

研究报告

液压冲击机构工作参数调节机理与控制策略

刘忠^{1,2}, 褚福磊², 龙国键³, 廖永忠¹

(1. 湖南师范大学工学院, 长沙 410081; 2. 清华大学精密仪器与机械学系, 北京 100084;
3. 长沙中联重工科技发展股份有限公司, 长沙 410013)

[摘要] 针对目前国内外液压冲击机械工作参数调节方法的局限性, 提出了行程无级调节原理, 设计了一种新型的行程无级调节装置, 并对该装置进行了数字仿真研究; 在此基础上设计了一种基于微机控制的无级调节工作参数的液压冲击机构, 论述了其设计原理、结构特点、技术性能和控制策略。

[关键词] 液压冲击机构; 无级调节; 工作参数; 控制系统

[中图分类号] H137.9 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2005)10-0073-05

1 引言

随着液压技术的发展, 20世纪六七十年代诞生了利用高压液体作为传动介质的液压冲击机械, 其典型代表有液压凿岩机、液压碎石机和液压破碎锤等, 并广泛应用于冶金、矿山、公路、铁道、水电工程和工程建筑等工程领域, 形成新的产业。不同种类的液压冲击机械可抽象出其核心——液压冲击机构, 它们的工作原理基本相同, 主要由冲击活塞、控制阀和蓄能器等基本部件组成, 利用活塞前后腔压差的作用, 使活塞高速往复运动, 冲击工作对象对外做功。在不同的工况下, 为了获得最优的工作效率, 要求液压冲击机构能够适时地调节其工作参数(冲击能、冲击频率等)。目前国内外液压冲击机构普遍采用行程反馈原理(活塞行程可调)来调节工作参数。由于受结构的限制, 在液压冲击机构缸体上设置回程信号反馈孔不可能太多(一般为3个), 因此, 这种工作原理只能实现液压冲击机构输出工作参数的有级调节, 限制了设备工作范围的扩大和工作效率的提高^[1]。针对这种情况, 笔者提出了在液压冲击机构中设计行程无级调节装置, 通过控制钎杆前端和活塞打击点的位置,

改变对回程反馈信号孔的距离, 实现活塞行程的连续调节, 以改变无级控制液压冲击机构工作参数的新思路。同时, 在不增加设备尺寸和功率的基础上, 设计新型的液压控制系统, 通过采用高速开关电磁阀 PWM 控制技术, 实现液压冲击机构工作参数的无级调节控制。

2 设计原理

根据液压冲击机械系统的工作原理, 由抽象设计变量理论^[2], 液压冲击机构工作时所遵循的规律——流量压力特性, 可用下列关系式表示:

$$S_j = S'_j + \Delta S \quad (1)$$

$$S = \frac{(1-\alpha)^2}{1-2\alpha} \cdot S_j = \lambda_1 S_j \quad (2)$$

$$P = \frac{2km(1-2\alpha)}{\alpha^2(1-\alpha)^2 A_1'^3} \cdot \frac{Q^2}{S_j} = \lambda_2 \frac{Q^2}{S_j} \quad (3)$$

$$Q = \sqrt{\frac{\alpha^2(1-\alpha)^2 A_1'^3}{2km(1-2\alpha)}} \cdot \sqrt{S_j P} = \lambda_3 \sqrt{S_j P} \quad (4)$$

$$E = \frac{2m}{\alpha^2 A_1'^2} \cdot Q^2 = \lambda_4 Q^2 \frac{(1-\alpha)^2 A_1'}{k(1-2\alpha)} \cdot P S_j = \lambda_5 P S_j \quad (5)$$

[收稿日期] 2004-12-20; **修回日期** 2005-03-12

[基金项目] 国家自然科学基金资助项目(59875085); 湖南省教育厅重点基金资助项目(03A027)

