

# 电液伺服比例阀控缸位置控制系统仿真研究

孙衍石 靳宝全 熊晓燕

(太原理工大学机械电子研究所 山西太原 030024)

**摘要** :由于液压元件本身所包含的非线性,难以建立精确的数学模型,使得 Simulink 仿真效率往往不高。本文利用 AMESim 和 Matlab/Simulink 的各自优势建立了联合仿真模型,进行仿真分析,取得了良好的效果,研究结果表明 AMESim/Simulink 联合仿真更加准确的模拟了实际系统的工作状态。

**关键词** :仿真;伺服比例阀;电液位置伺服控制;AMESim;Matlab/Simulink

中图分类号:TH137

文献标识码:A

文章编号:1672-8904(2009)04-0032-004

## 引言

最近 10 年来发展起来的电液比例控制技术新成员伺服比例阀,实际上是电液比例技术与电液伺服阀的进一步的“取长补短”式的融合。伺服比例阀(闭环比例阀)内装放大器,具有伺服阀的各种特性:零遮盖、高精度、高频响,但其对油液的清洁度要求比伺服阀低,具有更高的工作可靠性<sup>[1]</sup>。

电液伺服控制系统多数具有良好的控制性能,并具有一定的鲁棒性,有广泛的应用。电液伺服系统的动态特性是衡量一套电液伺服系统设计及调试水平的重要指标。电液伺服系统由电信号处理装置和若干液压元件组成,元件的动态性能相互影响,相互制约及系统本身所包含的非线性,致使其动态性能复杂<sup>[2]</sup>。因此,电液伺服控制系统的仿真受到越来越多的重视。

电液控制技术的不断发展和人们对电液控制系统性能要求的不断提高,了解电液伺服系统过程中的动态性能和内部各参变量随时间的变化规律,已成为电液伺服系统设计和研究人员的首要任务。在系统工作过程中,主要液压元件的动态响应、系统各部分的压力变化,执行元件的位移和速度等,都是人们非常关心的。

本文以电液伺服比例阀控液压缸为例,针对 Matlab/Simulink 在电液伺服控制系统仿真分析中的局限性,采用 AMESim 和 Matlab/Simulink 联合仿真模型,取得了良好的效果。

## 1 系统组成及原理

电液伺服控制系统根据被控物理量(即输出量)

分为电液位置伺服系统、电液速度伺服系统、电液力伺服系统三类。本文主要介绍电液位置伺服系统的仿真研究。其中四通阀伺服比例阀控液压缸的原理如图 1 所示。

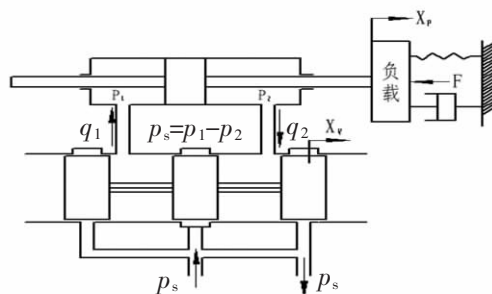


图1 阀控缸—负载原理图系统组成图

电液位置伺服控制系统是最为常见的液压控制系统,实际的伺服系统无论多么复杂,都是由一些基本元件组成的。控制系统结构框图见图 2 所示。

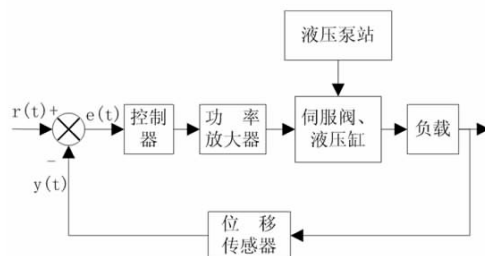


图2 电液伺服控制系统的结构框图

## 2 液压系统数学模型建立

活塞杆内径(直) $d$ 为 45 mm,活塞的行程  $H$  为 40 cm,液压缸外径为 80 mm,查手册知内径  $D$  为 63 mm,从伺服阀到液压缸的长度为 3 m,管径为 22 mm,壁厚为 4 mm,供油压力恒定为 7 MPa,伺服比例阀 MOOG D-633, $d$ 为 7.9mm,阀额定电流为 10 mA,质量块(负载)为 250 kg。

