

# 基于调速阀的进口节流调速系统 负载变化动态特性研究

李志红<sup>1</sup>, 陈继文<sup>2</sup>

(1. 厦门理工学院 机械工程系, 福建 厦门 361024; 2. 山东建筑大学 机电工程学院, 山东 济南 250101)

**摘要:** 以调速阀进口节流调速系统为例, 建立以负载作为输入, 液压缸无杆腔压力作为输出的系统数学模型, 将系统简化为稳定的二阶系统, 得到了液压缸无杆腔压力超调量的变化规律。利用压力传感器测量液压缸无杆腔压力变化, 特别是压力超调量的变化, 对理论推导和分析所得结论进行了试验验证。

**关键词:** 调速阀; 进口节流调速; 阶跃负载; 液压缸; 动态特性

中图分类号: TH137.32

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2010)03-0052-05

## Study of Dynamic Characteristics of Load Variation of Entrance Throttle Control System Based on the Governor Valve

Li Zhihong<sup>1</sup>, Chen Jiwen<sup>2</sup>

(1. Department of Mechanical Engineering, Xiamen University of Technology, Xiamen 361024, China;

2. School of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong Jianzhu University, Jinan 250101, China)

**Abstract:** Based on the entrance throttle control system of series-connecting governor valve, the mathematic model was set up with load as input and pressure of hydraulic cylinder chamber without rod as output. The system was simplified as stable second-order system, and the changing rules of pressure over-shooting were obtained. The pressure sensor was applied to the pressure measurement in the hydraulic cylinder chamber without rod, especially the pressure over-shooting. The conclusions of theoretical derivation and analysis were verified through tests.

**Keywords:** governor valve; the entrance throttle governing system; step load; hydraulic cylinder; dynamic characteristics

## 0 引言

在节流调速系统中, 根据流量控制阀在油路中安装位置的不同, 可分为进口、出口、旁路节流调速系统, 以进口节流调速回路为主回路的进口节流调速系统是将流量控制阀串接在进油路上, 通过改变流量控制阀的通流截面面积大小来控制进入执行元件(液

缸)流量的大小进行速度调节, 该种回路广泛应用于中、小功率的机床、农业机械、液压机具等液压系统中。根据流量控制阀的不同, 可分为进油路上串接节流阀的节流阀进口节流调速系统和进油路上串接调速阀的调速阀进口节流调速系统。

在进口节流调速回路中, 若负载变化, 特别是负载呈阶跃变化, 导致进口节流调速回路中液压缸两腔

收稿日期: 2009-10-27

基金项目: 国家“十一五”科技基金资助项目(2006BAD11A07-2)

通信作者: 李志红(1965-), 男, 湖南宁远人, 厦门理工学院副教授, 博士, 主要从事机械设计及理论的教学和科研工作,

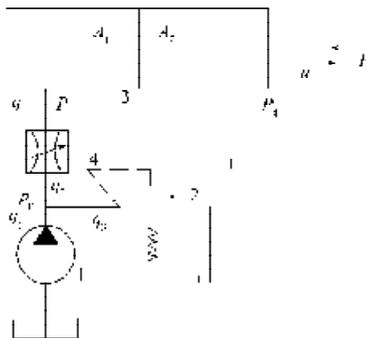
E-mail: zhli@xmut.edu.cn

压力出现动态变化, 油路中的流量以及系统中各元件所承受压力也会发生瞬时变化, 使系统的运动平稳性变差, 由此会出现零件加工质量下降, 或液压元件损坏及噪声等故障, 影响系统的正常工作。随着液压技术和工程要求的不断提高, 对液压系统动态性能研究日显重要, 目前, 国内外学者针对节流调速回路进行了大量的试验和理论研究工作, 在静动态理论分析、速度负载特性、测试与仿真、液压元件的动态特性分析等方面取得了一定的进展<sup>[1-11]</sup>。本文以负载作为输入, 液压缸无杆腔压力作为输出建立系统了数学模型, 对调速阀进口节流调速系统的动态特性进行了研究, 并以试验进行了验证。