[作者简介] 刘忠(1968-), 男, 湖南长沙市人, 工学博士, 湖南师范大学副教授, 清华大学机械工程学院博士后, 主要研究方向为工程机械设计理论及控制策略、机电一体化技术

$$f = \frac{1-2\alpha}{(1-\alpha)^2} \cdot \frac{Q}{S_j} = \lambda_6 \frac{Q}{S_j} =$$

$$\frac{\alpha}{1-\alpha} \sqrt{\frac{A_1'(1-2\alpha)}{2k^3m}} \cdot \sqrt{\frac{P}{S_j}} = \lambda_7 \sqrt{\frac{P}{S_j}} \quad (6)$$

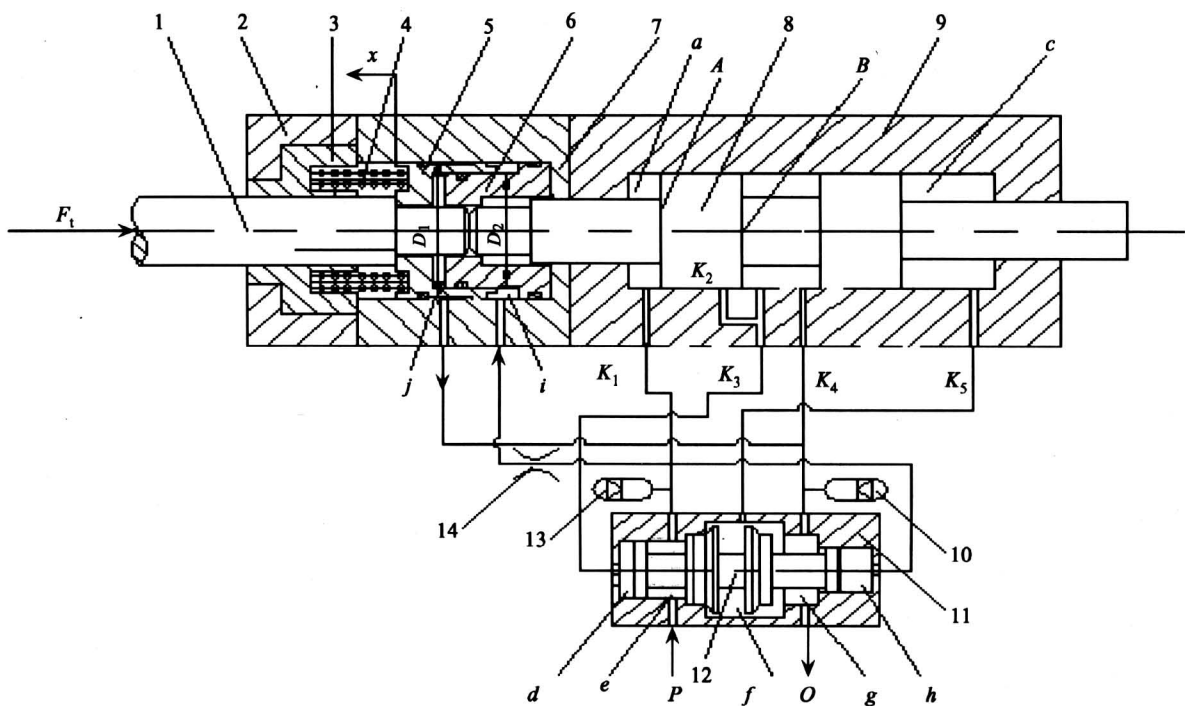
$$N = E \cdot f = \sqrt{\frac{A_1'^3 \alpha^2 (1-\alpha)^2}{2k^9 m (1-2\alpha)}} \cdot \sqrt{P^3 S_j} =$$

$$\lambda_8 \sqrt{P^3 S_j} = PQ = \frac{2km(1-2\alpha)}{\alpha^2(1-\alpha)^2 A_1'^3} \cdot \frac{Q^3}{S_j} = \lambda_9 \frac{Q^3}{S_j} \quad (7)$$

