

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.05.037

电液比例负载口独立控制系统压力流量控制策略*

刘英杰 徐 兵 杨华勇 曾定荣
(浙江大学流体传动及控制国家重点实验室, 杭州 310027)

【摘要】 介绍了电液比例负载敏感负载口独立控制系统组成结构和工作原理,建立了该系统的数学仿真模型;针对执行元件的不同工况,分别设计了基于计算流量反馈的速度控制器和基于压力闭环控制的压力控制器,实现了系统的压力流量复合控制;仿真和实验结果表明,该控制系统有较高的速度控制精度和良好的节能效果。通过变参分析,研究负载口独立阀单元频响和阻尼及死区对系统控制性能的影响,为负载口独立阀单元的开发和应用提供理论指导。

关键词: 电液比例 计算流量反馈 复合控制 负载口独立阀单元
中图分类号: TH137.52 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)05-0182-06

Strategy for Flow and Pressure Control of Electro Hydraulic Proportional Separate Meter In and Separate Meter Out Control System

Liu Yingjie Xu Bing Yang Huayong Zeng Dingrong
(State Key Lab of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract

The components and work principle of the separate meter in and separate meter out (SMISMO) load sensing electro hydraulic system were introduced. The simulation model of studied system was built, a flow rate and pressure controller was designed to control both velocity of piston in the cylinder and pressure in the cylinder chamber. The flow rate controller was designed based on the calculation flow rate feedback, and the pressure flow compound control was realized based on the pressure close loop pressure controller. Simulation and experiment showed that the novel control system possessed high velocity control precise and good energy saving characteristics, the effects of SMISMO valve element frequency and damping on system control performance were studied by simulation. It provided theory support for design and application of the novel system.

Key words Electro hydraulic proportion, Calculation flow rate feedback, Compound control, SMISMO valve

引言

传统电液比例方向阀的进、出阀口节流面积通过阀体内一根阀芯的位移来耦合调节,系统的操作性能和节能性能很难同时达到最优。20世纪90年代, Palmberg 提出通过双阀芯控制技术打破这种耦合,使得系统控制更加灵活^[1]。Elfving 采用两个 Valvistor 阀搭建成负载口独立控制单元,进行液压

缸速度和压力解耦控制^[2]。Yao B 用5个二位二通的高速开关阀组成可编程阀^[3],应用自适应鲁棒控制策略来实现液压缸速度和系统压力控制,顾临怡采用两个伺服阀组成负载口独立控制单元代替传统的伺服阀来改善大惯量系统的启动和制动性能^[4]。Zhang Q 采用5个二位二通比例阀组成可编程阀组实现传统三位四通比例阀的不同中位机能,并测试新阀组再生流量功能^[5], Xu Bing 用4个二位二通

收稿日期: 2009-03-25 修回日期: 2009-06-08
* 国家自然科学基金资助项目(50675203)和“十一五”国家科技支撑计划资助项目(2006BAF01B12-02)
作者简介: 刘英杰, 博士生, 主要从事工程机械电液系统控制和节能技术研究, E-mail: yingjieljd@163.com

比例阀组成负载口独立单元,进行执行器的速度和压力控制^[6]。文献[1~6]速度控制策略大都采用液压缸活塞杆速度直接检测实现速度闭环控制。

由于工程机械工作环境恶劣,采用安装速度、位移传感器直接实现速度、位移大闭环控制的设计方法并不常用,现有的工程机械往往通过辅助机液补偿器(定差减压阀)来维持多路阀每联节流压差在一个定值实现速度比例控制,但是机液补偿器初始状态全开,受液动力的影响,弹簧调定压力有一定的波动,补偿特性不理想,在对速度控制要求比较高的场合下,该种补偿方式不能满足要求。王庆丰较早开始了计算流量反馈控制的研究^[7],用该方法进行马达的速度控制,徐兵采用计算流量反馈技术进行电梯的速度控制^[8],但之前计算流量反馈没有拓展到执行器的各种工作工况;黄宗益综述了挖掘机分工况控制方法^[9];彭天好提出不同工况下挖掘机发动机与泵的匹配方法^[10];肖清提出混合动力挖掘机分工况典型控制方法^[11]。本文综合上述控制方法的优点,提出不同工况下,基于计算流量反馈的流量控制策略和基于压力闭环控制的压力控制策略,以期实现负载口独立控制系统的压力流量同时复合控制。

