

## 液压混动系统泵排量控制研究

曾小华<sup>1</sup>, 刘持林<sup>1</sup>, 李文远<sup>1</sup>, 宋大风<sup>1†</sup>, 李立鑫<sup>1</sup>, 陈存福<sup>2</sup>

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 吉林 长春 130025;

2. 一汽解放青岛汽车有限公司, 山东 青岛 266043)

**摘要:**针对闭式液压回路中变量泵排量控制方法精度较低的问题展开研究, 基于泵控系统中伺服阀的脉宽调制(PWM)控制, 推导出占空比信号与变量泵排量的线性关系, 在AMESim软件平台上搭建了泵控系统仿真模型, 并基于试验测试数据对模型进行校核, 基于泵控系统模型提出了PID反馈控制、前馈+反馈控制和三步法控制的泵排量控制方法, 并进行测试对比分析。仿真结果表明, 三步法控制在动态响应及快速稳定方面优于PID反馈控制, 相比于前馈+反馈控制, 采用三步法控制的泵排量动态响应误差减少了35.5%。

**关键词:**占空比信号; 泵控系统; PID控制; 前馈+反馈控制; 三步法控制

**中图分类号:**U469.72

**文献标志码:**A

## Research on Pump Displacement Control of Hydraulic Hybrid System

ZENG Xiaohua<sup>1</sup>, LIU Chilin<sup>1</sup>, LI Wenyuan<sup>1</sup>, SONG Dafeng<sup>1†</sup>, LI Lixin<sup>1</sup>, CHEN Cunfu<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China;

2. FAWJiefang, Automotive Co Ltd, Qingdao 266043, China)

**Abstract:** This paper studied the problem of low precision for variable pump displacement control method of closed hydraulic circuit. The linear relationship between the duty cycle signal and displacement of pump was derived based on the pulse width modulation (PWM) control of the servo valve for the pump control system. The simulation model of the pump control system was built on the AMESim software platform, and the model was verified by comparing with the test data. Based on the pump control system model, the PID feedback control, feedforward + feedback control, and three-step control of pump displacement were proposed, and an analysis was performed. Simulation result shows that the three-step control is superior to PID feedback control in dynamic response and rapid stability. When compared with the feedforward + feedback control, the dynamic response error of the pump displacement controlled by the three-step method is reduced by 35.5%.

**Key words:** duty cycle signal; pump control systems; PID control; feedforward + feedback control; three-step control

\* 收稿日期:2018-05-04

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51675214, 51575221), National Natural Science Foundation of China(51675214, 51575221); 山东省重点研发计划项目(2017CXGC0510), Key of Research and Development Program of Shandong Province(2017CXGC0510)

作者简介:曾小华(1977—),男,江西吉安人,吉林大学教授,博士

† 通讯联系人, E-mail: songdf@126.com

液压传动具有控制方式灵活、布局方便、过载能力强的优点<sup>[1]</sup>。同时,液压系统能量传递介质具有润滑、冷却等功能,使得液压系统可以克服机械传动装置部件易磨损和腐蚀生锈的问题,具有更好的通用性<sup>[2]</sup>。

采用变量泵的液压系统广泛应用于多种机构中,为保证系统对各种复杂工况和不同工作输出要求的适应性,常需要对液压泵排量进行及时调节。潜艇舵机液压操纵装置通过泵排量控制实现运动方向、运动姿态等基本性能的稳定控制<sup>[3]</sup>;汽车液压启停能量回收系统,通过泵排量控制的优化实现更加优良的节能减排效果<sup>[4]</sup>;电液混合动力轨道车中泵源排量的控制是提高轨道车行驶效率的关键<sup>[5]</sup>。可知作为液压系统的核心能源元件,液压变量泵的排量特性直接影响了整机的工作性能和能耗,因此变量泵排量控制成为液压系统核心技术之一,同时也是当前研究的重点。黄新磊<sup>[6]</sup>针对转速感应控制基于匹配发动机的应用问题,提出了双段转速感应控制、全程转速感应的复合柱塞变量泵控制方法,改善了扭矩匹配效果,但模型采用的PID控制算法鲁棒性较差。Bergada等<sup>[7]</sup>为确定柱塞泵的动态特性参数,通过建立精确的柱塞间隙数学模型,研究流量泄漏及由此产生的流量、压力的动态变化,但没有提出具体的泵排量控制方法。

本文针对闭式液压回路中柱塞式变量泵排量控制问题展开研究。通过研究脉宽调制(PWM)控制得到占空比信号与变量泵排量(指变量泵排量比,为范围[-1,1]之间的无量纲参数)的线性关系<sup>[8]</sup>,基于实车测试数据在AMESim软件平台上搭建精确的泵控系统仿真模型,提出了基于PID反馈控制<sup>[9-10]</sup>、前馈+反馈控制<sup>[11]</sup>和三步法控制<sup>[12]</sup>的泵排量控制方法,并进行仿真对比分析,结果表明了三步法控制的优越性。

## 1 系统结构原理

本文研究对象的结构如图1所示,斜盘式变量泵相比于单边控单向变量泵具有斜盘调节幅度宽、使用寿命长的优点,在工程实际中应用广泛。

斜盘式变量柱塞泵的泵控系统结构如图2所示,其排量大小由斜盘倾角决定,在泵控系统中通过调节伺服阀控制液压缸活塞位移进而调节斜盘倾角的大小,实现泵排量调节。所研究的变量泵中伺

