

6-1-2020

## Improved Design Scheme and Simulation Analysis of Non-valve Controlled Hydraulic Impact System

Liu Zhong

1. School of Mechanical Engineering, Guilin University Of Aerospace Technology, Guilin 541004, China;;2. School of Mechatronic Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou 221116, China;;

Zou Yu

2. School of Mechatronic Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou 221116, China;;

Zhang Kai

2. School of Mechatronic Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou 221116, China;;

Zhao Fei

3. School of Mechanical Engineering, Changshu Institute of Technology, Suzhou 215500, China;

*See next page for additional authors*

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the [Artificial Intelligence and Robotics Commons](#), [Computer Engineering Commons](#), [Numerical Analysis and Scientific Computing Commons](#), [Operations Research](#), [Systems Engineering and Industrial Engineering Commons](#), and the [Systems Science Commons](#)

---

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

---

# Improved Design Scheme and Simulation Analysis of Non-valve Controlled Hydraulic Impact System

## Abstract

**Abstract:** Due to valve port commutation of traditional hydraulic impact system caused valve leakage. For the above shortcomings, an improved structure principle of the new type of non-valve controlled hydraulic impact system was proposed establishing dynamic equations of impact system and conducting simulation analysis based on AMESim. Due to the simulation results which was inconsistent with design goal, *two improvement schemes were proposed adding throttle device and controlling inlet and outlet circuit*. The simulation results suggest that the working performance of impact system has been improved by adding throttle device, and its efficiency has been increased from 11.8% to 18.3% when the diameter of orifice is 6.5mm; its efficiency has been increased from 11.8% to 26.4% by controlling inlet and outlet circuit, the improving effect is very significant, and it achieves the expected design goals. The study of the improved design scheme of non-valve controlled hydraulic impact system provides technical reference for the design and theoretical research of hydraulic impact system.

## Keywords

non-valve controlled hydraulic impact system, improved design, throttle device, double-circuit, simulation

## Authors

Liu Zhong, Zou Yu, Zhang Kai, Zhao Fei, and Junjun Liu

## Recommended Citation

Liu Zhong, Zou Yu, Zhang Kai, Zhao Fei, Liu Junjun. Improved Design Scheme and Simulation Analysis of Non-valve Controlled Hydraulic Impact System[J]. Journal of System Simulation, 2017, 29(7): 1472-1480.

# 无阀控液压冲击系统改进设计方案及仿真分析

刘忠<sup>1,2</sup>, 邹宇<sup>2</sup>, 张凯<sup>2</sup>, 赵飞<sup>3</sup>, 刘军军<sup>3</sup>

(1. 桂林航天工业学院机械工程学院, 广西 桂林 541004; 2. 中国矿业大学机电工程学院, 江苏 徐州 221116;

3. 常熟理工学院机械工程学院, 江苏 苏州 215500)

**摘要:** 针对阀控式液压冲击系统的换向过程的能量损失缺陷, 提出了一种无阀控液压冲击系统结构原理, 建立了其动力学方程, 利用 AMESim 软件进行了仿真分析。根据仿真结果与设计目标的误差, 提出采用增加节流装置和控制进、出油路两种方案。仿真结果表明, 采用增加节流装置时且节流孔径为 6.5 mm 时, 其工作效率由 11.8% 提高到 18.3%; 采用控制进、出油路方案, 其工作效率由 11.8% 提高到 26.4%, 冲击系统改善效果明显, 达到了预期设计目标, 该研究为液压冲击系统的设计和理论研究提供了技术参考。

**关键词:** 无阀控液压冲击系统; 改进设计; 节流装置; 双油路; 仿真

中图分类号: TU63+1; TP391.9

文献标识码: A

文章编号: 1004-731X (2017) 07-1472-09

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.201707011

## Improved Design Scheme and Simulation Analysis of Non-valve Controlled Hydraulic Impact System

Liu Zhong<sup>1,2</sup>, Zou Yu<sup>2</sup>, Zhang Kai<sup>2</sup>, Zhao Fei<sup>3</sup>, Liu Junjun<sup>3</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Guilin University Of Aerospace Technology, Guilin 541004, China;

2. School of Mechatronic Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou 221116, China;

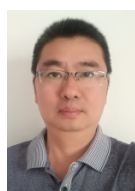
3. School of Mechanical Engineering, Changshu Institute of Technology, Suzhou 215500, China)

**Abstract:** Due to valve port commutation of traditional hydraulic impact system caused valve leakage. For the above shortcomings, an improved structure principle of the new type of non-valve controlled hydraulic impact system was proposed establishing dynamic equations of impact system and conducting simulation analysis based on AMESim. Due to the simulation results which was inconsistent with design goal, two improvement schemes were proposed adding throttle device and controlling inlet and outlet circuit. The simulation results suggest that the working performance of impact system has been improved by adding throttle device, and its efficiency has been increased from 11.8% to 18.3% when the diameter of orifice is 6.5mm; its efficiency has been increased from 11.8% to 26.4% by controlling inlet and outlet circuit, the improving effect is very significant, and it achieves the expected design goals. The study of the improved design scheme of non-valve controlled hydraulic impact system provides technical reference for the design and theoretical research of hydraulic impact system.

