

负载口独立控制挖掘机机液耦合模型建立与试验

丁孺琦¹ 徐兵² 张军辉² 李刚¹

(1. 华东交通大学机电工程学院, 南昌 330013; 2. 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: 负载口独立控制挖掘机系统是一个包含许多未知参数的机液耦合系统。为了准确建立参数化模型,需要精确地辨识各元件参数,并包含机械系统与液压系统的耦合联接。为此首先建立各系统的数学模型,通过试验测试获得各个关键参数。采用基于试验测试结果的 NLPQL 多目标优化方法寻优难以估计特性参数的最优值,提高参数辨识的速度和精度。基于辨识参数的数学模型,建立参数化的机液耦合仿真模型。相比于现有研究中的联合仿真模型,该模型在同一参数化平台下运行,计算时间短,并且易于根据不同工况修改机械系统参数,仿真效率更高。最后将 2 t 小型挖掘机的试验结果与仿真进行对比,结果证明该仿真模型具有较高的计算精度,可为负载口独立技术在移动液压中的控制策略研究提供参考。

关键词: 挖掘机; 液压系统; 负载口独立控制; 参数化建模; 参数辨识; 多目标优化

中图分类号: TH137.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)04-0309-10

Mechanical-hydraulic Coupling Model of Independent Metering Control Excavator and Its Test Verification

Ding Ruqi¹ Xu Bing² Zhang Junhui² Li Gang¹

(1. School of Mechatronic Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China

2. The State Key Laboratory of Fluid Power and Mechatronic Systems, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Low energy efficiency is a significant problem for the hydraulic excavator. To save energy, the independent metering system is a promising alternative to the conventional valve control system by decoupling the meter-in and meter-out orifices. An independent metering control excavator system is a complex hydraulic-mechanical coupling system. In order to build precious simulation model, it is required to identify each component parameter, including the coupling links between hydraulic and mechanical systems. The nonlinear mathematical models of the system were firstly established. The hydraulic model considered both laminar flow and turbulent flow was used to accurately capture the flow-pressure characteristics. The model parameters were estimated according to measurements. The frictions of actuators were also identified by kinetic equations combined with the least square method. In order to increase the accuracy and speed of parameter identifications, the processes of identifications were transformed to a nonlinear optimization subject and a NLPQL multi-objective optimization algorithm was applied to seek the optimal values of property parameters. Based on the mathematical models, a lumped parametric coupling model was presented. Compared with the co-simulation model in the state of the art, the proposed model was implemented in a parametric platform, conducing to improve simulation efficiency because it had the advantages of short computation time and easy to modify mechanical parameters in terms of operating conditions. Finally, experiments were done to compare with the simulation model. The deviation of static pressures in cylinders between simulated and experimental results was less than

收稿日期: 2015-12-11 修回日期: 2016-01-25

基金项目: 国家自然科学基金项目(51375431)、流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金项目(GZKF-201516)和江西省教育厅科学技术研究项目(GJJ150492)

作者简介: 丁孺琦(1987—),男,讲师,博士,主要从事机电控制、流体传动及控制研究,E-mail: dingruqi0791@sina.com

通信作者: 徐兵(1971—),男,教授,博士生导师,主要从事机电液控制及流体动力元件与系统研究,E-mail: bxu@zju.edu.cn

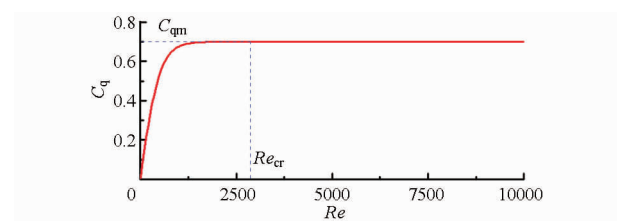


图 2 流量系数与雷诺数的关系曲线

Fig. 2 Relationship curve of discharge coefficient and Reynolds number

1.2 比例方向阀数学模型

负载口独立系统本质上仍然是一个阀控缸系统,因此其建模过程可以参考图 3。由于比例方向阀的主阀芯是一个滑阀,为了降低中位的泄漏量,阀芯对阀口总有一定的遮盖量,从而存在一定的死区。在阀口开度小于死区时($x_v < x_{lap}$),由于阀套与阀芯之间存在一定的缝隙,仍然有非常小的流量通过。此时流量根据缝隙节流公式计算式为^[18]

$$q_a = \frac{\pi d_s \left(\frac{d_c}{2}\right)^3}{12\mu x_{vc}} \Delta p \quad (3)$$

式中 μ ——动力粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$

d_s ——阀芯直径, m

d_c ——直径方向上阀芯与阀套的间隙, m

x_{vc} ——阀芯缝隙节流长度, m

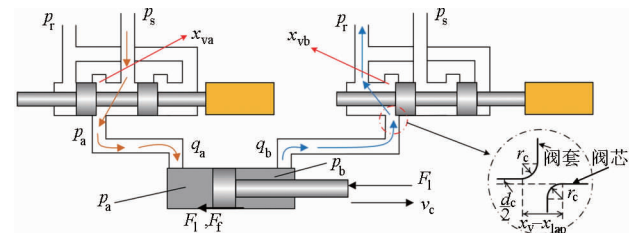


图 3 负载口独立比例方向阀控缸系统结构示意图

Fig. 3 Schematic diagram of independent metering valve-controlled cylinder system

当阀口开度大于死区时($x_v > x_{lap}$),阀口由缝隙节流转变为小孔节流。由于非标准阀口的过流面积推导公式计算比较复杂,因此,本文采用普通滑阀过流面积等效实际阀口,通过试验反复修正该等效过流面积。阀口的流量方程需考虑流体存在的两种不同流场状态,通过与雷诺数 Re 相关的节流口流量系数 C_q 区分。阀口流量计算公式为

$$\begin{cases} q_a = C_q A_{va} \text{sign}(\Delta p_{va}) \sqrt{\frac{\Delta p_{va}}{\rho}} \\ q_b = C_q A_{vb} \text{sign}(\Delta p_{vb}) \sqrt{\frac{\Delta p_{vb}}{\rho}} \end{cases} \quad (4)$$

