驱动复合连杆机构滚动的液压控制系统特性

马立峰[1,2]，黄庆学[1]，韩贺永[1]，楚志兵[1]，李志刚[2]
（1. 太原科技大学 重型机械教育部工程研究中心，太原 030024；2. 吉林大学 超塑性研究所，长春 130025）

摘 要：针对曲轴连杆机械式滚切剪机构复杂、设备质量大、造价高等问题，研制出液压缸驱动PR-8R-PRⅡ级杆组的复合连杆剪切机构. 通过建立复合连杆机构的位置环方程、力矩平衡方程，求解出构件的轨迹曲线及液压缸的位移、双腔平衡力参数及液压控制系统的传递函数. 理论与实测结果表明：液压伺服控制系统模型满足了连杆机构复演滚动轨迹的特性要求；该机构构型设计及机构学综合分析数据正确可行，液压伺服控制系统具有较强的鲁棒性和自适应能力，可在复杂恶劣工况下实现较高的位置控制精度，采用非对称阀控制非对称缸的方法能有效解决剪切机构驱动液压缸的换向冲击问题.

关键词：复合连杆机构；滚动轨迹；液压控制
中图分类号：TH 137 **文献标志码**：A **文章编号**：0254－0037(2012)11－1601－07

Characteristics of Hydraulic Control System for Using Driving the Composite Connecting Rod Mechanism Rolling

MA Li-feng[1,2], HUANG Qing-xue[1], HAN He-yong[1], CHU Zhi-bing[1], LI Zhi-gang[2]
(1. Heavy Machinery Engineering Research Center of Ministry of Education, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China;
2. Superplastic and Plastic Research Institute, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract: Because of the present problems such as complex mechanical rolling shear mechanism with crankshaft connecting rod, heavy weight of device and high cost, a composite rod shear with the PR-8R-PR Ⅱ-level groups driven by hydraulic cylinder was designed. Through the establishment of composite linkage position loop equation, moment balance equation, hydraulic control system model, the locus curve of component and the displacement of hydraulic driver element, the parameters of dual-chamber balance force and the transfer function of hydraulic control system, were calculated. Theoretical and experimental results show that the hydraulic servo control system model can meet the feature requirements of recapitulation rolling track of linkage, and the structure design of such mechanism and its comprehensive analytical data are feasible. Meanwhile, the hydraulic servo control system has strong robustness and self-adaptability, which can achieve higher compensation precision under complex and harsh conditions, and the method of asymmetrically-controlled valve to control asymmetrically-controlled cylinder can effectively solve the reversing impact of the shear mechanism to drive hydraulic cylinder.

Key words: composite connecting rod mechanism; rolling track; hydraulic control

收稿日期：2011-12-06.
基金项目：国家自然科学基金资助项目(51105264)；山西省重大专项资金资助项目(20111101031)；教育部博士点基金资助项目(20111415120003).
作者简介：马立峰(1977—)，男，副教授，主要从事轧钢工艺与设备方面的研究，E-mail：malifengfqh@163.com.

针对目前曲轴连杆机械式滚切剪机构复杂，设备质量大，造价、使用维护成本高等问题，提出了液压缸驱动 PR-8R-PR Ⅱ级杆组的复合连杆剪切机构. 该结构的液压滚切剪是为某大型钢铁有限公司 3 500 mm 中厚板线设计的，已获得 6 项发明专利. 该机型通过比例伺服阀加位移传感器控制机架上两铰接液压缸运动位移的方式实现剪切机构滚动剪切钢板的功能，改变了现有曲柄连杆滚切机构的驱动原理. 其特征是控制剪刃轨迹的 2 台液压缸卧式安放，通过驱动上下复合连杆的铰链点，带动上剪刃实现滚切运动. 其优点是省略了电机、减速机、曲轴、连杆等复杂的驱动机构，使得机构简化、传动系统简单可靠且具有明显的增力效果，剪切过程中，上剪刃做近似纯滚动剪切运动，可极大提高钢板剪切断面的质量.

