

高精度气动比例压力阀设计与特性分析^{*}

路波¹ 陶国良¹ 袁月峰² 刘昊¹ 班伟¹

(1. 浙江大学流体传动及控制国家重点实验室, 杭州 310027; 2. 中国计量学院质量与安全工程学院, 杭州 310018)

【摘要】 设计了一种两级阀芯活塞式结构的以比例电磁铁为控制元件, 采用电反馈闭环控制的高精度气动比例压力阀。该阀输出压力在 0.6 MPa 内连续可调, 且稳态精度可达 0.25 kPa。建立了比例阀完整的非线性动态模型, 分析了主要物理和几何参数对系统动态特性和控制性能的影响; 构建了输出因子调整的模糊自适应比例积分控制器, 并利用 ATmega16 单片机实现了压力在设定范围内的快速高精度控制。实验结果表明, 该阀在设计压力范围内具有良好的压力和流量特性; 和传统 PI 算法相比, 输出因子调整的模糊自适应算法在改善系统响应和控制稳定性的同时, 显著提高了稳态控制精度, 具有较高的效率和鲁棒性。

关键词: 气动比例压力阀 动态模型 压力控制 模糊控制

中图分类号: TH138.52 **文献标识码:** A

Design and Characteristics Analysis of a High Precision Pneumatic Proportional Pressure Valve

Lu Bo¹ Tao Guoliang¹ Yuan Yuefeng² Liu Hao¹ Ban Wei¹

(1. State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China

2. College of Quality and Safety Engineering, China Jiliang University, Hangzhou 310018, China)

Abstract

A high precision pneumatic proportional pressure valve was designed. The plunger-type structure with two-stage poppet was adopted for the valve. A proportional electromagnetic actuator was used as control component and the control method was electric closed-loop feedback. The output pressure can be adjusted continuously within 0.6 MPa absolute with the steady-state precision of less than 0.25 kPa. A completely nonlinear dynamic model was developed to analyze the effects of main physical and geometrical parameters on the valve's dynamic behavior and control performance. A self-adaptive fuzzy proportional plus integral controller with adjusting output scaling factor was designed for high precision and quickly control of different pressure target values, and carried out based on single chip-microcomputer ATmega16. Experimental results indicated that the valve has a good performance in pressure and flow characteristics under the designed pressure. Compared to traditional PI controller, the proposed fuzzy algorithm can improve the response and control stability of the system as well as the steady-state precision drastically, which has better efficiency and robustness.

Key words Pneumatic proportional pressure valves, Dynamic model, Pressure control, Fuzzy control

引言

气动比例压力阀具有成本低、抗污染、动态特性

好、控制精度高等特点, 在气动压力、速度、输出力和伺服定位等反馈控制系统中得到广泛应用^[1]。在这些系统中, 压力阀的静、动态特性及流量特性直接

决定整个控制系统的性能,因此,深入研究比例压力阀的工作机理,分析各物理参数的变化对其性能的影响显得尤为重要。

国内外一些学者对比例压力阀的设计、建模理论和实验进行了研究^[2~8]。和国外相比,国内对各种比例阀的应用较多,理论研究相对较少,仍然处于实验研究及小批量研制阶段。另外,普通的气动比例压力阀的控制器通常采用简单的PID或PI控制算法对误差进行补偿^[5]。然而,对于高精度的比例压力阀而言,气动系统的时变性和非线性等因素使得参数固定的PID控制器不能同时满足所有设定压力范围的控制要求。

本文设计一种高精度比例压力阀,在完整的动态数学模型基础上,分析了阀的主要物理和几何参数对系统动态特性和控制性能的影响,设计了输出因子调整的模糊自适应比例加积分控制器(FP+I),并利用ATmega16单片机实现压力的鲁棒控制。

1 阀组成及工作原理

气动比例压力阀主要由压力阀体和电气控制两部分组成。设计的比例压力阀的结构如图1所示。该阀采用比例电磁铁进行控制,阀芯结构主要由主阀芯组件和上阀芯组成,属直动活塞式比例压力阀。