1 系统组成和仿真模型

电液比例负载敏感负载口独立控制系统组成如图 1 所示,该系统包括电液比例溢流阀 1、定量泵 2、两个电液比例方向阀 3 和 4、控制器 5、液压缸 6 组成。两个比例方向阀打破进出口节流面积调节之间的耦合,增加系统控制的自由度;由压力传感器检测液压缸两腔的压力,通过比例溢流阀调节泵出口压力,实现负载敏感控制。根据液压缸不同的工作模

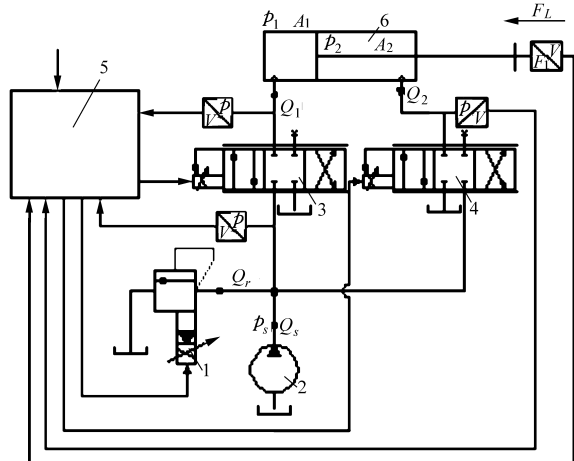


图 1 负载口独立控制系统原理图

Fig. 1 Schematic of SMISMO load sense control system

1. 电液比例溢流阀 2. 定量泵 3、4. 电液比例方向阀 5. 控制器 6. 液压缸

式,控制器分别确定出负载口独立控制阀单元的控制信号,实现液压系统的流量和压力复合控制。

针对研究的系统,假设不考虑液压阀和管道的泄漏和阻尼,建立各元件仿真模型。

定量泵模型为

$$Q_s = nD - kp_s \quad (1)$$

式中 Q_s ——液压泵输出流量
 n ——泵的转速 D ——泵的排量
 k ——泄漏系数 p_s ——泵出口压力

比例溢流阀模型为

$$Q_r = \left(p_s - \frac{i}{i_e} p_{crack} - p_t \right) k_{grad} \quad (2)$$

式中 Q_r ——溢流阀流量
 i ——输入溢流阀的控制信号
 i_e ——溢流阀额定电流
 p_{crack} ——溢流阀开启压力
 k_{grad} ——溢流阀流量梯度

比例方向阀模型为

$$G_v(s) = \frac{x_{vn}(s)}{i_n(s)} = \frac{k_n \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2} \quad (3)$$

式中 x_{vn} ——阀芯位移 k_n ——放大系数
 i_n ——输入电液比例方向阀的控制信号
 ζ ——阻尼比 ω_n ——固有频率

通过电液比例方向阀 3、4 的流量分别为

$$Q_3 = f(x_{v3}, \Delta p_3) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_3} \quad (4)$$

$$Q_4 = f(x_{v4}, \Delta p_4) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_4} \quad (5)$$

式中 $Q_3、Q_4$ ——流过阀 3、阀 4 的流量
 $\Delta p_3、\Delta p_4$ ——阀 3、阀 4 的压差
 $x_{v3}、x_{v4}$ ——阀 3、阀 4 的阀芯位移