1 复合连杆剪切机构综合

1.1 复合连杆剪切机构原理

滚动剪切机构由连杆 AE、BF、EC、FD，导向杆 HG，活塞杆 KE、JF，上刀架 CDG 和液压缸 10 个构件组成. 由液压缸驱动复合连杆机构 AEC-BFD-CDG-GH 运动，通过控制左右液压缸的动作顺序和速度来实现上刀摆动及滚动的复合运动[1]. 整个连杆机构是由 12 个转动副 R、2 个滑动副 P、2 个自由度的 PR-8R-PR 组成的复合连杆机构.

1.2 复合连杆剪切机构运动方程的建立

建立的以铰链点整体坐标为变量的剪切机构非线性位置环方程为[2-3]

$$\begin{cases}(X_E-X_C)^2+(Y_E-Y_C)^2+(Z_E-Z_C)^2=L_{EC}^2\\(X_F-X_D)^2+(Y_F-Y_D)^2+(Z_F-Z_D)^2=L_{FD}^2\\(X_C-X_D)^2+(Y_C-Y_D)^2+(Z_C-Z_D)^2=L_{CD}^2\\(X_C-X_G)^2+(Y_C-Y_G)^2+(Z_C-Z_G)^2=L_{CG}^2\\(X_D-X_G)^2+(Y_D-Y_G)^2+(Z_D-Z_G)^2=L_{DG}^2\\(X_G-X_H)^2+(Y_G-Y_H)^2+(Z_G-Z_H)^2=L_{GH}^2\end{cases} \tag{1}$$

式中：X_i、Y_i、$Z_i(i=E,C,D,F,G,H)$ 为各铰接点任意时刻坐标值；L_{EC}、L_{FD}、L_{CD}、L_{CG}、L_{DG}、L_{GH} 为图 1 中所示的机构参数尺寸.

1.3 复合连杆剪切机构力矩平衡方程的建立

剪切工作时，K 侧液压缸先动作，钢板首先从 K 侧开始切入断裂，随着切口位置的变化，剪切力 F_P 的位置沿板宽方向移动，根据图 1 中各构件的受力 F_D、F_G、F_P、F_K、F_J、F_E、F_F 方向，选择任意时刻做力

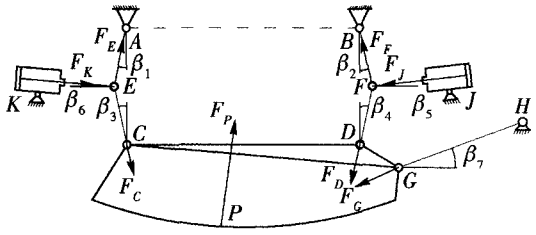


图 1 液压剪剪切机构

Fig. 1 Mechanism of hydraulic rolling-shear

平衡分析. 其中 $L_{i\perp j}$ 代表铰接点 i 到力 F_j 作用线的力臂. 由图 1 状态下对刀架和连杆组分别做力矩平衡分析，建立力矩平衡方程组：

$$\begin{cases}F_D\times L_{C\perp D}-F_P\times L_{C\perp P}+F_G\times L_{C\perp G}=0\\F_P\times L_{D\perp P}-F_C\times L_{D\perp C}+F_G\times L_{D\perp G}=0\\F_P\times L_{G\perp P}-F_C\times L_{G\perp C}-F_D\times L_{G\perp D}=0\\F_K\times\cos\beta_6-F_C\sin\beta_3-F_E\times\sin\beta_1=0\\F_C\times\cos\beta_3-F_K\times\sin\beta_6-F_E\cos\beta_1=0\\F_J\times\cos\beta_5-F_D\times\sin\beta_4-F_F\times\sin\beta_2=0\\F_D\times\cos\beta_4-F_F\times\cos\beta_2-F_J\times\sin\beta_5=0\end{cases} \tag{2}$$

$F_{j=D,G,P,K,J,E,F}$ 和 $L_{i\perp j}$ 及连杆与坐标轴的夹角 $\beta_{i=1,2,3,4,5}$ 数据由机构运动方程和力矩平衡方程提供.

