DOI: 10.3901/JME.2019.06.203

液压滚切剪机新型伺服缸控制系统动态解耦及仿真试验*

马丽楠 赵晓冬 马立峰 马强俊 韩贺永
(太原科技大学重型机械装备协同创新中心 太原 030024)

摘要: 全液压滚切剪是伺服缸为滚切剪刀提供精准曲线力。因重载缸卧式铰接安装,缸筒自重等会引起密封处摩擦过大,造成拉缸、泄漏而导致输出力不足等现象。为克服自重对密封的影响,提出在全液压滚切剪的伺服缸端底用一小缸进行支撑,并设计压力-位置双闭环 PID 控制系统,该系统通过精准控制小缸压力和位移以满足所需工况。对该控制系统进行耦合特性分析,推导出压力与位置独立闭环控制系统的数学模型,进行稳定性分析。在基于理论分析研究的基础上,运用 AMESim/Matlab 联合仿真,进一步验证了压力-位置双闭环独立 PID 控制系统的合理性。结果表明该控制系统能够实现小缸的压力和位移精准控制,实现了重载卧式缸在输出曲线力时不受自重因素影响,密封装置几乎不受工况所限无摩擦运行。通过工程试验证明了该控制系统的可行性与可靠性,为理论分析和工程实际应用提供了重要依据。

关键词: 卧式缸; 抗摩擦; 控制系统; 解耦; 联合仿真

中图分类号: TH137

Dynamic Decoupling and Simulation Research on Control System of New Servo Cylinder of Rolling Cutter Servo Cylinder

MA Linan ZHAO Xiaodong MA Lifeng MA Qiangjun HAN Heyong
(Collaboration Innovation Center of Heavy Machinery Equipment,
Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024)

Abstract: The servo cylinder with full hydraulic roll cutting provides precise curve force for the knives. Due to the horizontal hinged installation of heavy duty cylinders, the self weight of the cylinder will cause the friction of the sealing part to be too large, resulting in the phenomenon of insufficient output and so on. In order to overcome the influence of self weight on the seal, a small cylinder is used to support the end of the servo cylinder at the full hydraulic rolling cutting shear, and a pressure position double closed loop PID control system is designed. The system can accurately control the pressure and displacement of the small cylinder to meet the required conditions. The coupling characteristics of the control system are analyzed, and the mathematical model of the independent closed loop control system for pressure and position is deduced, and the stability analysis is carried out. On the basis of theoretical analysis, the AMESim/Matlab joint simulation is used to further verify the rationality of the pressure position double closed loop independent PID control system. The results show that the control system can control the pressure and displacement of the small cylinder accurately, and the heavy load horizontal cylinder is not affected by the self weight factor in the output curve force, and the sealing device is almost free from friction. The feasibility and reliability of the control system are proved by engineering tests, which provides important basis for theoretical analysis and practical application.

Key words: horizontal cylinder; anti-friction; control system; decoupling; co-simulation

0 前言

全液压滚切剪是一种结构复杂、技术难度大、

自动化水平高和配套辅机多的轧钢精整设备^[1-2],采用精准控制卧式伺服缸行进位移和速度的方式,驱动复合连杆对钢板的滚动剪切^[3-6]。滚切剪的伺服缸卧式铰接安装,曲线做工,为了避免由于缸筒自重等所引起的密封处摩擦过大,造成拉缸、泄漏、输出力不足甚至失效等现象^[7-9],本文针对此问题提出在伺服缸端底连接一个小缸的新型支撑结构,并设

* 国家自然科学基金(51505315)和山西省研究生教育创新(2016BY132)资助项目。20180425 收到初稿,20181221 收到修改稿

计了压力-位置双闭环 PID 控制系统,该控制系统通过精准控制小缸的压力与位移,以实现伺服缸的活塞杆全程近似无摩擦运行,从而实现伺服缸曲线力精准无损输出,进而优化伺服缸性能。

国内外学者对力与位置的同步精确控制进行了研究^[10-14]。JONGPYO 等^[15]使用导纳控制方案实现并联机器人的力/位置混合控制,通过一系列实验表明:该算法可以实现力/位置的混合控制,有较好的控制性能。AKIRA 等^[16]通过研究机械手的动力学模型,找到约束条件,分析力与位置之间的耦合特性,进行了力与位置的解耦控制。徐云辉等^[17]采用阀控缸压力、位置主从控制系统,将液压缸两腔压力变化通过压力-位置转换公式转化为位置信号,通过仿真研究得出该方法具有可行性。权龙等^[18]提出串并联复合控制系统,通过采用压力闭环在内,位置闭环在外的控制策略,实现压力-位置平稳切换,以达到压力-位置的同步精确控制,结果表明该方法具有较强的实用性。