液压缸无杆腔、有杆腔、泵出口压力腔的容腔流量连续性方程分别为

$$\frac{V_1 dp_1}{\beta_e dt} = Q_3 - A_1 \dot{x} \quad (6)$$

$$\frac{V_2 dp_2}{\beta_e dt} = A_2 \dot{x} - Q_4 \quad (7)$$

$$Q_s - Q_r - Q_3 + Q_4 = \frac{V_3 dp_s}{\beta_e dt} \quad (8)$$

式中 $V_1、V_2、V_3$ ——液压缸无杆腔、有杆腔和系统泵出口压力腔的容腔体积

β_e ——液压弹性模量

$p_1、p_2$ ——液压缸无杆腔和有杆腔压力

$A_1、A_2$ ——液压缸无杆腔和有杆腔作用面积

$\dot{x}$ ——活塞杆速度

活塞杆力平衡方程为

$$A_1p_1 - A_2p_2 = m\ddot{x} + b\dot{x} + k_hx + F_L \tag{9}$$

式中 m ——活塞及负载质量 F_L ——外负载
 b ——阻尼系数 k_h ——弹性负载刚度

2 控制器设计

负载口独立控制系统增加了系统的可控自由度,针对不同的液压缸工作模式(图 2a 为阻抗伸出,图 2b 为阻抗缩回,图 2c 为超越伸出,图 2d 为超越缩回),其中 F_L 为液压缸的外负载, v 为液压缸的运行速度,可以选择对应的控制策略对液压系统进行控制^[6]。采用流量和压力复合控制方法,在实现液压速度控制的前提下,尽可能使压力控制腔处于低压值。

2.1 阻抗伸出工况控制器设计

阻抗伸出工况中,外负载阻碍液压缸的伸出运动,比例方向阀 3 采用计算流量反馈控制的方法对液压缸速度进行控制。估计的通过比例方向阀 3 的流量和方向阀 3 位移的动态响应分别为

$$\hat{Q}_3 = f(x_{v3}) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_3} \tag{10}$$

$$x_{v3}(s) = g(Q_{z3} - \hat{Q}_3) G_v(s) \tag{11}$$

式中 $\hat{Q}_3$ ——换向阀的估计流量
 $f(x_{v3})$ ——换向阀过流面积
 $g(\cdot)$ ——流量控制器输出电流
 Q_{z3} ——输入的控制流量

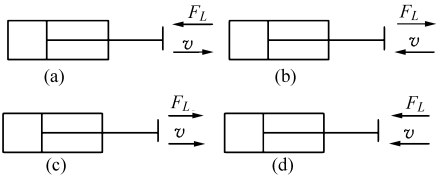


图 2 液压缸工作模式

Fig. 2 Work modes of hydraulic cylinder

比例方向阀 4 控制液压缸有杆腔压力,将有杆腔压力维持在较低的压力值,以降低系统能耗,理想的阀芯控制位移 x_{v4d} 为

$$x_{v4d} = \frac{A_2 v_d}{\sqrt{\frac{2}{\rho} p_{2diz}}} \tag{12}$$

式中 v_d ——输入的控制速度
 p_{2diz} ——液压缸有杆腔输入控制压力

比例溢流阀 1 模拟最高负载联压力,泵出口平衡压力为

$$p_s = p_1 + \Delta p \tag{13}$$

比例溢流阀 1 的设定电流为

$$i = f^{-1}(p_s) \tag{14}$$

2.2 超越伸出工况

超越伸出工况,比例方向阀 3 控制液压缸无杆

腔压力,使其保持在比较低的压力值,同时保证无杆腔不产生气穴,比例方向阀 4 控制液压缸活塞杆速度,溢流阀模拟其他联负载压力情况。估计的通过比例方向阀 4 的流量和方向阀 4 位移的动态响应分别为

$$\hat{Q}_4 = f(x_{v4}) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_4} \tag{15}$$