式中, S_j 为活塞回程加速行程 (m); S_j' 为活塞回程换向行程 (m); ΔS 为换向行程提前量 (m); S 为活塞行程 (m); α 为抽象设计变量 (活塞冲程时间与活塞运动周期之比); P 为工作压力 (MPa); k 为系数; m 为活塞质量 (kg); Q 为液压冲击机构工作流量 (m^3/s); A_1 为活塞冲程有效作用面积 (m^2); N 为冲击机构输出功率 (kW); E 为冲击能 (J); f 为冲击频率 (Hz); λ_1 至 λ_9 为相应公式系数 (冲击机构结构一定时均为常数)。

分析上述式 (1) 至式 (7) 可知, 影响液压冲击机构工作参数的控制变量只有液压冲击机构工作流量 Q 和活塞回程加速行程 S_j 。当液压冲击机构档位一定 (S_j 为常数) 时, 工作参数的变化只取决于 Q 。采用行程反馈调节原理的液压冲击机构一般不超过 3 档 (即设置 3 个回程反馈信号孔), 其冲击能和冲击频率在调节过程中是同向变化的, 而且调节范围很小, 导致出现大装机容量低效率的不合理现象。为克服该缺点, 根据文献 [3, 4], 笔者选择恒压变量泵作为液压冲击机构的驱动能源。由式 (4) 至式 (7) 可知, 液压冲击机构最终输出工作参数取决于工作压力 P 和活塞回程加速行程 S_j ; 冲击能 E 与 PS_j 的乘积成正比, 而冲击频率 f 与 P 的平方根成正比, 与 S_j 的平方根成反比。因此新型液压冲击机构的创新技术就在于设置了一个行程无级调节装置, 该装置设置在冲击机构前部, 如图 1 所示。

由图 1 可知, 整个系统处于回程开始状态, 此



1—钎杆; 2—机体; 3—钎杆套; 4—调节弹簧; 5—缓冲外套; 6—缓冲内套; 7—中间体; 8—冲击活塞; 9—冲击器缸体; 10—回油蓄能器; 11—配流阀体; 12—配流阀芯; 13—高压蓄能器; 14—节流阻尼孔; K_1 —高压腔通油孔; K_2 —活塞回程反馈信号孔; K_3 —活塞冲程反馈信号孔; K_4 —回油腔通油孔; K_5 —变压腔通油孔