基于上述研究背景,本文为全液压滚切剪提出伺服缸新型支撑结构,并设计了一种压力-位置双闭环 PID 控制系统,该系统可以同步精确控制小缸压力与位置,保证伺服缸实现全程近似无摩擦运行,避免由于缸筒自重实时变化不易控所引起的不良现象。压力与位置双闭环控制系统存在着一定的耦合特性,经过解耦运算,分别推导出压力与位置闭环的数学模型,并通过李雅普诺夫第二法进行稳定性判定。通过 AMESim/Matlab 进行联合仿真,验证压力-位置双闭环独立 PID 控制系统的合理性,为理论分析和工程实际应用提供了重要依据。

1 伺服缸新型支撑结构控制系统原理

全液压滚切剪采用卧式伺服缸驱动复合连杆剪切机构,通过控制伺服缸的行进顺序和速度输出曲线力,从而实现对钢板的滚动剪切。全液压滚切剪的机构简图如图 1 所示。

本文针对滚切剪的核心执行元件重载卧式伺服缸端底连接一个支撑小缸的新型结构,为其设计配套控制系统,通过对支撑小缸进行力与位置的同步控制来避免由于缸筒自身重量所引起的不良现象,实现全程近似无摩擦运行,达到工况需求。其工作原理如图 2 所示。

该伺服控制系统采用两个独立闭环回路,对小缸力与位置进行同步精确控制,利用压力和位移传感器将小缸压力与位移信号反馈到 PID 控制器,与

图 1 液压滚切剪机构简图

1, 3. 推杆 2, 4. 连杆 5, 6. 伺服缸 7. 上刀架 8. 待剪钢板
9. 下刀架及工作台 10. 导向杆

图 2 控制系统原理图

1. 伺服缸 2. 支撑小液压缸 3. 比例方向阀 4. 液压泵
5. 联轴器 6. 伺服电机 7. 控制器 8. 压力传感器 9. 位移传感器

此同时,实时控制伺服电机与比例方向阀,使其同步精准控制小缸压力与位置,以满足小缸工况所需压力与位移。通过对小缸力与位置进行同步精确控制,可以避免由于缸筒自身重量所引起的不良影响,使伺服缸的活塞杆始终悬浮在缸盖导向套中,实现全程近似无摩擦运行。

2 数学模型及动态分析

2.1 耦合分析

通过对控制系统原理的分析与研究,可知压力与位置闭环存在着一定的耦合特性,导致压力与位置难以实现同步精确控制,需要对其进行解耦,才能满足控制系统设计要求。图 3 所示为耦合系统框图。

位移与压力闭环控制系统之间存在着一定的耦合关系,如图 3 所示,小缸的压力变化影响活塞杆的位移。支撑小缸的位移传感器将采集到的数据与

给定数据反馈回PID控制器, 对其比例方向阀进行实时控制, 输出适量的液压油来控制小缸活塞杆的位移, 与此同时, 压力闭环也会对其位移有一定的影响。压力闭环同样是将压力传感器采集的数据与给定数据反馈到控制器中, 实时控制伺服电机, 并通过比例方向阀的降压后, 输出工况所需力。位置闭环对于压力的影响微乎其微, 不会对压力闭环产生实质性的影响。由上述分析, 可得双输入双输出系统的耦合关系, 如图4所示。

图3 压力位置耦合关系框图

图4 系统耦合框图

图4中 $G_{PID1}(s)$ 、 $G_{PID2}(s)$ 分别为位置闭环与压力闭环控制系统的PID控制器。 $G_{22}(s)$ 是压力闭环的控制对象传递函数, $G_{12}(s)$ 是小缸压力变化对活塞杆位移所产生的影响的传递函数, $G_{21}(s)$ 是小缸位移对压力影响的传递函数, $G_{11}(s)$ 是位置闭环的控制对象的传递函数。

2.2 模型的建立

由于位置闭环对于压力的影响微乎其微, 不会对压力闭环产生实质性的影响, 小缸位移对压力影响的传递函数

$$G_{21}(s) = 0 \quad (1)$$

比例方向阀是位置闭环控制系统的核心元件, 起着关键性作用, 通过实时控制比例方向阀来控制小缸大腔的液压流量, 以达到活塞杆所需伸缩量, 其简化数学模型为二阶系统模型^[19]

$$G_x(s) = \frac{x_v(s)}{i_x(s)} = \frac{k_q}{\frac{1}{\omega_x^2} s^2 + \frac{2\xi_x}{\omega_x} s + 1} \quad (2)$$

式中 x_v —— 阀芯位移;

i_v —— 电流;

k_q —— 流量增益;

ω_x —— 比例方向阀固有频率;