收稿日期:2009-03-09

作者简介:孙衍石(1975-) 吉林长春人,硕士研究生,机械电子工程专业,研究方向电液伺服系统控制,流体传动与控制。

Copyright © 2009 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

液压缸有效工作面积为  $A_p$  为  $15.26 \text{ cm}^2$ 。

系统总压缩容积(液压缸和阀至液压缸两侧管路总容积)  $1\,072 \text{ cm}^3$ 。

因为位置系统动态分析经常在零位工作条件下,参见文献[3]可以得到描述了阀控液压缸的动态特性模拟公式(1)。

$$X_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} X_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} (1 + \frac{V_1}{4\beta_e K_{ce}} s) F_L}{\frac{m_1 V_1}{4\beta_e A_p^2} s^3 + (\frac{V_1 B_p}{4\beta_e A_p^2} + \frac{K_{ce} m_1}{A_p^2}) s^2 + (1 + \frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} + \frac{K}{4\beta_e A_p^2}) s + \frac{K K_{ce}}{A_p^2}} \quad (1)$$

式中,  $K_{ce}$  为总压力-流量系数,  $X_v$  为阀芯位移。  $M_1$  为活塞及负载总质量;  $B_p$  为活塞及负载的黏性阻尼系数;  $K$  为负载弹簧刚度;  $F_L$  为作用在活塞上的任意外负载力。由于负载特性为惯性负载( $K=0$ )  $B_p$  一般很小可简化为式(2)

$$X_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} (1 + \frac{V_1}{4\beta_e K_{ce}} s) F_L}{s(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1)} \quad (2)$$

对指令输入为的传递函数为式(3)

$$\frac{X_p}{X_v} = \frac{\frac{K_q}{A_p}}{s(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1)} \quad (3)$$

则液压缸-负载的传递函数为式(4)

$$\frac{X_p}{X_L} = \frac{1}{A_p} \frac{1}{s(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1)} \quad (4)$$

式中,

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{V_1 M_1}} = 156.4 \text{ rad/s}$$

总流量压力系数  $K_{ce} = K_c + C_{tp}$ , 液压缸总泄露系数  $C_{tp}$  较阀的流量-压力系数  $K_c$  小得多,所以主要  $K_c$  来

决定。零位压力系数  $K_{co} = \frac{\pi r_c^2 w}{32\mu}$  式中,  $r_c$  为阀芯与阀

套间隙的行向间隙  $w$  为阀面积梯度,  $\mu$  为油液的动粘度,取  $\mu = 1.4 \times 10^{-2} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ,  $r_c = 5 \times 10^{-6} \text{ m}$ , 对于全开口阀  $W = \pi d_{\text{阀}} W = 24.8 \text{ mm}$

得  $K_{co} = 43.47 \times 10^{-13} \text{ m}\cdot(\text{N}\cdot\text{s})^{-1}$  所以

$$\xi_h = \frac{K_{co}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e M}{V}} = 0.036$$

根据经验得知在位置伺服系统中,当伺服阀在零位区域工作时  $\xi_h = 0.1 \sim 0.2$  [3],本文取  $\xi_h = 0.2$  可得液压缸数学模型为式(5)。

$$\frac{X_p}{Q_L} = \frac{\frac{1}{A_p}}{s(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1)} = \frac{\frac{1}{15.26 \times 10^{-4}}}{s(\frac{s^2}{156^2} + \frac{0.4}{156} s + 1)} \quad (5)$$

伺服阀的传递函数为式(6)。

$$\frac{Q_L}{\Delta I} = \frac{K_{SV}}{\frac{s^2}{\omega_{SV}^2} + \frac{2\xi_{SV}}{\omega_{SV}} s + 1} \quad (6)$$