服阀的控制方式为脉宽调制(PWM)控制——通过改变占空比大小改变脉冲信号在单位时间内的平均输出值,而伺服阀在脉冲电信号的控制下周期性地开闭,产生脉冲流量,进而产生与占空比对应的单位时间内的平均输出流量,实现连续的脉冲流量控制。液压缸位移经位置传感器放大后反馈到输入控制信号处实现占空比信号与泵排量之间的闭环控制。

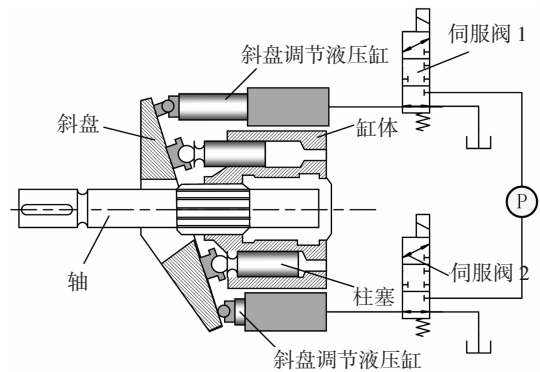


图1 斜盘式变量泵结构图

Fig.1 Structure of swash-plate variable displacement pump

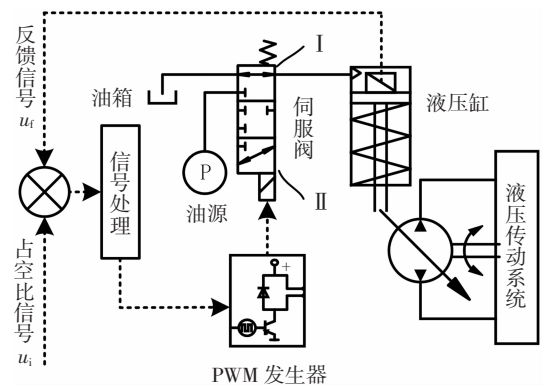


图2 泵控系统原理图

Fig.2 Schematic of pump control system

当需要泵排量增大时,来自控制器的占空比信号与反馈调节后的信号共同作用产生脉宽调制信号作用于伺服阀,伺服阀工作于II位,使之产生对应的流量向液压缸提供油液,增大斜盘倾角,其中,在闭式液压系统中外部液压油源P为补油泵;当需要泵排量减小时,来自控制器的占空比信号与反馈调节后的信号共同作用产生脉宽调制信号使伺服阀动作,伺服阀工作于I位,使液压缸以对应流量卸荷,复位弹簧使斜盘倾角减小;泵排量达到目标值时,占空比信号为零,伺服阀工作于中位,液压缸处于保压状态,维持当前排量。

## 2 泵控系统模型

### 2.1 泵控系统分析

伺服阀阀芯位移与 PWM 控制信号对应关系如图 3 所示.由于阀芯惯性以及电磁惯性等影响,阀芯位移响应相对于控制信号存在滞后.

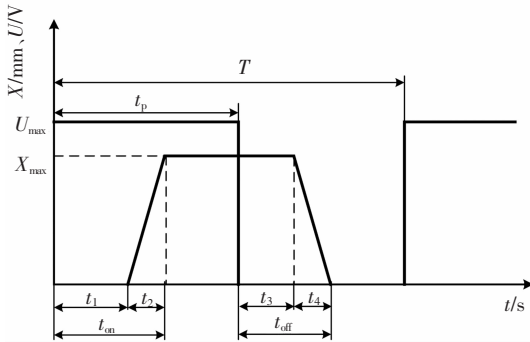


图 3 伺服阀阀芯位移响应曲线

Fig.3 Displacement response curve of servo-valve spool

图 3 中:  $U_{max}$  为脉冲信号高电平电压值;  $X_{max}$  为阀芯最大位移;  $T$  为脉冲信号周期;  $t_1$  为电磁铁电流增长滞后时间;  $t_2$  为阀芯开启运动时间;  $t_3$  为磁铁电流衰减滞后时间;  $t_4$  为阀芯关闭运动时间;  $t_{on}$  为阀芯开启时间;  $t_{off}$  为阀芯关闭时间;  $t_p$  为 PWM 信号电压作用时间, 阀芯开启与关闭时位移均简化为线性变化.

定义无因次平均位移  $\bar{x}$  为阀芯平均位移占最大位移的比例, 即

$$\bar{x} = \frac{\bar{x}}{X_{max}} \quad (1)$$

$$\bar{x} = \frac{1}{T} \int_0^T x dt \quad (2)$$

由图 3、式(1)、式(2)及相关推导, 可得无因次平均位移与占空比的关系如式(3)所示.

$$\bar{x} = \begin{cases} 0 & 0 \leq \tau \leq \tau_1 \\ \frac{1}{2\tau_2} \left( 1 + \frac{\tau_4}{\tau_2} \right) (\tau - \tau_1)^2 + \frac{\tau_3}{\tau_2} (\tau - \tau_1) & \tau_1 \leq \tau < \tau_{on} \\ \tau + \frac{1}{2} (\tau_4 - \tau_2) + (\tau_3 - \tau_1) & \tau_{on} \leq \tau \leq 1 - \tau_{off} \\ 1 - \frac{1}{2\tau_4} \left( 1 + \frac{\tau_2}{\tau_4} \right) (1 - \tau - \tau_3)^2 - \frac{\tau_1}{\tau_4} (1 - \tau - \tau_3) & 1 - \tau_{off} \leq \tau < 1 - \tau_3 \\ 1 & 1 - \tau_3 \leq \tau \leq 1 \end{cases} \quad (3)$$

式中:  $\tau_1 = \frac{t_1}{T}$ ,  $\tau_2 = \frac{t_2}{T}$ ,  $\tau_3 = \frac{t_3}{T}$ ,  $\tau_4 = \frac{t_4}{T}$ ,  $\tau_{on} = \frac{\tau_{on}}{T}$ ,  $\tau_{off} = \frac{\tau_{off}}{T}$ ,  $\tau = \frac{t_p}{T}$ .