图 1 无级调节装置结构原理

Fig.1 Structure principle of a continual adjust device

时配流阀的推阀腔 d 通过油孔 K_3 , K_4 与回油相通, 阀芯 12 在 h 腔高压油作用下处于图示的左端

位置, 高压油经阀体高压腔 e 、油孔 K_1 与活塞前腔 a 相通, 而后腔 c 则通过油孔 K_5 经阀体的变压

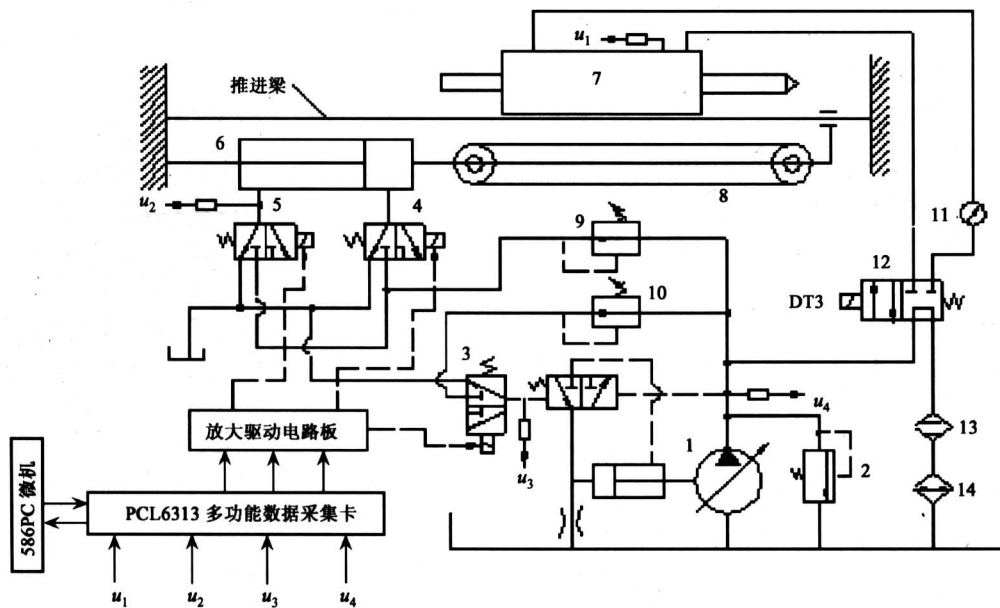
腔 f 、低压腔 g 与回油连通，故活塞 8 在前腔压力油的作用下开始向右做回程移动。同时，高压蓄能器 13 开始充油。当活塞端面 A 越过回程反馈信号孔 K_2 时，活塞前腔 a 与回程反馈信号孔 K_2 相通，经油路把高压油引入配流阀的推阀腔 d ，由于 d 腔的作用面积大于 h 腔的作用面积，故阀芯在压力差的作用下迅速向右做回程换向运动，阀体的控制变压腔 f 与高压腔 e 连通，这样，活塞的前后腔均与高压油相通，形成差动连接，活塞回程加速阶段结束。此时，尽管活塞后腔作用面积大于前腔作用面积，但活塞因惯性作用将继续减速向右移动，直到停止，完成整个回程动作。因此，活塞回程实际包括回程加速和回程减速两阶段。活塞回程结束，为冲程做好了准备，阀芯 12 在油液压力差作用下仍处于右位，活塞前后腔均与高压油相通，保持差动连接。此时，由于活塞后腔 c 作用面积大于前腔 a 作用面积，冲击活塞 8 在油液压力差作用下向左加速运动，开始冲程。冲程加速后期，活塞速度很高，需要油液流量大，系统压力降低，高压蓄能器 13 排出大量油液补充到后腔。当活塞端面 B 越过冲程换向反馈信号孔 K_3 时，推阀腔经油孔 K_3, K_4 与回油相通，失去高压，同时，阀芯 12 在 h 腔高压

油作用下迅速向左作冲程换向运动，随即活塞 8 高速冲击钎杆 1，冲程结束，液压冲击机构又回到回程初始状态，重新开始下一循环运动。

与传统的设置多个回程反馈信号孔的液压冲击机构不同，这种新型液压冲击机构在缸体前面设置了行程无级调节装置（见图 1），系统工作压力 P 通过配流阀、节流阻尼孔进入 i 腔，作用于缓冲外套右工作面，推进机构对钎杆施加推进力。系统工作压力 P 和施加于工作介质的推进力 F_i 就成了调节冲击机构输出工作参数的控制变量。在某一推进力 F_i 下，工作压力 P 增大，活塞回程加速行程 S_i 增大（即活塞行程 S 增大），冲击能 E 可调得很大，而冲击频率 f 反而降低，冲击功率增加不多，以充分利用装机容量，提高冲击凿岩破碎效率。当推进力 F_i 与工作压力 P 最佳耦合时，可实现液压冲击机构输出工作参数的恒功率调节，这与一般冲击机构只用工作压力 P 来有限改变工作参数不同。笔者将这种调节方式称为行程无级调节。

3 液压冲击机构系统控制策略

无级调节工作参数的新型液压冲击机构系统的工作原理如图 2 所示。



1—恒压变量泵；2—溢流阀；3，4，5—高速开关电磁阀；6—推进液压缸；7—液压冲击机构；8—钢丝绳-滑轮推进机构；9，10—减压阀；11—流量计；12—电液换向阀；13—滤油器；14—冷却器； u_1, u_2, u_3, u_4 —压力传感器

