

一种实现高频往复运动的新型液 压机构的理论分析与实验研究

郭 劲

摘要：我所研制的供海洋工程用的水下液压往复锯，采用一种特殊形式的机械反馈装置，实现了剖分式液压换向阀控液压缸的高频往复运动。本文对系统的设计及其静、动态特性，进行了深入研究，对机械反馈机构进行了动力学分析，并对其中部分构件进行了优化设计。通过计算机仿真及实验测试，验证了理论分析的正确性。

一、引 言

众所周知，实现液压执行机构（通常是液压缸）的往复运动，无外乎借助于一般的液压阀控活塞传动装置，或阀控活塞的机（电）液伺服系统来实现。但前者，由于电磁换向阀最高换向频率的限制，执行机构往复运动的最高频率不超过 4 Hz；后者，虽然可以实现较高一些的换向频率，但一般阀控活塞的随动系统是由于以阀的缝隙调节原理工作的，其输出能量的利用率很低，且十分昂贵，对于仅需要实现高频往复运动，而不需要对其速度、加速度进行精确伺服控制的场合，显然是很不合适的。我所研制的液压往复锯，首次克服了上述两个问题，既实现了最高换向频率为 10Hz 的高频往复运动，又具有结构简单，能量利用率高的特点。它采用了剖分式通断阀控液压缸的新形式，滑阀与活塞是按行程来相互驱动的，其间由一种特殊形式的机械反馈机构实现这种行程反馈。上述系统，实质上为通断式阀控活塞系统，是一种新形式的液压控制形式，近年来日趋受到人们的重视^[1]。

二、工作原理

图 1 表示了系统的基本工作原理。换向机构由拉簧、摆架、圆盘组件、推杆组成。齿条活塞缸的输出直线位移，通过齿条与齿轮的啮合，变成后者的角位移，并反馈到与齿轮同轴的圆盘，圆盘转动，其上推销推动摆架绕小轴转动，圆盘不断积累反馈误差，当输出位移达到行程时，摆架即产生跳跃，发出换向指令，推杆推动剖分式滑阀换向，活塞缸反方向位移，之后重复上述过程，实现高频往复运动。

三、液压系统分析

由于液压锯采用了特殊的位置反馈式通断伺服，尚无文献对类似系统进行分析。本文首次对这类系统进行了研究。

注 本文作者的导师为邓士衡

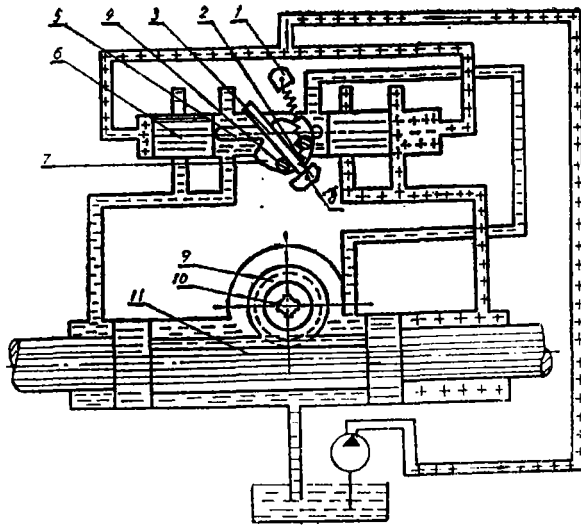


图1 液压往复锯原理图

- 1—拉簧 2—摆架 3—轴 4—销推 5—推杆 6—换向阀
7—摆盘 8—销子 9—齿轮 10—轴 11—齿条活塞
+，高压油 -，低压油

本系统采用了剖分式换向滑阀结构与典型的阀控缸伺服控制系统的滑阀结构明显不同。它是一种双稳态液压控制阀，可对液压缸进行通断控制。它的特性可以由流量增益 k_f 及压力增益 k_p 表征。从实验曲线看它具有明显的继电特性。

但剖分滑阀是无刚性弹簧对中的换向阀，这类阀常是动态不稳定阀^[2]。滑阀管道的小闭环内反馈系统的传递函数是：

$$W(s) = \frac{A_1 Z_0(s) \text{th} \Gamma(s) L(k_f + v_A S)}{[1 + k_p Z_0(s) \text{th} \Gamma(s) L][ms^2 + (C_v + \frac{A^2}{k_c}) S + k_c]}$$