由式中关系可得伺服阀阀芯位移与输入占空比信号关系的静态特性曲线如图 4 所示.

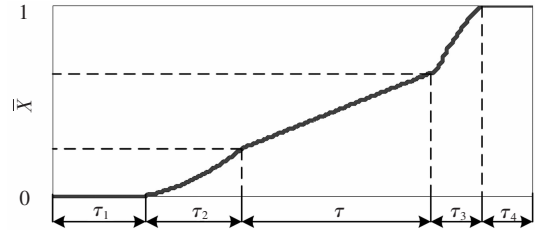


图 4 伺服阀静态特性曲线

Fig.4 Static characteristic curve of servo-valve

由图可知在占空比  $\tau_1 + \tau_2 \leq \tau \leq 1 - (\tau_3 + \tau_4)$  范围内, 阀芯的平均位移与占空比成线性关系, 且增益恒为 1. 该范围为伺服阀正常工作区域, 结合当前泵控系统则有:

$$(u_i - u_f) = Kx + c \quad (4)$$

式中:  $u_i$  为输入的初始占空比信号;  $K$  为比例系数;  $x$  为阀芯位移;  $c$  为线性关系常数项;  $u_f$  为调节液压缸反馈的等效占空比, 是液压缸位置信号经放大器处理后的反馈信号, 如式(5)所示

$$u_f = k_1 x_p \quad (5)$$

式中:  $k_1$  为比例系数;  $x_p$  为液压缸位移.

根据柱塞泵的排量求解公式及调节液压缸的位移与斜盘倾角的关系

$$V_p = \frac{\pi}{4} d^2 \times D \times \tan \alpha \times n \quad (6)$$

$$x_p = L \times \tan \alpha \quad (7)$$

式中:  $d$  为柱塞的直径;  $D$  为的柱塞的分布直径;  $\alpha$  为斜盘的倾角;  $n$  为柱塞数;  $L$  为液压缸作用点距旋转中心的距离.

由式(6)和式(7)得

$$V_p = k_2 x_p \quad (8)$$

式中:  $k_2 = \frac{n\pi D d^2}{4L}$ .

联立求解式(4)、式(5)和式(8)得

$$V_p = \frac{k_2}{k_1} (u_i - Kx - c) \quad (9)$$

由系统控制原理可知, 当排量达到目标值时, 伺服阀处于中位, 柱塞泵的排量与输入的占空比信

号可以简化为线性关系。

### 2.2 泵控系统仿真模型验证

根据闭式液压驱动回路结构,基于 AMESim 软件平台搭建泵控系统模型并进行仿真测试,如图 5 所示.测试模型中,将细节建模的斜盘式柱塞泵泵体结构和排量控制结构等进行子系统封装后接入系统模型。

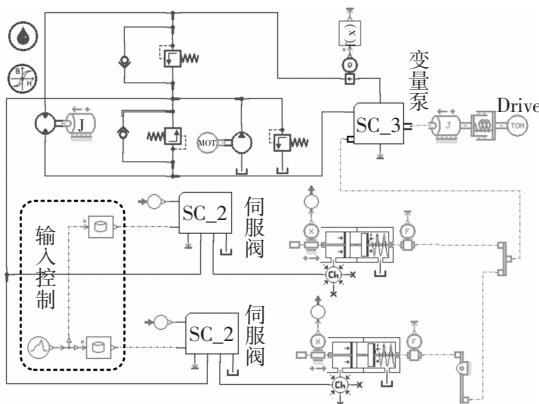


图 5 液压泵测试模型

Fig.5 Test model of hydraulic pump

泵控系统仿真模型中主要部件的仿真参数如表 1 所示。

表 1 模型仿真参数

Tab.1 Simulation parameters of model

参数	数值
变量泵最大排量/(cc·rev <sup>-1</sup> )	96
变量泵理论流量/(L·min <sup>-1</sup> )	192@2 000(r·min <sup>-1</sup> )
补油泵排量/(cc·rev <sup>-1</sup> )	22
液压马达额定排量/(cc·rev <sup>-1</sup> )	1 043
液压马达最高工作压力/MPa	42
液压马达理论转矩/(N·m)	1 658@100 MPa
液压马达最大功率/kW	40
液压马达最大工作转速/(r·min <sup>-1</sup> )	90

由 2.1 节分析可知, 液压泵排量与控制信号的占空比可以简化为线性关系. 样车试验中当液压泵排量稳定时, 记录此时液压泵排量与控制信号占空比数据, 对数据进行线性拟合如图 6 所示, 则泵排量与占空比信号的线性关系为:

$$\begin{cases} \beta = 21.21u_i - 7.5 & u > 0 \\ \beta = 21.21u_i + 7.5 & u < 0 \end{cases} \quad (10)$$