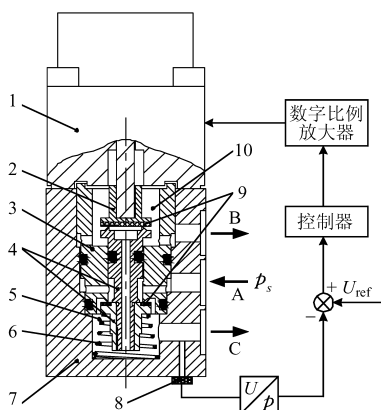


图1 比例压力阀结构原理图

Fig.1 Schematics of proportional pressure valve

1. 比例电磁铁 2. 上阀芯 3. 阀套 4. 主阀芯组件 5. 控制腔
6. 复位弹簧 7. 阀体 8. 压力传感器 9. 密封 10. 排气腔

在图1中,A为气源供气压力入口,C为控制压力出口,B为排气口。为了防止气体泄漏,上阀芯与主阀芯之间和主阀芯与阀体之间均采用橡胶密封。复位弹簧连接在主阀下端,提供预紧力以阻止初始时的气体泄漏。在非工作状态下,B、C口相通,出口压力等于大气压力。由于反馈弹簧安装在控制腔中,气体输出压力直接作用在阀芯上,取消了压力反馈通道,简化了比例阀的结构。主阀芯上端容腔通过长孔与控制腔相连,使得两腔压力相等,部分平衡

主阀芯下端所受压力,同时亦有对主阀芯缓冲减震的作用。

主阀芯的位置主要由电磁铁的输出力和出口压力的合力决定,输出压力通过调节比例电磁铁的输出来实现控制。压力传感器实时检测出口压力并将反馈电压与参考电压比较,经过控制器和数字式比例控制放大器改变输出电流的大小,构成闭环控制系统。出口压力小于设定压力时,电磁力推动上阀芯和主阀芯向下运动,使A、C口相通,进气阀口开启,气体流入控制腔中;当控制腔压力高于设定压力时,电磁力减小使两阀芯向上运动,主阀芯在弹簧作用下紧贴于阀体上,上阀芯和主阀芯脱离,控制腔气体经长孔排入排气腔,B、C口连通。

电气控制系统主要由压力传感器、比例控制放大器和控制电路组成。图2为采用ATmega16微处理器的数字式比例控制放大器整体结构框图。该比例控制放大器具有控制器和放大器的双重功能,采用高频脉宽调制(PWM)技术在0.5~30 kHz可调,有效抑制了负载阻抗热特性的影响,减小了线圈的电流纹波幅度以及开关特性的延迟时间对线圈电流的影响^[9]。

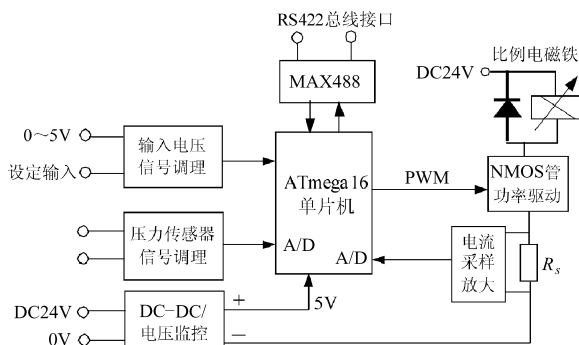


图2 数字式比例控制放大器整体功能框图

Fig.2 Configuration of digital proportional control amplifier

2 比例压力阀非线性数学模型

气动比例压力阀组成的系统是典型的非线性系统,气体流动状态复杂,为了便于计算和仿真分析,进行如下假设:①阀的工作气体为理想气体,且气体在阀口的流动为等熵过程。②忽略连接长孔对控制腔的压力和温度变化的影响,假设控制腔和排气腔的压力场和温度场分布均匀。③橡胶密封均等价于弹簧阻尼系统,且忽略由于密封不良导致的气体泄漏。④不计重力场的影响。

2.1 阀口流动流量方程

气体流过阀口的过程复杂,通常将其视为理想气体经过收缩喷管的等熵流动,流量公式为^[10]

$$\dot{m} = C_f A_v \frac{p_u}{\sqrt{T}} \varphi(p_u, p_d) \quad (1)$$

$$\varphi(p_u, p_d) = \begin{cases} C_1 & \left(\frac{p_d}{p_u} \leq b_{cr}\right) \\ C_2 \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{1/k} \sqrt{1 - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{(k-1)/k}} & \left(\frac{p_d}{p_u} > b_{cr}\right) \end{cases} \quad (2)$$