ξ_x —— 比例方向阀阻尼比。

阀控缸位移的数学模型比较复杂, 可将其简化为^[20]

$$X(s) = \frac{X_y(s)}{x_v(s)} = \frac{\frac{1}{A_1}}{\left(\frac{1}{\omega_g^2} s^2 + \frac{2\xi_g}{\omega_g} s + 1 \right) s} \quad (3)$$

式中 $X_y(s)$ —— 实际位移输出;

ω_g —— 缸的固有频率;

ξ_g —— 缸的阻尼比;

A_1 —— 大腔有效面积。

由此可得位置闭环的控制对象的传递函数

$$G_{11}(s) = G_x(s) X(s) = \frac{k_q}{A_1 \left(\frac{1}{\omega_x^2} s^2 + \frac{2\xi_x}{\omega_x} s + 1 \right) \left(\frac{1}{\omega_g^2} s^2 + \frac{2\xi_g}{\omega_g} s + 1 \right) s} \quad (4)$$

根据小缸无杆腔压力与小缸活塞杆位移之间的耦合特性分析, 由力平衡方程可推出

$$\Delta P_u A_1 = m \Delta \ddot{x}_y + B_p \Delta \dot{x}_y \quad (5)$$

式中 ΔP_u —— 压力变化;

m —— 活塞杆与活塞的质量;

$\Delta \ddot{x}_y$ —— 位移加速度变化;

$\Delta \dot{x}_y$ —— 位移速度变化;

B_p —— 黏性阻尼系数。

通过对(5)进行拉氏变换可得小缸无杆腔压力变化对小缸活塞杆位移所产生的影响的传递函数

$$G_U(s) = \frac{\Delta x(s)}{\Delta P_u(s)} = \frac{A_1}{ms^2 + B_p s} \quad (6)$$

则推出

$$G_{12}(s) = G_U(s) = \frac{A_1}{ms^2 + B_p s} \quad (7)$$

在压力闭环控制系统中, 伺服电机起到了关键性作用, 通过实时控制电机转速来控制小缸大腔所需压力, 伺服电机调速模块的实际模型较为复杂, 为了便于建立数学模型, 将其简化成为一阶惯性环节^[21]。

$$G(s) = \frac{N(s)}{U(s)} = \frac{K_v}{Ts+1} \quad (8)$$

式中 $N(s)$ ——电机的转速;

$U(s)$ ——指令电压;

K_v ——速度增益;

T ——时间常数。

由流量连续性方程可得

$$nD_p = \lambda p + A_1 \frac{dy}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (9)$$

式中 n ——液压泵转速;

D_p ——液压泵排量;

A_1 ——伺服缸无杆腔面积;

V_1 ——伺服缸无杆腔容积;

y ——伺服缸活塞位移;

p ——伺服缸无杆腔工作压力;

β ——油液弹性模量;

λ ——伺服缸泄漏系数。

由牛顿第二定律可知, 液压缸活塞杆在运动过程中的力平衡方程为

$$A_1 p = M \frac{d^2 y}{dt^2} + B_p \frac{dx}{dt} + K_s y + F_L \quad (10)$$

式中 B_p ——黏性阻尼系数;

K_s ——负载的弹簧刚度;

F_L ——外负载。

假设初值为零, 由以上两式可得, 压力闭环的传递函数

$$G_p(s) = \frac{P(s)}{N(s)} = \frac{D_p}{\lambda + \frac{V(y)}{2\beta}s + \frac{A^2 s}{Ms^2 + B_p s + K_s}} \quad (11)$$

伺服缸活塞杆的伸出阶段与返程阶段类似, 因此, 本文只做活塞杆伸出阶段的比例方向阀压降计算

$$\begin{cases} \Delta P = P - P_1 \\ P - P_1 = \left(\frac{q_1}{q_2}\right)^2 \left(\frac{b_2}{b_1}\right)^2 P_2 \end{cases} \quad (12)$$

由式(12)得

$$\Delta P = \left(\frac{q_1}{q_2}\right)^2 \left(\frac{b_2}{b_1}\right)^2 P_2 \quad (13)$$

式中 ΔP ——比例方向阀总压降;

P ——进油压力;

P_1 ——大腔压力;

P_2 ——小腔压力;

q_1, q_2 ——比例方向阀进、出油流量;

b_1, b_2 ——进、回阀口开启面积。

由一些相互关系可得

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{q_1}{q_2} \quad (14)$$

式中 A_2 ——小腔有效面积。

设

$$n = \frac{b_1}{b_2} \quad (15)$$

式中 n ——进、回阀口开启面积比值。

由(13)~(15)可推出

$$\Delta P = \frac{1}{n^2} \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 P_2 \quad (16)$$