图 2 液压冲击机构系统工作原理

Fig.2 Working principle of a hydraulic impact machine system

这是一种新型的、基于微机控制的无级调节工作参数的液压冲击机构控制系统，主要由冲击机构本体（含行程无级调节装置）、推进机构、控制微机、数据采集测控系统和液压控制系统等部分构成，其主要特点是能够根据不同工作条件，通过控制行程来无级调节工作腔压力（即系统压力）、推进机构施加于工作介质上的推进力，连续无级调节冲击活塞行程，实现输出工作参数（冲击能和冲击频率等）的无级调节和最优匹配，克服传统的行程反馈式液压冲击机构的不足，提高了系统效率，扩大了液压冲击机构的使用范围。

该系统控制策略是，首先通过微机控制键盘设置液压冲击机构钎杆冲击反弹缓冲腔（行程无级调节装置的工作腔 i ）的峰值油压，当系统启动后，微机产生 PWM 信号分别控制高速开关电磁阀 3, 4, 5，阀 3 输出一定的压力信号，控制恒压变量泵的调压变量机构，使恒压变量泵以一定的压力向液压冲击机构供油，同时，阀 5 输入一定的压力油进入推进液压缸左腔，阀 2 暂时不工作，使钎杆以一定推进力作用于工作介质^[5,6]。

这种液压冲击机构实际上是一种采用前腔常压方式的液压驱动阀控活塞系统，通过换向阀（配流阀）对活塞后腔压力进行控制（交替通高压油和低压油），从而实现活塞的冲程、回程往复运动；活塞的运动反过来又控制换向阀的运动状态，即阀芯的运动是通过活塞在缸体内位置的反馈信号来控制的，从而实现了换向阀与活塞的互动控制。与传统的设置多个回程反馈信号孔的液压冲击机构不同，这种新型液压冲击机构在缸体前部设置了行程无级调节装置（如图 1 所示），工作油压（高压油源 P ）通过油路（加阻尼孔）进入调节装置的工作腔 i ，而排油腔 j 则与回油相通，同时，液压冲击机构的推进装置产生的推进力 F_1 直接作用于钎杆 1，通过钎杆传递给缓冲外套 5 的左端面，而进入工作腔 i 的高压油作用于缓冲外套 5 的右端面，推动缓冲外套 5 压缩调节弹簧 4。这样，推进力 F_1 、工作腔 i 的液压力以及调节弹簧 4 的作用力共同作用于缓冲外套 5。通过合理设计调节弹簧 4，协调改变推进力 F_1 和进入工作腔 i 的高压油压力 P ，可以控制缓冲外套 5 的位移 x ，从而进一步控制钎杆 1 前端和活塞 8 打击点的位置，相应地改变液压冲击机构回程反馈信号孔的相对位置，使回程反馈信号孔跟随缓冲外套 5 位移的变化而变化，改变活塞

行程。

当工作介质的物理性质发生变化时（即钎杆冲击反弹缓冲腔峰值油压发生变化，由压力传感器 u_1 检测），控制微机就会适时地产生不同的 PWM 信号，分别控制高速开关电磁阀 3, 4, 5，相应调节恒压变量泵的输出压力 P 和液压冲击机构作用于被破碎物体的推进力 F_1 ，控制缓冲外套 5 的位移，当缓冲外套 5 向左移动时，液压冲击机构冲击能大，冲击频率低；反之，则冲击能小，冲击频率高，从而实现对活塞行程 S 的连续调节，达到无级控制液压冲击机构工作参数（冲击能及冲击频率等）的目的。

该调节装置还具有利用液压缓冲垫吸收反弹冲击能量，液压能在液压冲击机构冲程时再释放出来的功能，其工作原理与传统的液压冲击机构根本不同，活塞行程可以实现无级控制，从而实现了液压冲击机构的柔性控制。这是以往的单档或多档液压冲击机构所不能实现的。在控制策略上，采用以高速开关电磁阀为核心的电液控制系统分别控制供油泵（恒压变量泵）的输出压力和推进机构的液压缸作用于冲击机构的推进力。由于高速开关电磁阀可以很方便地与计算机接口，故可以通过计算机直接控制供油泵及推进机构，控制缓冲外套的位移，进而控制冲击活塞行程，最终达到控制液压冲击机构输出工作参数的目的。新型液压冲击机构系统工作参数控制策略如图 3 所示。

