

进油口尺寸对液压冲击机构运动性能影响

许 勤^{1,2}, 杨丰毓^{1,2}, 胡 溢^{1,2}, 李燕雯^{1,2}, 冯达贤^{1,2}

(1. 南京师范大学能源与机械工程学院, 江苏 南京 210042)

(2. 江苏省能源系统过程转化与减排技术工程实验室, 江苏 南京 210042)

[摘要] 根据液压冲击机械设计主要目标参数要求, 针对影响液压冲击机械主要条件参数的因素, 从机构的进油口尺寸角度对其进行研究, 结果表明: 液压冲击机构进油口尺寸不仅直接影响机构内部压力和流量的脉动程度, 也是导致机构工作过程中压力损失的一个主要因素, 因此在设计或选用时需要综合考虑, 合理匹配工作压力和流量这两个主要条件参数。

[关键词] 液压冲击机构, 进油口, 工作压力, 工作流量

[中图分类号] TB302.3 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2015)04-0037-04

Influence of Inlet Size on the Movement of Hydraulic Impact Mechanism

Xu Qin^{1,2}, Yang Fengyu^{1,2}, Hu Yi^{1,2}, Li Yanwen^{1,2}, Feng Daxian^{1,2}

(1. School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)

(2. Engineering Laboratory of Energy System Process Conversion and Emission Reduction

Technology of Jiangsu Province, Nanjing 210042, China)

Abstract: The factors affecting main conditional parameters of hydraulic impact are analyzed basing on the size of inlet required in accordance with the object parameters of hydraulic shock machine. The results show that the size of inlet in hydraulic impact directly affects not only the degree of pressure and flow within the organization, but also a main factor leading to loss of pressure in the working. The reasonable matches between the main conditional parameters of working pressure and flow should be considered in the design and selection.

Key words: hydraulic impact, inlet, working pressure, working flow

冲击机构是液压冲击机械的核心。机构中运动活塞冲击速度是冲击机械设计时需要关注的一个主要目标参数。冲击系统的工作压力(p)和流量(Q)是保证目标参量的主要条件因素^[1-3]。随着活塞运动工作压力和流量不断发生变化, 影响二者变化的因素很多。有关文献^[3-5]表明, 在整个液压冲击机构运动过程中, 冲击机构的进油口尺寸也能引起二者的变化。机构中供油管通常采用高压胶管, 在已有的有关性能分析中, 通常忽略管道及管道中油液受压后的变形, 把泵的工作流量当作冲击机构工作流量进行讨论, 油液本身由于运动中压力变化而引起的变化量通常没有考虑, 尤其是油液在通过机构进油口进入机构时, 入口的尺寸对流量和压力的影响鲜有报道。实际中系统进口的尺寸也应对整个系统的压力和流量产生作用, 从而引起运动性能的动态变化^[4-7]。由于冲击机构进油口尺寸对其性能会产生影响, 要设计使用参数效果良好的冲击机械, 就需考虑进口尺寸的影响程度。本文从进油口尺寸角度分析和研究其对机构运动性能的影响。

1 运动性能指标及影响因素

根据冲击机械的用途, 用来评定液压冲击机械功能的指标主要有: 冲击能(E)、冲击频率(f)、冲击功率(P)或能量利用率(η_e), 他们之间关系如下:

$$P = Ef.$$

冲击功率由冲击能和冲击频率因素共同决定。研究证实^[2-3]: 液压条件参数(p, Q)是液压冲击机械获得基本功能参数(E, f)的必要条件, 是影响机械冲击性能的主要因素^[2-3]。但实际中能量的利用率还与冲击

收稿日期: 2015-06-09.

通讯联系人: 许勤, 博士, 副教授, 研究方向: 流体机械及控制技术. E-mail: qinx2005@126.com

功能参数相匹配的程度有关,因此通常冲击机械多采用冲击机构的能量利用率来考察其性能优劣,即:

$$\eta_c = \frac{E_f}{\Delta p Q} \quad (1)$$

目前已证实,机械的冲击频率是由工作介质的压力大小决定^[6].在忽略油液在流动过程中沿程损失前提下,假设机构运动中连续流动的油液(流速: u)流动是定常流动,那么冲击机构内部的压力与流速理论上可用伯努利方程描述成:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g}.$$

在结构设计参数一定的液压冲击机构中,冲击系统的液体压力与提供给系统的流量之间就存在下述关系:

$$p = K_v Q^2, \quad (2)$$

式中, K_v 为压力流量系数.上式表明,冲击机构内压力主要与系统的供油量成正比,另外冲击压力可由流量予以保证.