**Keywords:** non-valve controlled hydraulic impact system; improved design; throttle device; double-circuit; simulation

## 引言

矿山开采、铁路建设、水利水电施工等石方工



收稿日期: 2015-08-31

修回日期: 2015-11-13;

基金项目: 国家自然科学基金(51275060), 苏州市科技计划(SYG201325);

作者简介: 刘忠(1968-), 男, 湖南长沙, 博士, 教授, 研究方向为工程装备设计、机电液动力系统集成与控制技术、流体系统仿真与优化。

程中, 凿岩爆破法大约占施工总规模 70%~75% 的比例, 且在现有技术水平条件下会一直处于主导地位。作为凿岩爆破施工中的钻孔机械设备, 液压凿岩机技术水平对提高凿岩掘进效率有着决定性的作用<sup>[1-2]</sup>。目前市场上广泛使用并研究有阀型的液压凿岩机, 对无阀控液压凿岩机的研究较少。控制阀与冲击活塞的频繁换向冲击运动, 造成了阀芯泄

漏、阀口换向、粘性阻力及密封阻力等能量损失<sup>[3-4]</sup>。而无阀控液压凿岩机具有结构紧凑、零件少、工作可靠、维修方便的优点, 于是开展无阀控液压凿岩机的研究非常必要。

早期的无阀控液压凿岩机是利用油液微量的可压缩性储存能量来提供冲击能的, 随后廖义德等人提出在进油口设置高压蓄能器的方法, 有效地提高了冲击效率<sup>[5-6]</sup>。刘忠提出了一种新型无阀控液压冲击系统, 即设置氮气室, 通过气液联合做功来提供活塞冲击能, 大大地提高了活塞冲击能和冲击效率<sup>[7]</sup>。本文在上述无阀控凿岩机的基础上提出了优化设计的改进方案, 以期实现凿岩效率最优, 从而为无阀控液压凿岩机的设计研究提供参考。

## 1 无阀控液压冲击系统的工作原理

无阀控液压冲击系统是区别于传统的有阀控液压冲击机构提出的新原理, 它是通过活塞在缸体内自配流机理, 并设置氮气做功机构, 完成活塞回程、冲程的循环往复高频冲击振动, 以达到输出冲击能量和频率的目的, 其结构原理如图 1 所示。

由图 1 可知无阀控液压冲击系统的工作过程分为冲击活塞回程加速、回程减速和冲程加速 3 个阶段。

### 1) 冲击活塞回程加速阶段

在冲击活塞回程加速阶段时, 高压液压油由油孔 a 进入前腔, 前腔变为高压腔, 高压油作用于前腔作用面 8。此时, 油孔 d、e 与卸油孔 c 相连, 后腔处于卸荷状态, 故后腔为低压腔。冲击活塞在高压油的作用下进入回程加速阶段。冲击活塞回程加速阶段中, 氮气室 5 被冲击活塞压缩, 氮气内的压力升高, 氮气室储存能量。

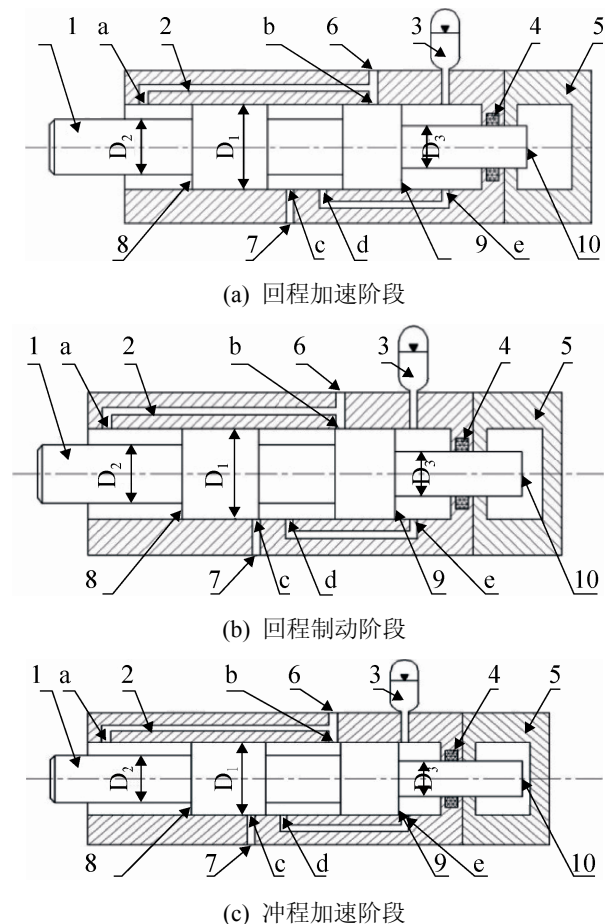
### 2) 冲击活塞回程制动阶段

当冲击活塞向右做回程加速运动越过卸油孔 c 时, 此时卸油孔 c 关闭, 进油口 b 打开, 高压油经油孔 b 进入到中间腔, 再通过连通的油孔 d、e 进入到后腔。此时的后腔也变为高压腔, 高压油也作用于后腔作用面 9。由于后腔作用面 9 的面积大于

前腔作用面 8, 在差动连接油路压力和氮气室压力联合作用下开始做减速运动。此时, 由于冲击活塞的惯性运动, 冲击活塞仍处于回程阶段, 直至速度为零, 氮气室 5 继续被冲击活塞压缩, 氮气室内的压力升高, 氮气室储存能量。