根据 D633 伺服阀频率响应特性曲线图,可知  $\omega_{sv} = 80 \text{ Hz}$  额定流量  $q_n = 40 \text{ L/min}$  的取阀压降为  $p_L = 2/3 p_s$  时的流量增益为

$$K_{sv} = q_n \frac{\sqrt{\frac{p_s}{p_{sv}}}}{I_n} = 0.056 \text{ m}^3/(\text{sA})$$

所以伺服阀的传递函数为式(7)。

$$\frac{Q_o}{\Delta I} = \frac{K_{SV}}{\frac{s^2}{\omega_{SV}^2} + \frac{2\xi_{SV}}{\omega_{SV}} s + 1} = \frac{0.056}{\frac{s^2}{500^2} + \frac{2 \times 0.7}{500} s + 1} \quad (7)$$

所以系统的方框图如图 3 所示。

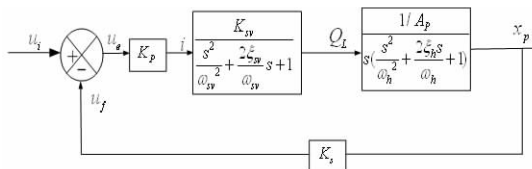


图 3 系统方块图

### 3 基于 Simulink 的 PID 仿真

本文在 Matlab 软件中的动态仿真工具 Simulink 环境下采用 PID 控制策略进行仿真,如图 4 所示。

当取  $K_P = 0.0002$   $K_I = 0$   $K_D = 0$  时,和当  $K_P = 0.007$ ,  $K_I = 0.01$   $K_D = 0.0005$  时,得到如图 5 图 6 所示液压缸实际位移曲线。

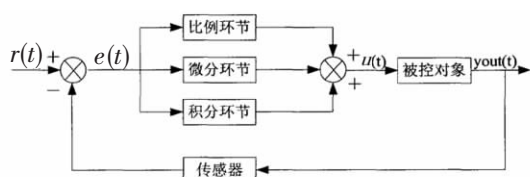
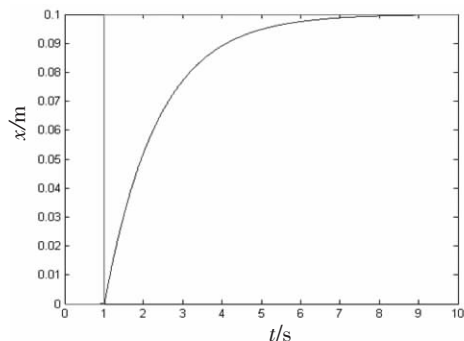
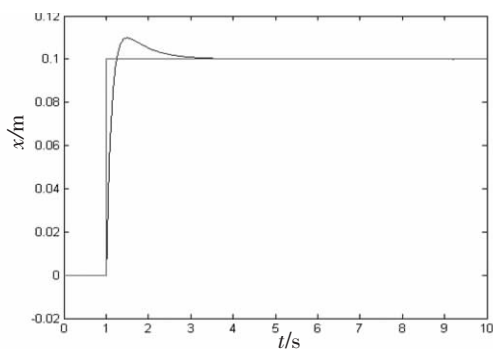


图 4 PID 控制系统原理框图

图 5 液压缸位移与期望值的关系( $K_p=0.0002$ ,  $K_i=0$   $K_D=0$ )图 6 液压缸位移与期望值的关系( $K_p=0.007$ ,  $K_i=0.01$   $K_D=0.0005$ )

比较图 5 图 6 发现  $K_p$  增大值时,系统的响应灵敏度增大,动态跟踪误差也减小了,在有静差的情况下有利于减少静差。但过大的比例系数会使系统有较大的超调,产生振荡,使稳定性破坏。增大积分系数  $K_i$  有利于减少超调,减少振荡,使系统更加稳定,但过大的积分系数会使系统变得不稳定。增大微分系数  $K_D$  有利于加快系统的响应,使超调量减少。

#### 4 AMESim/Simulink 联合仿真技术的优点

由于液压元件本身所包含的非线性,难以建立精确的数学模型。所以本文采用 AMESim 与 Matlab/Simulink 联合仿真平台对电液伺服系统中的机械液压部分和控制部分分别进行建模,充分利用两套软件各自在液压系统建模仿真与数据处理能力方面的优势对电液伺服系统进行联合仿真分析。

