

大流量电液控制阀设计与试验*

满在朋 丁凡 刘硕 邓民胜

(浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室, 杭州 310027)

摘要: 设计了一种大流量电液控制阀,采用压差反馈取代常用的位移反馈,为二级阀闭环提供了一种新方法并降低了成本;采用椭圆油口降低了阀芯长度与质量,有利于提高系统频响。建立了电液控制阀系统的数学模型并进行了仿真分析,结果表明采用矩形窗口与三角形窗口组合的复合节流窗口的设计可同时满足大流量时的快速性与小流量时的稳定性要求,电液控制阀最大流量为417 L/min,在 $\pm 50\%$ 输入信号下频响为73 Hz。研制了试验样机并成功应用于液压软管脉冲试验系统,系统在不同负载下的水锤波响应进一步验证了所设计大流量电液控制阀应用的广泛性。

关键词: 大流量 电液控制阀 节流窗口 压差反馈 液压软管脉冲试验

中图分类号: TH137.52*2 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2015)01-0345-07

Design and Experiment on Large-flow-rate Electro-hydraulic Control Valve

Man Zaipeng Ding Fan Liu Shuo Deng Minsheng

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

Abstract: A large-flow-rate electro-hydraulic control valve was designed by adopting pressure difference feedback rather than displacement feedback, the results of which was cost savings. Elliptical oil ports were designed to reduce the length and mass of the spool to improve the system response speed. For the fact that the response speed of hydraulic valve is affected by the throttling window, a system requiring large flow rate usually adopts large throttling window while a system requiring small flow rate usually adopts small throttling window. However, when the load of a system changes and leads to the change of the system flow rate demand, there is a trade-off between the system stability and speed. Mathematical model of the designed hydraulic control valve was established and simulation results showed that the adoption of composite throttling window could satisfy the demand of speediness in the case of large-flow-rate and the demand of stability in the case of small-flow-rate. And the maximum flow-rate and cut-off frequency of the valve was proved to be 417 L/min and 73 Hz. A prototype was manufactured and applied to hydraulic impulse testing systems for hose test, the result of which further verified the advantages of the hydraulic control valve.

Key words: Large flow rate Electro-hydraulic control valve Throttling window Pressure difference feedback Hydraulic impulse test

引言

液压控制阀作为液压系统中的控制元件,对液

压系统的性能起着决定性作用^[1-2]。常见的控制阀主要有二级阀结构、三级阀结构。二级阀由电-机械转换器驱动,主要用在流量较小的场合;当流量较大

收稿日期: 2014-09-22 修回日期: 2014-10-10

* 国家自然科学基金创新研究群体科学基金资助项目(51221004)

作者简介: 满在朋, 博士生, 主要从事液压元件及伺服系统研究, E-mail: manzaipeng@126.com

通讯作者: 丁凡, 教授, 博士生导师, 主要从事液压元件及伺服系统研究, E-mail: fding@zju.edu.cn

时,由于电-机械转换器的输出力很难与较大的液动力相匹敌,会导致控制失效,因此一般采用两级阀结构,其二级阀主要采用电液控制阀。

液压控制阀的设计或者选用一般取决于负载对流量的需求,如果负载需要的流量较大,则需要流量增益大的控制阀以提高系统的响应速度^[3-4];如果负载需要的流量较小,则需要流量增益小的控制阀以实现对小流量的控制、提高系统的稳定性^[5]。然而,在负载变化范围比较大的场合,普通的控制阀则很难同时满足大流量时的快速性要求与小流量时的稳定性和精度要求,通常需要采用复杂的控制策略来实现^[6-10]。

为此本文设计一种大流量电液控制阀,并作为二级阀与直动式伺服阀共同实现对大流量的控制;采用控制腔压差反馈的形式,取代原有的位移反馈实现对二级阀阀芯位移的闭环控制,降低成本;采用三角形窗口与矩形窗口相结合的复合节流窗口,实现不同阀芯开口时的不同流量增益,当阀芯开口较小时,三角形窗口实现较小的流量增益,可保证系统的稳定性与精度,当阀芯开口较大时,矩形窗口实现较大的流量增益,可保证系统的快速性与线性度。

1 结构原理

1.1 电液控制阀系统

如图1所示,电液控制阀系统包括一级阀与二级阀两部分,一级阀采用直动式伺服阀,二级阀为电液控制阀。电液控制阀左右两侧控制腔连接压力传感器,用以实现压差反馈。由于电液控制阀两侧控制腔设有弹簧,通过弹簧力与控制腔液压力的匹配,可以实现对阀芯位置的控制。因此,压力传感器的采用在某种程度上取代了常用的位移传感器。而目前液压系统中常用的耐高压位移传感器普遍成本较高,并且密封难度远大于压力传感器^[11-13]。本文设计的电液控制阀采用压差反馈来实现位置闭环,很好地解决了这个问题。