2 剪切机构液压控制系统模型的建立

该设备的液压伺服系统采用非对称阀控制非对称缸的方法，其原理图如图 2 所示.

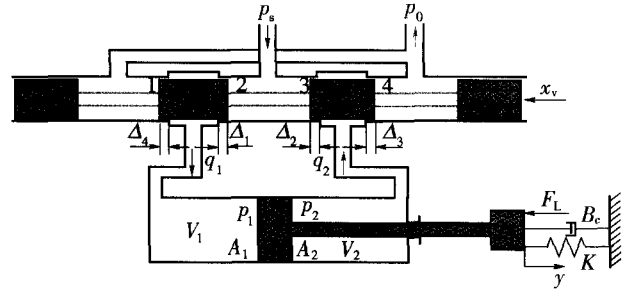


图 2 阀控非对称缸原理图

Fig. 2 Principle of unsymmetrical cylinder controlled by servo valve

2.1 液压缸的负载力平衡方程

根据流体及负载特性，建立液压缸的载荷方程如下：

$$m\ddot{y}=p_1A_1-D_L\dot{y}-F_{i=K,J} \tag{3}$$

式中：m 为运动部分质量总和，由刀架质量 m_0、柱塞质量 m_p 和连杆质量 m_1 组成；p_1 为液压缸大腔工作

压力；A_1 为液压缸大腔的有效作用面积；D_L 为黏阻系数；$F_{i=K,J}$ 为活塞杆上的力；y 为液压缸活塞的行程.

将式(3)进行拉氏变换得

$$(ms^2 + D_L s)Y(s) = p_c(s)A_h - F_{i=K,J} \tag{4}$$

为了减小液压系统的压力损失，保证系统的动态响应，比例阀直接安装在液压缸上，油缸选择高精度油缸，油温和体积弹性模量均为常数[4-6]. 简化后的油缸流量连续性方程如下：

$$q = A_1\dot{y} + \frac{V_c}{E}\dot{p}_1 \tag{5}$$

式中：q 为流入液压缸的流量；V_c 为液压缸及管道的容腔容积；E 为油液有效体积弹性摸量.

由拉氏变换得

$$Q(s) = A_1 Y(s)s + \frac{V_c}{E}p_1(s)s \tag{6}$$

2.2　比例阀特性及位移传感器传递函数

根据工况要求，选用进口比例-伺服阀. 该阀在 $\Delta p = 1$ MPa 时，流量为 1 000 L/min，响应频率为 15 ~ 30 Hz，其动态特性可以由以下传递函数来描述：

$$G_v(s) = \frac{Q}{U_g} = \frac{K_c K_{iq}}{(L_s + R)(m_v s^2 + B_v s + K_v)} \tag{7}$$

式中：K_{iq} 为比例阀的电流流量增益；K_c 为比例阀电磁铁的电导；L_s 为电磁铁线圈电感；R 为电磁铁线圈电阻；m_v 为阀芯等效质量；B_v 为等效阻尼系数；K_v 为等效弹簧刚度.

由式(7)可以看出，比例阀由比例电磁铁电感线圈的 1 阶环节以及阀芯和弹簧等构成的 2 阶环节组成. 由于衔铁等效质量很小，阀芯等效刚度不大，故 2 阶环节可以忽略，但比例电磁铁线圈电感引起的 1 阶环节是限制阀的动态性能提高的主要因素，因此不能忽略，将比例阀简化为 1 阶环节，即

$$G_v(s) = \frac{Q}{U_g} = \frac{K_c K_{iq}}{L_s + R} \tag{8}$$

由于采用的是美国液压缸内置式 MTS 位移传感器，传感器的响应频率远高于整个系统特性要求频率，故其传递函数可以认为是比例环节.

$$U_g(s) = K_f Y(s) \tag{9}$$

式中 K_f 为位移传感器的增益.