其中

$$C_1 = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

$$C_2 = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}}$$

$$b_{cr} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

式中 C_f ——无量纲流量系数
 A_v ——阀口节流面积
 b_{cr} ——临界压力比
 p_u, p_d ——上、下游压力
 T ——气体温度 R ——理想气体常数
 k ——气体绝热指数

对于空气, $C_1 = 0.040\ 418$, $C_2 = 0.156\ 174$, $b_{cr} = 0.528$ 。充气时, $p_u = p_s, p_d = p$; 放气时, $p_u = p, p_d = p_a$ 。其中, p_s, p 和 p_a 分别为气源压力、控制压力和大气压力。

2.2 控制腔压力和温度动态方程

根据假设条件, 利用质量连续性方程、理想气体状态方程和能量方程可描述控制腔内的压力和温度变化的微分方程

$$\frac{dp}{dt} = \frac{kR}{V} (T_{in} \dot{m}_{in} - T \dot{m}_{out}) \quad (3)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{RT^2}{pV} \left[\left(k \frac{T_{in}}{T} - 1\right) \dot{m}_{in} - (k-1) \dot{m}_{out} \right] \quad (4)$$

其中 $\dot{m}_{out} = \dot{m}_C + \dot{m}_B$

式中 $\dot{m}_{in}, \dot{m}_{out}$ ——流入、流出控制腔的质量流量
 p, V ——控制腔绝对压力、总体积
 T_{in} ——气源温度

\dot{m}_{out} 包含两部分, 即通过控制口 C 的负载流量 \dot{m}_C 以及实际控制压力高于设定压力时通过排气口 B 的流量 \dot{m}_B 。

根据式(1), \dot{m}_{in} 和 \dot{m}_B 的计算需要确定阀口的节流面积 A_v 和流量系数 C_f 。将 A_v 表示为阀芯位移 x 和 y 的函数 f , 对于 \dot{m}_{in} , 有

$$A_v = f_{in}(y) = K_A y \quad (5)$$

同理, 对于 \dot{m}_B , 有

$$A_v = f_B(y-x) = K_B(y-x) \quad (6)$$

式中 K_A, K_B ——进、排气阀口的等效宽度

由于气体在阀体内的流动状态时刻变化, 流量系数可被近似为一个线性表达式^[4]

$$C_f \approx 1.0 - 0.7(p_d/p_u) \quad (7)$$

2.3 阀芯动力学方程

图 3 所示为阀芯受力简图和密封简化模型。由于上阀芯和主阀芯在不同工作状态时的运动不同, 因此将两阀芯分别进行受力分析。 x 和 y 分别表示上阀芯和主阀芯的位移, 取向向下为正方向, 图 1 所示关闭状态时 x 和 y 均为零。

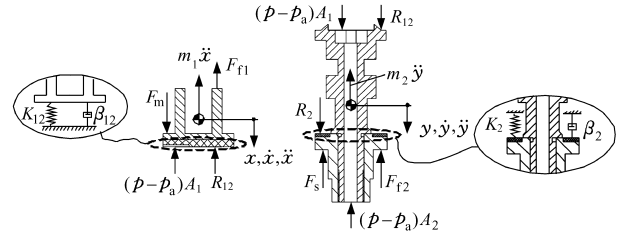


图 3 阀芯受力图和密封简化模型

Fig. 3 Force diagram for both spools and schematic view of the seals dynamic model

根据牛顿第二定律, 上阀芯和主阀芯的受力微分方程分别为

$$m_1 \ddot{x} = F_m - R_{12} - (p - p_a)A_1 - F_{f1} \quad (8)$$

$$m_2 \ddot{y} = R_{12} + R_2 - F_s - F_{f2} - (p - p_a)(A_2 - A_1) \quad (9)$$

其中 $F_s = F_0 + K_s y$

式中 F_m ——比例电磁铁推力
 F_{f1}, F_{f2} ——两阀芯的摩擦力
 F_s ——作用在主阀芯上的弹簧力
 R_{12} ——两阀芯之间弹性密封产生的作用力
 R_2 ——阀体和主阀芯密封所产生的作用力
 A_1, A_2 ——上阀芯和主阀芯的有效面积
 F_0 ——弹簧预压缩力 K_s ——弹簧刚度