综上所述,液压冲击机构的能量利用率不仅受到液体工作条件的影响,还与结构参数、技术性能参数匹配有关,因而在研究冲击机构性能最佳过程中,除了要考虑其结构参数,还要在满足结构要求前提下,探讨各控制参量之间的合理匹配关系.

2 机构高压流量和压力分析

2.1 机构组成

液压冲击机构由三大部分组成,如图1所示.

2.2 机构高压流量分析

液压冲击机构工作时除具有自控系统一般特征外,还有明确的动力要求,机构冲击活塞运动规律完全取决于对活塞所施加力的变化规律,而运动中力的变化又由本身的结构参数和控制参量(如流量等)决定.由式(2)机构中冲击压力大小可以有流量予以保证,故机构内部高压流量变化是需要特别关注的参量.本文在机构的快速性、动力性和能量利用率要求下,考虑活塞、阀和蓄能器等交互作用

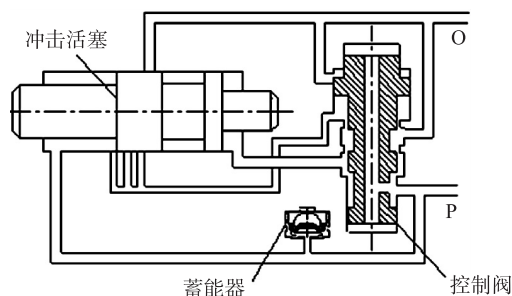


图1 冲击机构组成

Fig.1 Composition of impact mechanism

对系统性能的影响,忽略机构内管道系统的弹性,将构件均视为不变形的绝对刚体,但考虑冲击机构的进口胶管发生膨胀和收缩引起的机构外部流量变化,对冲击运动中机构的高压流量进行分析.假设系统中冲击机构的进口流量是泵的出口流量(Q),当供油管中液体在通过进油口时受到油口的作用,同时受到油液本身的压力作用会引起体积变化,发生压缩,对整个系统流量产生影响,根据机构的运动特点,此时产生的压缩量不可忽略.工作过程中,胶管及系统内部油液在高压油等作用下,此部分的流量变化本文中拟采用补偿流量(Q_b)表示,同时机构中的蓄能器在运动中也会从进油口充排油量(Q_h).在机构的主要运动件周期运动过程中造成工作介质流量变化时,这两部分的流量变化起到平衡和补偿作用.在冲击机构一个工作循环中,泵的流量、蓄能器流量、冲击机构中补偿流量同时推动活塞及阀运动,而活塞及阀运动中消耗的流量(Q_p, Q_v)和整个系统的泄漏量(Q_l)统一被看做为系统工作时压力油的损耗,根据上述分析对冲击机械工作中进入冲击机构参与运动,影响其运动性能随时间动态变化的各类高压油液流量有如下关系:

$$Q - Q_h \left(\frac{dV_h}{dt} \right) - Q_l \left(\frac{dx_p}{dt}, p_l, p_1, p_2 \right) = Q_p \left(\frac{dx_p}{dt} \right) + Q_v \left(\frac{dx_v}{dt} \right) + Q_b \left(\frac{dp}{dt} \right). \quad (3)$$

2.3 补偿流量

冲击机构中补偿流量 Q_b ,根据产生来源不同分解为两部分:一部分受机构内部油液压力作用体积变化产生,大小是 Q_{b1} ;另一部分来自机构外部进口处高压油管内油液在油压力变化下和管口局部变化引起的变化量 Q_{b2} ,补偿流量 Q_b 可表示如下:

$$Q_b \left(\frac{dp}{dt} \right) = Q_{b1} \left(\frac{dp}{dt} \right) + Q_{b2} \left(\frac{dp}{dt} \right). \quad (4)$$

根据压力与流量的关系,对压力变化引起的油液流量变化以及进油高压胶管容积压缩或膨胀产生的补偿流量,可通过如下表达式计算得出:

$$Q_b \left(\frac{dp}{dt} \right) = K_v \frac{dp}{dt}. \quad (5)$$

式中, K_v 为压力流量系数 (m^3/Pa). K_v 值可通过试验测得^[8].