$$x_{v4}(s) = g(Q_{z4} - \hat{Q}_4) G_v(s) \tag{16}$$

比例方向阀 3 理想的阀芯控制位移为

$$x_{v3d} = f(p_1) \tag{17}$$

泵出口平衡压力为

$$p_s = p_{ndiz} + \Delta p \tag{18}$$

式中 p_{ndiz} ——最大负载联决定的系统压力

2.3 阻抗缩回工况

比例方向阀 3 控制液压缸无杆腔的压力,使其维持在一个低压值,比例方向阀 4 控制进入液压缸有杆腔的流量,同时溢流阀使得泵出口压力维持在低压值,比例方向阀 3 理想的控制阀芯位移为

$$x_{v3d} = \frac{A_1 v_d}{\sqrt{\frac{2}{\rho} p_{1diz}}} \tag{19}$$

式中 p_{1diz} ——液压缸无杆腔输入控制压力

估计的通过比例方向阀 4 的流量和比例方向阀 4 位移的动态响应分别为

$$\hat{Q}_4 = f(x_{v4}) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_4} \tag{20}$$

$$x_{v4}(s) = g(Q_{z4} - \hat{Q}_4) G_v(s) \tag{21}$$

泵出口平衡压力为

$$p_s = p_2 + \Delta p \tag{22}$$

2.4 超越缩回工况

比例方向阀 3 控制液压缸活塞杆速度,比例方向阀 4 控制液压缸有杆腔压力,溢流阀控制泵出口压力高出最高负载联压力 Δp 。

估计的通过比例方向阀 3 的流量和比例方向阀 3 位移的动态响应分别为

$$\hat{Q} = f(x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_1} \tag{23}$$

$$x_{v3}(s) = g(Q_z - \hat{Q}) G_v(s) \tag{24}$$

比例方向阀 4 理想的阀芯控制位移为

$$x_{v4d} = f(p_2) \tag{25}$$

泵出口平衡压力为

$$p_s = p_{ndiz} + \Delta p \tag{26}$$

3 控制器仿真和实验验证

结合第 1 节建立的负载口独立负载敏感系统仿真模型,对第 2 节建立的控制器进行仿真和实验验证

证。选择典型的阻抗输出工况和超越伸出工况进行分析,仿真参数如表 1 所示。

表 1 仿真参数			
Tab.1 Simulation Parameters			
参数	数值	参数	数值
$n/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	1 450	k	0
$D/\text{mL}\cdot\text{r}^{-1}$	28	k_n	1 700
ω_n/Hz	50	i_e/mA	10
ζ	0.8	$p_{\text{crack}}/\text{MPa}$	15
p_t/MPa	0	$k_{\text{grad}}/\text{L}\cdot(\text{min}\cdot\text{MPa})^{-1}$	1
$p_{1\text{dis}}/\text{MPa}$	1	$p_{2\text{dis}}/\text{MPa}$	1
$\Delta p/\text{MPa}$	1	β_e/MPa	900
m/kg	50	$b/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	0
A_1/mm^2	1 963.5	A_2/mm^2	1 472.6

3.1 阻抗伸出工况

在阻抗伸出的工况下,液压缸活塞杆伸出的初始理想速度为 0.1 m/s,在 1 s 时跳变到 0.15 m/s,同时使得有杆腔压力维持低压,活塞杆所受阻力为 5 000 N。液压缸活塞杆速度响应情况如图 3 所示。