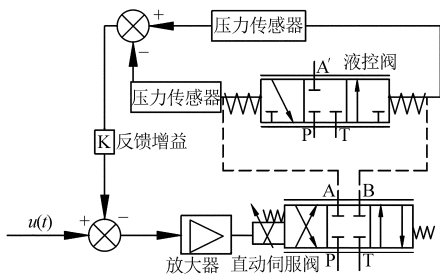


图1 电液控制阀系统原理图

Fig.1 System diagram of hydraulic control valve

1.2 电液控制阀结构

如图2所示,电液控制阀主要由阀体、阀套、阀

芯、柱塞、弹簧、套筒等部分构成。为了简化,图中省略了密封圈等辅助件。当阀芯在液压力的作用下偏离中位时,两侧弹簧产生的弹性力与液压力匹配,可以起到定位阀芯的作用;两个柱塞的端面是控制腔真正受到油压作用的部分,用于确定控制腔的有效作用面积。套筒用来限定阀芯左右移动的最大位移。为了防止液压卡紧力,阀芯与柱塞的外侧均设置均压槽。电液控制阀设置4个油口,P口为系统压力油口,T口为系统回油口,A'口为电液控制阀输出油口,Y口为卸油口。

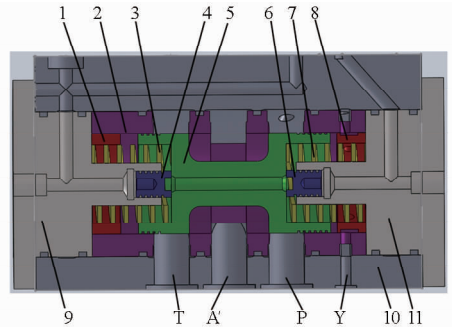


图2 电液控制阀结构图

Fig.2 Structure diagram of hydraulic control valve

1,8. 套环 2. 阀套 3,7. 弹簧 4,6. 柱塞 5. 阀芯 9,11. 端盖
10. 阀体

1.3 节流窗口设计

节流窗口的形状决定了电液控制阀的流量增益。常见的节流窗口有矩形窗口、圆形窗口、三角形窗口等^[14-16]。矩形窗口的优点是流量增益的线性度好,圆形窗口、三角形窗口则在阀芯小开口时流量增益较小,阀芯开口较大时流量增益较大,流量与阀芯位移之间呈现非线性关系。

如图3所示,本文设计的电液控制阀采用三角形窗口与矩形窗口相结合的方式。当阀芯开口较小时,三角形窗口发挥作用,此时流量增益较小,容易实现对小流量的精确控制、同时也有利于实现系统稳定;当阀芯开口较大时,矩形窗口与三角形窗口同时工作,由于矩形窗口面积明显大于三角形窗口而发挥主要作用,此时流量与阀芯开口呈线性关系,较大的流量增益可以满足系统大流量时对响应速度的

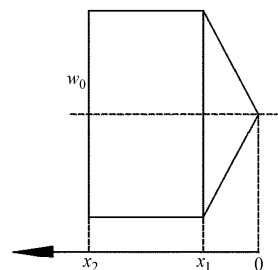


图3 复合节流窗口结构示意图

Fig.3 Diagram of composite throttling window

要求。

节流口的流量方程为

$$q = \int C_d w(x) \sqrt{2\Delta p / \rho} dx \quad (1)$$

式中 w ——电液控制阀的面积梯度

x ——电液控制阀的阀芯开口

Δp ——阀口压降 ρ ——油液密度

C_d ——流量系数

根据图3所示的复合节流窗口,可以得到

$$w(x) = \begin{cases} \frac{w_0}{x_1} x & (0 < x \leq x_1) \\ w_0 & (x > x_1) \end{cases} \quad (2)$$

其中 x_1 、 w_0 为常数,分别表示三角形节流窗口的长度以及矩形节流窗口的宽度。进而可以得到复合节流窗口的流量公式

$$q = \begin{cases} C_d \frac{w_0}{2x_1} x^2 \sqrt{2\Delta p / \rho} & (0 < x \leq x_1) \\ C_d w_0 \left(x - \frac{1}{2}x_1\right) \sqrt{2\Delta p / \rho} & (x > x_1) \end{cases} \quad (3)$$