式中 q_a, q_b ——进、出口阀流量, m^3/s

A_{va}, A_{vb} ——进、出口阀等效过流面积, m^2

x_{va}, x_{vb} ——进、出口控制阀阀芯位移, m

$\Delta p_{va}, \Delta p_{vb}$ ——进、出口阀两端压差, Pa

阀口的过流面积与阀芯位移 x_{va} 和直径 d_s 、死区长度 x_{lap} 等参数有关,为了精确计算,还需要考虑阀口的倒角半径以及阀芯与阀套之间的间隙。完整的滑阀过流面积为

$$A_v = \pi d_s \left[\sqrt{(x_v - x_{lap})^2 + \left(\frac{d_c}{2} + 2r_c\right)^2} - 2r_c \right] \quad (5)$$

滑阀的水力直径计算公式为

$$d_H = \frac{4A_v}{2\pi d_s} \quad (6)$$

比例方向阀的动态特性通过二阶模型表示为

$$G_v = \frac{k_v \omega_v^2}{s^2 + 2\xi_v \omega_v s + \omega_v^2} \quad (7)$$

式中 ω_v ——比例阀固有频率, Hz

ξ_v ——比例方向阀阻尼比

k_v ——比例阀控制信号相对于阀芯位移增益

1.3 液压缸数学模型

如图 3 所示,两腔压力动态方程分别为

$$\dot{p}_a = \frac{\beta_e}{V_a} (q_a \mp A_a v_c) \quad (8)$$

$$\dot{p}_b = \frac{\beta_e}{V_b} (q_b \pm A_b v_c) \quad (9)$$

式中 p_a, p_b ——两腔压力, Pa

A_a, A_b ——两腔工作面积, m^2

V_a, V_b ——两腔容腔体积, m^3

v_c ——液压缸速度, m/s

液压缸动态运动方程为

$$\dot{v}_c = \frac{1}{m_t} (p_a A_a - p_b A_b - F_l - F_v - F_f) \quad (10)$$

式中 m_t ——液压缸等效负载质量, kg

F_l ——负载力, N

F_v ——油液粘滞摩擦力, N

F_f ——摩擦力, N

油液的粘滞摩擦力与运动速度 v_c 、油液粘度 μ 、配合长度 L_s 以及直径 d_s 有关^[17],即

$$F_v = B_p v_c \quad (11)$$

其中

$$B_p = \pi d_s L_s \mu / C_r$$

式中 B_p ——粘滞摩擦系数

摩擦力包括执行机构以及油缸的摩擦力。摩擦力的模型有很多种,如 Stribeck 模型^[19]、Bo and Pavelescu's 模型^[20]、Karnopp's 模型^[21]。本章中采用 Stribeck 模型。该模型包括静摩擦力 F_s 、库伦摩擦力 F_c 以及粘滞摩擦力 $B_v v_c$ 3 项,且考虑速度为 0 附近的 stick-slip 效应,如图 4 所示,计算公式为^[22]

$$F_f = [F_c + (F_s - F_c)e^{-(v_c/v_s)^\delta}] \operatorname{sgn}(v_c) + B_v v_c$$

(12)

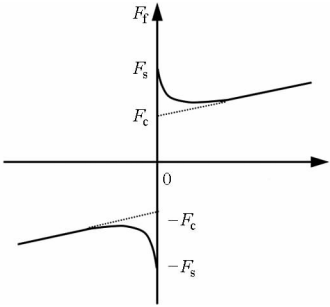


图 4 Stribeck 摩擦力模型
Fig. 4 Stribeck friction model

1.4 电液比例变量泵模型

由于变量泵存在内泄漏,其流量方程为

$$q_s = n_m V_p - C_k p_s$$

(13)

式中 q_s ——变量泵输出流量, m^3/s
 n_m ——电机转速, r/min
 V_p ——变量泵排量, m^3/r
 C_k ——变量泵泄漏系数
 p_s ——变量泵压力, Pa

其中,泄漏系数 C_k 与系统排量、转速、压力及温度有关。

变量泵的压力特性为

$$\dot{p}_s C_p = q_s - q_1$$

(14)

式中 q_1 ——负载流量, m^3/s
 C_p ——变量泵压力系数,等于变量泵至比例阀之间的容腔体积 V_s 与弹性模量 β_c 的比值

变量泵的动态特性通过一阶模型表示为

$$G_p = \frac{1}{\tau_p s + 1}$$

(15)

式中 τ_p ——变量泵的时间常数

1.5 管道及容腔模型

管道采用考虑压缩性及沿程摩擦损失的管路模型,如图 5 所示。图中 q_{mid} 为管道中点流量, L/min ;

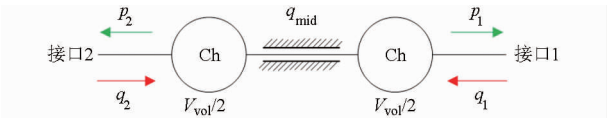


图 5 考虑压缩性及沿程摩擦损失的管路模型
Fig. 5 Pipe model considering compressibility and pressure loss along pipes

p_1 、 q_1 为管路接口 1 的压力和流量; p_2 、 q_2 为管路接口 2 的压力和流量。容腔模型通过恒定容积的压力动态方程描述,根据容积以及总流量计算压力的微分

$$\dot{p}_{\text{vol}} = \frac{\beta_{\text{vol}}}{V_{\text{vol}}} q_{\text{sum}}$$

(16)

式中 p_{vol} ——管路中的压力
 β_{vol} ——管路中油液弹性模量
 V_{vol} ——管路等效容腔
 q_{sum} ——通过管路的流量

2 挖掘机机械系统模型

2.1 机械臂运动学/动力学模型

挖掘机机械臂是一个由多个杆件组成的 3 自由度机械系统。假设该机械系统中的所有元件均为刚性体。对于模型中的每一个机械部分,其运动都可以通过 Newton – Euler 微分方程描述

$$\delta_r^T (m_i \ddot{v}_1 - F_1) + \delta_\pi^T (J' \dot{\omega}' + \tilde{\omega} J' \omega' - n') = 0$$

(17)