### 1 调速阀的传递函数

如图1, 调速阀串接在进油路上的进口节流调速系统中, 若以调速阀进、出口压差为输入量, 流入调速阀的流量为输出量, 则调速阀的传递函数为<sup>[12]</sup>:

$$G_v(s) = \frac{Q_2(s)}{P_p(s) - P_1(s)} = \frac{H_3 s^2 + H_2 s - H_1}{G_3 s^2 - G_2 s + G_1}$$



1—定量叶片泵; 2—溢流阀; 3—液压缸; 4—调速阀

图1 进口节流调速回路原理图

Fig. 1 The schematic diagram of the entrance throttle governing system

若忽略调速阀中减压阀阀芯质量和粘性摩擦阻力系数, 且结合进油路上溢流阀的定压作用, 则  $P_p(t)$  保持不变。同时考虑到调速阀相对液压缸的固有频率较高, 可以其静态特性代替其动态特性, 由上式得:

$$G_v(s) = \frac{Q_2(s)}{P(s)} = \frac{H_3}{G_3} \quad (1)$$

$$\text{其中 } H_3 = \frac{q_{20} K_w}{2(P_{j0} - P_0)} + \frac{P_{j0} - P_{j2}}{P_{j0} - P_{j1}} \cdot 2C_{d1} W_1 \cos \theta$$

$$G_3 = \frac{P_{j0} - P_{j2}}{P_{j0} - P_0} K_w + 4C_{d1} W_1 \cos \theta (P_{j0} - P_{j2}) - \frac{2A}{x_0} (P_{j0} - P_{j2})$$

式中:  $q_{20}$  为通过调速阀流量的稳态值;

$C_{d1}$  为减压阀阀口的流量系数;

$x_0$  为减压阀阀芯静态时的开口量;

$P_{j0}, P_{j1}, P_{j2}$  分别为减压阀的进口压力、节流阀的进口压力和出口压力的平衡初始值;

$K_w$  为减压阀弹簧刚度;

$A$  为减压阀阀芯的有效作用面积;

$\theta$  为液流流入减压阀阀口的入射角;

$W_1$  为减压阀阀口的面积梯度。

### 2 系统数学模型建立及分析

#### 2.1 以负载为输入, 液压缸无杆腔压力为输出建模

在不考虑液压泵的流量脉动、液压缸泄漏和管道动态特性及管道压力损失的情况下, 液压缸活塞的受力方程为<sup>[10-13]</sup>:

$$A_1 p_1(t) - A_2 p_2(t) - m \frac{du(t)}{dt} + B u(t) + F(t) + F_c \quad (2)$$

式中:  $A_1, A_2$  分别为液压缸无杆腔、有杆腔的有效工作面积, 单位为  $m^2$ ;

$p_1(t), p_2(t)$  分别为液压缸无杆腔、有杆腔的压力, 单位为 MPa;

$m$  为活塞质量, 单位为 kg;

$B$  为粘性摩擦阻尼系数;

$F(t)$  为外负载, 单位为 N;

$u(t)$  为活塞的运动速度, 单位为 m/s;

$F_c$  为系统不变阻力, 单位为 N。

液压缸无杆腔的液流连续方程为:

$$q_1(t) = A_1 u(t) + \frac{V_1}{E} \frac{dp_1(t)}{dt} \quad (3)$$

式中:  $q_1(t)$  为液压缸无杆腔进油流量, 单位为  $m^3/s$ ;

$V_1$  为液压缸进油压力腔的总容积, 单位为  $m^3$ ;

$E$  为有效体积弹性模量。

若不考虑泄漏, 通过调速阀的流量和进入液压缸无杆腔的流量应相等, 有流量连续方程

$$q_1(t) = q_2(t) \quad (4)$$

将式(2)~(4)线性化, 并将平衡工作点移至坐标原点, 进行拉氏变化, 并设  $p_2(t) = 0$  得:

$$A_1 P_1(s) = (ms + B)U(s) + F(s) \quad (5)$$

$$Q_1(s) = A U(s) + \frac{V_1}{E} s P_1(s) \quad (6)$$

$$Q_1(s) = Q_2(s) \quad (7)$$

整理式(1)和(5)~(7)得:

$$A_1 P_1(s) - (ms + B) \frac{-G_1(s)P_1(s) - \frac{V_1}{E} s P_1(s)}{A_1} + F(s) = 0$$