由上述分析，建立的液压控制系统见图 3. 随着剪切过程的剪切力、机构中连杆相互位置的变化，执行元件液压缸双腔的负载力也不断发生变化，建立新的机构力矩平衡. 运动中由位移传感器进行活塞位移-时间对应关系的检测，反馈数据与方程(1)求解数据进行比对，通过调整比例阀的电压、改变阀的流量、调整比例阀速度来跟踪理想曲线，从而实现机构的滚动特性.

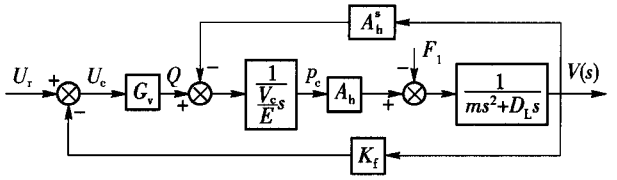


图 3　液压控制系统

Fig. 3　Hydraulic system

2.3　阀控缸液压伺服系统换向冲击

由于液压滚切剪 2 个缸运动速度很快，达到 120 mm/s，液压缸在高速运动到设定位置后再以 120 mm/s 的速度返回，因此在液压缸换向过程中会存在很大的冲击. 为解决复杂负载变化及液压缸运动换向时产生的压力冲击，采用了非对称比例阀控制非对称液压缸的方法，其原理如图 2 所示[7-10]. 非对称阀指的是液压油的进出节流窗口的面积梯度成一定比例，即

$$W_1/W_2 = m \tag{10}$$

式中：W_1 为阀口 1、2 的面积梯度；W_2 为阀口 3、4 的面积梯度；$m \leqslant 1$ 的常数.

当 $m < 1$ 时，滑阀为非对称阀；当 $m = 1$ 时，滑阀为对称阀.

对液压缸有

$$A_2/A_1 = n \leqslant 1 \tag{11}$$

式中：A_1 为液压缸无杆腔的有效作用面积；A_2 为液压缸有杆腔的有效作用面积.

当 $x_v > 0$ 时，高频响伺服阀进出油口的流量方程为

$$q_1 = C_d W_1 x_v \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_1)} \tag{12}$$

$$q_2 = C_d W_2 x_v \sqrt{\frac{2}{\rho}p_2} \tag{13}$$

两腔压力为

$$p_1 = \frac{n^3 p_s + m^2 F/A_1}{m^2 + n^3} \tag{14}$$

$$p_2 = \frac{n^2(p_s - F/A_1)}{m^2 + n^3} \tag{15}$$

当 $x_v < 0$ 时，两腔压力为

$$p_1' = \frac{m^2(np_s + F/A_1)}{m^2 + n^3} \tag{16}$$

$$p_2' = \frac{m^2 p_s - n^2 F/A_1}{m^2 + n^3} \tag{17}$$

$$\Delta p_1 = p_1' - p_1 = \frac{p_s(m^2 n - n^3)}{m^2 + n^3} \tag{18}$$

$$\Delta p_2 = p_2' - p_2 = \frac{p_s(m^2 - n^2)}{m^2 + n^3} \tag{19}$$

式中：m 和 n 均为小于 1 的常数，在伺服阀中 m 只能为 1 或 0.5，n 一般在 0.45 ~ 0.55；p_s = 35 MPa；两腔压力冲击 Δp_1 = 0.40 ~ 0.58 MPa，Δp_2 = 1.2 ~ 1.4 MPa，此时的换向压力冲击能满足生产要求.

3 液压控制系统仿真及测试分析

根据某钢厂 3 500 mm 液压滚切剪的工艺参数要求，首先进行了机构尺寸综合及运动学模拟，给出的机构关键铰链点 C、D 及液压缸位移曲线如图 4 ~ 图 6 所示. 在 Simulink 软件中建立复合连杆剪切机构液压控制系统模型[12]. 按照实际工况设定各功能块参数，设定 F_1 = 6 MN，仿真时间 t = 4 s. 运行仿真系统，通过 PID 参数的调整，得到图 7 所示位移曲线，通过与左缸理论位移曲线的比较，得出该系统能满足复合连杆机构的滚动特性要求[11-13].