阀内摩擦力受气体压力、阀芯位移等多因素的影响, 具有严重时变非线性特性, 为便于分析, 假定

$$F_{f1} = \gamma_1 \dot{x} \quad (10)$$

$$F_{f2} = \gamma_2 \dot{y} \quad (11)$$

式中 γ_1, γ_2 ——粘性阻尼系数

参考文献[5], 将密封弹性接触力表示为以下非线性形式

$$R_{12} = K_{12}(x - y)^j + \beta_{12}(\dot{x} - \dot{y}) \quad (12)$$

$$R_2 = K_2(-y)^j + \beta_2(-\dot{y}) \quad (13)$$

式中 K_{12}, β_{12} ——阀芯之间的接触刚度、阻尼系数
 K_2, β_2 ——阀体和主阀芯接触刚度、阻尼系数
 由于接触力不能为负值, 故满足约束条件 $R_{12} \geq 0$ 和 $R_2 \geq 0$ 。

2.4 比例放大器和电磁铁简化模型

比例放大器经输入电压信号 $U(0 \sim 5\text{ V})$ 产生成比例的电流信号作用于比例电磁铁, 从而产生相

应的电磁铁推力 F_m 。考虑电磁铁和放大器的动态,从放大器输入电压到电磁铁输出力的传递函数用三阶系统表示

$$G(s) = \frac{K_U \omega_n^2}{(1 + T_1 s)(s^2 + 2\xi \omega_n s + \omega_n^2)} \quad (14)$$

式中 K_U ——输入电压和推力的比例放大系数

T_1 ——比例控制放大器时间常数

ξ 、 ω_n ——系统阻尼比、系统固有频率

3 模型验证及特性分析

由建立的系统数学模型可见,模型的阶数较高且物理参数众多,除了阀内部的质量和几何参数已知外,仍有大部分状态量和参数由于受实验条件限制无法通过测量获得,只能根据控制对象的实际情况,通过估计-实验-修正等步骤反复进行而得到,一组较优的估计参数列于表1。

表1 部分计算参数

Tab.1 Parameters of numerical simulation

参数	数值	参数	数值
上阀芯质量 m_1/kg	1×10^{-3}	接触刚度 $K_{12}/\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	5×10^9
主阀芯质量 m_2/kg	4×10^{-3}	接触刚度 $K_2/\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	5×10^9
弹簧刚度 $K_s/\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	920	阻尼系数 $\beta_2/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	10
上阀芯有效面积 A_1/m^2	4.1×10^{-5}	阻尼系数 $\beta_{12}/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	10
主阀芯有效面积 A_2/m^2	4.7×10^{-5}	时间常数 T_1/s	0.02
弹簧预紧力 F_0/N	6.44	粘性系数 $\gamma_1/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	50
接触力指数 j	1	粘性系数 $\gamma_2/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	100
等效宽度 K_A/mm	3.8×10^{-3}	比例系数 $K_U/\text{N} \cdot \text{V}^{-1}$	10.3

采用 Matlab/Simulink 软件进行仿真分析,气源压力设定为 0.7 MPa(文中涉及压力均为绝对压力),气源和环境温度均为 298 K,控制腔体积(包含出口气连接管路)为 45 mL,负载流量为零(压力出口 C 关闭)。另外,在仿真程序中必须增加实际的物理约束条件,如位移、速度等限制条件,否则不能得到合理的计算结果。

为验证模型及所取参数的准确程度,对开环系统的静、动态特性进行了仿真和实验测试。

图4所示为输入不同电压时,出口压力阶跃响应的仿真和实验结果。图5所示为频率 1 Hz 的正弦输入信号,输出压力峰值 p_{ref} 为 0.2~0.5 MPa 时的仿真与实验结果对比曲线,阀芯位移的计算结果也列于图中。由图5可知,随着控制压力的升高,两个阀芯位移 x 和 y 一起沿正方向运动,大小基本相同,此时 A、C 口连通,开始进气;控制压力降低时,上阀芯 x 变为负值,B、C 口连通,开始排气,主阀芯紧靠阀体,由于密封接触刚度的影响,位移 y 减小

为较小的负值。由图4、5可看出,仿真和实验曲线未能完全重合,这主要是由于阀芯摩擦力、比例电磁铁的非线性特性和气体流动状态参数的不确定性等因素造成的,但总的来说,曲线吻合较好,从而验证了模型和参数选择的正确性。