### 3) 冲击活塞冲程加速阶段

冲击活塞冲程加速阶段所受的液压力与回程制动阶段一样。不同的是, 活塞减速为零之后, 在油液压力和氮气室压力的联合作用之下, 冲击活塞开始做反向加速运动。此时氮气室 5 开始释放能量, 将前两个阶段储蓄的能量释放出来, 转换为冲击活塞的动能, 氮气室压力降低, 直至冲击加速阶段结束, 即钎杆与岩石碰撞为止。



1-活塞 2-缸体 3-蓄能器 4-密封装置 5-氮气室 6-工作高压油进油口 7-回油口 8-前腔作用面 9-后腔作用面 10-氮气室有效作用面

图 1 无阀控液压冲击系统原理图  
Fig. 1 schematics of the hydraulic impactor without valve control device

## 2 无阀控液压冲击系统的建模与仿真分析

### 2.1 冲击系统数学模型

在活塞运动的一个周期内,冲击器内部油流方向会产生突变,也就产生液压冲击,从而使前后腔的压力在有规律变化的同时产生高频波动。而且在运动过程中蓄能器始终处于排油或充油状态,其气腔体积不断变化。由于液压冲击器的氮气腔、蓄能器的耦合运动规律十分复杂,若要完全按实际情况建立它的数学模型几乎是做不到的。因此,为建立准确反映液压冲击系统实际物理过程的数学模型,做了如下假设<sup>[8-11]</sup>:

(1) 油液不可压缩,且忽略粘度受温度及压力的影响;

(2) 泵的供油量保持恒定;

(3) 蓄能器隔膜变形时无任何抗力且质量为 0;

(4) 氮气室及蓄能器的气态变化为绝热过程;

(5) 忽略活塞运动的机械摩擦阻力;

(6) 忽略管路系统的弹性。

基于上述假设,根据动力学方程、流体连续性原理及热力学原理,可以列出描述无阀控液压冲击系统基本微分方程组,即得到冲击系统的数学模型。

(1) 后腔排油(回程一)

高压油液经管路进入前腔,后腔经由中间腔与回油路相通,后腔油液回流至油箱,于是活塞在前、后腔的油液压力差的作用下向右加速运动,氮气室被压缩。

活塞受力平衡方程:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} = p_f A_f - p_b A_b - p_N A_N - mg \quad (1)$$

蓄能器的绝热方程:

$$p_L V_L^k = p_{L0} V_{L0}^k \quad (2)$$

$$[\Delta V_L]_1 = \int_0^{T_1} (Q - A_b \dot{x}) dt \quad (3)$$

$$V_L = V_{L0} + [\Delta V_L]_1 \quad (4)$$

氮气腔的绝热方程:

$$p_N V_N^k = p_{N0} V_{N0}^k \quad (5)$$

$$\Delta V_N = -A_N x \quad (6)$$

$$V_N = V_{N0} + \Delta V_N \quad (7)$$

式中:  $m$  为活塞质量(kg);  $x$  为活塞位移(m);  $B$  为阻尼系数(N·s/m);  $p_f$ ,  $p_b$  为活塞前、后腔工作压力(Pa);  $p_N$ ,  $p_L$  为氮气腔、蓄能器的工作压力(Pa);  $A_f$ ,  $A_b$ ,  $A_N$  为前、后腔及氮气腔的有效作用面积(m<sup>2</sup>);  $g$  为重力加速度(m/s<sup>2</sup>);  $p_{N0}$ ,  $p_{L0}$  为氮气腔及蓄能器的初始充气压力(Pa);  $V_N$ ,  $V_L$  为氮气腔及蓄能器的工作容积(m<sup>3</sup>);  $[\Delta V_N]_1$  为蓄能器在后腔排油(回程一)阶段工作容积的变化量(m<sup>3</sup>);  $V_{N0}$ ,  $V_{L0}$  为氮气腔及蓄能器的初始充气容积(m<sup>3</sup>);  $V_{N1}$ ,  $V_{L1}$  为临界点时氮气腔及蓄能器的容积(m<sup>3</sup>);  $Q$  为系统供油量(m<sup>3</sup>/min);  $T_1$  为后腔排油(回程一)阶段末期时间(s);  $k$  为气体多变指数,一般取  $k=1.4$ 。

(2) 后腔压缩(回程二)

此阶段活塞台阶越过卸油口  $c$  将其封闭,后腔与回油路的通道被断开,在高压油液的作用下活塞继续向右做加速运动,后腔油液被压缩,与之连接的蓄能器进行充油,氮气室继续被压缩。此状态下活塞的受力平衡方程、氮气室的绝热方程与后腔排油(回程一)阶段相同,其蓄能器工作容积的变化量:

$$[\Delta V_L]_2 = \int_{T_1}^{T_2} (-A_b \dot{x}) dt \quad (8)$$

$$V_L = V_{L0} + [\Delta V_L]_1 + [\Delta V_L]_2 \quad (9)$$

式中:  $T_2$  为后腔压缩(回程二)阶段末期时间(s);

$[\Delta V_N]_2$  为蓄能器在后腔压缩(回程二)阶段工作容积的变化量(m<sup>3</sup>)。

(3) 后腔进油(回程三)