从式(3)也可以看出,当阀芯开口较小时,三角形窗口使输出流量呈现非线性的特征,当阀芯开口较大时,矩形窗口使输出流量呈线性特征。

1.4 椭圆油口设计

电液控制阀阀芯质量是影响系统频响的重要因素,阀芯质量越小,则系统响应速度越快,因此,应当尽可能减小阀芯质量^[17-19]。而为了满足大流量的需求,阀体与阀套上的油口需要足够大。如果采用普通的圆形油口,较大的油口直径会导致油口中心之间需要较大的距离。如图4所示,椭圆油口的设计,可以在同样通流能力的前提下减小油口之间的轴向距离,使结构更紧凑,进而减小阀芯的长度,实现减小阀芯质量、提高系统响应速度的目的。

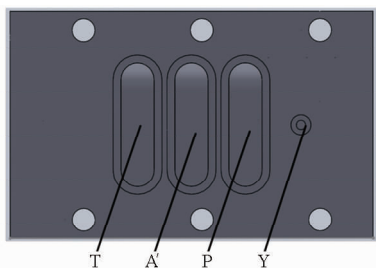


图4 椭圆形油口

Fig.4 Diagram of elliptical oil port

2 建模与仿真分析

2.1 数学模型

为了分析所设计电液控制阀的特性及关键参数对电液控制阀性能的影响,建立了电液控制阀系统的数学模型^[20-22]。

由于直动式伺服阀的频响比系统其他部分都要高,为了方便分析,伺服阀的传递函数可以近似为比例环节,即

$$\frac{x_v}{u} = K_{sv} \quad (4)$$

式中 x_v ——伺服阀阀芯位移

u ——输入指令信号

K_{sv} ——伺服阀的位移增益

伺服阀的输出流量方程可以表示为

$$q_L = C_d w_1 x_v \sqrt{2\Delta p_1 / \rho} \quad (5)$$

式中 w_1 ——伺服阀的面积梯度

Δp_1 ——伺服阀阀口的压差

定义伺服阀两个控制通道的流量分别为 q_1 、 q_2 ,由于泄漏及油液压缩性的影响,使得流入电液控制阀控制腔的流量 q_1 和流出控制腔的流量 q_2 不相等。为了简化分析,定义负载流量为

$$q_L = (q_1 + q_2) / 2 \quad (6)$$

假设伺服阀与电液控制阀控制腔的连接管道对称且短而粗,管道中的压力损失和管道动态特性可以忽略;电液控制阀每个控制腔内各处压力相等,油温和体积弹性模量为常数,控制腔内、外泄漏均为层流流动。

流入电液控制阀控制腔的流量为

$$q_1 = A \frac{dx_1}{dt} + C_i(p_1 - p_2) + C_e p_1 + \frac{V_1 dp_1}{\beta_e dt} \quad (7)$$

从电液控制阀控制腔流出的流量为

$$q_2 = A \frac{dx_1}{dt} + C_i(p_1 - p_2) - C_e p_2 - \frac{V_2 dp_2}{\beta_e dt} \quad (8)$$

式中 A 、 x_1 ——电液控制阀控制腔的有效作用面积与阀芯位移

C_i 、 C_e ——控制腔的内、外泄漏系数

β_e ——包括油液、连接管道及电液控制阀阀体机械柔度在内的有效体积弹性模量

V_1 、 V_2 ——电液控制阀两侧控制腔有效容积

假设电液控制阀两侧控制腔的初始容积均为 $V_0/2$,则

$$V_1 = V_0/2 + Ax_1 \quad (9)$$

$$V_2 = V_0/2 - Ax_1 \quad (10)$$

由以上公式可以得到流量连续性方程为

$$q_L = A \frac{dx_1}{dt} + C_i(p_1 - p_2) + C_e(p_1 - p_2)/2 + \frac{V_1}{4\beta_e} \left(\frac{dp_1}{dt} - \frac{dp_2}{dt}\right) + \frac{Ax_1}{2\beta_e} \left(\frac{dp_1}{dt} + \frac{dp_2}{dt}\right) \quad (11)$$

假设伺服阀阀口是对称且匹配的,因此

$$p_s = p_1 + p_2 \quad (12)$$

$$p_L = p_1 - p_2 \quad (13)$$

定义总泄漏系数 $C_l = C_i + C_e/2$, 并且考虑到

$$\frac{dp_1}{dt} + \frac{dp_2}{dt} = \frac{dp_s}{dt} = 0, \text{ 因此流量连续性方程可以简化为}$$

$$q_L = A \frac{dx_1}{dt} + C_l p_L + \frac{V_l}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (14)$$