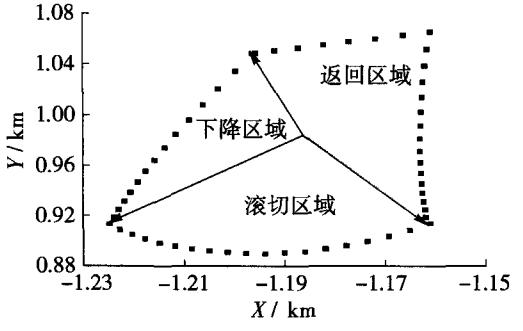


图 4 C 点运动轨迹曲线

Fig. 4 Kinematic paths of point C

仿真曲线表明，系统的输出有一定的滞后和位移死区，这主要是由于比例阀本身的响应时间和死区影响产生的. 可以通过修正理论位移-时间曲线的时间坐标降低输出滞后. 在仿真过程中发现 PID 参数的选择对整个系统的输出曲线有很大影响. 同时，PID 参数的选择也会影响液压缸换向时的冲击压力. 需要通过仿真合理选择 PID 参数，使液压系统具有较好的动态响应，同时降低液压缸的换向冲击等影响，以保证系统的运行.

按 3 500 mm 液压滚切剪的工艺参数要求，设定液压系统各元件的参数，其中液压缸的位移-时间数值按照图 6 的曲线动作，液压缸的负载质量设定为

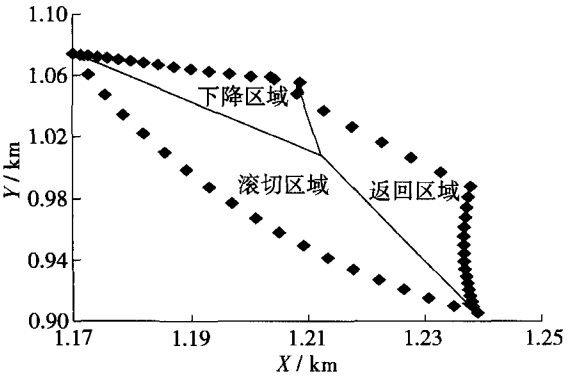


图 5 D 点运动轨迹曲线

Fig. 5 Kinematic paths of point D

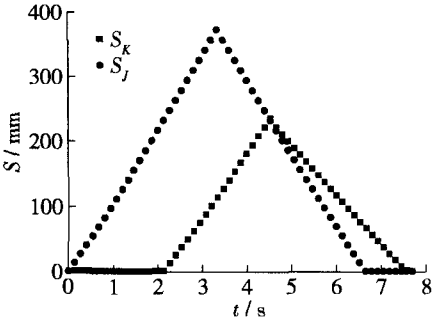


图 6 给定位置曲线

Fig. 6 Curve of given position

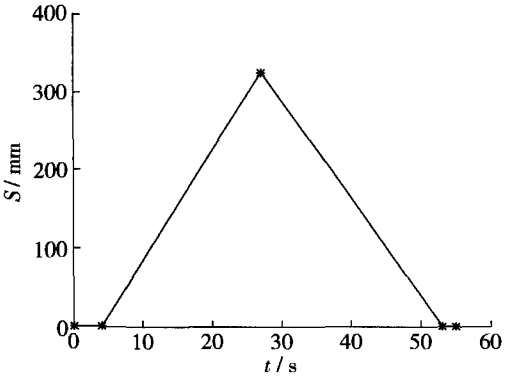


图 7 S_K-Simulink 仿真结果

Fig. 7 Results of S_K-Simulink simulation

4.2 t，外负载力设定为 5.12 MN，液压缸两腔的面积比 n = 1/2，系统的仿真时间设定为 4 s，液压系统的油源压力设定为 35 MPa，高频响阀采用 Rexroth 公司的 4WRTE 系列产品，模拟非对称阀控非对称缸的换向冲击.