式中 δ_r' ——虚位移 δ_π' ——虚角位移
 ω ——角速度 $\tilde{\omega}$ ——角速度矢量
 $\dot{\omega}'$ ——角加速度
 m_i ——运动部件质量
 J ——连续惯性矩阵

完整的挖掘机机械臂模型则需要通过式 (17) 中的 Newton – Euler 方程描述。本文将整个挖掘机机械臂的运动部分分为 5 个刚性体,如图 6 所示。各个刚体质量及转动惯量如表 1 所示。每个结构尺寸直接测量得到。

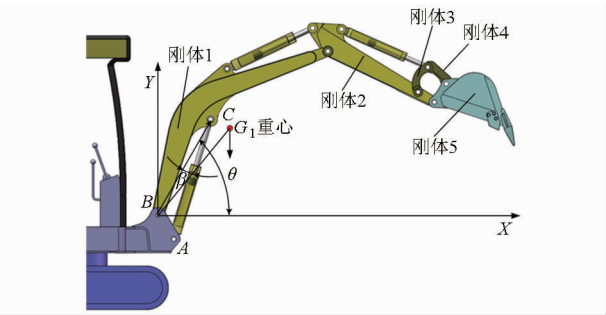


图 6 挖掘机机械臂各刚体示意图

Fig. 6 Diagram of each rigid body in excavator manipulator

表 1 机械臂动力学参数

Tab. 1 Kinetics parameters of mechanical arm

参数	数值
刚体 1 质量 m_1/kg	85.7
刚体 1 转动惯量 $J_1/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	23.270 5
刚体 2 质量 m_2/kg	27.83
刚体 2 转动惯量 $J_2/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	3.954 2
刚体 3 质量 m_3/kg	6.2
刚体 3 转动惯量 $J_3/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.023 896
刚体 4 质量 m_4/kg	8.5
刚体 4 转动惯量 $J_4/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.075 563
刚体 5 质量 m_5/kg	132.73
刚体 5 转动惯量 $J_5/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	8.559 56

2.2 机械臂摩擦力辨识

摩擦力的辨识基本原理为：在挖掘机机械臂的动力学方程的基础上，利用液压缸平稳低速运动时的动力学特性建立与摩擦力无关的挖掘机臂动力学模型，并运用该模型通过离线辨识确定机械臂的摩擦力。基于图 4 及式 (12) 的 Stribeck 摩擦力模型建立液压缸的辨识模型，通过在线辨识试验得到了液压缸的摩擦力随速度变化的曲线。以动臂为例，其动力学方程为^[23]

(p_{a1}A_{a1} - p_{b1}A_{b1} - F_f)L(\theta) = T\cos(\theta - \beta) + J_B\ddot{\theta}

(18)

其中 L(\theta) = \frac{l_{BC}}{l_{AC}}(x_A\sin\theta - y_A\cos\theta) \quad T = G_1l_{BG}

式中 p_{a1}、p_{b1}——执行机构液压缸的无杆腔和有杆腔压力，Pa

J_B——执行机构绕 B 点的转动惯量，kg·m^2

G_1——执行机构臂重

x_A、x_B——A 点的坐标

参数辨识采用最小二乘递推算法。基本思想为旧的估计值加上修正项等于新的估计值，通过大量数据的代入，不断产生修正项，使得结果得以修正到更为准确的数值。最小二乘式为^[23]

(p_{a1}A_{a1} - p_{b1}A_{b1})L(\theta) - T\cos(\theta - \beta) =

\begin{bmatrix} L(\theta)\operatorname{sgn}(v_c) \\ L(\theta)v_c \\ \ddot{\theta}(v_c) \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} F_c \\ B_v \\ J_B \end{bmatrix}

(19)

最终得到的动臂油缸摩擦力曲线如图 7 所示。斗杆与铲斗的辨识方式类似，这里不再详细推导。

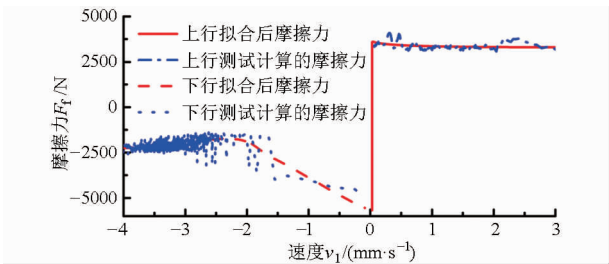


图 7 机械臂摩擦力辨识结果

Fig. 7 Identification result of excavator manipulator friction

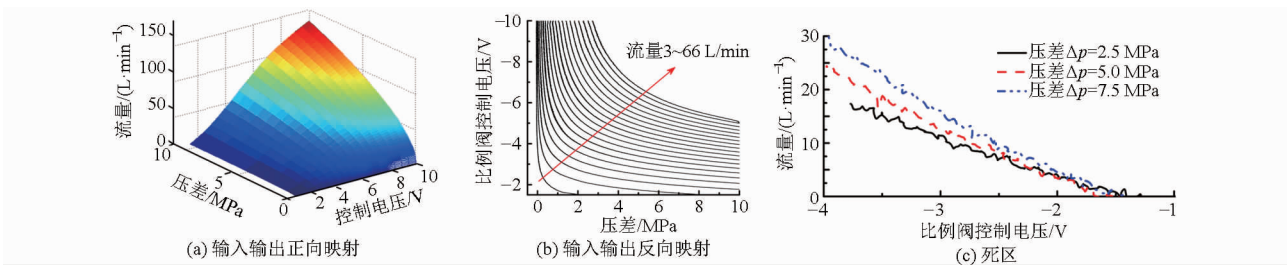


图 9 试验测试阀流量压力特性曲线电压的反向映射

Fig. 9 Voltage reverse mapping of measured valve flow-pressure characteristics

3 关键元件参数辨识

3.1 比例方向阀参数

为了设置模型中比例方向阀的准确参数，需要测试比例阀的动静态特性。本系统中采用的是 Rexroth 公司 4WREE 系列比例方向阀，通径 10 mm，压差为 1 MPa 时的流量为 50 L/min，比例阀实物及测试所用试验台如图 8 所示。