在油液流经电液控制阀阀口时, 由于油液流速的大小和方向发生变化, 会对电液控制阀阀芯产生反作用力, 即液动力, 包括稳态液动力和瞬态液动力^[23]。稳态液动力是在阀口开度一定的稳定流动条件下油液对阀芯的反作用力, 阀口的稳态液动力可以表示为

$$F_s = 2C_v C_d w x_1 \Delta p \cos\theta \quad (15)$$

式中 C_v ——速度系数 θ ——射流角

把电液控制阀看作理想滑阀, 则 $\theta = 69^\circ$, 取 $C_v = 0.98$ 、 $C_d = 0.61$, 可以得到

$$F_s = 0.43w_2 \Delta p x_1 = K_f x_1 \quad (16)$$

式中 K_f ——稳态液动力刚度

稳态液动力的方向总是指向使阀口关闭的方向, 且在阀口压差恒定时力的大小与阀口开度成正比, 因此稳态液动力可以看作是对中弹簧引起的弹性力。

在电液控制阀阀芯运动过程中, 由于阀开口变化引起阀内油液流速变化, 会对阀芯产生反作用力, 即瞬态液动力, 其大小为

$$F_t = C_d w L \sqrt{2\Delta p / \rho} \frac{dx_1}{dt} = B_f \frac{dx_1}{dt} \quad (17)$$

式中 B_f ——阻尼系数

从式(17)可以看出, 瞬态液动力与阀芯的移动速度成正比, 可以看作粘性阻尼。

电液控制阀阀芯除了受到液动力外, 还受到控制腔压力、惯性力、粘性力及弹簧弹性力的影响, 阀芯的力平衡方程为

$$A p_L = m \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (B_p + B_f) \frac{dx_1}{dt} + (K + K_f) x_1 \quad (18)$$

式中 m ——电液控制阀阀芯及与阀芯一起运动的部件及油液的等效总质量

B_p ——粘性阻尼系数

K ——对中弹簧的刚度

从式(18)可以看出, 稳态液动力和瞬态液动力分别相当于弹性力和粘性力, 并可以与对中弹簧的弹性力和油液粘度引起的粘性力综合考虑。

2.2 AMESim 模型

基于电液控制阀系统的数学模型, 采用 AMESim 软件, 建立电液控制阀系统的仿真模型, 如图 5 所示。为了验证样机的设计, 仿真参数的选取

与样机的设计参数一致, 如表 1 所示。

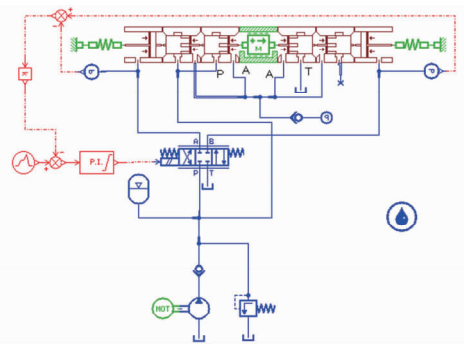


图 5 电液控制阀系统仿真模型

Fig. 5 Simulation model of hydraulic-control-valve system

表 1 仿真参数

Tab. 1 Simulation parameters

参数	数值
系统压力/MPa	15
负载压力/MPa	14
系统流量/(L·min ⁻¹)	500
油液弹性模量/MPa	1400
伺服阀频响/Hz	280
伺服阀额定流量/(L·min ⁻¹)	60
控制腔直径/mm	12
阀芯直径/mm	45
三角形窗口长度/mm	0.8
矩形窗口长度/mm	2.2
矩形窗口宽度/mm	42
阀芯最大位移/mm	±3
阀芯质量/kg	0.4

2.3 阶跃响应

为了验证复合节流窗口的优势, 对复合节流窗口以及纯矩形节流窗口、纯三角形窗口的阶跃响应进行了对比。

在输入 10% 信号时, 电液控制阀输出流量的阶跃响应曲线如图 6 所示, 从图中可以看出, 采用复合节流窗口以及三角形窗口的系统由于流量增益小而输出较小的流量, 采用纯矩形窗口的系统则由于流量增益大而产生较大的流量, 在实际闭环控制系统中就会产生超调甚至振荡。