为方便计算,以归一化后的排量比  $\beta$  表示排量大小。

针对搭建的液压泵测试模型进行仿真, 仿真时间 1 s 时输入阶跃的占空比信号, 泵排量响应结果如图 7 所示。

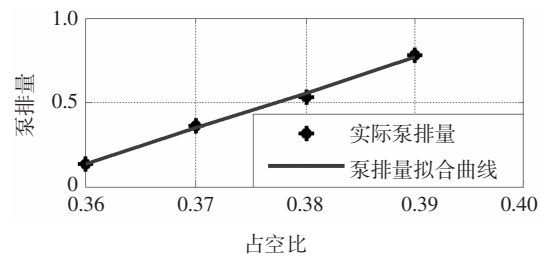


图 6 液压泵排量随控制信号变化关系

Fig.6 Hydraulic pump displacement changes with control signal

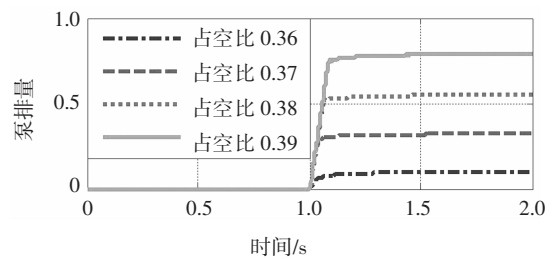


图 7 仿真结果

Fig.7 Simulation results

由图 7 可得模型中变量泵排量与输入占空比信号的对应关系, 并将仿真所得泵排量与理论拟合曲线对比, 由图 8 结果可知, 考虑液压泵控系统部件细节建模后的仿真模型, 其仿真结果表现出与线性简化理论预期吻合良好的泵排量响应特征, 达到预期设计要求, 对于控制器设计而言机理模型精度要求基本可以满足。

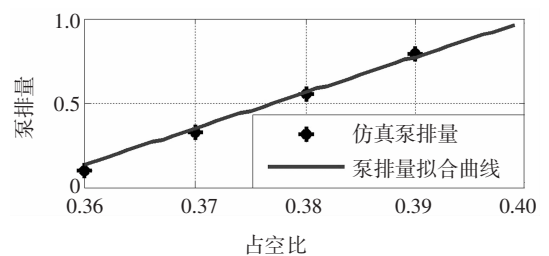


图 8 泵排量特性仿真与理论对比

Fig.8 Simulation and theoretical comparison of pump displacement characteristics



### 3 泵排量控制

#### 3.1 PID 反馈控制

随着计算机技术的发展以及研究对象和系统越来越复杂,尤其是在具有不确定性模型、高度非线性的控制任务中,虽然人工智能、神经网络、模糊逻辑、生物控制等智能控制方法发展迅速<sup>[13]</sup>,但受限于计算复杂度和工程实现成本等因素,其在实际应用过程中仍存在许多障碍和挑战. 比例积分微分控制(PID)作为当前最普遍的反馈控制形式,因其原理简单、使用方便、适应性强等诸多优点,已经广泛应用于各研究领域. 尤其是对控制快速性和控制精度要求不高,而更重视系统可靠性的控制任务而言,PID 控制的应用能获得较高的性价比,因而更显出其优势.

基于 AMESim 软件平台搭建的 PID 反馈控制模型的机械和液压阀组部分如图 5 所示,搭建的输入控制模块如图 9 所示,其中,  $K_P = 12$ ,  $K_I = 0$ ,  $K_D = 0.1$ .

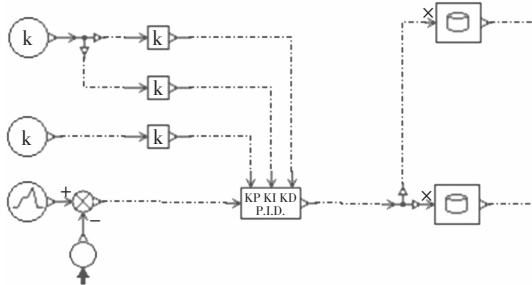
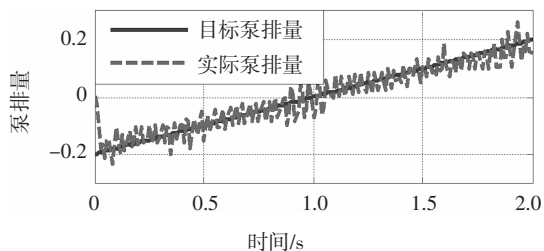


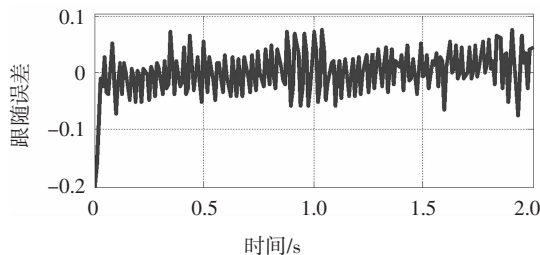
图 9 PID 输入控制模块

Fig.9 Input control module of PID

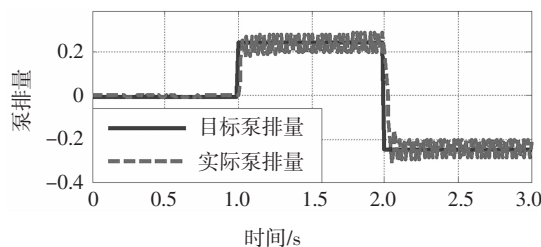
基于 PID 反馈控制模型分别以斜坡目标泵排量和阶跃目标泵排量输入验证其控制效果,如图 10 所示.