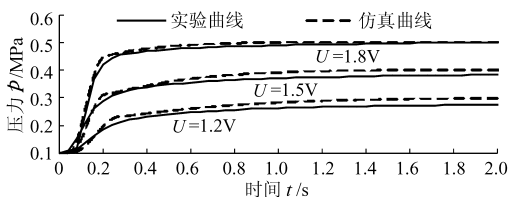


图4 阶跃响应仿真和实验结果

Fig.4 Simulation and experimental result for step responses

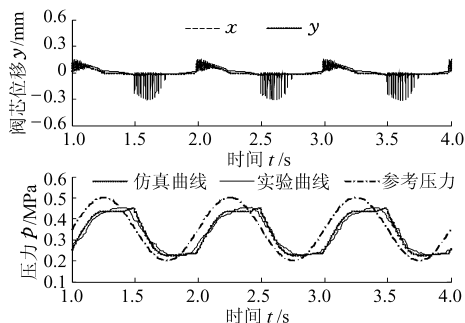


图5 正弦输入仿真与实验结果对比曲线

Fig.5 Comparison between experimental and simulated results for sinusoidal reference

采用完整的非线性模型进行仿真分析可以充分了解系统性能,掌握主要物理和几何参数对系统性能的影响。主要研究气源压力、弹簧的预紧力和刚度、进气阀口等效宽度和阀芯质量对系统动态特性及控制的影响。

(1) 气源压力的影响。保持其他参数不变,比例放大器输入电压为 2 V,气源压力分别为 0.7 MPa、1.0 MPa 和 1.5 MPa 下的系统响应如图6所示。由图可见,增大气源压力可提高系统的响应速度,对压力稳态值没有影响。

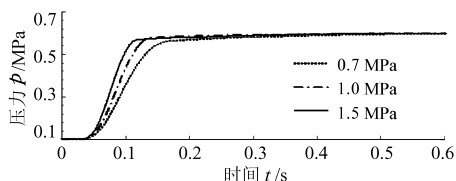


图6 不同气源压力响应结果

Fig.6 Simulation result of different air source

(2) 保持比例阀其他参数不变,只改变弹簧的预紧力。图7是输入电压为 2 V 时不同的弹簧预紧力 F_0 的仿真结果。由图可知,弹簧预紧力主要影响阀口打开时的响应,压缩力小时响应时间短,但会产生超调,增大预紧力可减小超调,同时也增加了响应时间。另外,对不同弹簧刚度的仿真结果也发现,

刚度较小的弹簧会产生超调,甚至会产生振荡。因此,在设计弹簧刚度和预压缩量时,不仅要满足密封要求以防止气体泄漏,还应考虑阀的动力学响应。

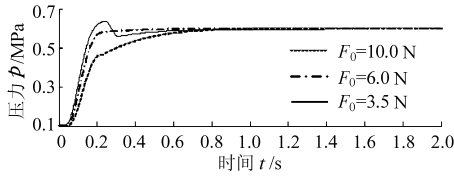


图 7 不同弹簧预压缩力仿真结果

Fig. 7 Simulation result of different spring preload force

(3) 阀口等效宽度 K_A 的大小对比例阀阀芯的尺寸设计有重要的影响,同时对系统的响应影响显著。图 8 所示为不同 K_A 对系统的影响。由图 8 可知,增大 K_A 可有效缩短系统的响应时间,但当增大到一定程度后系统响应变化不大。图 9 为输出设定压力 0.4 MPa,采用纯比例控制器,在相同的比例系数控制下的闭环仿真结果。可看出,较大的阀口宽度能减小超调加快响应,更易于压力的闭环控制。

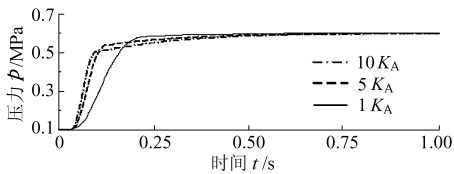


图 8 不同进气阀口等效宽度仿真结果

Fig. 8 Simulation result of different equivalent width of the orifice

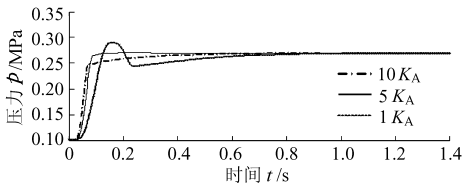


图 9 比例控制下不同进气阀口等效宽度仿真结果

Fig. 9 Simulation result of different equivalent width on proportional control

(4) 阀芯质量的影响。对阀芯质量 0.002 ~ 0.040 kg 进行仿真,发现质量仅对系统的稳态输出值有一定影响,质量越大稳态压力值越高,对系统的响应影响不大。