在输入 80% 信号时, 电液控制阀输出流量的阶跃响应曲线如图 7 所示, 从图中可以看出, 采用复合节流窗口以及纯矩形窗口的系统由于流量增益大而产生较大的流量, 采用纯三角形窗口的系统则由于流量增益小而输出较小的流量, 在实际闭环控制系统中会导致系统响应偏慢。

因此, 可以得出结论, 复合节流窗口兼具了三角形窗口与矩形窗口的优势, 既可以实现大流量需求时的快速性, 又可以满足小流量需求时的稳定性。

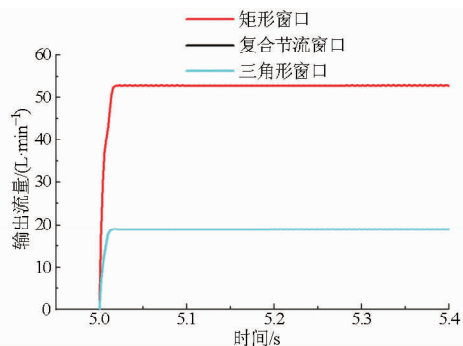


图 6 输出流量的阶跃响应(10%输入信号)

Fig. 6 Output flow rate of 10% step-input

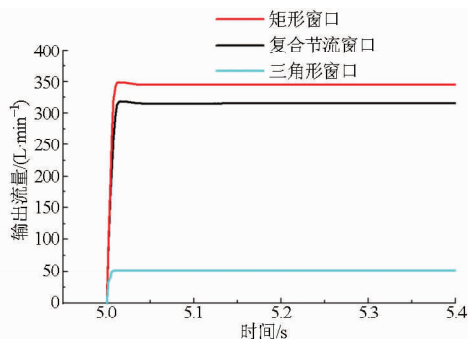


图 7 输出流量的阶跃响应(80%输入信号)

Fig. 7 Output flow rate of 80% step-input

2.4 位移-流量特性

在压降恒定为 1 MPa 的情况下,电液控制阀系统的阀芯位移-输出流量曲线如图 8 所示。在阀芯位移较小时,输出流量缓慢增长;当阀芯位移足够大时,输出流量开始线性增长,与上文的分析一致。在 1 MPa 压降下电液控制阀最大输出流量为 417 L/min。

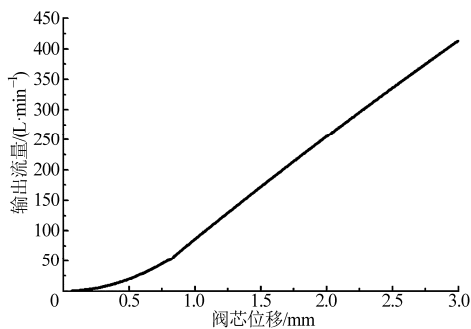


图 8 阀芯位移-流量曲线

Fig. 8 Function between displacement and flow rate

2.5 频率响应

为了研究电液控制阀的跟随特性,需要对系统进行频率响应分析。采用正弦输入信号时,阀芯位移曲线与输出流量曲线如图 9 所示,阀芯位移曲线可以较好地跟随正弦信号,而输出流量曲线在阀芯位移较小时跟随特性较差,是由小位移时的非线性引起的,除此之外整体上可以实现较好的跟随特性。