利用“反射放大率法”来研究可以给出其稳定性判据是：

$$k_p(1 - \beta R) > 0。$$

液压动力元件环节，可以由开环传递函数：

$$W(j\omega) = \frac{k_v}{j\omega [(j\omega)^2/\omega_n^2 + 2\xi j\omega/\omega_n + 1]} \quad (1)$$

表示。式中，经计算，液压固有频率 $\omega_n = 2496.7 \text{ rad/s}$ ，阻尼比 $\xi = 0.12$ ，速度放大系数， $k_v = 663 \text{ s}^{-1}$ 。由该环节确定的系统穿越频率 ω_c 是： $\omega_c \approx k_v = 663 \text{ s}^{-1}$ 。可见系统的快速性很好。

液压控制系统，可以简化为图2所示的等效系统方块图。

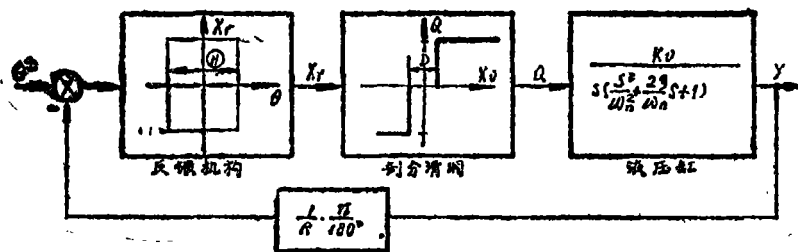


图2 液压控制系统方块图

将具有死区继电特性的剖分滑阀及具有滞环继电特性的反馈机构分别由描述函数 N_1 , N_2 表示: $N_1 = \frac{4}{\pi} \frac{Q}{k_q M} \sqrt{1 - \left(\frac{D}{2H}\right)^2}$, $N_2 = \frac{4}{\pi} \frac{Q}{M} \sin^{-1} \frac{\textcircled{D}}{2M}$, 式中 D 为滑阀死区, \textcircled{D} 为滞环回线宽度, 由行程要求确定, M 为正弦输入幅值。线性的液压缸环节由 (1) 式表示, 利用描述函数分析法, 可以对非线性液压控制系统进行稳定性分析。与反馈机构的滞环继电非线性相比较, 滑阀的死区非线性是小信号非线性, 并且一般只对系统的静态误差有影响, 对稳定性无严重影响^[3], 可以忽略。简化后, 描述函数分析表明, 系统是稳定的。

考虑流道液阻进行静态计算时, 得出液压缸的输出速度表达式是:

$$v_{..} = \frac{-B + \sqrt{4k_o[(p_o - p_r) - k_o - F_o - F_c] + B^2}}{2k_o}$$

式中 k_o 是综合液阻系数, 从上式可以分析出流道液阻对快速往复机构输出速度的限制。计算值是 $v_{..} = 0.45\text{m/s}$ 。

四、机械反馈机构动力学分析

机械反馈机构是一个两自由度的动力学环节。分析表明, 该环节是整个系统中固有频率最低的环节, 限制了往复频率的进一步提高。附录中给出了机构优化设计程序及结果。

五、结 论

尽管液压锯控制系统被认为是一个特殊的应用, 但它为液压系统实现高频往复运动, 提供了新方法。可以应用在其它仅要求快速往复换向, 而无跟踪或速度伺服的液压系统中。

参 考 文 献

- [1] [日] 松崎淳; 液压与气动, 1980/2, 45—51
- [2] S.Y.Lee & J.F.Blaekburn; Trans.ASME, 74, No2, 1952
- [3] 王占林; 飞机液压传动与伺服控制, 国防出版社 (1980)

The Theory Analyse and Experiment Research for A New Kind of High Frequest Hydraulic Reciprocating Sew

Guo Jin

Abstract

A hydraulic reciprocating saw used for ocean engineering has been developed by our research institute. It employs a kind of special mechanical feedback device, relizes high frequent reciprocating movement of the hydraulic piston which controled by doubl

spool hydraulic reversing slide valve. In this paper, the author analyses the design, static and dynamic performances of the system, and describes. The result of computer emulation and experiment verifying the correctness of the theory.