由力平衡方程可推出

$$P_1 A_1 = P_2 A_2 + F_w \quad (17)$$

式中 F_w ——负载力。

由(16)、(17)可推出

$$P_1 = \frac{A_2}{A_2 + \frac{A_1^3}{n^2 A_2^2}} P + \frac{\frac{1}{n^2} \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2}{A_2 + \frac{A_1^3}{n^2 A_2^2}} F_w \quad (18)$$

相比较负载而言, 小腔背压很小, 因此可近似小腔背压为 0, 则

$$P_1 A_1 = F_w \quad (19)$$

可得比例方向阀压降比例环节

$$P_1 = \frac{\frac{A_2}{A_2 + \frac{A_1^3}{n^2 A_2^2}}}{1 - \frac{A_1 A_2}{A_2 + \frac{A_1^3}{n^2 A_2^2}}} P \quad (20)$$

由此可得压力闭环的控制对象传递函数

$$G_{22}(s) = kG(s) = \frac{kD_p}{\lambda + \frac{V(y)}{2\beta}s + \frac{A^2 s}{Ms^2 + B_p s + K}} \quad (21)$$

$$\text{式中 } k = \frac{\frac{A_2}{A_2 + \frac{A_1^3}{n^2 A_2^2}}}{1 - \frac{A_1 A_2}{A_2 + \frac{A_1^3}{n^2 A_2^2}}}。$$

2.3 前馈解耦

本文采用前馈解耦来解除多变量系统的耦合

性, 简化解耦控制系统框图如图 5 所示。

图 5 简化解耦控制系统框图

图 5 中, $N(s)$ 为解耦装置矩阵, $G_r(s)$ 为传递函数矩阵

$$N(s) = \begin{pmatrix} 1 & N_{12}(s) \\ N_{21}(s) & 1 \end{pmatrix} \quad (22)$$

$$G_r(s) = \begin{pmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{pmatrix} \quad (23)$$

由解耦控制系统可得

$$G(s) = G_r(s)N(s) =$$

$$\begin{pmatrix} G_{11}(s) + G_{12}(s)N_{21}(s) & G_{12}(s) + G_{11}(s)N_{12}(s) \\ G_{21}(s) + G_{22}(s)N_{21}(s) & G_{22}(s) + G_{21}(s)N_{12}(s) \end{pmatrix} \quad (24)$$

$$\begin{cases} G_{11}(s) = \frac{5}{1.55 \times 10^{-10} s^5 + 5.2 \times 10^{-8} s^4 + 3.574 \times 10^{-5} s^3 + 7.58 s^2 + s} \\ G_{12}(s) = \frac{0.008}{11 s^2 + 2.2 \times 10^5 s} \\ G_{22}(s) = \frac{1.54 \times 10^{-5} s^2 + 3.1 \times 10^9 s + 4.8 \times 10^9}{0.0495 s^3 + 991.2 s^2 + 66516 s + 0.09384} \\ N_{21}(s) = 0 \\ N_{12}(s) = -\frac{1.55 \times 10^{-10} s^4 + 5.2 \times 10^{-8} s^3 + 3.574 \times 10^{-5} s^2 + 7.58 s + 1}{6875 s + 1.4 \times 10^8} \end{cases} \quad (28)$$

由式(26)~(28)可得广义对象模型

$$G(s) = \begin{pmatrix} \frac{5}{1.55 \times 10^{-10} s^5 + 5.2 \times 10^{-8} s^4 + 3.574 \times 10^{-5} s^3 + 7.58 s^2 + s} & 0 \\ 0 & \frac{1.54 \times 10^{-5} s^2 + 3.1 \times 10^9 s + 4.8 \times 10^9}{0.0495 s^3 + 991.2 s^2 + 66516 s + 0.09384} \end{pmatrix} \quad (29)$$

2.4 稳定性分析

通过以上解耦运算分析, 可以分别得到压力与位置闭环控制系统的控制对象线性化数学模型。并运用李雅普诺夫第二法分别对其进行稳定性分析,

因解耦矩阵须为对角矩阵, 则

$$\begin{cases} G_{12}(s) + G_{11}(s)N_{12}(s) = 0 \\ G_{21}(s) + G_{22}(s)N_{21}(s) = 0 \end{cases} \quad (25)$$

由式(21)、(22)可得解耦矩阵模型为

$$N(s) = \begin{pmatrix} 1 & -\frac{G_{12}(s)}{G_{11}(s)} \\ -\frac{G_{21}(s)}{G_{22}(s)} & 1 \end{pmatrix} \quad (26)$$

通过前馈解耦后, 可得广义对象模型为

$$G(s) = \begin{pmatrix} G_{11}(s) + G_{12}(s)N_{21}(s) & 0 \\ 0 & G_{22}(s) + G_{21}(s)N_{12}(s) \end{pmatrix} \quad (27)$$