为了测定电液控制阀的频响,给定 $\pm 50\%$ 输入信号,通过改变输入信号的频率,可得到电液控制阀

阀芯位移的幅频特性曲线与相频特性曲线,如图 10 所示,从图中可以看出,系统的 -3 dB 截止频率为 73 Hz,对应的相位差为 -80° 。

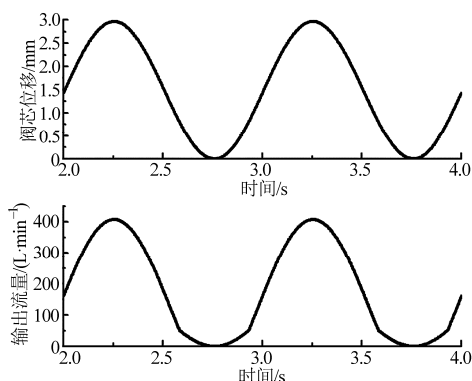


图 9 正弦响应曲线

Fig. 9 Sine wave response

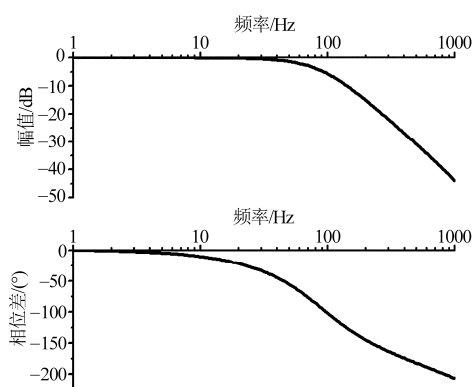


图 10 频率特性曲线

Fig. 10 Frequency response of hydraulic control valve

3 试验

为了进一步验证所设计大流量电液控制阀的有效性,将其应用于液压软管脉冲试验系统进行试验研究,如图 11 所示,液压系统采用三通阀控制差动增压缸的方式工作,被试液压软管连接在增压缸的高压腔,通过电液控制阀调节增压缸控制腔的压力实现被试软管内压力的变化。采用压力传感器测量增压缸高压腔的压力以实现压力反馈闭环。试验的指令信号采用液压脉冲试验中常用的水锤波信号^[24]。

液压软管脉冲试验系统的控制模块如图 12 所示,系统的输入指令信号采用 PLC 控制,PLC 根据每个周期增压缸高压腔的反馈信号对下一周期的指令信号进行调整,而实时闭环反馈则采用模拟电路实现,以提高系统响应速度。如果增压缸高压腔压力比目标信号有明显滞后,则 PLC 通过自身运算改变下一周期指令信号的幅值或峰值时间,进而改变系统输出压力,使其能够精确跟踪目标信号。

由于被试软管规格的多样化,通过改变被试液

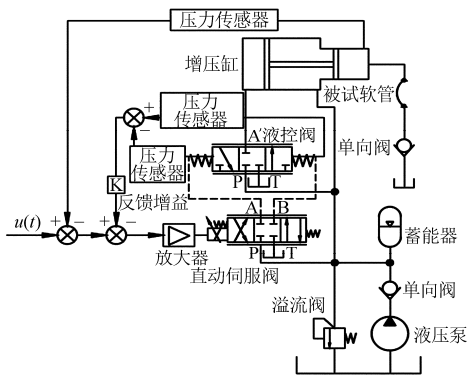


图 11 液压脉冲试验系统原理图

Fig. 11 Schematic diagram of hydraulic impulse testing system

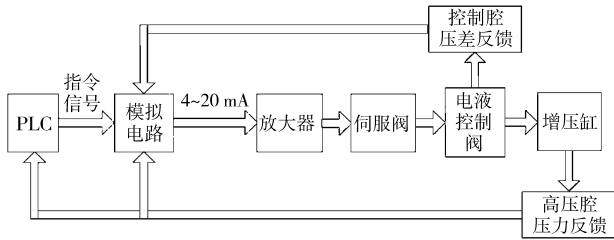


图 12 控制模块图

Fig. 12 Block diagram of the control system

压软管的容积,即改变负载对不同流量的需求,可以验证电液控制阀在不同流量场合下的性能。液压脉冲试验系统样机如图 13 所示。

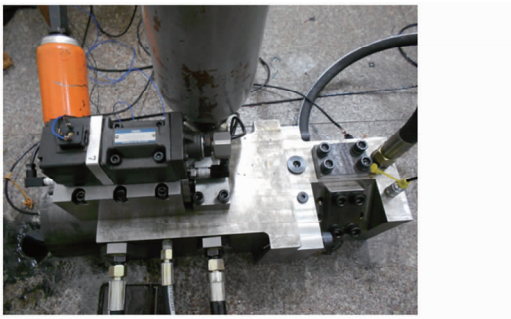


图 13 液压脉冲试验系统样机

Fig. 13 Prototype of hydraulic impulse testing system

3.1 小流量场合

对长度 400 mm、内径 6 mm 的液压软管进行水锤波脉冲试验,由于被试件容积为 11.3 cm^3 ,故所需流量较小,试验的输入输出曲线如图 14 所示,从图中可以看出,系统可以稳定、可靠地跟随输入信号,证明了电液控制阀在小流量场合下的稳定性。

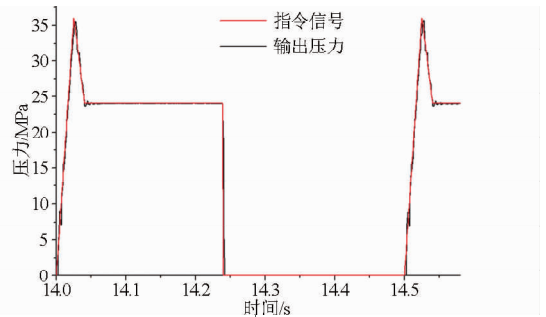


图 14 小流量负载水锤波跟随特性

Fig. 14 Water hammer response under small flow rate

3.2 大流量场合

对长度 960 mm、内径 19 mm 的液压软管进行水锤波脉冲试验,由于被试件容积为 272 cm^3 ,故所需流量较大,试验的输入输出曲线如图 15 所示,从图中可以看出,系统可以稳定、可靠地跟随输入信号,证明了电液控制阀在大流量场合下的快速性。