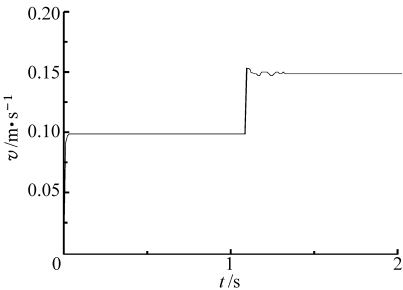


图 3 液压缸活塞杆速度响应
Fig.3 Velocity of piston in the cylinder

从图 3 可看出,活塞杆速度很快调节到指定值 0.15 m/s。活塞杆有杆腔压力响应情况如图 4 所示,在最大负载情况下,有杆腔压力维持在低压 1 MPa。

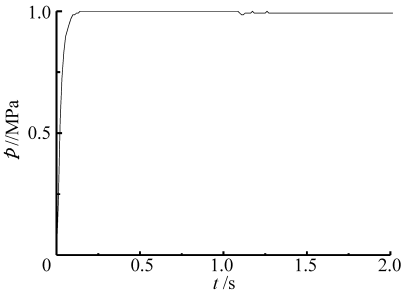


图 4 液压缸有杆腔压力
Fig.4 Back pressure of cylinder

3.2 超越伸出工况

输入的速度控制信号 v_d 如图 5 所示,液压缸活塞杆初始控制输入速度为 0.1 m/s,在 1 s 时阶跃到

0.2 m/s。同时液压缸负载为超越负载,在 3 s 时负载从初始 -5 000 N 阶跃突变到 -2 000 N。

液压缸活塞杆实际速度响应 v_a 如图 5 所示。负载口独立控制系统具有快速的调节性能,在负载突变的情况下,活塞杆速度仍能快速调节到指定值。

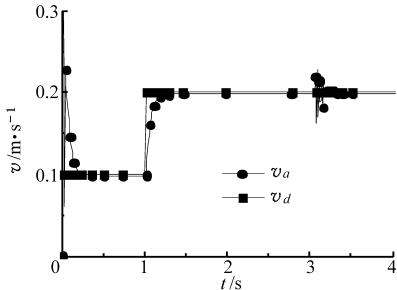


图 5 液压缸活塞杆速度
Fig.5 Velocity of piston in the cylinder

液压泵出油腔和液压缸无杆腔压力情况如图 6 所示。可以看出,负载口独立控制系统无杆腔压力维持在比较低的压力值,与传统系统相比,气穴现象没有产生,超越伸出工况速度可控。

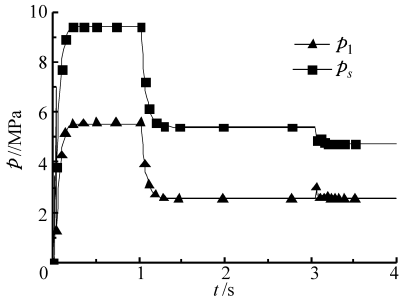


图 6 液压缸无杆腔压力和液压泵出口压力
Fig.6 Pump discharge pressure p_s and piston side pressure of cylinder p_1

3.3 实验验证

选用两个 Rexroth 比例伺服阀 0811404603 构成负载口独立控制阀组单元,控制器采用 DSPACE 实时控制系统,3 个压力传感器分别检测泵出口压力、液压缸有杆腔和无杆腔压力,实现速度和压力控制。系统的采样频率为 1 kHz。

抗伸出工况的活塞杆速度响应情况如图 7 所示,由于系统泵的流量限制,活塞杆阶跃的速度为 0.1 m/s,当活塞杆快接近行程终端时,采用了减少冲击的降速措施。从活塞杆控制响应结果可以看出,计算流量反馈方法实现了活塞杆速度的准确控制,活塞杆速度响应的的时间稍滞后于仿真模型的速度响应,主要由于液压系统是典型的非线性系统,存在着许多不确定因素,如油液温度、摩擦力、粘滞阻力的影响,使得系统的响应性能比仿真过程稍慢。