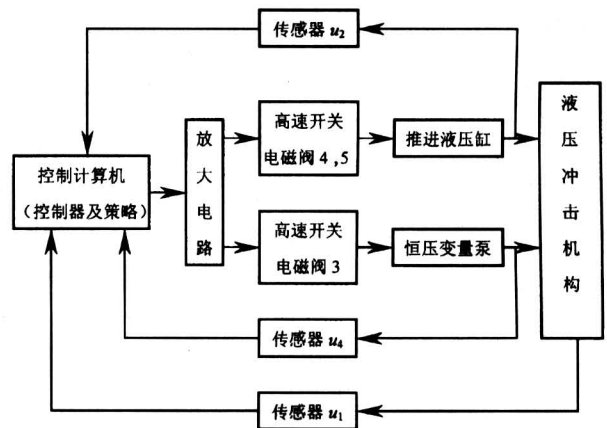


图 3 液压冲击机构系统工作参数控制策略

Fig.3 Working parameter control strategy of a hydraulic impact machine system

4 结论

基于行程无级调节的新型液压冲击机构，可根

据工作介质物理性质的不同, 应用计算机实现对冲击能和冲击频率的无级调节, 使输出工作参数与工作条件合理匹配, 从而提高生产效率并降低成本, 扩大设备的使用范围。这种控制策略的关键技术是在液压冲击机构中设置行程无级调节装置, 通过在液压系统中引进以高速开关电磁阀为核心的电液控制技术, 分别控制恒压变量泵的输出工作压力和推进机构的推进力两个控制变量, 对液压冲击机构的输出参数进行无级调节。这种控制原理和装置简单、易行, 可使液压冲击机构很好地满足工程使用要求, 充分利用装机容量, 提高效率, 对于推动液压冲击机械的技术进步, 实现液压冲击机

械的智能化控制具有理论和现实意义。

参考文献

- [1] 刘 忠. 新型液压冲击机械设计理论与控制策略研究 [D]. 长沙: 中南大学, 2002
- [2] 杨襄璧. 液压凿岩机的评价指标——抽象设计变量 [J]. 凿岩机械气动工具, 1993, (2): 2~7
- [3] 郭孝先. 国外液压凿岩设备 [M]. 北京: 地质出版社, 1993
- [4] 杨国平. 全液压独立无级调频调能液压冲击器的研究 [D]. 长沙: 中南大学, 2001
- [5] 苗建中. 螺纹插装式高速开关阀 [J]. 液压与气动, 1996, (6): 29~30
- [6] 张 新. 压力反馈式液压冲击器动态仿真研究 [J]. 工程机械, 2000, (4): 24~26

The Research of the Working Parameter Adjustment Principle and Control Strategy on Hydraulic Impact Machine

Liu Zhong^{1,2}, Chu Fulei², Long Guojian³, Liao Yongzhong¹

(1. *Institute of Technology of Hunan Normal University, Changsha 410081, China;*

2. *Department of Precision Instruments and Mechanical of Tsinghua University, Beijing 100084, China;*

3. *Changsha Zoomlion Heavy Industry Science and Technology Development Co., LTD, Changsha 410013, China*)

[Abstract] This paper analyses the working parameter adjustment methods for hydraulic impact machine at home and abroad. An adjustment principle with distance shifted continually is first suggested in this paper. A new device with distance shifted continually on the basis of this study is designed, and the computer digital simulation is performed. A hydraulic impact machine which is controlled by computer on the basis of this study is designed. The design principles, structural feature, technical properties and control strategy are also described.

[Key words] hydraulic impact machine; continual adjust; working parameter; control system