

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.05.015

非对称液压缸伺服泵控系统控制模型 及其参数辨识研究*

徐 坤^{1,2}, 朱灯林^{1,2*}, 梅志千^{1,2}, 陈 成^{1,2}

(1. 河海大学 机电工程学院, 江苏 常州 213000; 2. 常州市特种机器人及智能技术重点实验室, 江苏 常州 213000)

摘要:针对非对称液压缸伺服直驱泵控系统控制建模及其参数辨识的问题,分别对伺服电机和泵控非对称液压缸系统进行了理论分析建模,得到了传递函数的模型结构及其阶数。对传统控制理论中的幅频特性测量传递函数方法进行了说明,提出了一种将理论分析建模与系统辨识建模相结合的精确求解系统传递函数的方法,并对伺服电机和泵控非对称液压缸系统分别进行了幅频特性实验,最后采用上述方法得到了非对称液压缸伺服泵控系统控制模型的主要参数和传递函数。研究表明:该方法可用于求解系统的传递函数,具有一定的实际应用意义;该方法可为液压机伺服直驱泵控系统的精确控制打下基础。

关键词: 液压伺服泵控技术; 传递函数; 参数辨识; 幅频特性

中图分类号: TH39; TH137.9; TP23

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2019)05-0524-05

Control model and parameter identification of asymmetric hydraulic cylinder servo pump control system

XU Kun^{1,2}, ZHU Deng-lin^{1,2}, MEI Zhi-qian^{1,2}, CHEN Cheng^{1,2}

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Hohai University, Changzhou 213000, China; 2. Changzhou Key Laboratory of Special Robots and Intelligent Technology, Changzhou 213000, China)

Abstract: Aiming at the problem of control modeling and parameter identification of asymmetric hydraulic cylinder servo direct drive pump control system, modeling of servo motor and pump-controlled asymmetric hydraulic cylinder system were derived by theoretical analysis, and the model structure and order of transfer function was obtained. The transfer function method for measuring amplitude-frequency characteristics in traditional control theory was described. A method of accurately solving system transfer function was proposed, which combines theoretical modeling with system identification modeling. The amplitude-frequency characteristics of servo motor and pump-controlled asymmetric hydraulic cylinder system were experimented respectively. The parameters and transfer functions of the control model of the asymmetric hydraulic cylinder servo pump control system were obtained by using the above method. The experimental results show that the method can be used to solve the transfer function of the system, and has certain practical significance. Above reasearches give a good foundation for precise control of press servo direct drive pump control system.

Key words: hydraulic servo pump control technology; transfer function; parameter identification; amplitude-frequency characteristics

0 引 言

常用的液压伺服系统主要有两种: 伺服阀控系统

和伺服直驱泵控系统。伺服阀控系统采用伺服阀控制流向液压缸的流量, 优点是响应速度快、动态特性好, 但具有对液压油品质要求高、温升高、效率较低、功率

收稿日期: 2018-12-29

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51375140)

作者简介: 徐坤(1993-), 男, 安徽合肥人, 硕士研究生, 主要从事数控技术方面的研究。E-mail: xk930208@163.com

通信联系人: 朱灯林, 男, 教授, 博士生导师。E-mail: cz_zhudenglin@sina.cn

损失大等缺点^[1];伺服直驱泵控系统通过改变伺服电机转速改变油泵的输出流量,从而改变液压缸运动,可实现液压缸的速度控制^[2-4]。伺服直驱泵控系统具有结构紧凑、元件少、故障点少、对油品要求低、系统功率损失小、效率高、调速范围宽、易实现高精度控制的优点,因而广泛用于大功率重载设备的速度控制^[5-7]。