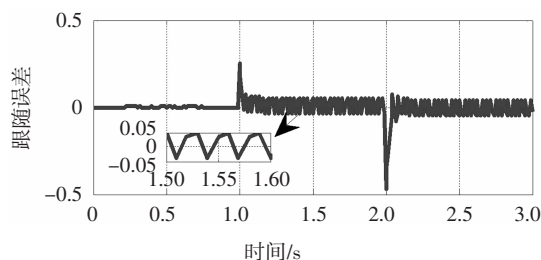
(a) 斜坡输入泵排量响应



(b) 斜坡输入响应误差



(c) 阶跃输入泵排量响应



(d) 阶跃输入响应误差

图 10 PID 反馈控制效果

Fig.10 Effect of PID feedback control

由图 10 控制效果可知,针对本系统中斜盘式变量泵排量控制,由于泵控系统包括电子液压等对象,内部的能量转换以及参数变化使得系统本身具有较强的非线性特性,传统的 PID 控制算法无法对系统的变化过程做出快速的、精确的反应,在控制过程中出现明显的振荡现象. 斜坡输入排量稳态误差带达到 0.15,而阶跃输入控制过程中除信号阶跃瞬间有较大冲击外,稳定时也存在 0.1 左右的误差,很难实现系统的最优控制.同时,在实际应用过程当中,PID 反馈控制中控制参数手工调节过程繁琐,常用的 PID 参数整定方法如临界比例度法和继电器反馈整定法等,受系统限制且控制参数的确定需要依赖经验公式,控制效果无法保障.

#### 3.2 前馈+反馈控制

前馈控制作为“开环”控制系统,通过对扰动进行补偿,被控变量不会因扰动作用或给定值变化而产生偏差,前馈控制对所测干扰反应快,控制及时.但根据特定扰动设置的前馈控制只能克服特定扰

动对被控变量的影响,无法处理其他扰动的影响,因此在实际工业控制过程中单独使用前馈控制很难达到控制要求.为了克服其他扰动对被控变量的影响,多采用前馈+反馈控制方式.采用前馈+反馈控制方法,在PID反馈控制中引入前馈控制量,在一定程度上实现对扰动的及时克服,其控制结构如图11所示.

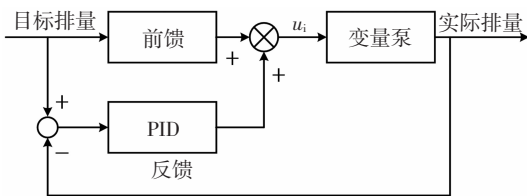


图 11 前馈+反馈控制原理

Fig.11 Principle of feedforward + feedback control

在工程实际应用过程中,为了获得较快的控制响应常采用基于 map 的前馈控制:在给定的输入情况下,等到系统达到稳态后,记录此时的系统输出,通过标定可以得到系统不同的控制输入与输出的 map.本系统泵排量控制研究中以占空比信号为系统输入,泵排量为系统输出,该系统被简化为线性系统.根据式(10)不同泵目标排量下对应前馈值为:

$$u_i = \begin{cases} \frac{\beta + 7.5}{21.21} & u > 0 \\ \frac{\beta - 7.5}{21.21} & u < 0 \end{cases} \quad (11)$$

基于 AMESim 软件平台搭建的前馈+反馈控制模型的机械和液压阀组部分如图 5 所示,搭建的输入控制模块如图 12 所示,其中,前馈控制输入值如式(11)所示,反馈控制中  $K_P=0.01, K_I=0.083, K_D=0$ .

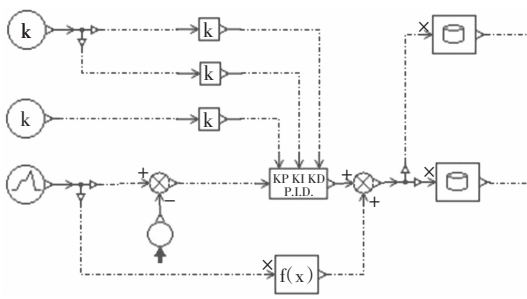
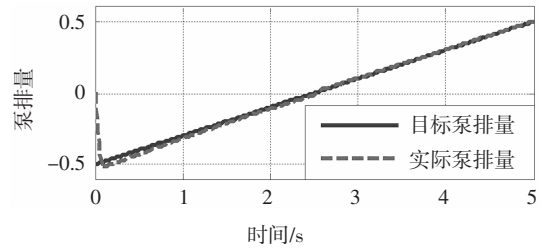


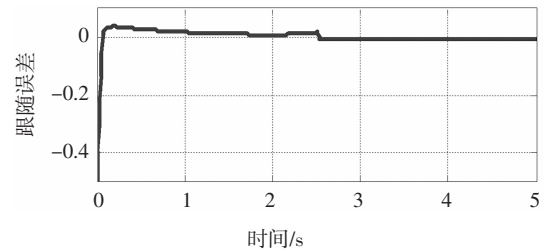
图 12 前馈+反馈输入控制模块

Fig.12 Input control module of feedforward + feedback

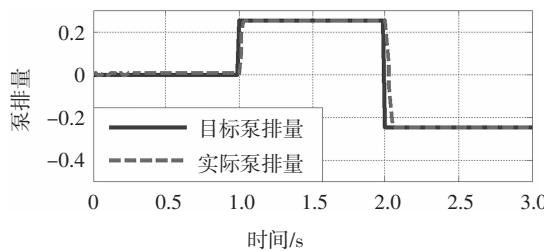
基于前馈+反馈控制模型分别输入斜坡目标泵排量及阶跃目标泵排量,其控制效果如图 13 所示.