若以液压缸无杆腔压力  $P_1(s)$  作为输出量, 阶跃负载  $F(s)$  作为输入量, 则系统的传递函数为

$$\frac{P_1(s)}{F(s)} = \frac{f}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2}, \quad (8)$$

其中  $f = \frac{EA_1}{mV}, \omega_n^2 = \frac{E}{mV_1} \left( \frac{BH_3}{G_3} + A_1^2 \right),$

$$2\xi\omega_n = \frac{E}{mV} \left( \frac{mH_3}{G_3} + \frac{BV_1}{E} \right).$$

式中:  $\omega_n$  为二阶系统的无阻尼固有频率;

$\xi$  为二阶系统的阻尼比。

### 2.2 系统稳定性分析

据式(8)可知为二阶调速系统,其特征方程为:

$$s^2 - \frac{E}{mV_1} \left( \frac{mH_3}{G_3} + \frac{BV_1}{E} \right) s + \frac{E}{mV_1} \left( \frac{BH_3}{G_3} + A_1^2 \right) = 0,$$

调速阀是由节流阀和定差减压阀串联组成的流量控制阀,根据其工作原理,有  $p_p > p_j > p_1$ , 则  $H_3 > 0, G_3 > 0$  恒成立,且  $B, V_1, E, m, A_1$  也均大于0,故系统特征方程的各项系数均大于0,根据赫尔维茨稳定判据可知,该系统是稳定的。

### 2.3 液压缸无杆腔压力 $P_1(s)$ 的超调量分析

考虑系统在阶跃负载作用下的情形。因粘性摩擦力很小,忽略粘性摩擦力的影响,即  $B=0$ , 根据上述推导,系统的阻尼比为:

$$\xi = \frac{mH_3}{2.4G_3} \sqrt{\frac{L}{mV_1}},$$

在不考虑液动力的情况下有:

$$\frac{H_3}{G_3} = \frac{q_{2c} K_w}{2(P_{p0} - P_{1c}) K_w + A(P_{pc} - P_{1c})(P_{j0} - P_{10})/x_0}. \quad (9)$$

对液压缸无杆腔压力的超调量作如下分析。

1) 若忽略管道压力损失,溢流阀调定压力即为调速阀进口压力  $p_p$ , 其值保持不变,根据调速阀的调速特性,其节流阀进、出口压差是保持不变的,即  $p_j - p_1$  保持不变,若阶跃负载增加,则液压缸无杆腔压力  $p_1$  增加,对于式(9)有  $P_{10}$  增加,  $P_{j0}$  也增加,  $H_3/G_3$  增大,显然系统的阻尼比  $\xi$  也增大,故液压缸无杆腔压力  $p_1$  的超调量  $M_p = c \sqrt{\frac{1}{\xi^2}}$  将减少。

2) 若阶跃负载大小不变,忽略管道压力损失,随溢流阀调定压力  $p_p$  增加,对式(9)有  $P_{p0}$  增加,  $P_{10}, P_{j0}$  不变,  $H_3/G_3$  减小,则系统的阻尼比  $\xi$  减少,故液压缸无杆腔压力  $p_1$  的超调量  $M_p = c \sqrt{\frac{1}{\xi^2}}$  将增加。

3) 若阶跃负载大小不变,且溢流阀调定压力不变,随调速阀节流开度  $x$  增加,对于式(9)有  $P_{10}, P_{p0}$  不变,  $x_0$  增大,  $H_3/G_3$  增大,则系统的阻尼比  $\xi$  增加,故液压缸无杆腔压力  $p_1$  超调量  $M_p = c \sqrt{\frac{1}{\xi^2}}$  将减小。