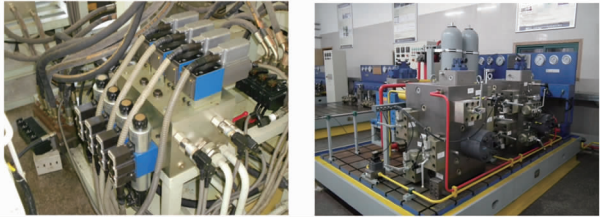


图 8 比例方向阀及其测试系统

Fig. 8 Picture of proportional directional valves and test rig

比例方向阀压力流量特性的测试结果如图 9a、9b 所示。图 9c 为不同压差下死区测试结果。测试结果表明，3 种压差情况下死区均约为 13%，即 1.3 V。根据测试的压力流量特性，在仿真模型中编写等效过流面积关于比例阀阀芯位移的函数。最终得到的仿真与试验的等效过流面积对比如图 10a 所示。其中试验测试的等效过流面积根据流量、压差与控制电压通过式 (4) 拟合得到，拟合结果为

A_v = -0.196 + 1.194 \frac{u_{in}}{u_{max}} +

0.915 \left(\frac{u_{in}}{u_{max}} \right)^2 - 0.910 \left(\frac{u_{in}}{u_{max}} \right)^3

(20)

式中 u_{in}、u_{max}——比例阀控制电压输入值与最大值，V

通过对比得出，两者的等效过流面积基本相符，误差约为 1%。基于该等效过流面积的函数即可得到仿真模型中的压力流量特性。图 10b 列出了 3 种不同流量下的对比曲线。3 种情况下仿真的静态特性与试验结果较为一致，误差非常小。可见仿真模型中的静态特性与实际的比例阀基本一致。

根据式 (7)，比例阀的动态特性主要与固有频

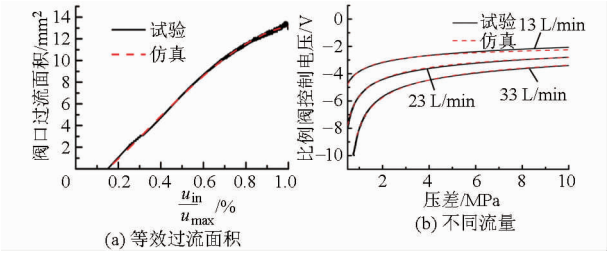


图 10 阀静态特性的仿真与试验对比
Fig. 10 Comparison of measured and simulated valve flow-pressure characteristics

率 ω_v 以及阻尼比 ξ_v 有关。由于该参数不能直接通过试验测试获得,因此难以通过离线标定选定正确的值。为了精确地获取参数值,本文采用一种参数辨识的方法设置仿真模型的参数,其基本原理是:基于试验与仿真结果对比关键指标的差值,采用优化的方法设置该参数,使得这个关键指标的误差最小化。在本文中,将比例阀的固有频率 ω_v 以及阻尼比 ξ_v 这 2 个参数的辨识转化为一个多目标优化问题,整个辨识的流程如图 11 所示。评价指标为阀芯位置或者阀口压力仿真与试验的差值,将该差值平方的积分定义为评价函数,即

$$f_e(\omega_v, \xi_v) = \int (x_{v, \text{test}} - x_{v, \text{sim}})^2 \quad (21)$$

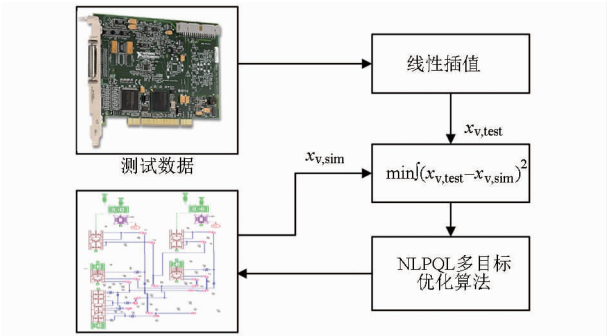


图 11 基于试验测试的比例阀动态特性参数自动识别方法
Fig. 11 Automatic parameter identification method based on test results

为了提高参数辨识的速度和精度,本文采用一种多目标的优化算法,最小化误差的积分项 $f_e(\omega_v, \xi_v)$ 。多目标优化算法基于变量 ω_v 与 ξ_v 在约束范围

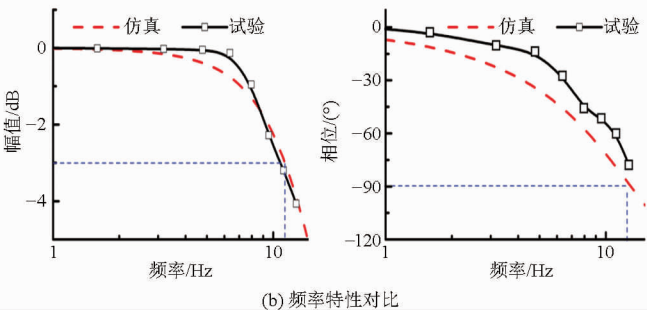
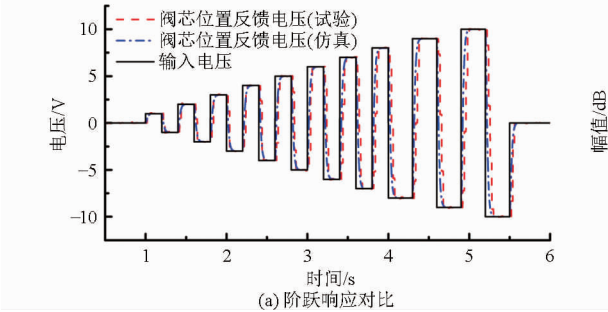


图 12 比例阀动态特性的仿真与试验对比
Fig. 12 Valve dynamic characteristics comparison between test and simulation

内的变化,使得 $f_e(\omega_v, \xi_v)$ 趋近于 0,选取此时的 ω_v 与 ξ_v 作为模型参数的取值。多目标优化过程中的目标函数与约束条件分别如下:

优化目标函数

$$\min \left(\int (x_{v, \text{test}} - x_{v, \text{sim}})^2 \right)$$

约束条件

$$\begin{cases} \omega_{v, \min} \leq \omega_v \leq \omega_{v, \max} \\ \xi_{v, \min} \leq \xi_v \leq \xi_{v, \max} \end{cases}$$

在常用的优化算法中,NLPQL 算法常常被用于解决这种优化问题。NLPQL 算法是一种基于序列二次规划(Sequential quadratic programming, SQP)算法的优化方法^[24],具有以下特点^[25-26]:

- (1) NLPOL 是一种解决非线性规划问题的方法,充分条件是目标函数以及约束条件连续可微的。
- (2) 这种方法是基于 SQP 规划的子问题:二次逼近拉格朗日函数以及线性化的约束。

选用这种多目标优化算法是因为它非常适用于连续非线性的优化设计,与本节中的参数辨识问题非常相符。基于 SQP 的 NLPQL 算法的详细数学表达式可以参照文献[25-26]。

根据试验测试阀芯位置在不同输入条件下的阶跃响应,采用上述的参数辨识方法,得到仿真模型中比例阀的固有频率 ω_v 等于 13 Hz,阻尼比 ξ_v 等于 0.96,最终的仿真与试验对比结果如图 12 所示。从阶跃响应可知,仿真与试验的结果非常接近;但是,两者的 Bode 图存在一定的差异,主要集中在转角频率附近,这是由比例阀的摩擦,油液的粘性和弹性模量等时变不确定因素以及阀芯位置传感器反馈误差导致的。但是两者幅值为 -3 dB 时的频率都大约为 11 Hz,非常一致。

3.2 电比例泵参数

由式(13)可知,影响泵提供给系统实际流量的主要因素是转速、温度以及系统压力,因此需要试验测试泵在不同工况下的实际输出流量。试验测试了油温约为 33℃ 时,2.0、5.5、10.5、15.5 MPa 4 种不同系统压力情况下不同控制电压对应的输出流量,

泵的排量以 0.5 V 的控制电压递增。图 13 为测试的泵流量与控制电压以及系统压力的关系。试验结果表明,随着系统压力增大,泵的泄漏量增大,相同排量下实际提供的流量减小。

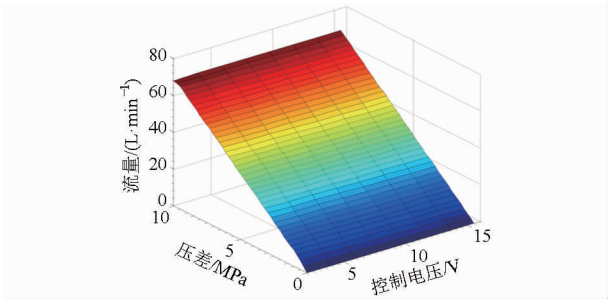


图 13 不同工作压力下泵的流量特性

Fig. 13 Pump flow characteristic under different pressures

4 机液耦合仿真模型

为了解决 AMEsim 与 ADAMS 联合仿真方法计算效率低、耗费时间长且难以在线修改机械系统参数的缺点,本文中的机械与液压系统模型均在同一参数化建模平台建立,机液耦合接口如图 14 所示。根据结构参数建模后的挖掘机机械臂 AMEsim 装配图如图 15 所示。这种方法可以通过集中参数形式考虑机械臂动力学和液压系统之间的耦合影响,方便修改结构参数以模拟不同工况。为了提高模型的计算精度,机械系统中的摩擦力、转动惯量、重心等动力学参数以及结构尺寸均经过测试或者辨识设置,如第 2 节所述。

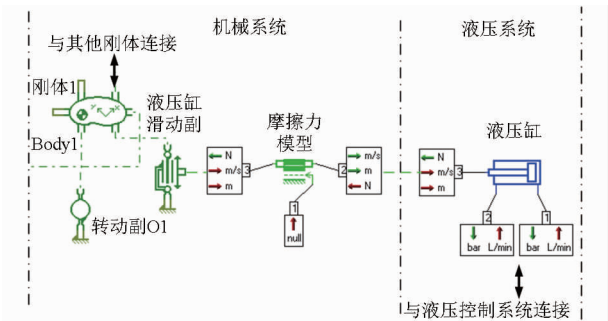


图 14 机液耦合仿真模型接口图

Fig. 14 Interface diagram of mechanical and hydraulic coupling model

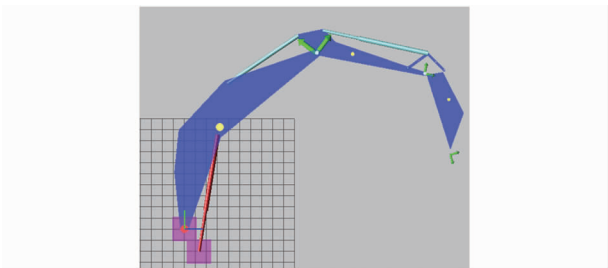


图 15 挖掘机机械臂 AMEsim 装配简图

Fig. 15 Assembly diagram of excavator manipulator in AMEsim

5 机液耦合仿真模型试验验证

为了验证机液耦合仿真模型的准确性,将部分仿真结果与试验测试结果对比。试验在 2 t 小型挖掘机试验台进行,该试验台按照图 1 的系统原理搭建,实物见图 16。试验从 3 方面进行:① 静态试验:主要比较静态情况下 3 个执行器两腔压力。② 动态试验:比较不同动作下执行器的速度、位移、压力以及控制电压。③ 压力速度复合控制试验:比较闭环控制时的速度、压力及比例阀控制信号的动静态特性。