通过仿真研究发现，当采用非对称阀控制液压缸换向时，液压缸两腔的压力变化非常小. 从图 8 可看出，液压缸无杆腔的压力从 19.62 MPa 突变到

19.87 MPa，即 $\Delta p_1 = 0.25$ MPa；液压缸有杆腔的压力从 7.5 MPa 突变到 7.8 MPa，即 $\Delta p_1 = 0.3$ MPa. 可见两腔的压力变化非常小，与理论计算的结果很接近，说明该液压系统采用非对称阀控制非对称液压缸的方法能解决换向冲击的问题，精确完成液压缸的位置控制，有利于复合连杆剪切机构滚动特性的实现.

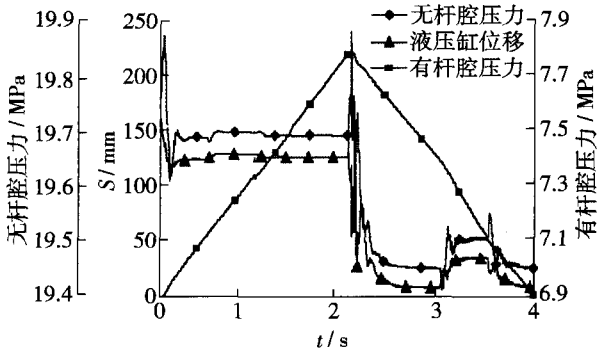


图 8　液压缸双腔的换向压力变化

Fig. 8　Reversing impact of unsymmetrical

在设备安装调试投产后，采集生产现场液压滚切剪液压缸上安装的压力传感器和位移传感器数据，分析了液压缸剪切不同厚度钢板时负载变化对位移、压力的影响. 理论和实际的时间-位移数据如表 1 所示. 根据表 1 中数据建立同一时间下液压缸给定位移与实际位移的对比曲线（见图 9）.

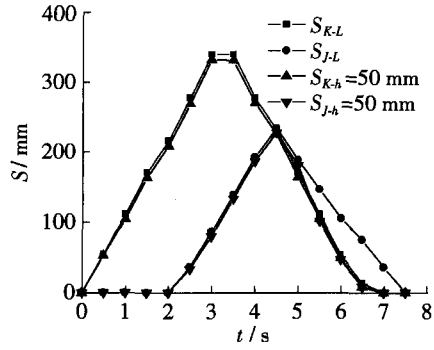


图 9　不同板厚下两液压缸位移曲线

Fig. 9　Position data of cylinders at different plate

可以看出，随着被剪切钢板厚度的增加，同一时间坐标时刻两缸的压力和位移误差增大. 当 $h = 30$ mm 时，左液压缸位移误差 $W = 0.2\% \sim 3.7\%$，右液压缸位移误差 $W = 1.1\% \sim 5.4\%$；当 $h = 40$ mm 时，左液压缸位移误差 $W = 1.3\% \sim 5.9\%$，右液压缸位移误差 $W = 1.9\% \sim 7.2\%$；当 $h = 50$ mm 时，左液压缸位移误差 $W = 2.1\% \sim 7.5\%$，右液压缸位移误差 $W = 2.7\% \sim 8.6\%$. 随着负载增加，液压缸的位移误差增大，造成位移误差增大主要是因为启动时要

表 1　不同板厚下液压缸的位移

Table 1　Position data of cylinders at different plate

t/s	$S_{K\text{-}L}$/mm	$S_{J\text{-}L}$/mm	$h = 30$ mm		$h = 40$ mm		$h = 50$ mm	
			S_K/mm	S_J/mm	S_K/mm	S_J/mm	S_K/mm	S_J/mm
0.0	0.00	0.00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0.5	54.29	0.00	54.2	0.0	53.4	0.0	52.8	0.0
1.0	111.26	0.00	107.1	0.0	106.7	0.0	104.7	0.0
1.5	170.40	0.00	165.2	0.0	164.8	0.0	163.4	0.0
2.0	215.80	0.00	210.4	0.0	209.1	0.0	208.6	0.0
2.5	277.60	36.32	275.2	34.4	273.8	33.7	269.4	33.2
3.0	340.20	86.76	336.8	83.4	334.7	81.6	332.8	79.7
3.5	340.20	139.12	335.9	137.6	334.2	135.7	331.7	133.4
4.0	277.60	193.03	273.8	190.2	272.1	188.2	270.5	186.8
4.5	231.20	234.27	227.7	231.1	225.2	229.6	225.6	227.8
5.0	170.40	188.48	165.5	184.2	163.7	182.7	164.2	180.8
5.5	111.26	146.52	108.7	143.6	106.8	140.8	105.5	138.9
6.0	54.29	105.46	52.6	102.4	51.9	101.3	50.2	100.2
6.5	13.29	75.37	12.8	72.7	12.5	71.2	12.3	70.5
7.0	0.00	36.32	0.0	35.6	0.0	34.8	0.0	33.9
7.5	0.00	0.00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