油液温度、油液体积弹性模量、粘度、系统压力等因素均会影响液压伺服直驱系统的性能。为了实现液压伺服直驱泵控系统进行可靠、精确的控制,必须建立系统的数学模型。在系统辨识建模中,采用的动态特性测量方法通常有时域的阶跃响应测定法和频域的频率测定法^[8-9]。前者只需给被测对象加入阶跃输入信号,在输出端测量输出量的响应曲线,通过分析即可获得被研究对象的传递函数,这种测定方式设备简单、工作量小,但其测试精度不高;频域测定法对被研究对象施加相同幅值不同频率的正弦信号,测出输入信号与输出信号之间的幅值比,从而获得被测系统幅频特性^[10-11]。这种方法测量精度相对较高,但是需要多次实验,数据量大。

本文将理论建模与系统辨识建模相结合,采用频率响应法进行传递函数参数辨识,建立液压伺服直驱泵控系统的精确控制模型,以实现控制系统的优化设计和控制参数的整定。

1 伺服电机和泵控液压缸理论建模

1.1 伺服电机速度环模型

伺服电机速度环结构框图如图1所示。

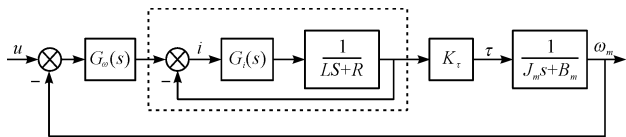


图1 伺服电机速度环结构框图

图1中,参数与变量的物理意义如表1所示。

表1 图1中参数与变量的物理意义

变量	变量物理含义
U/V	参考电压
$G_{\omega}(s)$	速度环控制器传递函数
I/A	参考电流
$G_i(s)$	电流环控制器传递函数
L/H	电机电枢线圈的电感系数
R/Ω	电机电枢线圈的电阻
K_{τ}	电机转矩常数
$T/(N \cdot M)$	电机扭矩
$J_m/(kg \cdot m^2)$	折算到电机轴上的转动惯量
$B_m/[(N \cdot M) \cdot (rad \cdot s^{-1})^{-1}]$	折算到电机轴上的粘性阻尼系数
$\omega_m/(rad \cdot s^{-1})$	电机角速度

伺服驱动器中的速度环控制器一般为PI控制器,为使被辨识系统尽可能的简单,因此取消伺服电机驱动器中的积分环节,使得速度环控制器为比例控制,增益为 K_u 。

在速度控制模式下,伺服电机驱动器电流环的响应速度是速度环响应速度的10倍以上。故对于速度环来说,在通过电流环后实际电流迅速达到参考电流,因此,电流环传递函数可近似为1。

简化后的速度环结构框图如图2所示。

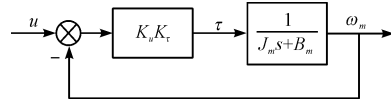


图2 简化后速度环结构框图

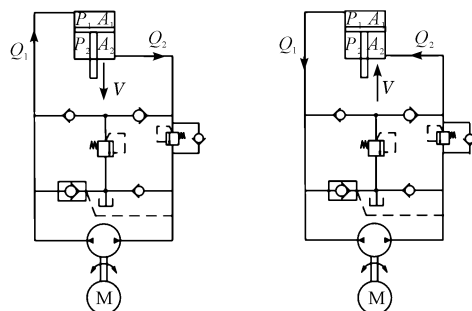
其传递函数为:

$$G_{\omega\omega}(s) = \frac{1}{J^*s + B^*} \quad (1)$$

式中: J^* —等价转动惯量, $J^* = J_m/(K_u K_{\tau})$; B^* —等价阻尼系数, $B^* = (B_m + K_u K_{\tau})/(K_u K_{\tau})$ 。

1.2 泵控缸传递函数

泵控缸液压系统原理图如图3所示。



(a) 活塞杆下行

(b) 活塞杆上行

图3 泵控缸液压系统原理图

为了建立泵控液压缸动力机构的数学模型,作以下假设:

- (1) 输入信号小,系统不发生压力饱和现象;
- (2) 不考虑定量泵和液压缸的泄漏,回油压力为零;
- (3) 忽略管道压力损失和流体质量效应;
- (4) 油液无气泡,温度和体积弹性模数为常数。

