲线

2.4 缸盖节流小孔参数

通过改变缸盖上的节流小孔的直径分析其对有杆腔缓冲的影响,不同缸盖节流小孔的缓冲性能对比曲线如图 16 所示。研究结果证明,节流小孔对缓冲和油缸的无杆腔反向启动都有非常大的影响。随着小孔直径的增大,缓冲时间变短,反向启动速度加快,但缓冲峰值压力却急剧上升(可达 46 MPa)。因此本研究推荐 4 mm ~ 6 mm 为缸盖节流小孔的最佳取值范围。

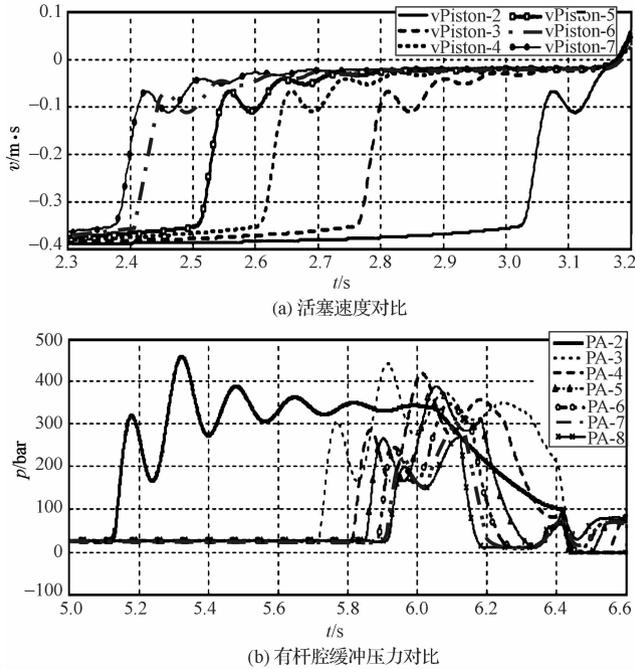


图 16 不同缸盖节流小孔的缓冲性能对比曲线

3 结束语

本研究得到结论如下:

(1) 基于计算机软件建立了合理的缓冲模型。

(2) 分析了斗杆缸无杆腔和有杆腔缓冲装置对于缓冲性能的影响。对模型应用控制变量法,通过逐一改变各个结构的参数的大小,对比获得的压力和速度曲线,详细分析了各个参数的对于缓冲的影响规律和影响大小。在无杆腔缓冲装置中,对缓冲影响最大的

是缓冲套 3 个斜切面,其次是缓冲小孔;有杆腔缓冲装置中,对于缓冲影响最大的是缸盖节流小孔。

(3) 推荐了部分结构参数的最佳值,无杆腔缓冲套外部斜切面最佳角度为 9° ,这也验证了斜切面角度 9° 的正确性,无杆腔缓冲套斜切面个数推荐为 3 个,推荐了 4 mm ~ 6 mm 为缸盖节流小孔的最佳取值范围。

(4) 研究了其他结构对缓冲压力和速度的影响规律,分析了各个结构参数在缓冲中的作用。

参考文献 (References):

- [1] 王端义,徐展.一种液控集装箱式垃圾中转站的设计[J]. 液压与气动,2012(2):34-35.
- [2] 武晓凤,赵秋霞,姚平喜. 液压缸复合缓冲结构及缓冲过程的分析[J]. 液压与气动,2013(3):23-26.
- [3] BEATER P. Pneumatic Drives: System Design, Modeling and Control[M]. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag,2007.
- [4] 郑立捷,叶冀萍,邱磊,等. 双端缓冲装置的船用液压升降机动态特性仿真研究[J]. 液压气动与密封,2009(2):30-34.
- [5] 陈冰冰,寿松乔. 液压缸缓冲结构的分析与计算[J]. 机电工程,1999,22(5):239-241.
- [6] 王永良,孙艳玲,吴军辉. 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.
- [7] 刘金榕,易文颖,夏魁. 新型高速液压缸内缓冲装置及其特性的研究[J]. 机电工程,2010,27(3):33-37.
- [8] 徐广红,姜志宏,卢宏. 变节流型液压缓冲装置的优化计算[J]. 江西冶金,2001,21(3):102-105.
- [9] 李良福. 动力液压缸缓冲装置新结构[J]. 液压与气动,2000(2):44-45.
- [10] 郑金生,罗飞霆. 浅析液压缸内置式缓冲装置[J]. 工程机械,2002(9):37-38.
- [11] 赵虹辉,沈志远. 液压系统中差动液压缸的高能效的探讨[J]. 液压气动与密封,2014(5):30-32.
- [12] SHEN Xiao-xia, ZHOU Jun, DENG Jian-xin, et al. Research on cushion of boom cylinder in hydraulic excavator[J]. *Advanced Materials Research*, 2012(354):679-683.

[编辑:张豪]

本文引用格式:

陈勋,李丽红,周军,等. 高压斗杆缸缓冲性能影响参数的分析与优化研究[J]. 机电工程,2014,31(7):833-838.

CHEN Xun, LI Li-hong, ZHOU Jun, et al. Analysis and optimization of parameters affecting cushion performance of high pressure arm cylinder[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2014,31(7):833-838.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>