通过对新型伺服缸控制系统分析与研究, 可知比例方向阀的固定频率 $\omega_x = 215 \text{ rad/s}$, 其阻尼比为 $\xi_x = 0.7$, 比例方向阀压降增益 $k = 0.85$ 。压力控制系统液压泵排量为 $D_p = 1.2 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{r}$, 伺服缸泄漏系数为 $\lambda = 8 \times 10^{-11} \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$, 伺服缸无杆腔体积 $V_1 = 0.45 \times 10^{-2} \text{ m}^3$, 阻尼比为 $\xi_p = 0.8$ 。缸的固定频率为 $\omega_g = 374 \text{ rad/s}$, 缸的阻尼比为 $\xi_g = 0.2$, 大腔的有效面积为 $A_1 = 0.008 \text{ m}^2$, 流量增益为 $k_q = 0.04$ 。活塞杆与活塞的质量为 $m = 11 \text{ kg}$, 黏性阻尼系数 $B_p = 2.2 \times 10^5 \text{ N}/(\text{m/s})$ 。通过运算可得

式中, 压力传感器增益 $k_p = 0.42$, 位移传感器增益 $k_x = 0.2$ 。

位置闭环控制系统的传递函数

$$G_L(s) = \frac{5}{1.55 \times 10^{-10} s^5 + 5.2 \times 10^{-8} s^4 + 3.574 \times 10^{-5} s^3 + 7.58 s^2 + s + 5} \quad (30)$$

由传递函数可得位置闭环控制系统的自治方程

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} = \begin{pmatrix} -335.48 & -449.85 & -187.04 & -192.27 & -30.04 \\ 512 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 512 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 128 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 32 & 0 \end{pmatrix} \mathbf{x} \quad (31)$$

取正定二次函数 $V(x) = \mathbf{x}^T \mathbf{T} \mathbf{x}$ 作为可能的李雅普诺夫函数, 则

$$\dot{V}(x) = \mathbf{x}^T (\mathbf{A}^T \mathbf{T} + \mathbf{T} \mathbf{A}) \mathbf{x} \quad (32)$$

只要 $\mathbf{A}^T \mathbf{T} + \mathbf{T} \mathbf{A}$ 正定, 就可以判定系统是大范围渐近稳定的。令

$$\mathbf{A}^T \mathbf{T} + \mathbf{T} \mathbf{A} = -\mathbf{E} \quad (33)$$

式中, $\mathbf{E}$ 为单位矩阵。

只需要判定 $\mathbf{T}$ 为正定矩阵，就可以得到 $\mathbf{A}^T \mathbf{T} + \mathbf{T} \mathbf{A}$ 为正定，通过求解得判定矩阵

$$\mathbf{T} = \begin{pmatrix} 0.041 & 0.026 & 0.013 & 0.007 & 0.017 \\ 0.026 & 0.04 & 0.022 & 0.019 & 0.013 \\ 0.013 & 0.022 & 0.016 & 0.015 & 0.016 \\ 0.007 & 0.019 & 0.015 & 0.026 & 0.027 \\ 0.017 & 0.013 & 0.016 & 0.027 & 0.107 \end{pmatrix} \quad (34)$$

由式(31)可知 $\mathbf{T}$ 是正定矩阵, 由此可得该位置闭环控制系统为稳定系统。

压力闭环控制系统的传递函数

$$G_F = \frac{1.54 \times 10^{-5} s^2 + 3.1 \times 10^9 s + 4.8 \times 10^9}{0.0495 s^3 + 991.2 s^2 + 66516 s + 0.09384} \quad (35)$$

同样采用李雅普诺夫第二法对其进行稳定性分析, 得判定矩阵

$$\mathbf{H} = \begin{pmatrix} 33.5533 & -0.5 & -0.0075 \\ -0.5 & 0.0075 & -0.5 \\ -0.0075 & -0.5 & 3.54 \times 10^5 \end{pmatrix} \quad (36)$$

式中, $\mathbf{H}$ 是正定矩阵, 所以可判定该压力闭环控制系统为稳定系统。

3 联合仿真

3.1 设定参数

通过对该控制系统原理进行分析与研究, 建立规格为 $\phi 100/80-250$ 的支撑小缸的控制系统仿真模型, 并进行 AMESim/Matlab 联合仿真。其相关参数设置见表 1。

表 1 液压控制系统的主要参数

参数	数值
小缸质量块 m/kg	12
小缸初始位移 s/mm	0
比例方向阀额定电流 I/mA	30
主泵排量 $D_p/(\text{m}^3/\text{r})$	1.2×10^{-5}

3.2 AMESim/MATLAB 仿真

通过对压力-位置双闭环 PID 控制系统原理的分析与研究,进行 AMESim/Matlab 联合仿真。图 6 所示为在 AMESim 中搭建的仿真模块。图 7 为 Matlab/Simulink 中搭建的仿真计算模块。