4 非线性控制器设计及实验结果

采用传统的 PID 或 PI 控制器对系统的试验表明,对于不同的参考压力设定值,固定参数的控制器不能达到满意的控制性能,随压力设定值的升高系统超调和振荡加剧,严重影响系统的稳态控制精度。

非线性系统的控制方法有许多,如工作点局部线性化、反馈线性化、滑模控制和鲁棒自适应控制等,这些方法均需要系统的数学模型,且状态量检测

十分困难,算法实现相对复杂,不利于 ATmega16 单片机控制的实现。因此,本文采用参数自适应整定的模糊比例加积分控制器(FP + I controller),算法简单易于实现,图 10 为其结构原理图。

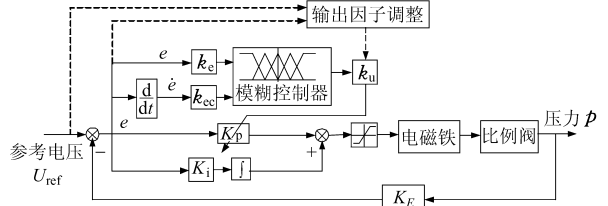


图 10 参数调整的 FP+I 控制器原理图

Fig. 10 Scheme of FP + I controller

将参考电压和压力传感器反馈电压之差作为误差信号 e ,与误差变化率 \dot{e} 一起作为输入,利用根据实际操作经验建立的模糊控制规则进行模糊推理,查询模糊矩阵表在线对比例控制参数 K_p 进行修改,即

$$K_p = K_p^* + \Delta K_p(e, \dot{e})k_u$$

式中 K_p^* —— 初始比例系数

k_u —— 输出比例因子

ΔK_p —— 非线性函数输出修正量

定义误差 e 和误差变化率 \dot{e} 的论域为 $[-6, 6]$, 输出 ΔK_p 论域为 $[-7, 7]$, 其模糊子集均为 $\{NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB\}$, 各模糊子集的隶属函数均采用三角形。隶属函数的形状越尖锐,控制灵敏度越高,因此,偏差在零附近区域的形状设定得比较陡直。参考比例阀实际控制经验,归纳出表 2 所示 49 条模糊控制规则,模糊推理采用最大-最小 (MAX-MIN) 法,解模糊采用重心法。

表 2 模糊控制规则

Tab. 2 Fuzzy control rules

$e(k)$	$\dot{e}(k)$						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
PB	ZO	ZO	NM	NM	NM	NB	NB
PM	PS	ZO	NS	NM	NM	NM	NB
PS	PS	PS	ZO	NS	NS	NM	NM
ZO	PS	PM	PM	PB	PM	PS	PS
NS	PB	PM	PM	PS	ZO	NS	NS
NM	PB	PB	PM	PS	PS	ZO	NS
NB	PB	PB	PM	PM	PS	ZO	ZO

输出比例因子 k_u 大小决定了比例项调整的幅度,比例因子固定的 FP + I 控制可以获得优良的动态特性,但是当误差接近目标值时其稳态精度受积分项的影响。为确保系统稳定时的控制精度,根据对系统控制的实践经验,确定了 k_u 随误差和设定值

电压变化的调整规则,即随压力设定值的增大比例因子应减小;当误差小于设定值时,增大比例因子,经过离线整定的比例因子为

$$k_u = \begin{cases} (-0.05U_{ref} + 0.95)k_u^* & (U_{ref} \in [0, 5]) \\ 8k_u^* & (|e| \leq \epsilon) \end{cases}$$