当泵的供油量一定时,冲击机构进口处的流量为泵的流量和高压胶管中液体在压力变化时产生的补偿流量 (Q_{b2}) 之和,且在同一工作压力下,不同尺寸进口使高压油管中的液体形成的补偿流量也不相同;冲击机构运动体运动中流量的波动变化就由 Q_{b1} , Q_{b2} 和 Q_h 三部分同时进行补偿,后面实验结果中将得以证实.

同样地,进口大小对工作压力也会造成一定的影响,在实际使用中为防止机构上产生过大的局部压力损失,通常进口管径和管口尺寸选择一致.在泵站出口流量一定时,当管口尺寸愈小,压力油液流经小管径油管造成的压力损失量就愈大,所以实际中就会出现管径尺寸愈小,在冲击机构进油口处压力比泵站的压力值低,由式(2)可知管道内的液体流速加快,对冲击机构运动体快速运动时需要的大量油液进行快速补充.

3 实验验证

根据上述理论分析,考虑液压机构的特殊性,对某常用冲击器,在一定的系统工作压力和供油量下,在不同管径、不同频率下进行试验.

3.1 进油口管径不同、频率相同

不同尺寸 ($\phi 32$ 、 $\phi 24$ 和 $\phi 18$) 进油口管径在同一冲击频率下实验,结果如图 2.

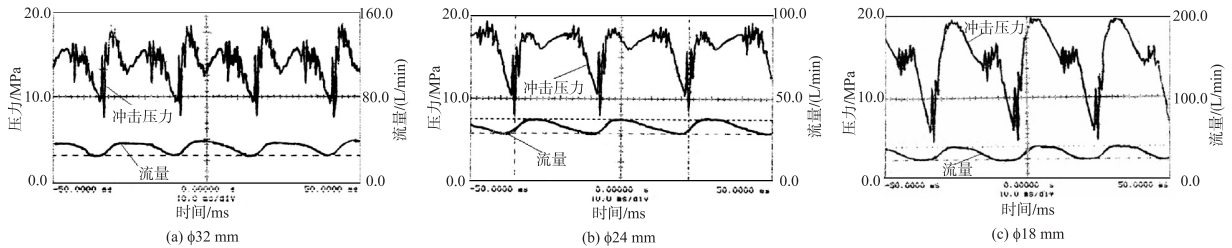


图 2 频率相同进口管径不同 冲击压力-流量波形变化

Fig.2 The change of different impact pressure-flow waveform under the same frequency and different imported diameter

实验曲线表明:液压冲击机构进油口管道尺寸能引起冲击压力和流量产生剧烈变化.随着进口管径尺寸的减小,液阻将增大,压力损失加大,在同一时间内对应的流量波动程度变小.造成流量脉动程度变小,这是由于进入冲击机构参与运动的各类高压油流量之间是按式(3)中所示关系变化.流量实验曲线变化结果正如式(4)中分析, Q_h 和 Q_b 两部分在冲击机构工作造成工作介质流量变化时,起到了平衡和补偿作用,但从不同管径的实验曲线流量变化程度上可分析得出:虽然冲击机构工作时运动体造成流量剧烈变化,流量补偿由 Q_{b2} 和 Q_h 共同进行,但因为管道本身的变形量较大,外部管道内流量补偿比内部流量补偿小得多,所以内部的流量补偿是主要的.液压系统的流量一定,随着管径减小,在同频率、同一工作压力下,冲击机构内部的流量补偿性能基本不变化或变化不大,由于油液在管道中的流速会加快,可以对冲击器机构内部流量进行快速补充,所以冲击时就会导致管径越小,同一时间内流量波动的程度愈来愈小,冲击压力波动程度愈来愈大的图 2 结果.

3.2 进油口管径相同、频率不同

利用相同进口管径 ($\phi 24 \text{ mm}$), 进行不同频率实验,冲击压力和流量实验结果如图 3.

图 3 中出现随着冲击频率提高,在同一压力、同一管径下,流量波动程度愈来愈小,压力波动变化不明显的状况.因为在内部运动条件基本一致下,补偿能力基本不变,有关文献^[8]中管道压力损失理论计算式已证实:同一压力和管径下,各频率进油造成的压力损失基本相同,所以就出现进口处的压力变化不明显;但工作时频率增大后,需要的冲击油液量反而减少,从而形成流量波动程度变小的现象.