图 6 在 AMESim 搭建的仿真模块

图 7 在 MATLAB/Simulink 仿真计算模块

通过 AMESim/Matlab 联合仿真,对压力闭环控制器以及位置闭环控制器参数进行整定,可得到压力闭环的 PID 控制器值分别为 0.65、0.04、0。位置闭环的 PID 控制器值分别为 0.44、0.43、0.06。

全液压滚切剪的卧式铰接伺服缸驱动复合连杆剪切机构，其过程会输出曲线力，需要旋转一定的角度，此时，支撑小缸会随着伺服缸的旋转进行匀速往返运动，输出时刻变化的力，来消除由于伺服缸缸筒自重所引起的不良影响。因此在AMESim/Matlab 联合仿真时，给小缸提供了一个时刻变化的负载力，以及一个恒定的加速度值。经过联合仿真，可得如图 8 所示的力信号跟踪图，图 9 所示的小缸的小腔压力值曲线图，图 10 所示的位置信号跟踪图。

图 8 输出力信号跟踪图

图 9 小腔压力值曲线

图 10 位置信号跟踪图

通过对力信号跟踪图 8 可以看出, 小缸活塞杆在前 4 s 的伸出阶段, 力信号跟踪性能良好, 其仿真输出力大于给定力 100 N 以内, 这主要是由于小腔背压, 而导致大腔压力变大, 产生误差。在 4 s 后的返程阶段, 出现了相对较大的误差, 如部分放大图 b 所示, 最大误差为 250 N。分析其原因, 如图 9 所示, 这是由于在活塞杆返程阶段, 小腔压力增大导致大腔压力随之增大, 使得仿真输出力变大, 在 4s 的时候, 有一个高值, 是由于比例方向阀换向时导致的。

如图 8 的部分放大部分图所示, 在 4 s 的时候, 仿真输出力出现了微小的波动, 这是由于在 4 s 的时刻, 活塞杆在做伸出与缩回的切换, 在这个过程中, 会产生微小振荡。

由位置信号跟踪图 10 可以看出, 小缸在前 4 s

的伸出阶段以及 4 s 后的缩回阶段, 都保持了良好的跟踪性能, 其误差如图 11 所示, 能够保持在 0.004 m 以内, 基本实现了平稳、精确跟踪运行。

图 11 位置信号误差分析图

4 试验验证

液压滚切式宽厚板定尺剪设备如图 12 所示。由于伺服缸缸筒自身重量的影响, 滚切设备在运行过程中主伺服缸出现了如图 13 中的拉缸、泄漏等不良现象, 从而导致输出力严重不足, 最终的结果就是滚切剪不能按照预先设定的曲线进行做功, 无法正常完成剪切动作。

图 12 液压滚切式宽厚板定尺剪设备

图 13 伺服缸现场图

根据滚切剪伺服缸的运动原理, 同时以验证新型支撑结构对伺服缸密封改善为目的, 设计了新型支撑结构试验台, 如图 14 所示, 该试验台由

三个伺服缸组成, 其中卧式安装伺服缸代表滚切剪伺服缸, 规格为 $\phi 125/90-450$; 下方左侧垂直安装的伺服缸为新型支撑结构, 规格为 $\phi 63/45-450$, 下方右侧垂直安装伺服缸为卧式伺服缸提供外负载, 规格为 $\phi 63/45-450$, 三个伺服缸分别配备压力传感器与位移传感器, 同时卧式伺服缸在活塞杆的轴向位置安装了拉压力传感器, 以便采集到三个液压缸的压力值与位移, 还有卧式伺服缸的轴向力, 整个系统的控制与数据传输由 dSPACE 设备来完成。

图 14 新型支撑结构试验台图

首次试验在没有支撑缸作用, 且负载伺服缸输出为 2 MPa, 卧式伺服缸给定位移为 30 mm, 工作周期 20 s 的前提下, 卧式伺服缸完成一次伸出与缩回运动, 卧式伺服缸的给定位移与实际位移如图 15 所示。

图 15 无支撑结构时卧式缸的位移曲线图

从图 15 中可以看出在无小缸支撑的情况下, 试验台在工作时, 卧式缸位置轨迹未能按照预先设定曲线进行动作, 出现较大偏差, 误差达到了 32%, 这是由于卧式伺服缸在做工时, 受到缸筒自身重量的影响, 产生了较大的摩擦力, 导致输出力不足, 位移偏差变大, 迫使其运动偏离预定轨迹。

卧式缸在整个运动过程中, 所承受摩擦力如图 16 所示。

图 16 无支撑结构时卧式缸的摩擦力曲线图

图 16 的摩擦力曲线进一步说明了伺服缸在工作过程中, 其自重产生的摩擦力严重影响正常运行, 进而造成密封圈破损等不良影响, 直接威胁到了伺服缸的使用寿命。通过在卧式缸缸底位置添加支撑伺服缸的新型结构, 将支撑液压缸与卧式伺服缸缸筒之间采用滚轮进行连接, 同时在相同的背景条件下, 再次对卧式缸进行试验, 并采集数据。