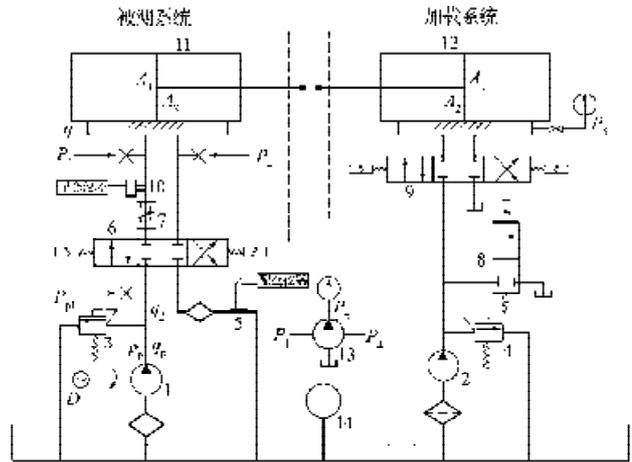
## 3 试验验证

### 3.1 主要试验和测试设备

QCS-003 液压试验台: 单出杆液压缸, YB-6 定量叶片泵, Y1-10B 溢流阀, 压力表, 电磁换向阀 (34D-10B, 22D-10B), WT-280 温度计; Q-10B 调速阀; BPR-40 压力传感器 (量程 0~25 MPa); YD-21 动态应变仪; Tektronix TDS1002 数字存储示波器; 以及滤油器、直流电源、电桥盒等。

### 3.2 试验原理

为了解负载阶跃变化对液压缸 2 腔压力的动态影响,试验原理可按图 2 设计,分被测系统和加载系统 2 部分。在加载系统中,加载液压缸 12 中活塞杆顶块顶住被测液压缸 11 中活塞杆的顶块,形成工作负载  $F, F = p_5 A_1$ , 其中  $p_5$  为加载液压缸无杆腔压力,  $A_1$  为无杆腔的有效工作面积 (为记录方便,负载皆以加载液压缸无杆腔压力  $p_5$  表示),该加载系统中的二位二通电磁换向阀 8,与油箱有 2 种联接方式: 关闭、接通。当电磁换向阀突然处于接通状态,加载缸无杆腔压力  $p_5$  突然下降至 0; 当电磁换向阀突然处于关闭状态,加载缸无杆腔压力  $p_5$  突然从 0 升至某个值。针对被测液压缸而言,即形成了阶跃负载,可用压力传感器测量被测液压缸 2 腔压力的变化。



1—定量叶片泵; 2—定量叶片泵; 3—溢流阀; 4—溢流阀;  
5—流量传感器; 6—三位四通电磁换向阀; 7—调速阀;  
8—二位二通电磁换向阀; 9—三位四通电磁换向阀;  
10—压力传感器; 11—被测液压缸; 12—加载液压缸;  
13—压力表; 14—温度计