活塞杆下行时的流量连续性方程为:

$$\omega_m(t)D_p = \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1(t)}{dt} + A_1v(t) \quad (2)$$

式中: $\omega_m(t)$ —泵的转速,rad/s; D_p —泵的排量, mm^3/rad ; V_1 —高压腔的容积,包括管道、泵和压缸的无杆腔, mm^3 ; β_e —油液的体积弹性模数,MPa; P_1 —无杆腔的压力,MPa; A_1 —液压缸无杆腔的有效工作面积, mm^2 ; $v(t)$ —活塞杆速度,mm/s。

液压缸活塞的力平衡方程为:

$$A_1 P_1(t) = M \frac{dv(t)}{dt} + B_c v(t) + f_L(t) \quad (3)$$

式中: M — 负载、活塞、油液等效到活塞上的总质量; B_c — 负载和活塞等效到活塞上的粘性阻尼系数; $f_L(t)$ — 作用在活塞上的任意外负载力。

以活塞杆速度 $v(t)$ 作为输出, 以泵的转速 $\omega_m(t)$ 作为输入, 得到的传递函数可以表示为:

$$\frac{V(s)}{\Omega_m(s)} = \frac{A_1 \beta_e D_p}{M V_1 s^2 + V_1 B_c s + A_1^2 \beta_e} \quad (4)$$

令 $K = D_p/A_1, \omega_n = \sqrt{A_1^2 \beta_e / (M V_1)} \xi = V_1 B_c \omega_n / (2 A_1^2 \beta_e)$ 。则式(4) 简化后可得:

$$\frac{V(s)}{\Omega_m(s)} = \frac{K}{\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\xi}{\omega_n} s + 1} \quad (5)$$

式中: $\Omega_m(s)$ — 前述 $\omega_m(t)$ 的拉普拉斯变换; $V(s)$ — 前述 $v(t)$ 的拉普拉斯变换; K — 增益; ω_n — 液压固有频率, rad/s; ξ — 液压阻尼比。

同理, 可得泵控液压缸上行时开环传递函数为:

$$\frac{V(s)}{\Omega_m(s)} = \frac{K'}{\frac{1}{\omega_n'^2} s^2 + \frac{2\xi'}{\omega_n'} s + 1} \quad (6)$$

式中: K' — 增益, $K' = D_p/A_2$; ω_n' — 液压固有频率, $\omega_n' = \sqrt{A_2^2 \beta_e / (M V_2)}$, rad/s; ξ' — 液压阻尼比, $\xi' = V_2 B_c \omega_n' / (2 A_2^2 \beta_e)$ 。

2 实验原理

频率响应法辨识过程的示意图如图 4 所示。

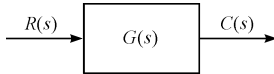


图 4 频率响应法辨识过程示意图

图 4 中, 辨识系统输入时域原函数为 $r(t) = R_i \sin \omega t$, 稳态时域响应为 $c(t) = C_0(\omega) \sin[\omega t + \varphi(\omega)]$ 。

则辨识系统的频率特性为:

$$\begin{cases} A(\omega) = |G(j\omega)| = \frac{C_0(\omega)}{R_i} \\ \varphi(\omega) = \angle G(j\omega) \end{cases} \quad (7)$$

基于上述幅频特性测量原理, 本研究利用固高 GUC-T400 系列运动控制器产生正弦输入信号, 利用伺服电机旋转编码器和液压缸上光栅尺测出油泵和液压缸实时的输出速度信号, 应用 Matlab 进行数据处理, 并绘出系统的幅频特性曲线图, 可以得出系统传递函数的具体参数。