活塞在继续做向右回程运动中,进油口  $b$  打开,高压油液同时进入前、后腔,蓄能器继续充油,氮气室继续被压缩,活塞向右做回程减速运动。此状态下活塞的受力平衡方程、氮气室的绝热方程与后腔排油(回程一)阶段相同,其蓄能器工作容积的变化量:

$$[\Delta V_L]_3 = \int_{T_2}^{T_3} (-A_b \dot{x}) dt \quad (10)$$

$$V_L = V_{L0} + [\Delta V_L]_1 + [\Delta V_L]_2 + [\Delta V_L]_3 \quad (11)$$

式中:  $T_3$  为后腔进油(回程三)阶段末期时间(s);

$[\Delta V_N]_3$  为蓄能器在后腔进油(回程三)阶段工作容积的变化量( $m^3$ )。

#### (4) 后腔进油(冲程一)

当活塞向右减速运动速度变为零时冲程加速运动开始, 活塞换向左运动, 蓄能器中存储油液排入后腔, 氮气室开始膨胀释放能量。

活塞受力平衡方程:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} = p_b A_b + p_N A_N - p_f A_f + mg \quad (12)$$

蓄能器工作容积的变化量:

$$[\Delta V_L]_4 = \int_{T_3}^{T_4} (A_b \dot{x}) dt \quad (13)$$

$$V_L = V_{L0} + [\Delta V_L]_1 + [\Delta V_L]_2 + [\Delta V_L]_3 + [\Delta V_L]_4 \quad (14)$$

式中:  $T_4$  为后腔进油(冲程一)阶段末期时间(s);  $[\Delta V_N]_4$  为蓄能器在后腔进油(冲程一)阶段工作容积的变化量( $m^3$ )。

#### (5) 后腔膨胀(冲程二)

活塞冲程运动中, 进油口 b 被封闭, 高压油液仅进入前腔, 后腔油液、蓄能器、氮气室膨胀, 转换为活塞动能, 活塞继续向左做冲程加速运动。此状态下活塞受力平衡方程、蓄能器的绝热方程与后腔进油(冲程一)相同。蓄能器的工作容积的变化量:

$$[\Delta V_L]_5 = \int_{T_4}^{T_5} (A_b \dot{x}) dt \quad (15)$$

$$V_L = V_{L0} + [\Delta V_L]_1 + [\Delta V_L]_2 + [\Delta V_L]_3 + [\Delta V_L]_4 + [\Delta V_L]_5 \quad (16)$$

式中:  $T_5$  为后腔膨胀(冲程二)阶段末期时间(s);  $[\Delta V_N]_5$  为蓄能器在后腔膨胀(冲程二)阶段工作容积的变化量( $m^3$ )。

#### (6) 后腔排油(冲程三)

此阶段卸油口 c 被打开, 后腔与回油路相通进行排油, 蓄能器、氮气室继续膨胀, 活塞继续向左做冲击加速运动, 直至钎杆与岩石碰撞为止。此状态下活塞受力平衡方程、蓄能器的绝热方程与后腔进油(冲程一)相同。蓄能器的工作容积的变化量:

$$[\Delta V_L]_6 = \int_{T_5}^{T_6} (Q - A_b \dot{x}) dt \quad (17)$$

$$V_L = V_{L0} + [\Delta V_L]_1 + [\Delta V_L]_2 + [\Delta V_L]_3 + [\Delta V_L]_4 + [\Delta V_L]_5 + [\Delta V_L]_6 \quad (18)$$

式中:  $T_6$  为后腔排油(冲程三)阶段末期时间(s);  $[\Delta V_N]_6$  为蓄能器在后腔排油(冲程三)阶段工作容积的变化量( $m^3$ )。

## 2.2 冲击系统仿真分析

### 2.2.1 冲击系统的 AMESim 模型

无阀控液压冲击系统采用 AMESim 软件来进行物理建模, 在建模过程中需要用到其中 6 个库中的元件, 这 6 个库分别为: 机械库、信号控制库、液压库、液压元件设计库(HCD)、气动库、气压元件设计库。在搭建模型之前需要考虑无阀控液压冲击机构每个油孔进口、出口、作用面等参数设置信息, 根据其工作原理, 从元件库中选取元件, 搭建其仿真模型, 如图 2 所示<sup>[12-13]</sup>。

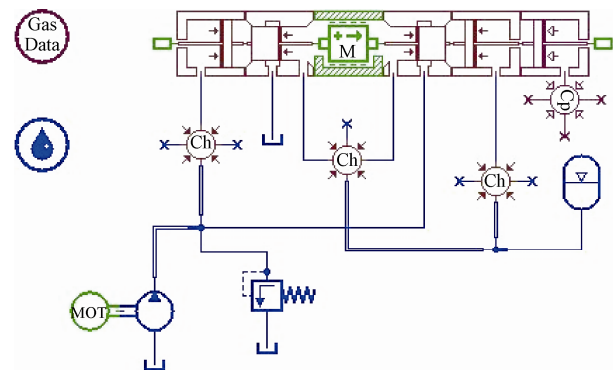


图 2 无阀控液压冲击系统的 AMESim 模型  
Fig. 2 Non-valve-control hydraulic rock drill AMESim simulation model

在现有某型气液联合式冲击器的基础上, 根据抽象变量设计方法<sup>[14]</sup>, 设计了一无阀控液压冲击系统, 设计目标为冲击能达到 100 J, 冲击频率达到 30 Hz, 其关键的结构参数和工作参数见表 1。