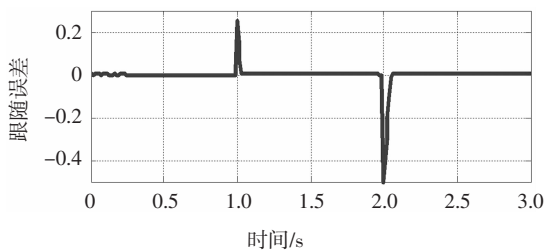
(a)斜坡输入泵排量响应



(b)斜坡输入响应误差



(c)阶跃输入泵排量响应



(d)阶跃输入响应误差

图 13 前馈+反馈控制效果

Fig.13 Effect of feedforward + feedback control

采用前馈+反馈控制方法对泵排量进行调节实现了较为理想的控制效果,其控制品质比只采用反馈控制有很大改善.斜坡输入排量除了在响应初期和泵排量方向切换时误差较大,其余时刻误差很小,而阶跃输入控制误差只在阶跃瞬时冲击和泵排量方向切换时误差较大,稳定后误差基本消除,基于模型的前馈控制对泵排量的波动进行了有效的补偿.

为了验证前馈+反馈控制对动态输入的响应效果,输入正弦目标泵排量,其控制效果如图 14 所示.

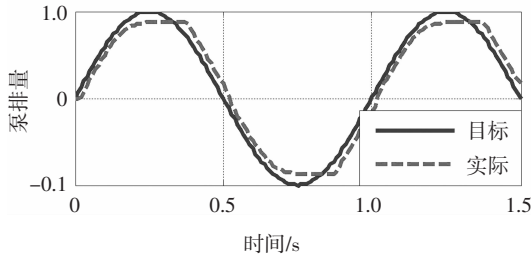


图 14 正弦输入响应效果

Fig.14 Effect of sine input response

由图中控制效果可知,前馈+反馈控制在动态输入下跟随效果较差,经过试验探究知随着控制信号频率的增大,其控制效果越来越差。

### 3.3 三步法控制

针对前馈+反馈控制动态输入响应跟随效果差的问题,提出泵排量的三步法控制。三步法控制率包括三部分,各部分控制目的明确,具有层次鲜明、推导方便的优点。作为一种非线性控制方法,三步法在达到强非线性、强耦合系统控制性能需求的同时也便于工程技术人员接受。三步法控制原理结构如图 15 所示,包括稳态控制、参考前馈以及反馈控制三部分。

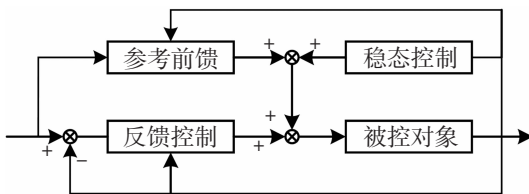


图 15 三步法控制结构

Fig.15 Structure of three-step control

本文研究泵排量控制时,以占空比信号为系统输入,泵排量为系统输出,根据式(10),该系统被简化为线性系统,虽然三步法的提出是为了解决非线性系统中非线性控制器与实际应用之间的矛盾,但由于三步法所得控制律具有结构清晰、设计目的清晰的优点,将其应用于本系统的泵排量控制,控制率设计过程如下:

1) 在三步法控制率设计过程中认为工程实际中经常采用的基于 map 的前馈控制其本质是稳态控制,因为查表所用 map 是由标定过程中系统在给定输入下达到稳态后得到的输入输出关系。而当其应用于实时系统时采用当前状态的测量值,此时并不确定系统是否真正处于稳定状态。所以三步法控

制率中将其作为系统控制率的稳态控制部分,由此可得泵排量控制中,系统稳定时有

$$\begin{cases} \beta = 21.21u - 7.5 & u > 0 \\ \beta = 21.21u + 7.5 & u < 0 \end{cases} \quad (12)$$

故稳态控制的控制率为

$$u_s = \begin{cases} \frac{\hat{\beta} + 7.5}{21.21} & u > 0 \\ \frac{\hat{\beta} - 7.5}{21.21} & u < 0 \end{cases} \quad (13)$$

式中: $\hat{\beta}$ 为稳态目标排量。

2) 考虑由于系统参考目标、外部干扰、自身参数等变化,需要引入与参考值的变化相关的控制,称为“参考动态前馈”,该控制反映了期望参考动态变化时,系统相应的调节作用。在稳态控制的基础上,假设此时的控制律组成为  $u = u_s + u_f$ ,将该控制率应用于系统中,则

$$21.21(u_s + u_f) + 7.5 = 21.21u_s + 7.5 + 21.21u_f = \hat{\beta} + \Delta\beta \quad (14)$$