卧式缸给定位移与实际位移如图 17 所示。

图 17 有支撑结构时卧式缸的位移曲线图

卧式伺服缸摩擦力如图 18 所示。

图 18 有支撑结构时卧式缸的摩擦力曲线图

通过对图 16 与图 18 进行对比, 可以很明显的看出在添加新型支撑结构后对卧式伺服缸摩擦力的改善。

支撑伺服缸无杆腔、有杆腔压力如图 19 所示。

图 19 支撑缸无杆腔与有杆腔压力曲线图

通过对以上数据进行分析、对比可得, 在卧式伺服缸端底铰接支撑伺服缸作为支撑结构后, 卧式伺服缸的位移曲线跟踪性能得到了明显的改善, 同时摩擦力也大大的减小。这是由于在卧式伺服缸端底安装支撑伺服缸结构后, 通过对支撑伺服缸的位移与压力进行了精确的控制, 抵消了卧式伺服缸在运动过程中, 由于自重造成的不利影响, 使其可以跟踪给定位移曲线进行做功, 试验结果为支撑伺服缸结构在滚切剪设备的实际应用提供了基础与保障。

5 结论

(1) 本文提出在全液压滚切剪的伺服缸端底连接一小缸的新型支撑结构, 并设计了压力、位置双闭环独立 PID 控制系统, 对该控制系统进行耦合特性分析与研究, 经过解耦运算, 推导出了该系统的数学模型, 利用李雅普诺夫第二法判定其稳定性, 为新结构设计和研究提供了重要的理论依据。

(2) 结合 AMESim 与 Matlab 特性, 搭建压力-位置双闭环独立 PID 控制系统仿真模块, 通过 AMESim/MATLAB 联合仿真, 输出相关数据, 并通过图像显示, 可以清晰地看出力和位置跟踪信号情况, 由此验证了该系统的可行性与可靠性。

(3) 通过试验分析, 验证了该新型结构的工程实用性, 证明了压力-位置双闭环独立 PID 控制系统的合理性和稳定性, 为全液压滚切剪设备的稳定运行以及创新研究提供了重要的依据。

参 考 文 献

- [1] 黄庆学, 马立峰, 李进宝, 等. 新型滚切剪非对称曲柄机构原理[J]. 机械工程学报, 2008, 44(5): 119-123.
HUANG Qingxue, MA Lifeng, LI Jinbao, et al. Principle of asymmetric crank mechanism of new-type rolling shear[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(5): 119-123.
- [2] 马立峰, 黄庆学, 李颖, 等. 新型滚切剪空间剪切机构优化数学模型的建立及应用[J]. 四川大学学报, 2008, 40(2): 25-30.
MA Lifeng, HUANG Qingxue, LI Ying, et al. Establishment and application of mathematical model on spatial shear mechanism optimization of new-type steel rolling shear[J]. Journal of Sichuan University, 2008, 40(2): 25-30.
- [3] SUI Fengli, WANG Xin, ZHAO Jun, et al. Analysis on shear deformation for high manganese Austenite steel during hot asymmetrical rolling process using finite element method[J]. Journal of Iron and Steel Research(International), 2015, 22(11): 990-995.
- [4] 韩贺永, 黄庆学, 马立峰, 等. 液压滚切剪液压系统的研究[J]. 四川大学学报, 2011, 43(3): 239-243.
HAN Heyong, HUANG Qingxue, MA Lifeng, et al. Research on the hydraulic system of hydraulic rolling shear[J]. Journal of Sichuan University, 2011, 43(3): 239-243.
- [5] 马立峰, 韩贺永, 黄庆学, 等. 液压滚切剪液压系统的换向冲击分析[J]. 吉林大学学报, 2012, 42(6): 1396-1401.
MA Lifeng, HAN Heyong, HUANG Qingxue, et al. Analysis of commutation impact in hydraulic system of hydraulic rolling shear[J]. Journal of Jilin University, 2012, 42(6): 1396-1401.
- [6] JIAN Fengmao, WEI Zhewang, YING Zhengliu. Experimental and theoretical investigation on the sealing performance of the combined seals for reciprocating rod[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(6): 1765-1772.
- [7] 黄庆学, 李佳, 李宏洲, 等. 液压双边滚切剪非线性系统稳定性分析[J]. 北京工业大学学报, 2016, 42(6): 819-824.
HUANG Qingxue, LI Jia, LI Hongzhou, et al. Analysis of nonlinear system stability of a hydraulic bilateral rolling shear[J]. Journal of Beijing University of Technology, 2016, 42(6): 819-824.
- [8] 王林鸿, 吴波, 杜润生, 等. 液压缸运动的非线性动态特征[J]. 机械工程学报, 2007, 43(12): 12-19.