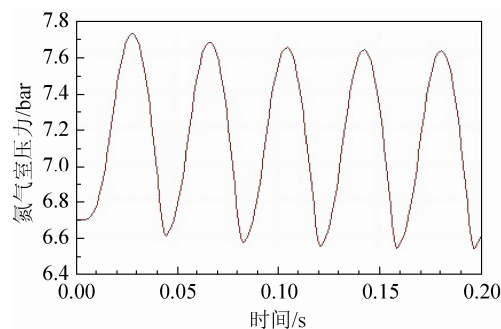
### 2.2.2 仿真结果及分析

无阀控液压冲击系统是一类高速振动的机械装置, 设置合理的采样周期有利于提高其系统的仿真精度, 综合考虑各种因素, 设置仿真时间为 0.2 s, 采样周期设置为 0.001 s。运行 AMESim 仿真模型, 可获得无阀控液压冲击系统工作参数曲线见图 3。

表1 无阀控液压冲击系统参数

Tab. 1 Important parameters of non-valve-control hydraulic rock drill

| 序号 | 参数                                       | 数值                   |
|----|------------------------------------------|----------------------|
| 1  | 冲击活塞质量/kg                                | 3.125                |
| 2  | 电动机转速/(r·min <sup>-1</sup> )             | 1 000                |
| 3  | 氮气室初始容积/m <sup>3</sup>                   | 4×10 <sup>-4</sup>   |
| 4  | 氮气室初始压力/Pa                               | 6.7×10 <sup>5</sup>  |
| 5  | 蓄能器初始容积/m <sup>3</sup>                   | 4×10 <sup>-6</sup>   |
| 6  | 蓄能器预充压力/Pa                               | 5.3×10 <sup>6</sup>  |
| 7  | 活塞最大直径/m                                 | 3.5×10 <sup>-2</sup> |
| 8  | 活塞前端直径/m                                 | 3.2×10 <sup>-2</sup> |
| 9  | 活塞后端直径/m                                 | 2.9×10 <sup>-2</sup> |
| 10 | 液压泵排量/(m <sup>3</sup> ·r <sup>-1</sup> ) | 6×10 <sup>-5</sup>   |
| 11 | 溢流阀压力/Pa                                 | 1.2×10 <sup>7</sup>  |
| 12 | 前油封面距卸油口距离/m                             | 2.9×10 <sup>-2</sup> |



(d) 氮气室压力曲线

图3 无阀控液压冲击系统工作参数曲线

Fig. 3 The parameters curve of non-valve-control hydraulic rock drill

根据图3获得的仿真曲线,可求得无阀控液压冲击系统的性能参数,如表2所示。

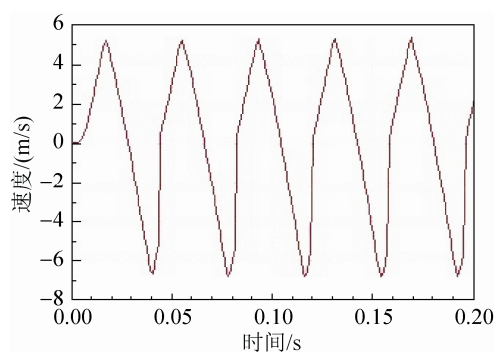
表2 无阀控液压冲击系统性能参数表

Tab. 2 The performance parameters of non-valve-control hydraulic rock drill

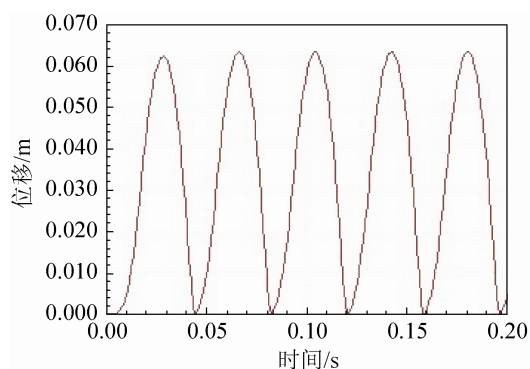
| 序号 | 参数      | 数值      |
|----|---------|---------|
| 1  | 冲击频率/Hz | 28      |
| 2  | 冲击能/J   | 45.6    |
| 3  | 输入功率/W  | 10 800  |
| 4  | 输出功率/W  | 1 276.8 |
| 5  | 冲击效率    | 11.8%   |

由冲击系统工作参数仿真结果曲线及其性能参数可知仿真结果与设计目标有很大的偏差,主要表现为冲击活塞的运动规律与设计预期不相符。活塞的回程速度过大、冲程速度较小、行程偏大等,严重降低了无阀控液压冲击系统的工作性能,使其无法达到预期的设计要求。造成上述结果的原因是所构建的冲击系统模型过于简单,提出了许多假设条件,同时未充分考虑冲击活塞在冲程加速阶段末期卸油孔c打开以及进油口b关闭所造成的影响。