为确定  $u_f$ ,令  $\Delta\beta = \Delta\hat{\beta}$ ,其中  $\Delta\hat{\beta}$ 为目标排量变化量,则参考动态前馈动态控制率为:

$$u_f = \Delta\hat{\beta} / 21.21 \quad (15)$$

3) 为保证系统输出达到目标期望值,同时提高系统对不确定干扰的鲁棒性,在上述控制率的基础上引入反馈控制率  $u_e$  进行调节。最终的控制率由稳态控制、参考前馈以及反馈控制三部分组成:

$$u = u_s + u_f + u_e \quad (16)$$

基于 AMESim 软件平台搭建的三步法控制模型的机械和液压阀组部分如图 5 所示,搭建的输入控制模块如图 16 所示,其中,稳态控制输入值如式(13)所示,参考前馈控制输入值如式(15)所示,反馈控制中  $KP = 0.01, KI = 0.083, KD = 0$ 。

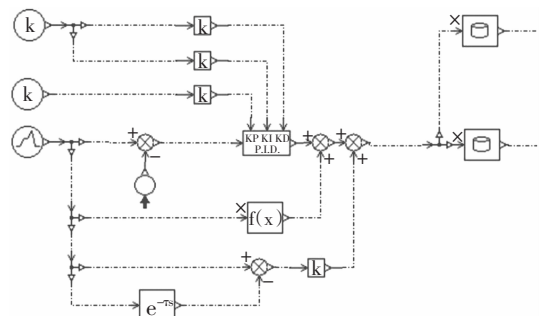


图 16 三步法输入控制模块

Fig.16 Input control module of three-step

将三步法控制应用于本系统中的变量泵排量控制,分别输入斜坡目标泵排量及阶跃目标泵排量,其控制效果如图 17 所示。

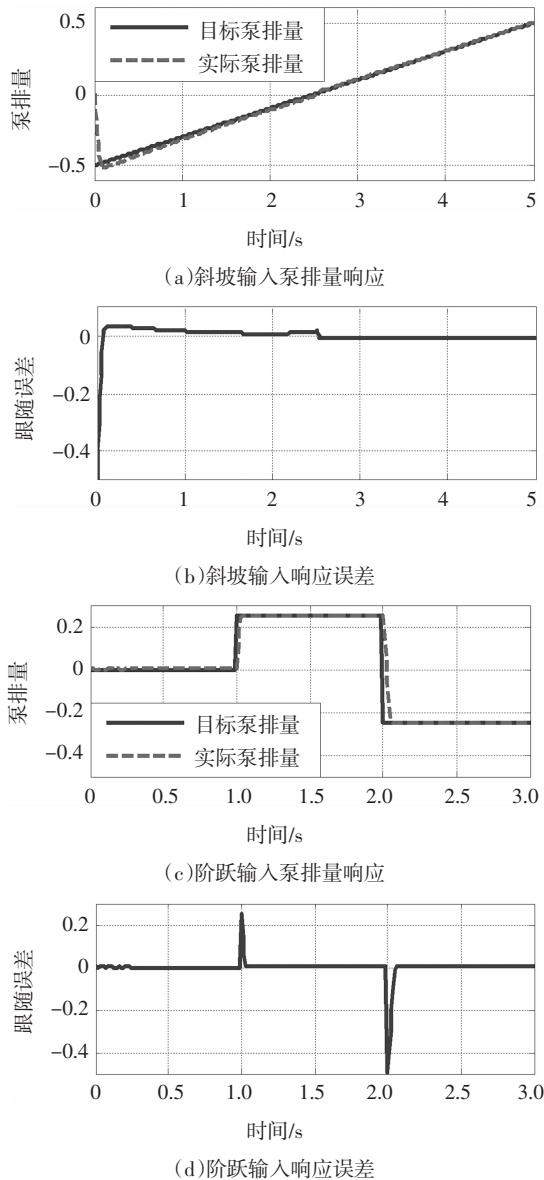


图 17 三步法控制效果  
Fig.17 Effect of three-step control

由图 17 结果可知,由于三步法控制率中包含的稳态控制及反馈控制,使其能够达到前馈+反馈的控制效果。同时,由于三步法中包含动态前馈控制,对目标控制量的变化能够进行更有效的补偿,从而使系统更快地跟随控制目标。在正弦目标排量输入下,前馈+反馈与三步法控制算法效果如图 18 所示。当目标控制量有较大变化时,动态前馈控制使三步法控制取得比前馈+反馈更好的控制效果,泵

排量跟随误差范围带宽由 0.337 减小为 0.217,降幅 35.5%,显示出三步法控制对动态输入的良好跟随效果。

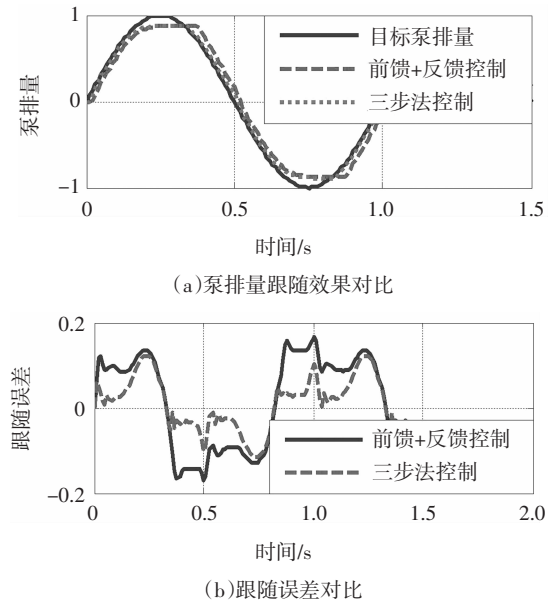


图 18 不同控制方法效果对比

Fig.18 Comparison of different control methods

## 4 结论

本文在深入研究变量泵系统结构和工作原理的基础上,基于伺服阀脉冲流量控制对变量泵泵控系统进行数学分析,并根据实车测试数据修正基于 AMESim 搭建的变量泵模型中占空比信号和变量泵排量的线性关系,使其更接近实际。基于泵控系统仿真模型验证了 PID 反馈控制、前馈+反馈控制以及三步法控制等不同控制算法的控制效果,结果表明,三步法控制在动态响应及快速稳定方面优于 PID 反馈控制和前馈+反馈控制。