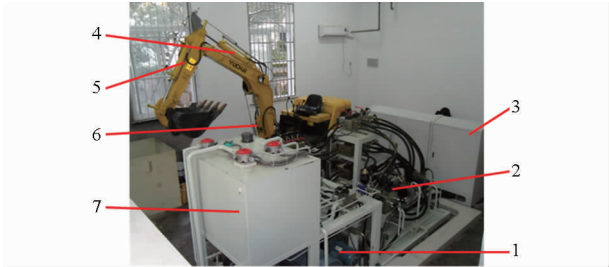


图 16 负载口独立控制系统试验台

Fig. 16 Test rig for independent metering fluid power system

1. 电机和泵 2. 控制阀 3. 控制器 4. 斗杆 5. 铲斗 6. 动臂 7. 油箱

5.1 静态测试对比

静态测试在动臂上升至最高,斗杆及铲斗完全缩回的条件下进行,如图 17 所示。动臂、斗杆、铲斗 3 个部分的油缸两腔压力对比如表 2 所示。仿真的结果与试验结果较为一致,误差均在 0.2 MPa 之内。误差主要由比例阀中位内泄漏以及油缸内泄漏导致的容腔压力缓慢变化产生的。在中位区域并不是比例阀的阀芯工作区域,因此这个误差对系统控制过程影响不大。

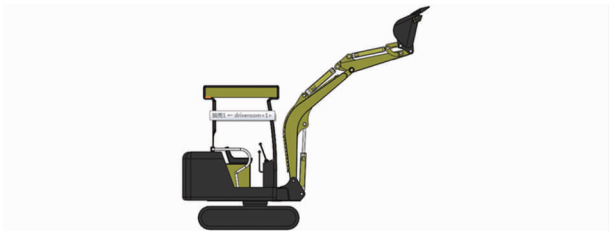


图 17 静态测试姿态示意图

Fig. 17 Sketch of position for static test

表 2 仿真与试验静态测试对比

Tab. 2 Comparison of simulated and measured static

test results		MPa
压力	仿真	测试
p_{a1}	5.9	6.1
p_{b1}	0.1	0.1
p_{a2}	0.9	1.1
p_{b2}	6.4	6.4
p_{a3}	1.0	0.8
p_{b3}	2.3	2.5

5.2 动态测试对比

图 18 为动臂与斗杆油缸速度曲线。进出口比例阀控制电压为 $\pm 2\text{ V}$ 时,动臂先下降后上升的仿真与试验的速度曲线响应特性较为一致,稳态时速度误差约为 6.5%。速度误差是由压差特性以及比例阀压力流量特性的误差导致的。进出口比例阀控制电压为 $\pm 4\text{ V}$ 时,斗杆先缩回后伸出的仿真与试验的速度曲线响应特性较为一致,稳态时速度误差更小,约为 4%。模型计算效率方面,当仿真时长为 10 s,仿真步长为 0.000 5 s 时,仿真时间仅为 12 s。如果采用联合仿真方法,该仿真花费时间一般大于 3 min。

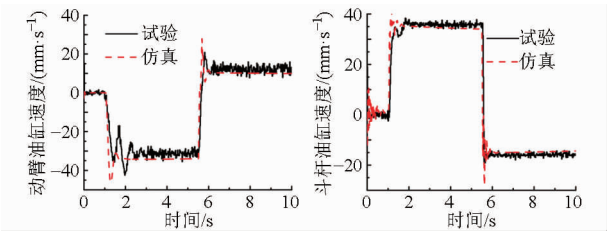


图 18 动态速度仿真与试验结果对比
Fig. 18 Dynamic velocity comparison between simulation and measurement

5.3 控制特性对比

由于负载口独立系统打破了进出节流口的机械耦合,因此可以同时控制执行器的速度与压力。本文采用如图 19 所示的分散式控制策略,速度与压力分别由 2 个独立的回路控制。其中速度回路采用基于压力反馈的数字式压力补偿,使得执行器速度与

负载压力变化无关;而压力回路则把背腔压力控制在较低值以降低能耗(最低 0.2 MPa,以防止气穴),控制器采用 PID 控制器。

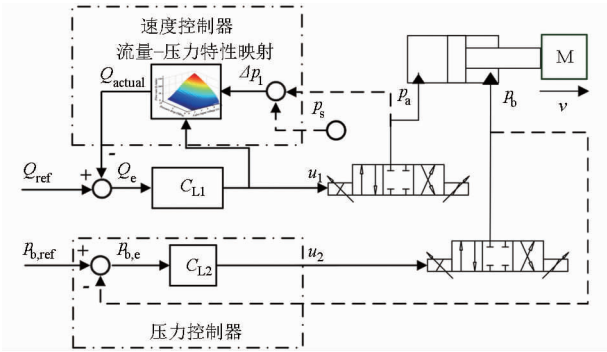


图 19 负载口独立系统压力速度独立控制原理图
Fig. 19 Schematic diagram of pressure and velocity individual control for independent metering system

图 20 和图 21 为闭环控制仿真与试验曲线,包括油缸速度、两腔压力以及比例阀控制电压,其中实线是仿真结果,虚线是试验结果。在每个曲线图中,左侧为采用上述控制方法的控制特性,右侧为当出口阀控制电压 $u_2 = u_1$,即出口阀开口等于进口阀时的控制特性,以模拟传统比例阀控制系统。由对比结果可知,仿真中的响应速度以及超调量高于试验的响应速度,这是由于粘度的时变性以及弹性模量的不确定性导致的。速度与压力的振荡周期两者较为相符;稳态特性方面,两者的各个参数稳态值也非常一致。此外,从负载口独立系统与传统系统对比得出,前者的背腔压力明显更低,因此系统能耗更