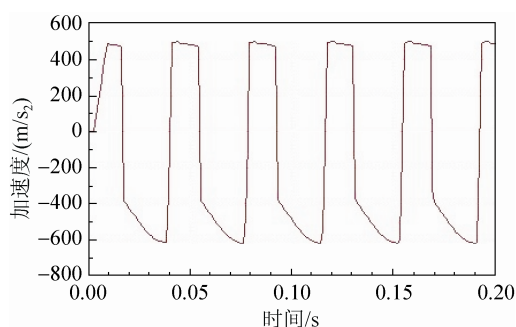
冲击活塞在冲程阶段末期,冲击活塞越过进油口b,此时高压油液停止向进入后腔。冲击活塞继续向左运动中,卸油孔c被打开,后腔处于卸压状态,使得后腔作用面失去油液压力作用,于是冲击活塞向左做减速运动。上述过程是与设计预期相违背的,即钎杆与岩石发生撞击时活塞必须达到最大冲击速度,而仿真过程未达到最大速度就已经开始做减速运动,这是液压冲击系统所不允许的。因此,



(a) 冲击活塞速度曲线



(b) 冲击活塞位移曲线



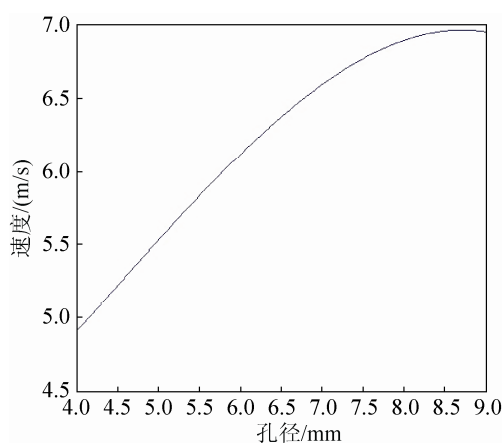
(c) 冲击活塞加速度曲线

为提高无阀控液压冲击系统的工作性能和效率, 必须进行改进优化设计。

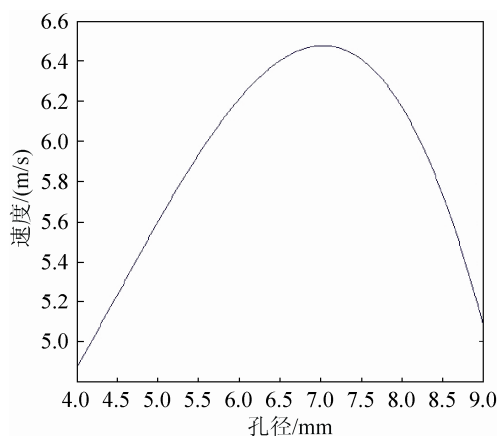
### 3 无阀控液压冲击系统设计改进方案

#### 3.1 增加节流装置

为有效避免冲击活塞在冲程阶段末期提前减速, 提出在卸油孔 c 处串联一个节流装置的方案, 其目的在于冲击活塞越过卸油孔 c 将其打开后, 可使后腔的泄压速度变慢, 从而使得冲击活塞来不及发生减速。在图 2 的基础上构建增加节流装置的 AMESim 模型, 在节流孔直径为 4~9 mm 范围均匀选取数值进行仿真, 将仿真结果进行拟合, 可获得不同节流孔直径时的最大活塞速度与碰撞时的活塞速度曲线如图 4 所示。



(a) 最大活塞速度拟合曲线



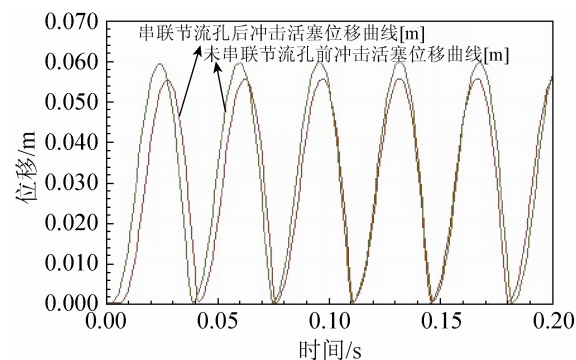
(b) 碰撞时速度拟合曲线

图 4 不同节流口直径时的拟合曲线

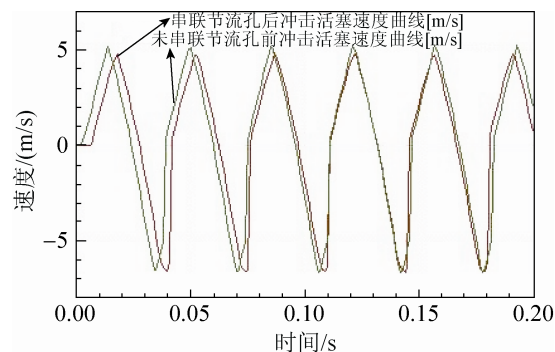
Fig. 4 Important data fitting curve of different orifice diameters

由仿真结果与数据拟合曲线可知, 节流孔孔径在 4~6 mm 范围时, 由于节流孔过小, 导致冲击活塞越过卸油孔 c 之后, 后腔的泄压速度过慢, 从而使得其无法完成完整的工作周期, 故无法达到预期效果; 节流孔孔径在 6~8 mm 范围时, 冲击活塞在冲程阶段末期并未产生明显的减速, 直到钎杆与岩石发生碰撞, 其速度才下降, 同时相比于未串联合流孔的模型, 冲击的最大速度没有太大变化, 但是碰撞时的速度却有一定的增大, 有效的提高了冲击效率, 达到了预期效果; 节流孔孔径在 8~9 mm 范围时, 由于节流孔的开度过大, 与未串联合流孔的模型相比, 冲击活塞的运动规律基本保持不变, 未能达到预期改善的效果。综上所述, 将节流孔孔径设置在一定范围内, 是一种有效提高冲击凿岩效率的方案<sup>[10-11]</sup>。