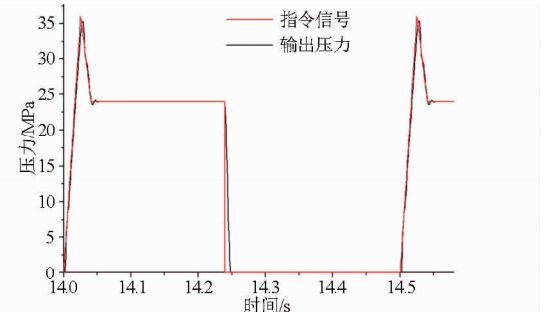


图 15 大流量负载水锤波跟随特性

Fig. 15 Water hammer response under large flow rate

4 结束语

设计了一种大流量电液控制阀,阐述了电液控制阀的结构与工作原理。复合节流窗口的设计使电液控制阀能同时满足大流量时的快速性要求与小流量时的稳定性要求;椭圆油口的采用减小了阀芯质量,提高了系统频响;压差反馈的采用取代了常用的位移反馈,为二级阀闭环提供了一种新的方法并降低了成本。建立了电液控制阀系统的数学模型并进行了仿真分析,结果表明电液控制阀最大流量为 417 L/min ,在 $\pm 50\%$ 输入信号下频响为 73 Hz ;研制了试验样机并成功应用于液压软管脉冲试验系统,进一步验证了所设计大流量电液控制阀应用的广泛性。

参 考 文 献

- 1 Amirante R, Catalano L A, Poloni C, et al. Fluid-dynamic design optimization of hydraulic proportional directional valves [J]. Engineering Optimization, 2014, 46(10): 1295 - 1314.
- 2 Walker P D, Zhu B, Zhang N. Nonlinear modeling and analysis of direct acting solenoid valves for clutch control [J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2014, 136(5): 1297 - 1305.
- 3 于良振,王明琳,方锦辉. 大流量电液比例插装阀液压测试试验台的设计 [J]. 液气气动与密封, 2010(9): 37 - 39.