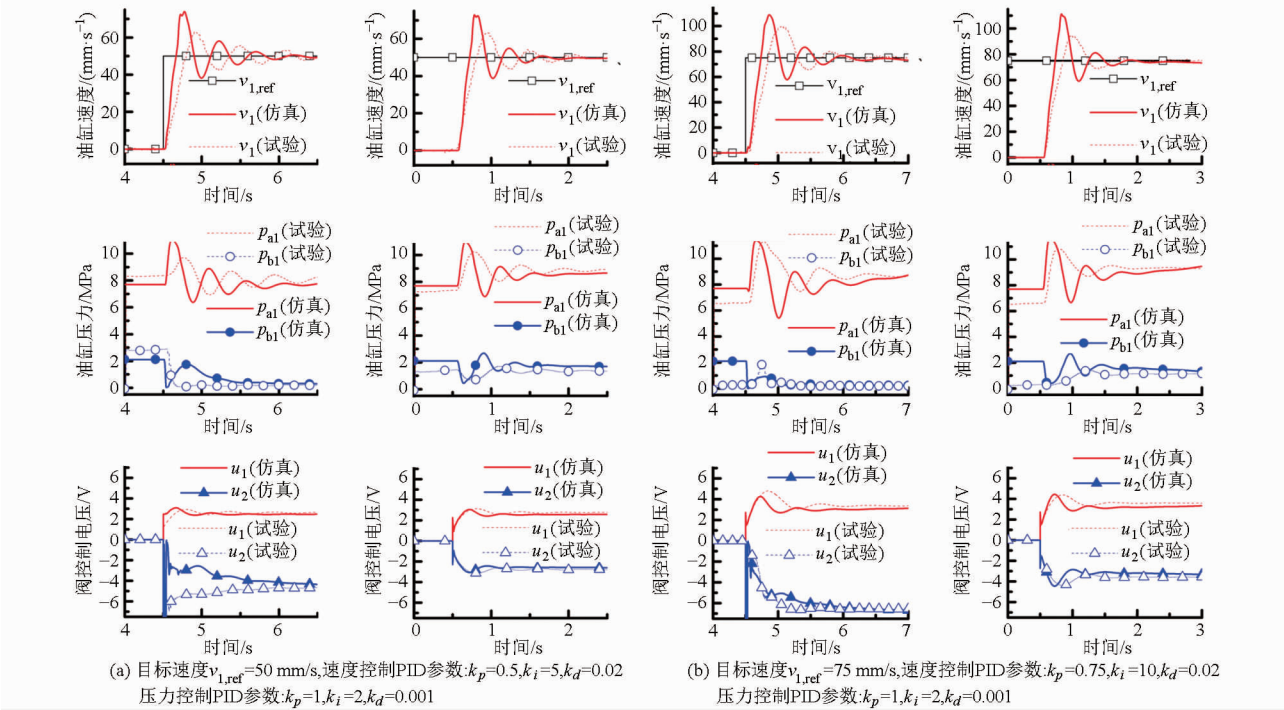


图 20 动臂油缸速度仿真及试验结果

Fig. 20 Simulation and measured results of boom velocity

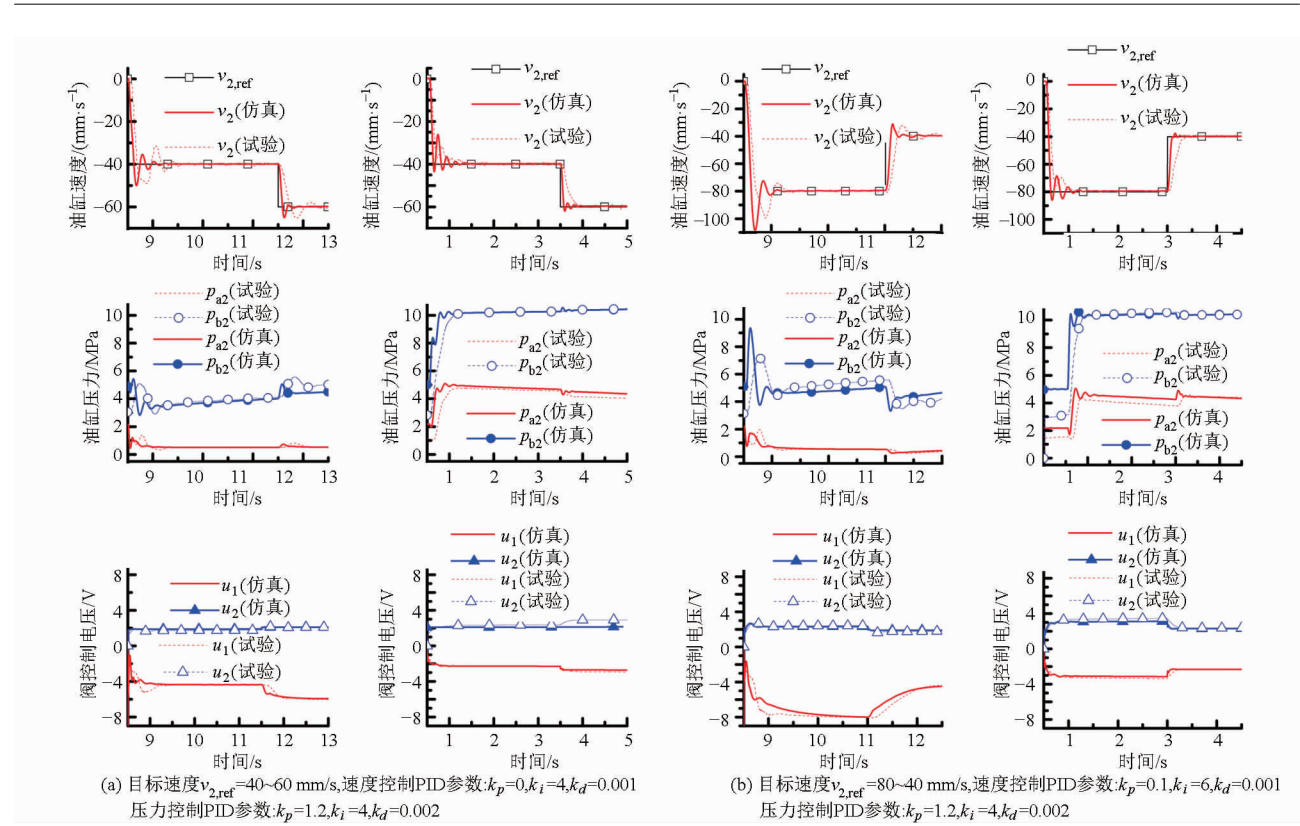


图 21 斗杆油缸速度仿真及试验结果

Fig. 21 Simulation and measured results of arm velocity

低。

模型计算效率方面,当仿真时长为 10 s,仿真步长为 0.000 5 s 时,该仿真花费时间为 1~2 min。如果采用联合仿真方法,仿真时间则远大于该值。

6 结束语

首先分别建立液压与机械系统参数化模型,对液压系统参数如比例阀和泵的压力流量特性、比例阀频响及阻尼以及机械系统的不确定参数——摩擦力等进行辨识。为了提高辨识的精度和速度,采用基于试验结果的 NLPQL 多目标优化方法,自动寻优