该研究基于泵控制系统的细节建模和变量泵压力流量特性的优化分析,实现了液压执行子系统的精确控制。提出的泵排量控制方法同样适用于所有包含斜盘式变量泵的闭式液压系统,对闭式液压系统的开发应用具有一定的借鉴意义。

## 参考文献

- [1] 曾小华,李文远,李广含,等. 轮毂液驱车辆泵控系统建模[J]. 浙江大学学报(工学版), 2017, 51(8): 1603—1609.



- ZENG X H, LI W Y, LI G H, *et al.* Modeling of pump in hub-motor hydraulic driving vehicle [J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering and Technology Edition)*, 2017, 51(8): 1603—1609. (In Chinese)
- [2] 刘涛, 姜继海, 孙辉, 等. 静液传动混合动力汽车的研究与进展 [J]. *汽车工程*, 2009, 31(7): 586—591.
- LIU T, JIANG J H, SUN H, *et al.* Research and progress of the hydrostatic hybrid vehicle [J]. *Automotive Engineering*, 2009, 31(7): 586—591. (In Chinese)
- [3] 刘惠媛, 梁利华, 姚绪梁. 潜艇舵机系统故障智能诊断技术研究 [J]. *计算机仿真*, 2014, 31(11): 15—19.
- LIU H Y, LIANG L H, YAO X L. Research on intelligent fault diagnosis technology of submarine servo system [J]. *Computer Simulation*, 2014, 31(11): 15—19. (In Chinese)
- [4] 吴广. 电控变量柱塞泵及其在车辆启停节能系统中的应用 [D]. 杭州: 浙江大学机械工程学院, 2017: 76—93.
- WU G. Electronically controlled variable plunger pump and its application in vehicle start-stop energy conservation systems [D]. Hangzhou: College of Mechanical Engineering, Zhejiang University, 2017: 76—93. (In Chinese)
- [5] 王彬, 刘桓龙. 电液混合动力轨道车泵源设计与分析 [J]. *液压与气动*, 2018(2): 74—80.
- WANG B, LIU H L. Design and analysis of pump source of electro-hydraulic hybrid rail vehicle [J]. *Hydraulic and Pneumatic*, 2018(2): 74—80. (In Chinese)
- [6] 黄新磊. 轴向液压柱塞泵变量控制方式及转速感应控制方法研究 [D]. 长沙: 中南大学机电工程学院, 2011: 27—43.
- HUANG X L. Study on variable control mode and speed sensing control method of axial hydraulic piston pump [D]. Changsha: College of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, 2011: 27—43. (In Chinese)
- [7] BERGADA J M, KUMAR S, DAVIES D L, *et al.* A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples [J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2012, 36(4): 1731—1751.
- [8] 周中锐. 车辆换挡用数字比例溢流阀设计及试验研究 [D]. 南昌: 华东交通大学机电工程学院, 2009: 20—39.
- ZHOU Z R. Design and test research of digital proportional relief valve for shifting on vehicle [D]. Nanchang: College of Mechanical and Electrical Engineering, East China Jiaotong University, 2009: 20—39. (In Chinese)
- [9] CLOUD R L, O'BRIEN J F. Large feedback control design with limited plant information [J]. *Control Engineering Practice*, 2018, 72: 219—229.
- [10] 杨小龙, 涂鑫阳, 马自会. 基于改进模糊PID算法的空燃比控制策略研究 [J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2015, 42(4): 34—39.
- YANG X L, TU X Y, MA Z H. Research on single cylinder engine A/F control based on a modified fuzzy-PID strategy [J]. *Journal of Hunan University (Natural Sciences)*, 2015, 42(4): 34—39. (In Chinese)
- [11] 曾小华, 蒋渊德, 李高志, 等. 重型车辆液压辅助驱动系统的前馈+反馈复合控制 [J]. *华南理工大学学报(自然科学版)*, 2016, 44(9): 116—122, 150.
- ZENG X H, JIANG Y D, LI G Z, *et al.* Feedforward + feedback control for hydraulic assistance drive system of heavy truck [J]. *Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition)*, 2016, 44(9): 116—122, 150. (In Chinese)
- [12] 刘奇芳. 非线性控制方法研究及其在汽车动力总成系统中的应用 [D]. 长春: 吉林大学通信工程学院, 2014: 25—41.
- LIU Q F. Research on nonlinear control and its application in vehicle powertrain systems [D]. Changchun: College of Telecommunication Engineering, Jilin University, 2014: 25—41. (In Chinese)
- [13] 陈璟. 基于模糊算法的前馈控制和递归神经网络的反馈控制在中和过程控制中的应用 [D]. 杭州: 浙江大学材料与化工学院, 2003: 19—30.
- CHEN J. The application of fuzzy control model and recurrent neural network model in neutralization process control [D]. Hangzhou: College of Materials and Chemical Engineering, Zhejiang University, 2003: 19—30. (In Chinese)