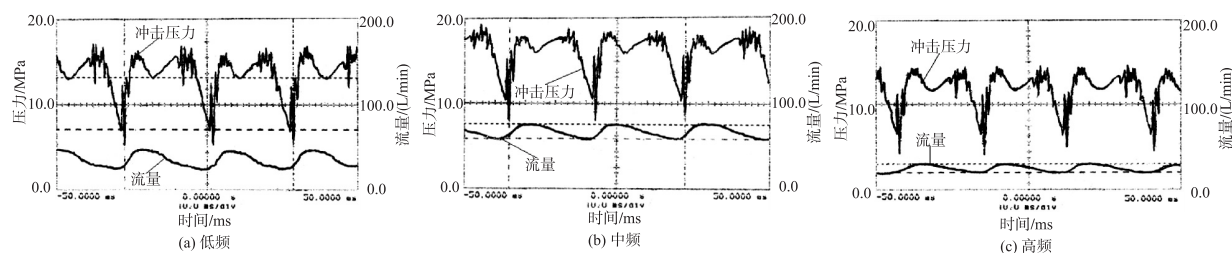


图3 进口管径相同频率不同冲击压力-流量波形变化

Fig.3 The change of different impact pressure-flow waveform under the same imported diameter and different frequency

4 结语

综上所述,管径的大小是导致工作过程中压力损失的一个主要因素,液压冲击机构进油口管径的大小不仅影响冲击机构冲击压力和流量,同时也直接影响液压冲击机构内部二者的脉动程度.当在同一频率下,管径愈小,冲击压力脉动就越大,流量脉动愈小;冲击活塞的压力脉动增大,可以直接造成后腔压力损失量增大,且在使用小管径的油管且要保证冲击器进口处的压力值时还需提高泵站的压力,这必会造成一定的损失;但增大管径尺寸,对改变机构工作腔的压力波动程度和减小压力损失效果并不明显,势必也会造成浪费.因此在设计或使用中,机构进油口和管径尺寸的选择必须综合考虑到工作压力和流量这两个主要条件因素的作用,进行合理匹配,工作时才能达到最佳性能.

[参考文献](References)

- [1] XU Q, HUANG Y Y, ZHANG Y. Analysis of conditional parameters in the hydraulic impactor[J]. Advanced materials research, 2012, 347-353: 128-131.
- [2] 郭孝先, 王路, 黄圆月. 国外液压凿岩设备[M]. 北京: 地质出版社, 1993.
GUO X X, WANG L, HUANG Y Y. The foreign hydraulic drilling equipment[M]. Beijing: Geological Press, 1993. (in Chinese)
- [3] 郭孝先. 液压凿岩机冲击功能参数研究目标[J]. 凿岩机械气动工具, 1989(2): 50-56.
GUO X X. The target of impact parameters of hydraulic rock drill[J]. Rock drilling machinery and pneumatic tools, 1989(2): 50-56. (in Chinese)
- [4] 何永森, 刘绍英. 机械管内流体数值预测[M]. 北京: 国防工业出版社, 1999.
HE YONGSEN, LIU SHAOYING. Numerical prediction of fluid in mechanical pipe[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1999. (in Chinese)
- [5] 田树军, 张宏. 液压管路动态特性的Simulink仿真研究[J]. 系统仿真学报, 2006, 18(5): 1136-1146.
TIAN S J, ZHANG H. Simulink simulation of the dynamic characteristics of hydraulic pipes[J]. Journal of system simulation, 2006, 18(5): 1136-1146. (in Chinese)
- [6] 许勤, 黄圆月, 丁为民. 液压冲击机械性能试验计算机测控系统研究[J]. 计算机测量与控制, 2007(2): 191-194.
XU Q, HUANG Y Y, DING W M. Study on computer test and control system of hydraulic shock mechanic capability[J]. Computer measurement & control, 2007(2): 191-194. (in Chinese)
- [7] 许勤, 黄圆月, 田祥友. 液压冲击器的研究与应用[J]. 矿山机械, 2010, 38(12): 5-10.
XU Q, HUANG Y Y, TIAN X Y. Research and application of hydraulic impact machine[J]. Mining & processing equipment, 2010, 38(12): 5-10. (in Chinese)
- [8] 许勤. 液压冲击器系统性能的测试与分析[D]. 南京: 南京农业大学, 2009.
XU Q. Test and analysis of hydraulic impactor system performance[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2009. (in Chinese)

[责任编辑: 陈 庆]