泵出口压力 p_s 、液压缸无杆腔压力 p_1 和有杆腔的压力 p_2 响应情况如图 8 所示,可以看出,有杆腔

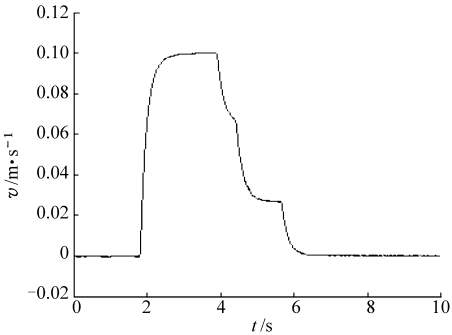


图 7 活塞杆速度响应曲线

Fig. 7 Velocity of piston in the cylinder in experiment

压力 p_2 基本维持在 0.7 MPa 左右,压力波动时间短。

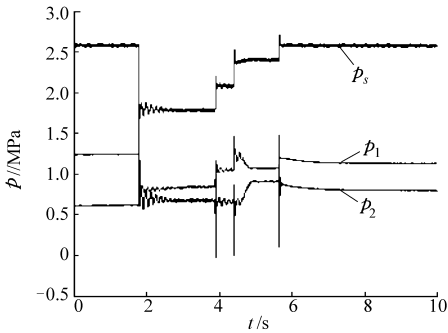


图 8 系统压力响应情况

Fig. 8 System pressure time response in experiment

4 变参分析

负载口独立控制阀单元特性直接决定系统的控制性能,所以取常规阻抗伸出工况分析其关键参数阀频响、阻尼比和死区对系统性能的影响。得不同频响下速度控制情况,如图 9 所示,随着频响降低到 5 Hz 以下,系统出现了不稳定的振动情况。

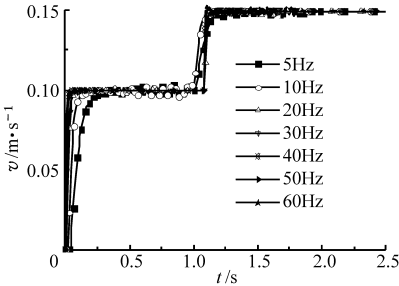


图 9 阀变频响活塞杆速度响应

Fig. 9 Velocity of piston in the cylinder while varying frequency of SMISMO valve element

有杆腔压力控制情况如图 10 所示,高频响阀控制情况下,有杆腔压力波动较小。

改变阀单元阻尼比,液压缸的速度响应如图 11 所示,阻尼比变化范围取为 0.2 ~ 1.2,从图可以看出,随着阻尼的加大,系统速度的超调减少,阻尼比小于 0.4 时,系统有较大的超调。

改变比例阀死区相对整个阀芯行程的大小比,

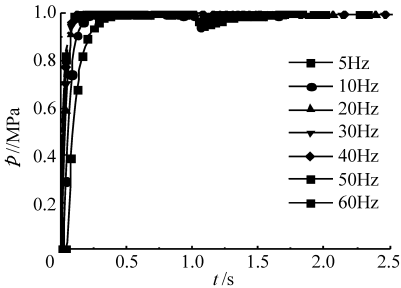


图 10 阀变频响背腔压力控制情况

Fig. 10 Back pressure of cylinder while varying frequency of SMISMO valve element

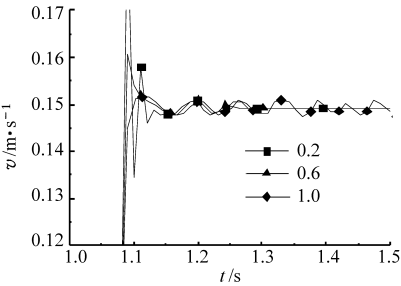


图 11 阀变阻尼比活塞杆速度响应

Fig. 11 Velocity of piston in the cylinder while varying damping ratio of valve element

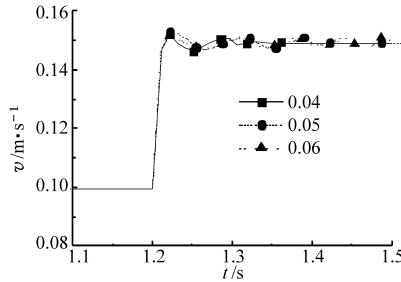


图 12 变死区长度活塞杆速度响应

Fig. 12 Velocity of piston in the cylinder while varying dead zone of SMISMO valve element

分析死区宽度对系统控制特性影响,从仿真结果图 12 可以看出,在相对死区比的变化范围为 0.04 ~ 0.06 内,随着相对死区比增大,速度调节时间加长,相对死区比为 0.06 时,系统的速度波动幅度较大。