式中 k_u^* ——初始输出比例因子

ϵ ——误差阈值

取相同的控制参数 $K_p^* = 0.8, K_i = 4$,气源压力 0.8 MPa,负载容积为零,采用传统 PI 控制、FP + I 控制和输出比例因子调整的 FP + I 控制进行对比实验,参考压力为 0.4 MPa 时 3 种控制算法下的阶跃响应如图 11 所示。由图可知,PI 算法的响应速度较快,迟滞最小约为 23 ms,但系统的调整时间太长,约为 1.28 s; k_u 调整和固定的 FP + I 算法的迟滞稍大,约为 34 ms,但系统的调整时间较短,分别为 0.67 s 和 0.78 s。与 PI 算法相比, k_u 固定的 FP + I 算法减小了压力超调和振荡。但由于控制器积分项较大且固定不变,和 PI 算法一样,其稳态误差值较大,约为 2.1 kPa。 k_u 调整的 FP + I 控制算法在接近目标值附近增加了系统阻尼,压力响应平稳,且极大提高了稳态精度,稳态误差约为 0.25 kPa。

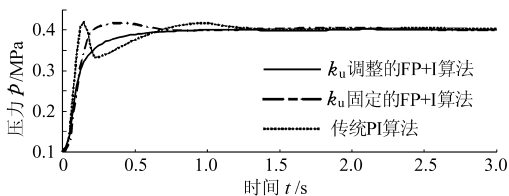


图 11 3 种不同算法阶跃响应实验结果

Fig. 11 Results of the three control algorithms

图 12 所示为不同压力的阶跃响应曲线,由图可知,在控制压力范围内各压力设定值均能满足快速平稳无超调的要求。为检验不同恒定压力控制的效果,进行了各种定压控制实验,图 13 为实验结果。由图可知,比例压力阀增压和减压过程均快速平稳

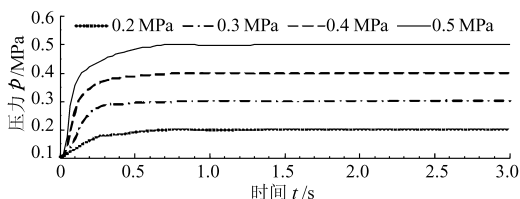


图 12 不同输出压力阶跃响应曲线

Fig. 12 Pressure curves for different step responses

且基本无超调。很明显,阀的充气响应要快于排气响应,当幅值为 0.45~0.55 MPa 时,充气响应为 0.62 s,排气响应为 0.95 s。图 14 所示为比例阀的压力/流量特性曲线,可以看出,在 260 L/min 的体积流量变化范围内,比例阀的压力非常稳定无波动。

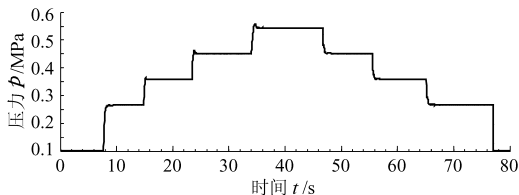


图 13 定压控制结果

Fig. 13 Constant pressure control result

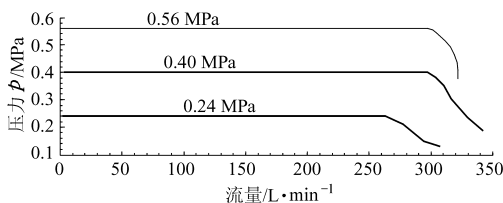


图 14 流量特性曲线

Fig. 14 Flow characteristic curves

5 结论

(1) 设计了一种高精度气动比例压力阀。该阀为两级阀芯活塞式结构,比例电磁铁为控制元件,基于 ATmega16 单片机实现了电反馈闭环控制,该阀在 0.6 MPa 压力内连续可调,稳态控制精度可达 0.25 kPa。

(2) 建立了比例阀完整的非线性数学模型,并通过实验进行了验证,分析了主要参数对系统动态特性和控制性能的影响。

(3) 仿真表明,提高气源压力可加快系统响应;弹簧的预紧力会影响阀口开启的响应时间,在满足密封要求前提下,适当增大预紧力会使系统响应平稳无超调;适当增大阀口等效宽度可缩短响应时间,减小超调并有利于闭环控制。

(4) 气动比例压力阀系统具有强非线性,固定增益的控制器不能保证系统在所有设定压力和各种负载范围内都获得满意的性能要求。采用参数自适应调整的 FP + I 模糊控制器,可有效提高压力控制精度,并解决了设计压力范围内的鲁棒控制问题。