3 实验及结果

3.1 伺服电机辨识实验

实验时, 本研究在上位机生成正弦输入电压信号, 幅值固定, 改变输入角频率, 并利用伺服电机编码器读取电机轴速度信号, 记录在数据文件中。

整个实验过程的伺服电机频率响应特性数据如表 2 所示。

表 2 伺服电机频率响应特性数据

序号	角频率/(rad · s ⁻¹)	对数幅频特性值/db
1	1	23.980 111 31
2	10	23.980 111 31
3	20	24.150 986 78
4	30	24.373 714 1
5	40	24.510 073 09
6	50	24.482 972 01
7	60	24.290 859 2
8	70	24.122 739 96
9	80	24.008 825 02
10	90	23.864 297 73
11	100	23.835 101 43
12	110	23.717 324 85
13	120	23.597 929 3
14	130	23.507 293 11
15	140	23.476 869 65
16	150	23.384 954 61
17	160	23.323 133 07
18	170	23.260 868 36
19	180	23.198 154 09
20	190	23.071 350 53
21	200	22.910 197 67
22	210	22.578 634 91
23	220	22.407 983 26
24	230	22.092 097 92
25	240	21.801 329 69
26	250	21.423 622 81
27	260	21.188 854 74
28	270	20.906 689 66

伺服电机对数幅频特性图如图 5 所示。

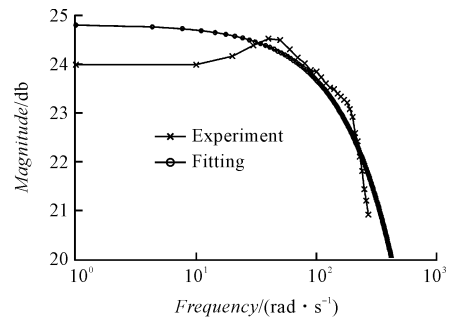


图 5 伺服电机对数幅频特性图

拟合得到的对数幅频特性曲线表达式为:

$$L(\omega) = 0.011\ 374 * \omega + 24.802 \quad (8)$$

实验曲线的对数幅频特性值与理论曲线的对数幅频特性值应当对应相等。对数幅频特性值的推导公式为:

$$L(\omega) = 20\lg \frac{1}{B^* \sqrt{\left(\frac{J^* \omega}{B^*}\right)^2 + 1}} \quad (9)$$

设时间常数 $\tau = J^*/B^*$, 则转折频率为 $\omega_c = 1/\tau$ 。

当时 $\omega \leq \omega_c$ 时, $(\omega/\omega_c)^2 \approx 0$, 此时有:

$$L(\omega) = -20\lg B^* \quad (10)$$

当 $\omega = \omega_c$ 时, 系统处于转折频率, 即:

$$L(\omega) = -20\lg B^* - 20\lg \sqrt{2} \quad (11)$$

由式(8~11)可得等价转动惯量为 $J^* = 2.181\ 19 \times 10^{-4} \text{ V}/(\text{deg} \cdot \text{s}^{-2})$, 等价阻尼系数为 $B^* = 0.057\ 531 \text{ V}/(\text{deg} \cdot \text{s}^{-1})$ 。则以控制参考电压 u 作为输入, 以电机轴的角速度 ω 作为输出, 伺服电机系统的传递函数为:

$$G_{u\omega} = \frac{1}{2.181\ 2 \times 10^{-4} s + 0.057\ 53} \quad (12)$$

3.2 泵控缸辨识实验

实验中对油泵施加正弦转速输入信号, 幅值固定, 改变输入角频率, 并利用液压缸光栅尺读取活塞杆速度值, 记录在数据文件中。由于液压缸是不对称缸, 把活塞速度曲线的峰值作为下行的幅值, 而谷值作为上行幅值, 这样一次实验就可以同时得到下行和上行的对数幅值比, 即角频率曲线。