- WANG Linhong, WU Bo, DU Runsheng, et al. Nonlinear dynamic characteristics of moving hydraulic cylinder[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(12): 12-19.
- [9] 湛从昌, 邓江洪, 陈奎生. 低摩擦高频响应间隙密封液压缸研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(24): 161-167.
- ZHAN Congchang, DENG Jianghong, CHEN Kuisheng. Research on low-friction and high-response hydraulic cylinder with variable clearance[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(24): 161-167.
- [10] 刘飞, 刘彬, 时培明, 等. 液压缸非线性约束下的轧机辊系振动行为[J]. 机械工程学报, 2014, 50(24): 59-65.
- LIU Fei, LIU Bin, SHI Peiming, et al. Vibration behavior of roll system under nonlinear constraints of the hydraulic cylinder[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(24): 59-65.
- [11] MADANI M, MOALLEN M. Hybrid position/ force control of a flexible parallel manipulator[J]. Journal of the Franklin Institute, 2011, 348(6): 999-1012.
- [12] 谢苗, 刘治翔, 池城, 等. 巷道超前支架的电液伺服位置压力复合控制方法[J]. 中国机械工程, 2016, 27(2): 239-245.
- XIE Miao, LIU Zhixiang, CHI Cheng, et al. Electro-hydraulic servo position and pressure hybrid control method of forepoling system on tunneling[J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(2): 239-245.
- [13] 杨智勇, 归丽华, 杨秀霞, 等. 基于位置内环的骨骼服力控制方法[J]. 中南大学学报, 2010, 41(1): 225-230.
- YANG Zhiyong, GUI Lihua, YANG Xiuxia, et al. Exoskeleton suit's force control method based on inner position loop[J]. Journal of Central South University, 2010, 41(1): 225-230.
- [14] WELLS T S, YANG S, MACLACHLAN R A, et al. Hybrid position/force control of an active handheld micromanipulator for membrane peeling[J]. Int. J. Med. Robot, 2016, 12(1): 85-95.
- [15] JONGPYO, JUN X, POTT J A, et al. Hybrid position/force control using an admittance control scheme in cartesian space for a 3-DOF planar cable-driven parallel robot[J]. International Journal of Control, Automation and Systems, 2016, 14(4): 1106-1113.
- [16] AKIRA Y, MAMORU M, HIRO T. Continuous shape-grinding experiment based on model-independent force/position hybrid control method with on-line spline approximation[J]. Artificial Life and Robotics, 2013, 18(3): 219-227.
- [17] 徐云辉, 韩贺永, 魏春梅. 电液伺服系统位置-压力主从控制方法研究[J]. 液压与气动, 2017(4): 15-20.
- XU Yunhui, HAN Heyong, WEI Congmei. Position-pressure master-slave-control method of electro-hydraulic servo system[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017(4): 15-20.
- [18] 权龙, 许小庆, 李敏, 等. 电液伺服位置、压力复合控制原理的仿真及试验[J]. 机械工程学报, 2008, 44(9): 100-105.
- QUAN Long, XU Xiaoqing, LI Min, et al. Simulation and test electro-hydraulic servo position and pressure hybrid control principle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(9): 100-105.
- [19] 张炳兰. 改进遗传算法 PID 在电液伺服系统的应用[J]. 自动化仪表[J]. 自动化仪表, 2017, 38(8): 28-32.
- ZHANG Binglan. Application of improved genetic algorithm PID controller in electro-hydraulic servo system[J]. Process Automation Instrumentation, 2017, 38(8): 28-32.
- [20] 姚静, 曹晓明, 李彬, 等. 快锻系统压力位移复合控制节能研究[J]. 中国机械工程, 2016, 27(2): 265-272.
- YAO Jing, CAO Xiaoming, LI Bin, et al. Research on energy saving of pressure and displacement compound control strategy for fast forging system[J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(2): 265-272.
- [21] 石姣姣, 郑建明, 李旭波, 等. 直驱泵控压力伺服系统自适应模糊 PID 控制[J]. 机械科学与技术, 2017, 36(1): 52-57.
- SHI Jiaojiao, ZHENG Jianming, LI Xubo, et al. Adaptive fuzzy PID control of direct drive pump-controlled pressure servo system[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2017, 36(1): 52-57.

作者简介: 马丽楠, 女, 1981 年出生, 博士研究生。主要研究方向液压系统设计及元件研发。

E-mail: mqj0220@163.com

马立峰(通信作者), 男, 1977 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为轧钢工艺与设备。

E-mail: malifengfqh@163.com