- Yu Liangzhen, Wang Minglin, Fang Jinhui. Design of a hydraulic test-bed for the large flow double proportional cartridge valves [J]. *Hydraulics Pneumatics & Seals*, 2010(9):37-39. (in Chinese)
- 4 王静,秦文波,龚国芳,等. 大流量高性能液压系统的若干关键技术研究[J]. *浙江大学学报:工学版*, 2009,43(7):1264-1268.
Wang Jing, Qin Wenbo, Gong Guofang, et al. Several key technologies of hydraulic systems with high flow and high performance [J]. *Journal of Zhejiang University: Engineering Science*, 2009,43(7):1264-1268. (in Chinese)
- 5 翟京. 小流量电磁先导阀综合性能试验装置设计[J]. *工矿自动化*,2014(8):104-106.
Zhai Jing. Design of test device of comprehensive performance of electromagnetic pilot valve with small flow [J]. *Industry and Mine Automation*,2014(8):104-106. (in Chinese)
- 6 Wang S K, Wang J Z, Zhao J B. A case study of electro-hydraulic loading and testing technology for composite insulators based on iterative learning control [J]. *Proc IMech E, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 2013, 227(6): 498-506.
- 7 Shi Z, Wang T, Liu D, et al. A fuzzy PID-controlled SMA actuator for a two-DOF joint [J]. *Chinese Journal of Aeronautics*,2014, 27(2): 453-460.
- 8 Truong D Q, Ahn K K. Force control for hydraulic load simulator using self-tuning grey predictor—fuzzy PID [J]. *Mechatronics*, 2009, 19(2): 233-246.
- 9 Zhang Y, Yang T, Li C, et al. Fuzzy-PID control for the position loop of aerial inertially stabilized platform [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2014, 36: 21-26.
- 10 Yao J, Jiao Z, Yao B. Nonlinear adaptive robust backstepping force control of hydraulic load simulator: theory and experiments [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2014, 28(4): 1499-1507.
- 11 严金坤. 带磁致伸缩位移传感器液压缸 [J]. *液压气动与密封*, 2003(3): 19-21.
Yan Jinkun. The hydraulic cylinder associated with temponics [J]. *Hydraulics Pneumatics & Seals*, 2003(3):19-21. (in Chinese)
- 12 顾海东,聂勇. 基于霍尔元件的液压阀阀芯位移传感器 [J]. *传感器与微系统*, 2011(10): 87-88.
Gu Haidong, Nie Yong. Hydraulic valve spool displacement sensor based on hall element [J]. *Transducer and Microsystem Technologies*, 2011(10):87-88. (in Chinese)
- 13 李其朋,丁凡. 液压阀用耐高压电涡流位移传感器的研究 [J]. *传感技术学报*, 2005,18(1): 109-111.
Li Qipeng, Ding Fan. Research on eddy current displacement sensor for electrohydraulic valves [J]. *Chinese Journal of Sensors and Actuators*, 2005,18(1):109-111. (in Chinese)
- 14 徐志鹏,王宣银,罗语溪. 滑阀先导式高压气动减压阀间隙泄漏特性研究 [J]. *浙江大学学报:工学版*, 2009,43(10): 1789-1793.
Xu Zhipeng, Wang Xuanyin, Luo Yuxi. Clearance leakage in high pressure pneumatic relief valve with slide pilot [J]. *Journal of Zhejiang University: Engineering Science*, 2009,43(10):1789-1793. (in Chinese)
- 15 朱安宁,刘龙,陈蕾. 基于 CFD 的液压比例流量阀通过流量的计算 [J]. *液压气动与密封*, 2014(4): 35-37.
Zhu Anning, Liu Long, Chen Lei. Flow rate calculation of the hydraulic proportional flow valve based on CFD [J]. *Hydraulics Pneumatics & Seals*, 2014(4):35-37. (in Chinese)
- 16 卢长耿. 具有二个固定节流孔二个可变节流口的正开口四通阀的综合分析 [J]. *机床与液压*, 1990(1): 17-23.
- 17 弓永军,周华,杨华勇. 阀芯结构对纯水溢流阀抗汽蚀特性的影响研究 [J]. *农业机械学报*, 2005,36(8): 50-54.
Gong Yongjun, Zhou Hua, Yang Huayong. Study on cavitation resistive property of water hydraulic relief valve with different piston structure [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2005,36(8):50-54. (in Chinese)
- 18 郑淑娟,权龙,陈青. 阀芯运动过程液压锥阀流场的 CFD 计算与分析 [J]. *农业机械学报*, 2007,38(1): 168-172.
Zheng Shujuan, Quan Long, Chen Qing. Analysis and CFD simulation of the flow filed in a moving poppet valve [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2007,38(1): 168-172. (in Chinese)
- 19 韩冬,龚国芳,刘毅,等. 基于不同阀芯结构的新型电液激振器 [J]. *浙江大学学报:工学版*, 2014,48(5): 757-763.
Han Dong, Gong Guofang, Liu Yi. New electro-hydraulic exciter based on different spools [J]. *Journal of Zhejiang University: Engineering Science*, 2014,48(5):757-763. (in Chinese)
- 20 李洪人,关广丰,郭洪波,等. 考虑阀口误差的阀控非对称液压缸系统建模、仿真与试验 [J]. *机械工程学报*, 2007,43(9): 33-39.
Li Hongren, Guan Guangfeng, Guo Hongbo, et al. Modeling, simulation and experiment on valve controlled asymmetry piston considering valve port error [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2007,43(9):33-39. (in Chinese)
- 21 江桂云,王勇勤,严兴春. 液压伺服阀控缸动态特性数学建模及仿真分析 [J] *四川大学学报:工程科学版*, 2008,40(5): 195-198.
Jiang Guiyun, Wang Yongqin, Yan Xingchun. Mathematics modeling and simulation analysis of dynamic characteristics for hydraulic cylinder controlled by servo-valve [J]. *Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition*, 2008,40(5):195-198. (in Chinese)
- 22 肖清,王庆丰,张彦廷,等. 液压挖掘机混合动力系统建模及控制策略研究 [J] *浙江大学学报:工学版*, 2007,41(3): 480-483.
Xiao Qing, Wang Qingfeng, Zhang Yanting, et al. Study on modeling and control strategy of hybrid system in hydraulic excavator [J]. *Journal of Zhejiang University: Engineering Science*, 2007,41(3):480-483. (in Chinese)
- 23 王春行. 液压控制系统 [M]. 北京 机械工业出版社, 2009.
- 24 ISO 6772: 2012 Aerospace-fluid systems-impulse testing of hydraulic hose, tubing and fitting assemblies [S]. 2012.