Simulink 借助于 MATLAB 强大的数值计算能力,能够在 MATLAB 下建立系统框图和仿真环境,在各个工程领域发挥着巨大的作用,是当今主流的仿真软件。但 MATLAB 存在不能有效地处理代数环问题等缺点,使得 Simulink 仿真效率往往不高。利用 AMESim 对 Simulink 的接口技术,把两个优秀的专业仿真工具联合起来使用,就能既发挥 AMESim 突出的流体机械的仿真效能,又能借助 MATLAB/Simulink 强大的数值处理能力,取长补短,取得更加完美的互补效果。这种联合仿真的技术对多领域系统(如流体与控制结合系统等)的仿真效果更是无与伦比<sup>[4]</sup>。

本文把位移作为输出量,在 AMESim 中的界面菜单下的创建输出图标功能与 Simulink 中的 S 函数实现连接。具体实现过程是在 AMESim 中经过系统编译、参数设置等生成供 Simulink 使用的 S 函数,在 Simulink 环境中,将建好的包含其它 Simulink 模块的 AMESim 模型当作一个普通的 S 函数对待,添加入系统的 Simulink 模型中。从而实现 AMESim 与 Simulink 的联合建模与仿真。根据物理模型,把系统分为机械系统和控制系两部分,机械系统模型由 AMESim 建立,控制系模型由 Simulink 建立,则得到联合仿真环境下的模型分别如图 7 和图 8 所示。

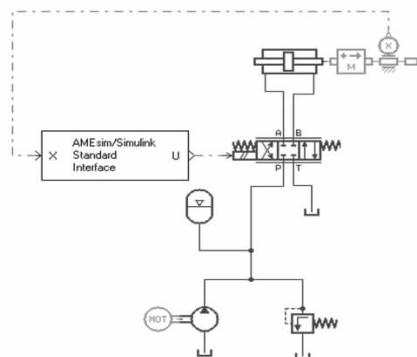


图 7 联合仿真 AMESim 环境下的液压系统模型

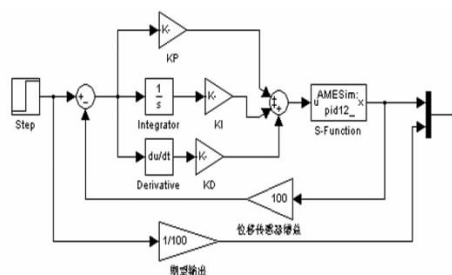


图 8 Simulink 环境下的电液伺服系统模型

联合仿真中 PID 控制参数取为  $K_p=1.5$ ,  $K_i=0.001$ ,  $K_d=0.002$  系统输入一阶跃信号得到活塞杆的位移曲线,见图 9 所示。

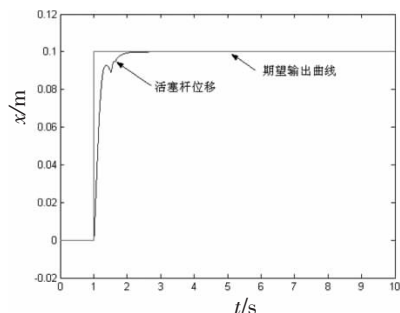


图 9 液压缸活塞实际输出位移与期望值曲线

联合仿真中 PID 控制参数取为  $K_p=17$ ,  $K_i=0.3$ ,  $K_d=0$ , 系统输入一正弦信号得到活塞杆的位移曲线,见图 10 所示。