达到理论速度要求,比例-伺服阀阀芯的开口较大,但该比例-伺服阀在大流量下的响应频率低,导致在较短的时间里不能快速补偿液压缸的位移误差. 随着位移量的增大,累积误差也随之增大. 液压缸位移误差引起的刀弧中心点 M 重叠量误差不大于 7.3%,满足滚动特性要求.

现场采集的液压缸压力值如表 2 所示. 当 h = 30 mm 时,左液压缸大腔压力波动约为 1.6 MPa,小腔压力波动约为 3.2 MPa;当 h = 40 mm 时,左液压缸大腔压力波动约为 2.15 MPa,小腔压力波动约为 3.64 MPa;当 h = 50 mm 时,左液压缸大腔压力波动约为 2.68 MPa,小腔压力波动约为 4.25 MPa. 随剪切钢板厚度的增加,液压缸两腔的压力波动增大.

造成液压缸两腔压力波动增大的主要原因是液压缸位移达到最大位置时,液压缸位置力矩接近零点,钢板已经被剪断,因此负载突然消失,液压缸的

表 2 不同板厚下液压缸的换向压力

Table 2 Reserving pressure data of cylinder at different plate

t/s	h = 30 mm		h = 40 mm		h = 50 mm	
	p_{K-max}/MPa	p_{K-min}/MPa	p_{K-max}/MPa	p_{K-min}/MPa	p_{K-max}/MPa	p_{K-min}/MPa
0.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.5	7.64	0.00	8.98	0.00	12.13	0.00
1.0	9.82	0.00	11.89	0.00	15.76	0.00
1.5	11.23	0.00	13.77	0.00	18.11	0.00
2.0	14.64	0.00	18.32	0.00	23.80	0.00
2.5	18.23	6.58	23.11	8.18	29.78	10.27
3.0	21.86	7.05	27.95	8.80	35.83	11.05
3.5	22.77	7.65	29.16	9.60	37.35	12.35
4.0	23.45	10.26	30.01	13.42	38.48	16.60
4.5	21.84	9.04	27.92	11.45	35.80	14.37
5.0	21.29	8.26	27.18	10.41	34.88	13.07
5.5	23.31	7.46	29.64	9.35	37.95	11.73
6.0	18.85	6.96	23.93	8.68	30.82	10.90
6.5	11.57	5.77	14.23	7.09	18.68	8.92
7.0	7.26	4.19	8.48	4.98	11.50	6.28
7.5	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

力平衡被打破,液压缸两腔压力会迅速增加来恢复力平衡,这就造成实际液压缸两腔的压力波动增大. 另外,随着剪切钢板的厚度增加,剪切力也随之变大,同时液压缸在换向时的压力波动也会变大.

在现场调试过程中发现,比例增益参数对液压缸的换向压力波动影响很大,比例增益变大,压力波动随之变大. 可以明显看到,和液压缸阀块联接的进油压力软管抖动非常剧烈,为保证安全运行必须合理调整增益参数. 现场设备及钢板剪切断面质量如图 10 所示,高质量的钢板断口质量也证明了机构和液压控制系统的正确性,实现了设计的精度指标.