各个特性参数取值使得优化目标的仿真与试验误差趋近于 0。最终,在同一平台中建立参数化机液耦合模型。对比现有研究中的 AMESim 及 ADAMS 联合仿真模型,提出的模型易于修改机械结构参数,模拟不同位置挖掘机的动作,且计算时间短,仿真效率高。为了验证模型的准确性,在 2 t 小型挖掘机上进行试验,静态与动态的试验与仿真结果对比表明,该仿真模型具有较高的精度,能够模拟实际系统运行过程中的特性,为负载口独立技术在移动液压中的控制策略研究提供了参考。

参 考 文 献

- 1 刘英杰,徐兵,杨华勇. 电液比例负载口独立控制系统压力流量控制策略[J]. 农业机械学报, 2010, 41(5): 182-187.
LIU Yingjie, XU Bing, YANG Huayong. Strategy for flow and pressure control of electro hydraulic proportional separate meter in and separate meter out control system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(5): 182-187. (in Chinese)
- 2 LINJAMA M, MIKKO H, PONTUS B, et al. Design and implementation of energy saving digital hydraulic control system[C] // The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'07, 2007.
- 3 SHENOUDA A. Quasi-static hydraulic control systems and energy savings potential using independent metering four-valve assembly configuration[D]. Atlanta: Georgia Institute of Technology, 2006.
- 4 HEYBROEK K. Saving energy in construction machinery using displacement control hydraulics - concept realization and validation [D]. Linköping, Sweden: Linköping University, 2008.
- 5 ERIKSSON B. Mobile fluid power systems design: with a focus on energy efficiency [D]. Linköping, Sweden: Linköping University, 2010.
- 6 LIU S, YAO B. Coordinate control of energy saving programmable valves[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2008, 16(1): 34-45.

- 7 YAO Bing, LIU Song. Energy-saving control of single-rod hydraulic cylinders with programmable valves and improved working mode selection[C]//International Off-Highway Powerplant Congress,2002.
- 8 TABOR K A. Optimal velocity control and cavitation prevention of a hydraulic actuator using four valve independent metering[C]. SAE Paper 2005-01-3620,2005.
- 9 TABOR K A. A novel method of controlling a hydraulic actuator with four valve independent metering using load feedback[C]. SAE Paper 2005-01-3639, 2005.
- 10 HU H, ZHANG Qin. Multi-function realization using an integrated programmable E/H control valve[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2010, 19(3): 283-290.
- 11 LU Lu, YAO Bing, LIU Zhibin. Energy saving control of a hydraulic manipulator using five cartridge valves and one accumulator [C]//Proceedings of the 6th IFAC Symposium on Mechatronic Systems,2013;84-90.
- 12 HANSEN A H, PEDERSEN H C, ANDERSEN T O, et al. Investigation of energy saving separate meter-in and separate meter-out control strategies[C]//The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power,2011.
- 13 XU Bing, DING Ruqi, ZHANG Junhui, et al. Pump/valves coordinate control of the independent metering system for mobile machinery[J]. Automation in Construction, 2015, 57: 98-111.
- 14 朱小晶,权龙,王新中,等. 大型液压挖掘机工作特性联合仿真研究[J]. 农业机械学报, 2011,42(4): 27-32.
ZHU Xiaojing, QUAN Long, WANG Xinzong, et al. Co-simulation analysis of working characteristic for large hydraulic excavator [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(4): 27-32. (in Chinese)
- 15 刘伟. 挖掘机电液流量匹配控制系统特性研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2011.
LIU Wei. Investigation into the characteristics of electrohydraulic flow matching control systems for excavators[D]. Hangzhou: Zhejiang University,2011. (in Chinese)
- 16 YANG Huayong, FENG Bin, GONG Guofang. Measurement of effective fluid bulk modulus in hydraulic system[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2011, 133(6): 610-621.
- 17 MERRITT H. Hydraulic control systems[M]. New York: Wiley, 1967.
- 18 XU Bing, DING Ruqi, ZHANG Junhui, et al. Modeling and dynamic characteristics analysis on a three-stage fast-response and large-flow directional valve[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 79: 187-199.
- 19 STRIBECK R. Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager - The key qualities of sliding and roller bearings[J]. Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, 1902, 46(38-39): 1432-1437, 1342-1348.
- 20 BO L C, PAVELESCU D. The friction-speed relation and its influence on the critical velocity of the stick-slip motion[J]. Wear, 1982, 82(3): 277-289.
- 21 KARNOPP D. Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems[J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1985, 107(1): 100-103.
- 22 胡东明. 液压电梯变转速闭式电液系统速度控制特性研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2009.
HU Dongming. Study on the speed control of the variable-speed controlled closed-circuit hydraulic elevators [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2009. (in Chinese)
- 23 龚文,王庆丰. 液压挖掘机上车结构参数与液压缸摩擦力参数辨识[J]. 中国机械工程, 2010,21(9): 1098-1100.
GONG Wen, WANG Qingfeng. Parametric identification of arm structure and cylinder friction on a hydraulic excavator[J]. China Mechanical Engineering, 2010,21(9): 1098-1100. (in Chinese)
- 24 徐晓宏,赵万忠,王春燕,等. 基于 NLPQL 算法的电动轮汽车差速助力转向参数优化 [J]. 中南大学学报:自然科学版, 2012, 43(9): 3431-3436.
XU Xiaohong, ZHAO Wanzhong, WANG Chunyan, et al. Parameters optimization of differential assisted steering for electric vehicle with motorized wheels based on NLPQL algorithm [J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2012, 43(9): 3431-3436. (in Chinese)
- 25 XU Bin, CHEN Nan, CHE Huajun. An integrated method of multi-objective optimization for complex mechanical structure[J]. Advances in Engineering Software, 2010, 41(2): 277-285.
- 26 YAN Y, LIU G, CHEN J. Integrated modeling and optimization of a parallel hydraulic hybrid bus[J]. International Journal of Automotive Technology, 2010, 11(1): 97-104.