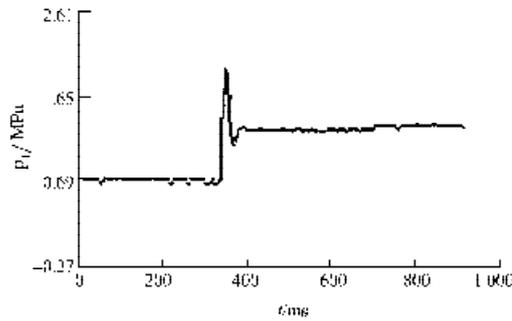
图 2 试验原理图

Fig. 2 The test schematic diagram

### 3.3 试验结果分析

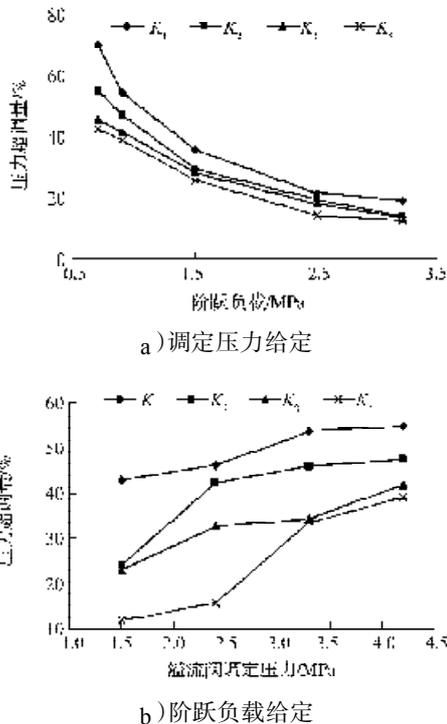
图 3 为溢流阀的调定压力为 3.3 MPa, 阶跃负载为 0.9 MPa, 由 Tektronix TDS1002 数字存储示波器记录的当调速阀调至某开度, 阶跃负载突然加载时被测液压缸无杆腔压力  $p_1$  的动态变化过程。从图 3 中可看出, 当

阶跃负载突然加载时, 液压缸无杆腔容积将瞬时减少, 导致其压力  $p_1$  突然增加, 液压缸无杆腔压力  $p_1$  有正的超调量。



**图3 液压缸无杆腔压力的动态变化**  
**Fig.3 The dynamic change of pressure in cylinder chamber without rod**

图4中a)为溢流阀调定压力4.2 MPa, 调速阀处于不同节流开度(曲线对应节流开度条件为  $K_1 < K_2 < K_3 < K_4$ )的情况下, 随阶跃负载的增加, 液压缸无杆腔压力  $p_1$  的超调量是逐渐减小的; 从图4中a)还可看出, 相同大小的阶跃负载, 随着调速阀节流开度逐渐增大, 液压缸无杆腔压力  $p_1$  的超调量也是逐渐减小的。可见试验结果与理论推导和分析结果相吻合。



**图4 液压缸无杆腔压力超调量的变化曲线**  
**Fig.4 The varying curve of the pressure overshoot in cylinder chamber without rod**

图4中b)为阶跃负载0.9 MPa, 调速阀处于不同节流开度(曲线对应节流开度条件为  $K_1 < K_2 < K_3 < K_4$ )的情况下, 随溢流阀调定压力的增加, 液压缸无杆腔

压力  $p_1$  的压力超调量是逐渐增加的。试验结果与理论推导和分析结果相吻合。

## 4 结论

1) 建立了以负载作为输入, 液压缸无杆腔压力作为输出的系统数学模型, 调速阀进口节流调速系统可简化为稳定的二阶系统;

2) 随阶跃负载的突然加载, 液压缸无杆腔压力有正的超调量;

3) 溢流阀调定压力相同、调速阀节流开度相同的情况下, 随阶跃负载的增加, 液压缸无杆腔压力的超调量是逐渐减小的; 当阶跃负载和溢流阀调定压力相同时, 随调速阀节流开度逐渐增大, 液压缸无杆腔压力的超调量是逐渐减小的; 在阶跃负载和调速阀节流开度不变的情况下, 随溢流阀调定压力的增加, 液压缸无杆腔压力的超调量是逐渐增加的。试验结果与理论推导和分析结果是相吻合的。