整个实验过程的泵控缸上下行频率响应特性数据如表3所示。

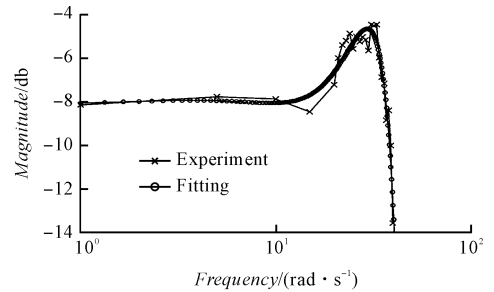
表3 泵控缸上下行频率响应特性数据

序号	下行 20lgA	上行 20lgA
1	1	-8.151 693 42
2	5	-7.774 038 92
3	10	-7.873 299 58
4	15	-8.465 440 31
5	20	-7.220 160 15
6	21	-5.995 112 20
7	22	-5.398 464 70
8	23	-5.200 613 33
9	24	-4.868 869 64
10	25	-5.578 308 68
11	26	-5.017 502 98
12	27	-5.253 469 24
13	28	-5.019 985 50
14	29	-5.172 206 35
15	30	-5.653 815 33

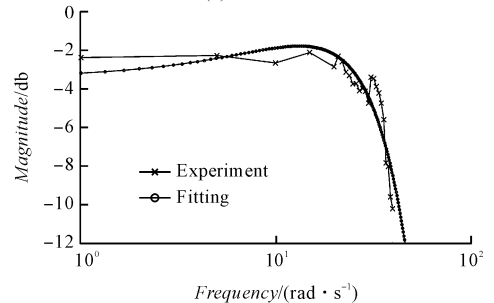
续表

序号	下行 20lgA	上行 20lgA
16	31	-4.462 316 54
17	32	-4.502 405 33
18	33	-4.464 798 37
19	34	-5.981 522 77
20	35	-6.870 958 65
21	36	-7.156 096 39
22	37	-8.852 141 30
23	38	-8.390 610 87
24	39	-10.011 375 6
25	40	-13.570 732 7

由泵控缸上、下行的频响特性, 拟合出系统对数幅频特性图, 泵控缸对数幅频特性图如图6所示。



(a) 泵控缸下行时



(b) 泵控缸上行时

图6 泵控缸对数幅频特性图

分析幅频特性图可得出: $K = 0.397\ 9$, $\omega_n = 35.77$, $\xi = 0.41$; $K' = 0.756\ 5$, $\omega_n' = 25.17$, $\xi' = 0.6$ 。由此可以得到下行时泵控缸传递函数为:

$$\frac{V(s)}{\Omega_m(s)} = \frac{0.397\ 9}{\frac{1}{35.77^2 s^2} + \frac{2 \times 0.41}{35.77} s + 1} \quad (13)$$

上行时泵控缸传递函数为:

$$\frac{V(s)}{\Omega_m(s)} = \frac{0.756\ 5}{\frac{1}{28.71^2 s^2} + \frac{2 \times 0.6}{28.71} s + 1} \quad (14)$$

3.3 液压伺服直驱系统传递函数辨识结果

根据3.1和3.2中得出的伺服电机和泵控缸传递函数, 可得液压伺服直驱系统下行传递函数为:

$$G(s) = \frac{1}{2.181\ 2 \times 10^{-4} s + 0.057\ 53} \times \frac{0.397\ 9}{\frac{1}{35.77^2 s^2} + \frac{2 \times 0.41}{35.77} s + 1} \quad (15)$$

上行的传递函数为:

$$G(s) = \frac{1}{2.1812 \times 10^{-4}s + 0.05753} \times \frac{0.7565}{\frac{1}{28.71^2 s^1} + \frac{2 \times 0.6}{28.71} s + 1} \quad (16)$$

4 结束语

通过分析液压机非对称液压缸伺服泵控系统的控制模型及其参数辨识方法,本文应用理论建模与系统辨识建模相结合的求解系统传递函数的方法,对伺服电机和齿轮泵—非对称液压缸组成的液压伺服直驱泵控原型系统控制模型参数进行了辨识;根据幅频实验所得数据,拟合出了该系统的幅频特性图,并以此得到了液压缸上行、下行的传递函数。

研究表明:该方法可用于求解系统的传递函数,并可为后续液压机伺服直驱系统的精确控制打下良好基础。

参考文献 (References):