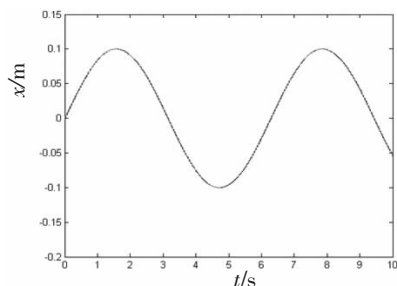


图 10 液压缸活塞实际输出位移与期望值曲线

由图 9 图 10 可以看出,活塞杆位移曲线与系统输入的阶跃信号曲线和正弦信号曲线非常接近,系统稳定仿真效果是非常不错的。

在液压缸的参数设置中,有这样 1 个参数—死区容积(Dead Volume)。死区的油量越大,油液的可压缩性就越明显,系统就越不稳定。在默认情况下,该值为  $50 \text{ cm}^3$ ;如果把死区容积改为  $20 \text{ cm}^3$ ,得到液压

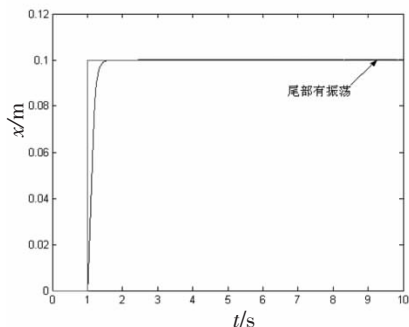


图 11 液压缸活塞实际输出位移与期望值曲线 ( $K_p=2.8$ ,  $K_i=0.002$ ,  $K_d=0.002$ ,  $\text{Dead Volume}=50 \text{ cm}^3$ )

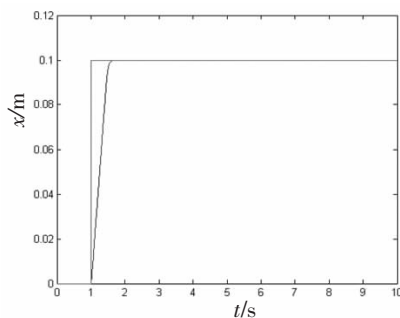


图 12 液压缸活塞实际输出位移与期望值线( $K_p=2.8$ ,  $K_i=0.002$ ,  $K_d=0.002$ ,  $\text{Dead Volume}=20 \text{ cm}^3$ )

缸活塞杆实际输出位移与期望值如图 11 和图 12 所示。

分析图 10 和图 11 所示曲线可以看出,系统的振荡就明显变小。在 Simulink 中很难体现死区体积对整个系统的影响,与 AMESim 相比这这也是一个不足之处。另外蓄能器在系统中作为泵的辅助能源,也是系统吸收振动的元件。在没有蓄能器的情况与有蓄能器相比,系统更容易会出现振动,稳定性不够。所以在系统中安装蓄能器是非常有必要的<sup>[5]</sup>。而在 Simulink 中很难体现蓄能器对整个系统的影响。

## 5 结 语

(1) 建模过程与仿真结果表明,对系统建立正确的数学模型并进行分析仿真,分析系统的动态特性,可以有效地预见系统的输出,达到对系统工作状态的了解,提高了设计和分析系统的效率,为进一步控制系统,提高响应速度和控制精度奠定了一定的基础。

(2) 从上面可以看出利用 AMESim 与 Matlab/Simulink 各自优点的联合仿真技术开创了一条效果很好而又不很复杂的仿真新途径。这种仿真技术更加准确的模拟了实际系统的工作状态,必将在工程领域(尤其在电液伺服控制领域)得到广泛应用。

### 参 考 文 献

- [1] 深才山,吴祖平.伺服比例阀的特点及在龙滩电站的应用[J].水电站机电技术,2007(10):33-35
- [2] 马长林,黄先祥,郝琳.基于 AMESim 的电液系统仿真与优化研究[J].液压气动与密封,2006(1):32-34
- [3] 王春行.液压伺服控制系统[M].北京:机械工业出版社,1989
- [4] 李谨,邓卫华.AMESim 与 MATLAB/Simulink 联合仿真技术及应用[J].情报指挥控制系统与仿真技术,2004,10(5):61-64
- [5] 万理想,丁保华,周洲.基于 AMESim 和 Simulink 的液压伺服系统仿真[J].煤矿机械,2007(9):40-42

## Simulation of Cylinder Servo Position System Controlled by Proportional

SUN Yan-shi, JIN Bao-guan, XIONG Xiao-yan