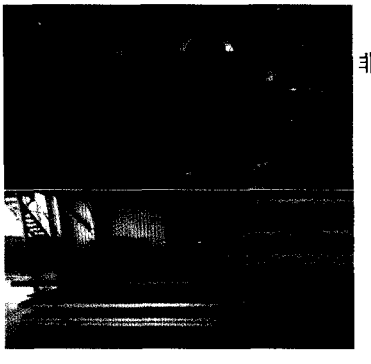


图 10 全液压滚切剪机及钢板剪切断面

Fig. 10 Full hydraulic rolling shear and shear plate section

4　结论

1）液压缸驱动 PR-8R-PR Ⅱ级杆组的复合连杆剪切机构具有明显的增力效果，同时使得剪切机构简化，设备质量小，造价低.

2）建立的复合连杆机构位置环方程、力矩平衡方程能为液压控制系统模型提供可靠的位移及负载参数. 理论及实测结果表明，液压伺服控制系统模型能满足该连杆机构复演滚动轨迹的特性要求.

3）PID 参数的选取需要在实际调试过程中合理选取，既要保证系统具有较高的控制精度，又要降低系统的压力冲击，以保证设备的安全可靠运行.

参考文献：

[1] 欧阳富，刘彦华，孙东民. 关于重新建立空间机构自由度计算公式的探索[J]. 机械工程学报，2003，39(1)：60-64.
OUYANG Fu, LIU Yan-hua, SUN Dong-min. Exploration on rebuilding the calculate formula of degree of freedom of space mechanism [J]. Mechanical Engineering Journal, 2003, 39(1): 60-64. (in Chinese)

[2] 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 Qing-xue, MA Li-feng, LI Jin-bao, et al. Principle of asymmetric crank mechanism of new-type rolling shear [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(5): 119-123. (in Chinese)

[3] 白师贤. 高等机构学[M]. 上海：上海科学技术出版社，1988：17-19.

[4] 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：工程科学版，2008，40(2)：170-174.
MA Li-feng, HUANG Qing-xue, 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: Engineering Science Edition, 2008, 40(2): 170-174. (in Chinese)

[5] VARDY A E, BROWN J M B. Transient turbulent friction in smooth pipe flows[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 259(5): 1011-1036.

[6] WANG Jing, HAN He-yong, HUANG Qing-xue. Research on the impact pressure of the hydraulic rolling-cut shear [J]. Advanced Materials Research, 2011, 145: 410-414.

[7] ZHAO Ming, GHIDAOUI M S. Efficient quasi-two-dimensional model for water hammer problems[J]. Journal of Hydraulic Engineering, American Society of Civil Engineers, 2002, 129: 1007-1013.

[8] GORMAN D G, REESE J M, ZHANG Y L. Vibration of a flexible pipe conveying viscous pulsating fluid flow [J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 230(2): 379-392.

[9] 徐东光，吴盛林，赵克定. 阀控非对称缸位置伺服控制系统正反向速度特性的理论分析与试验研究[J]. 液压与气动，2005(6)：35-39.
XU Dong-guang, WU Sheng-lin, ZHAO Ke-ding. The theoretical analysis and experimental study about the position servo system of value controlled single-rod cylinder [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2005(6): 35-39. (in Chinese)

[10] 王栋梁，李洪人，张景春. 非对称阀控制非对称缸的分析研究[J]. 济南大学学报：自然科学版，2003，17(2)：118-123.
WANG Dong-liang, LI Hong-ren, ZHANG Jing-chun. Research of asymmetrical valve controlling asymmetrical cylinder[J]. Journal of Jinan University: Sci & Tech, 2003, 17(2): 118-123. (in Chinese)

[11] MURAKAWA M, LU Y. Precision cutting of sheets by means of a new shear based on rolling motion[J]. Journal of Materials Processing Technology, 1997, 66(4): 232-239.

[12] MURAKAWA M, LU Y. Study on precision shearing of sheet. Ⅱ. burr-free shearing by means of rolling cut shear[J]. Journal of the Japan Society for Technology of Plasticity, 1995, 410: 242-246.

[13] GUO Bo, LI Yu-gui, HAN He-yong. Analysis of asymmetric valve control asymmetric cylinder system of hydraulic leveler [J]. Advanced Materials Research, 2011, 145: 477-480.

（责任编辑　梁　洁）