通过死区阶跃补偿方法,对进口阀进行补偿,获得速度响应曲线如图 13 所示。速度波动时间和波

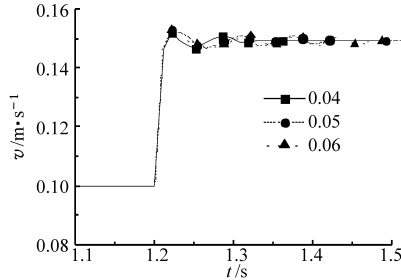


图 13 阶跃死区补偿活塞杆速度响应

Fig. 13 Velocity of piston in the cylinder after phase step dead zone compensation

动幅度明显减小。

5 结束语

阐述了负载口独立负载敏感系统的组成结构,建立了该系统的仿真模型,并根据不同的负载工况设计了相应的控制器,仿真和实验结果表明,该系统

较传统的负载敏感系统有更快的响应速度和节能特性,同时在超越工况有更好的速度稳定性能。通过变参分析获得阀频响、阻尼比及死区对控制性能的影响,为负载口独立负载敏感系统在工程机械上的应用及推广起到了指导意义。

参 考 文 献

- 1 Palmberg J O, Jansson A. Separate controls of meter-in and meter-out orifices in mobile hydraulic systems[J]. SAE Transactions, 1990,99(2):377~383.
- 2 Elfving M. A concept for a distributed controller of fluid power actuators[D]. Sweden: Linköping University, 1997.
- 3 Yao B, Song L. Energy-saving control of hydraulic systems with novel programmable valves[C]//Proceedings of the 4th World Congress on Intelligent Control and Automation. Shanghai, China, 2002: 81~91.
- 4 顾临怡. 大惯性负载进出口独立调节数字控制及多执行器复合控制研究[D]. 杭州: 浙江大学,1998.
Gu Linyi. Research on the independently regulation digital control of the big inertia load import and export multi-executor mixed control[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 1998. (in Chinese)
- 5 Hu H B, Zhang Q, Andrew A. Multi-function realization using an integrated programmable E/H control valve[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2003, 19(3): 283~290.
- 6 Xu Bing, Liu Yingjie, Yang Huayong, et al. Simulation study of the novel valve arrangement used in hydraulic control system [C]//Proceedings of the Sixth International Fluid Power Conference. Dresden, Germany: Workshop, Group B, 2008: 139~146.
- 7 王庆丰,张彦廷,肖清. 混合动力工程机械节能效果评价及液压系统节能的仿真研究[J]. 机械工程学报,2005, 41(12):135~140.
Wang Qinfeng, Zhang Yanting, Xiao Qing. Evaluation for energy saving effect and simulation research on energy saving of hydraulic system in hybrid construction machinery[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(12): 135~140. (in Chinese)
- 8 Xu Bing, Ma Jien, Lin Jianjie. Computational flow rate feedback and control method in hydraulic elevators[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2005,18(4):490~495.
- 9 黄宗益. 液压挖掘机分工况控制[J]. 建筑机械,1998,18(1):28~32.
Huang Zongyi. Work condition control of hydraulic excavator[J]. Construction Machinery, 1998, 18(1): 28~32. (in Chinese)
- 10 彭天好,杨华勇. 液压挖掘机泵与发动机匹配研究[J]. 中国公路学报,2001,14(4):118~120.
Peng Tianhao, Yang Huayong. Research on pump-engine match in hydraulic excavator[J]. China Journal of Highway and Transport,2001,14(4):118~120. (in Chinese)
- 11 肖清,王庆丰. 液压挖掘机混合动力的参数匹配方法[J]. 中国公路学报,2008,21(1):121~126.
Xiao Qin, Wang Qinfeng. Parameter matching method for hybrid power system of hydraulic excavator [J]. China Journal of Highway and Transport,2008,21(1):121~126. (in Chinese)
- 12 吴根茂,邱敏秀,王庆丰,等. 实用电液比例技术[M]. 杭州:浙江大学出版社,2006.