液压缸压力随阶跃负载变化的动态特性, 特别是压力超调量的变化规律, 将为进口节流调速系统液压元件主参数的选择提供新的思路。

### 参考文献:

- [1] 朱建公, 文文明. 节流调速回路的压力匹配控制[J]. 机床与液压, 2001, 29(4): 133.  
 Zhu Jianguo, Wen Daiming. Pressure Matched Control of Flow Adjusting Circuit[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2001, 29(4): 133.
- [2] 郑淑丽. 节流调速回路的速度-负载特性研究[J]. 山东科技大学学报: 自然科学版, 2004, 23(2): 40-43.  
 Zheng Shuli. Study on Speed-Load Characteristics of Flow Adjusting Circuit[J]. Journal of Shandong University of Science & Technology: Science Editions, 2004, 23(2): 40-43.
- [3] 周堃敏, 胡少刚. 节流调速系统建模与动态特性研究[J]. 常州工学院学报, 2006, 19(1): 36-39.  
 Zhou Kunmin, Hu Shaogang. Building Model of Flow Regulating Velocity System and the Study on Its Dynamic Characteristics[J]. Journal of Changzhou Institute of Technology, 2006, 19(1): 36-39.
- [4] 姚黎明, 邹灵琳. 节流阀节流调速系统速度平稳性分析[J]. 液压与气动, 2007(11): 20-23.  
 Yao Liming, Zou Linglin. Analysis of the Speed Steadiness of Hydraulic Speed Control Systems with Throttle Valves[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2007(11): 20-23.
- [5] 姚黎明, 王俊峰, 贺铭. 液压进口节流调速系统动态特性分析[J]. 机床与液压, 2008, 36(12): 107-109.  
 Yao Liming, Wang Junfeng, He Ming. Analysis of Dynamic Character of the Hydraulic Meter-in Throttling Speed Control Systems[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2008, 36(12): 107-109.

- 107-109.
- [6] 李鄂民. 用节流阀和调速阀的节流调速回路的速度-负载特性对比[J]. 液压与气动, 2005(3): 42-43.  
Li E'min. Comparison on Speed-Load Characteristic of Speed Regulation Circuit with Throttle Valve and with Flow Control Valve[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2005(3): 42-43.
- [7] 黄小江, 毕 龙. 液压系统节流调速回路动特性仿真[J]. 机床与液压, 2006, 34(12): 214-215.  
Huang Xiaojiang, Bi Long. Dynamic Characteristics Simulation of Throttling Speed Control Circuit on Hydraulic System[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2006, 34(12): 214-215.
- [8] 刘恒丽. 进口节流调速系统动态特性仿真研究[J]. 机床与液压, 2007, 35 (9): 161-162.  
Liu Hengli. The Digital Simulation for Dynamic Character of the Entrance Throttle Governing Circuits[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2007, 35 (9): 161-162.
- [9] 江小霞, 卢长耿, 钟荣龙. 液压控制系统的动态测试系统[J]. 液压与气动, 2002(11): 29-31.  
Jiang Xiaoxia, Lu Changgeng, Zhong Ronglong. Dynamic Test System of Hydraulic Control System[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2002(11): 29-31.
- [10] 李志红. 出口节流调速系统负载变化对液压缸压力的影响[D]. 长沙: 湖南农业大学, 2003.  
Li Zhihong. The Effect of the Variable Load on the Pressure of the Hydraulic Cylinder in the Metering-Out Control System [D]. Changsha: Hunan Agricultural University, 2003.
- [11] 蔡锡清. 进口节流调速系统负载变化对液压缸压力的影响[D]. 长沙: 湖南农业大学, 2004.  
Cai Xiqing. The Effect of the Variable Load on the Pressure of the Hydraulic Cylinder in the Entrance Throttle Governing System[D]. Changsha: Hunan Agricultural University, 2004.
- [12] 雷天觉. 液压工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.  
Lei Tianjue. Hydraulic Engineering Handbook[M]. Beijing: China Machine Press, 1990.
- [13] 章宏甲. 液压传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 1993.  
Zhang Hongjia. Hydraulic Transmission[M]. Beijing: China Machine Press, 1993.

(责任编辑: 李玉珍)

## 我校参加 2010 年湖南科技活动周展览

5月15日至22日, 2010年湖南科技活动周在长沙市烈士公园南广场举行。在15日上午举行的启动仪式上, 中共湖南省委副书记梅克保启动水晶球, 宣布2010年湖南科技活动周正式启动, 2000余名各界人士参加了启动仪式。我校科技处负责人和有关教师代表参加了此次活动。

在活动周中, 我校参加了高校院所技术成果专题展, 主要展示了我校立足湖南新型工业化和中国包装现代化取得的建设成果, 重点展示了由校长王汉青主持并获得2009年湖南省自然科学奖一等奖项目“受限空间多相流动传热与传质机理研究”的部分成果。