- [1] 刘作凯,韦建军. 伺服阀控液压缸对液压系统动态特性影响的仿真研究[J]. 现代制造工程,2018(2):150-154.
- [2] 郑维,王洪斌,张志明,等. 液压泵控缸伺服系统 T-S 模糊模型在线辨识研究[J]. 重型机械,2017(6):23-27.
- [3] 刘少岗. 基于 T-S 模型的新型电机泵直驱缸伺服系统建模及控制[D]. 秦皇岛:燕山大学电气工程学院,2014.

- [4] 郑洪波,孙友松,黎勉,等. 直驱式泵控电液伺服系统建模与动态特性分析[J]. 锻压技术,2011,36(5):66-70,75.
- [5] 韩江,肖扬,夏链,等. 新型伺服液压机泵控液压缸液压力伺服系统的建模与仿真[J]. 液压与气动,2011(10):12-15.
- [6] YAO Jing, WANG Pei, CAO Xiao-ming, et al. Independent volume-in and volume-out control of an open circuit pump-controlled asymmetric cylinder system[J]. **Journal of Zhejiang University-Science: Applied Physics & Engineering**, 2018,19(3):203-210.
- [7] HAMIDAT A, BENYOUCEF B. Mathematic models of photovoltaic motor-pump systems [J]. **Renewable Energy**, 2008,33(5):933-942.
- [8] 胡寿松. 自动控制原理[M]. 第6版. 北京:科学出版社,2013.
- [9] 吴建德. 基于频域辨识的微型无人直升机的建模与控制研究[D]. 杭州:浙江大学信息科学与工程学院,2007.
- [10] 刘金星,李洪文,年朋,等. 伺服系统传递函数的全数字测量方法[J]. 电子测量技术,2010,33(9):8-10.
- [11] 李浩男,王显军. 伺服系统幅频特性测试及传递函数辨识[J]. 电子测量技术,2013,36(11):4-6.

[编辑:周昱晨]

本文引用格式:

徐坤,朱灯林,梅志千,等. 非对称液压缸伺服泵控系统控制模型及其参数辨识研究[J]. 机电工程,2019,36(5):524-528.

XU Kun, ZHU Deng-lin, MEI Zhi-qian, et al. Control model and parameter identification of asymmetric hydraulic cylinder servo pump control system[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2019,36(5):524-528.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

(上接第 469 页)

- [9] NIU G, LI W, GAO Q, et al. Path-tracking algorithm for aircraft fuel tank inspection robots[J]. **International Journal of Advanced Robotic Systems**, 2014,11(1):1-11.
- [10] DONG X, AXINTE D, PALMER D, et al. Development of a slender continuum robotic system for on-wing inspection/repair of gas turbine engines[J]. **Robotics and Computer-Integrated Manufacturing**, 2017,44(C):218-229.
- [11] DONG Xin, RAFFLES M, GUZMAN S C, et al. A novel snake arm robot using twin-pivot compliant joints: design, modeling and validation[J]. **Journal of Mechanisms & Robotics**, 2016,8(2):021010.
- [12] WEBSTER I R J, JONES B A. Design and kinematic mod-

eling of constant curvature continuum robots: a review[J]. **International Journal of Robotics Research**, 2010,29(13):1661-1683.

- [13] 胡海燕,王鹏飞,孙立宁,等. 线驱动连续型机器人的运动学分析与仿真[J]. 机械工程学报,2010,46(19):1-8.
- [14] 司艳伟,陈洪立. 六自由度果蔬采摘机器人关节空间轨迹规划[J]. 轻工机械,2017,35(4):15-19.
- [15] 阎思达,陈雁,陈文卓. 六自由度加油机器人运动特性分析[J]. 液压气动与密封,2017(11):26-29.
- [16] CRAIG J J, 负超. 机器人学导论[M]. 北京:机械工业出版社,2006.

[编辑:张豪]