参 考 文 献

- 周洪. 气动比例控制技术及其应用[J]. 液压与气动, 1999(3): 1~3.
Zhou Hong. Pneumatic proportional control technology and the applications[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 1999 (3): 1~3. (in Chinese)
- Trumper D L, Lang J H. An electronically controlled pressure regulator[J]. ASME Journal of Dynamic Systems,

- Measurement and Control, 1989, 111(1): 75~82.
- 3 Araki K, Chen N. Pressure versus characteristics of a diaphragm type pneumatic pressure control proportional valve[C]// Proceedings of the 4th JHPS Int. Symp., Tokyo, Japan, 1999: 413~418.
 - 4 Nabi A, Wacholder E. Dynamic model for a dome-loaded pressure regulator[J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2000, 122(2): 290~297.
 - 5 Sorli M, Figliolini G, Pastorelli S. Dynamic model and experimental investigation of a pneumatic proportional pressure valve [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2004, 9(1): 78~86.
 - 6 符欲梅, 唐中一, 汪永超. PWM 气动减压阀数学模型的建立、仿真及实验研究[J]. 液压气动与密封, 1998, 61(1): 22~24.
Fu Y M, Tang Z Y, Wang Y C. Modeling, simulation and experimental investigation of the PWM pneumatic pressure regulators[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 1998, 61(1): 22~24. (in Chinese)
 - 7 王宣银, 陈奕泽, 刘荣, 等. 超高压气动比例减压阀的设计与仿真研究[J]. 浙江大学学报:工学版, 2005, 39(5): 614~617.
Wang X Y, Chen Y Z, Liu R, et al. Design and simulation of pneumatic proportional extra-high pressure valve[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2005, 39(5):614~617. (in Chinese)
 - 8 李宝仁, 杨钢, 杜经民. 高压随动压力控制阀动态性能的仿真研究[J]. 华中理工大学学报, 1998, 26(7): 24~26.
Li B R, Yang G, Du J M. Dynamic simulation investigation of high pressure servo control valve[J]. Journal of Huazhong University of Science & Technology, 1998, 26(7): 24~26. (in Chinese)
 - 9 吴根茂, 邱敏秀, 王庆丰, 等. 新编实用电液比例技术[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2006.
 - 10 Lu B, Tao G L, Xiang Z, et al. Modeling and control of the pneumatic constant pressure system for zero gravity simulation [C]//Proceedings of the 2008 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), IEEE Conference, 2008: 688~693.
-

(上接第 180 页)

- 4 靖湘峰, 雷朝亮. 昆虫趋光性及其机理的研究进展[J]. 昆虫知识, 2004, 41(3):198~202.
Jing Xiangfeng, Lei Chaoliang. Advances in research on phototaxis of insects and the mechanism[J]. Knowledge of Insects, 2004, 41(3):198~202. (in Chinese)
- 5 农村实用技术编辑部. 市场上常见的几种杀虫灯产品简介[J]. 农村实用技术, 2005(8):40.
- 6 张纯胄, 杨捷. 害虫趋光性及其应用技术的研究进展[J]. 华东昆虫学报, 2007, 16(2): 131~135.
Zhang Chunzhou, Yang Jie. Research progress on pest phototaxis and its applied technique[J]. Entomological Journal of East China, 2007, 16(2): 131~135. (in Chinese)
- 7 陈丽莉, 陆金鹏, 莫定言, 等. 佳多频振式杀虫灯在无公害蔬菜害虫防治中的试验[J]. 植物医生, 2006, 21(2):32~34.
Chen Lili, Lu Jinpeng, Mo Dingyan, et al. Frequency-vibrancy moth-killing lamp in pollution-free vegetables poisonous insect prevention and treatment of test[J]. Plant Doctor, 2006, 21(2):32~34. (in Chinese)
- 8 王声学, 吴广宁, 蒋伟, 等. LED原理及其照明应用[J]. 灯与照明, 2006, 30(4):32~35.
Wang Shengxue, Wu Guangning, Jiang Wei, et al. Principle and lighting applications of LED[J]. Light & Lighting, 2006, 30(4):32~35. (in Chinese)
- 9 林闽, 姚白云, 张艳红, 等. 太阳能 LED 杀虫灯的研究[J]. 可再生能源, 2007, 25(3):79~80.
Lin Min, Yao Baiyun, Zhang Yanhong, et al. The studies of solar LED lights for killing worms[J]. Renewable Energy Resource, 2007, 25(3):79~80. (in Chinese)