为进一步详细说明改善情况, 取节流孔孔径大小为 6.5 mm, 与未串联合流孔的模型进行仿真对比, 仿真结果如图 5 所示。



(a) 活塞位移曲线



(b) 活塞速度曲线

图 5 串联合流孔与未串联合流孔的对比曲线

Fig. 5 Contrast curve of having a orifice and no orifice

由图 5 可知, 冲击活塞的位移由 0.058 m 减少至 0.055 m; 冲击活塞的回程最大速度由 5.1 m/s 减少到 4.6 m/s; 冲击活塞的最大速度虽然基本保持在 6.7 m/s 左右, 但是其出现的位置发生了变化, 表明最大速度出现在与岩石碰撞时刻附近, 即冲击末速度由 5.4 m/s 增大到 6.6 m/s, 其效率由 11.4% 提高到 18.3%。冲击活塞位移的减少、回程最大速度的减少可减少冲击系统的工作周期, 冲击末速度的增加可增大活塞冲击能, 都可以提高冲击凿岩的工作效率。

### 3.2 控制进、出油路

增加节流装置的方案虽然在一定的程度上可提高冲击系统的冲击末速度, 但其效果并不非常明显。于是尝试从液压控制回路入手, 通过控制进油路与回油路来改善无阀控液压冲击系统的工作性能。经过分析研究, 提出了控制进、回油路通断的方案。在卸油孔 c 处串联一两位两通开关阀, 冲击活塞在冲程阶段前期开关阀处于关闭状态, 直至越过卸油孔 c 撞击岩石时, 打开该开关阀使后腔卸荷, 以保证冲击活塞正常回程, 这样通过延迟后腔卸荷可提高冲击末速度。同时在进油口串联以两位

三通开关阀, 冲击活塞在回程加速运动前期处于打开状态, 当达到设定速度值时, 关闭该开关阀使前腔停止进入高压油液, 通过提前进入回程制动阶段, 可以保证冲击活塞的最大回程速度不至于过大。

根据控制无阀控液压冲击系统进、回油路的方案, 可获得其 AMESim 仿真模型如图 6 所示。

保持前述的无阀控液压冲击系统结构参数和仿真参数不变, 对上述模型进行仿真, 获得与原始方案对比的仿真曲线如图 7 所示。

由图 7 可知, 采用控制进、回油路方案后, 冲击活塞的位移由 0.06 m 减少为 0.043 m; 冲击系统工作频率由 28 Hz 增加为 30 Hz; 冲击活塞的回程最大速度由 5.1 m/s 减少至 4.3 m/s; 冲击活塞的冲程最大速度由 6.7 m/s 增大至 7.8 m/s; 冲击末速度由 5.4 m/s 增大至 7.8 m/s, 基本达到了设计目标要求, 同时也可知改进后活塞冲程阶段的最大速度就是钎杆破碎岩石的速度(冲击末速度); 冲击系统的工作效率由 11.8% 提高到 26.4%。采用控制进、回油路的方式来可有效提高冲击活塞的冲击末速度、减少冲击活塞回程的最大速度, 是提高无阀控液压凿岩机工作效率的一种非常有效的方法。

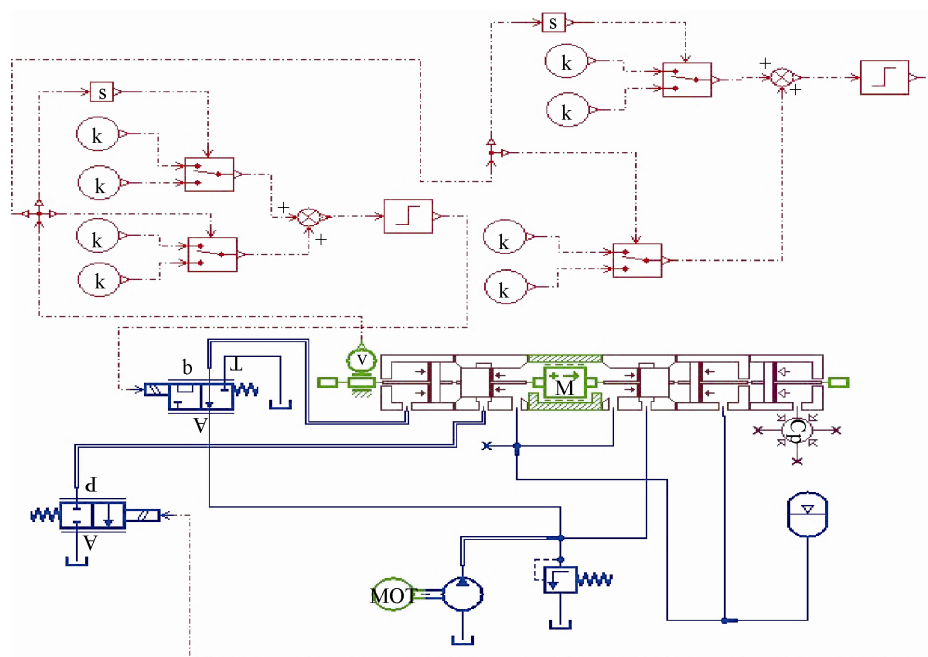


图 6 控制进、出油路方案的 AMESim 模型

Fig. 6 AMESim Simulation model of controlling inlet and outlet oil line program

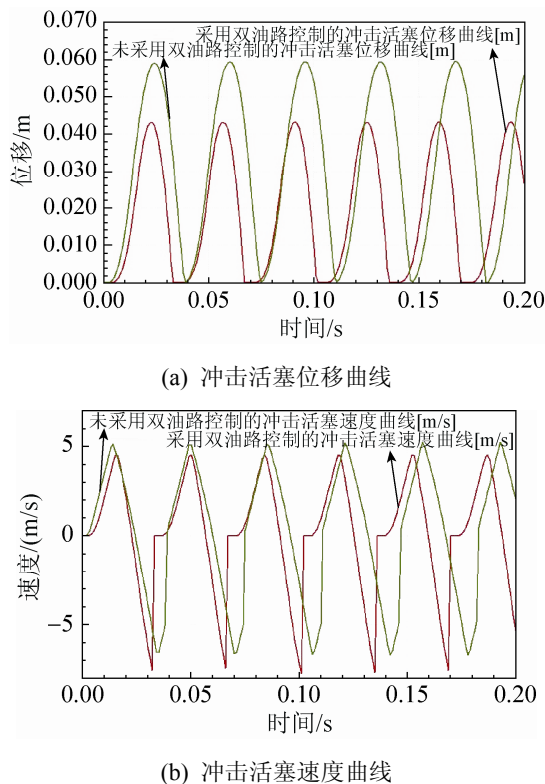


图 7 控制进、出油路方案与原始方案仿真曲线对比  
Fig. 7 Simulation curve of controlling inlet and outlet line program comparison with original program

## 4 结论

对无阀控液压冲击系统进行设计研究中,建立了其动力学方程,并进行了仿真分析。针对设计缺陷,提出了两种改进设计方案,获得了冲击活塞的运动规律,并得出了如下结论:

(1) 设计出的液压冲击系统往往会出现冲击活塞冲程的最大速度与冲击末速不一致,为此必须通过改进方法使之基本保持一致。

(2) 采用增加节流装置来提高冲击系统工作性能和效率的方案时,随着节流孔孔径的增长,冲击效率先增大后减少,且孔径达到一定数值后其冲击效率保持不变。在节流孔孔径为 6~8 mm 范围内,冲击系统的工作性能改善明显。

(3) 采用控制进、出油路的方案时,其工作效率由 11.8% 提高到 26.4%,与增加节流装置相比,效果改进更加明显,是一种非常有效的提高冲击系统工作效率的方法。

(4) 提出的两种改进设计方案实现方式简单可行,具有一定的实用价值,可为无阀控液压冲击系统的设计提供参考。

## 参考文献:

- [1] 赵昱东. 液压凿岩设备的发展概况及趋势 [J]. 现代矿业, 2010, 4(4): 11-16. (Yudong Zhao. Development General Situation and Trend of Hydraulic Drilling Equipment [J]. Modern Mining, 2010, 4(4): 11-16.)
- [2] 刘忠, 张凯, 陈佳. 液压凿岩机的发展研究现状分析 [J]. 建筑机械, 2013 (8): 67-70. (Zhong Liu, Kai Zhang, Jia Chen. The development research analysis of hydraulic rock drill [J]. Construction Machinery, 2013 (8): 67-70.)
- [3] 梁艳, 赵文强, 张英余, 等. 液压凿岩机的泄漏量分析 [J]. 煤矿机械, 2011, 32(7): 105-107. (Liang Yan, Wenqiang Zhao, Yingyu Zhang, et al. Leakage Analysis of Hydraulic Drill Machine [J]. Coal Mine Machinery, 2011, 32 (7): 105-107.)
- [4] 薛红军, 许晓东, 危敏, 等. 大通径滑阀间隙流场分析及试验研究 [J]. 船舶工程, 2011, 33(3): 53-57. (Hong-jun Xue, Xiao-dong Xu, Min Wei, et al. Analysis and Experimental Study on Flow Field in Gap on Large Diameter Slide Valve [J]. Shipbuilding, 2011, 33(3): 53-57.)
- [5] 北京钢铁学院液压凿岩机科研组. 无阀型液压凿岩机冲击器设计方法的探讨 [J]. 凿岩机械与风动工具, 1984(2): 8-14. (Beijing Iron and Steel Institute of hydraulic rock drill research group. No valve hydraulic rock drill impactor design method [J]. Rock Drilling Machinery and Pneumatic Tools, 1984(2): 8-14.)
- [6] 廖义德. 无阀型冲击器的改进及设计方法初探 [J]. 凿岩机械气动工具, 1993(3): 7-11. (Yide Liao. Study on the Improvement and Design Method of Valveless Impact Device [J]. Rock Drilling Machine Pneumatic Tools, 1993(3): 7-11.)
- [7] 刘忠, 彭金艳, 梁承杰, 等. 无阀控自配流液压冲击器系统建模与仿真 [J]. 中国机械工程, 2010, 21(23): 2794-2798. (Zhong Liu, Jinyan Peng, Chengjie Liang, et al. Modeling and Simulation of Valveless Hydraulic Impactor [J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21 (23): 2794-2798.)
- [8] 任中全. 基于 MATLAB 的无阀液压凿岩机计算机仿真 [J]. 机床与液压, 2004(1): 49, 104-105. (Zhongquan

