

对农机卸荷式液压系统中安全回油 阀动特性的分析与研究

王政邦

(西北农学院农机系)

随着节能问题的提出,在农机方面也应进一步研究目前常用的几种卸荷式液压系统。农用分配器是卸荷式液压系统的重要控制部件,它除控制液压缸的工作状态外,尚要完成调压、卸荷和过载保护等作用,其性能的优劣直接影响系统的品质。对其静态性能过去研究较多,工厂的检验目前也只限于这一方面,而对其动特性的稳定性和过渡过程品质研究很少。本文以分配器的安全回油阀为对象,用线性化的方法建立了阀动特性的数学模型,并对安全回油阀的稳定性进行了较系统的分析,与所作实验对比,理论分析和实验结果甚为吻合,从而就其阀的稳定性和安全回油阀的动作关系方面得出了有意义的结论。本文提出的数学模型可方便地分析阀的过渡过程品质,也可方便地在模拟计算机上进行阀动特性的模拟。

一、安全回油阀数学模型的建立

1. 回油阀腔的连续性方程式

通过回油阀口泄回的流量可表示为:

$$Q_1 = c_1 \pi d_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot x_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1} \quad [\text{cm}^3/\text{s}]$$

通过回油阀阻尼孔的流量可表示为:

$$Q_3 = \frac{\pi d_3^4}{128 \nu \rho l_3} (p_1 - p_3) \quad [\text{cm}^3/\text{s}]$$

通过回油阀和阀体配合间隙的泄漏量可表示为:

$$Q_5 = \frac{\pi d_5 \delta_5^3}{12 \nu \rho l_5} (p_1 - p_3) \quad [\text{cm}^3/\text{s}]$$

根据连续性定理可写出其方程式为:

$$Q_0 - Q_1 - Q_3 - Q_5 - A_{v1} \frac{dx_1}{dt} = \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} \quad (1)$$

式中

Q_0 ——液压泵供给的实际流量 [cm³/s]

$$\frac{V_1}{\beta_e} \frac{dq_1}{dt} \text{——压缩性流量} \quad [\text{cm}^3/\text{s}]$$

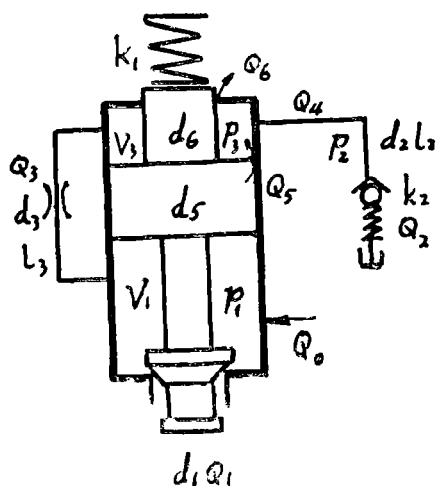


图 1

$$A_{k1} \frac{dx_1}{dt} \text{——体积变化流量} \quad [\text{cm}^3/\text{s}]$$

$$p_1 \text{——回油阀下腔压力} \quad [\text{kgf}/\text{cm}^2]$$

$$p_3 \text{——回油阀上腔压力} \quad [\text{kgf}/\text{cm}^2]$$

$$c_1 \text{——回油阀阀口流量系数}$$

无因次

$$d_1 \text{——回油阀卸油口直径} \quad [\text{cm}]$$

$$d_3 \text{——回油阀阻尼孔直径} \quad [\text{cm}]$$

$$d_5 \text{——回油阀中部直径} \quad [\text{cm}]$$

$$l_3 \text{——回油阀阻尼孔长度} \quad [\text{cm}]$$

$$l_5 \text{——回油阀中部间隙长度} \quad [\text{cm}]$$

$$\alpha_1 \text{——回油阀口出流角} \quad \text{度}$$

$$x_1 \text{——回油阀的开度} \quad [\text{cm}]$$

$$\rho \text{——油液密度} \quad [(\text{kgf} \cdot \text{s}^2)/\text{cm}^4]$$

$$\nu \text{——油液运动粘度} \quad [\text{cm}^2/\text{s}]$$

$$\delta_5 \text{——回油阀中部配合间隙} \quad [\text{cm}]$$

$$A_{k1} \text{——回油阀下侧有效面积} \quad [\text{cm}^2]$$

$$V_1 \text{——回油阀下腔总容积} \quad [\text{cm}^3]$$

$$\beta_e \text{——油液有效容积模数} \quad [\text{kgf}/\text{cm}^2]$$

2. 回油阀上腔的连续性方程式

安全阀前小孔符合 $l/d > 4$ 的条件, 通过的流量可按下式写出:

$$Q_4 = \frac{\pi d_2^4}{128 \nu \rho l_2} (p_3 - p_2) \quad [\text{cm}^3/\text{s}]$$

通过回油阀上部间隙的泄漏量是压力 P_3 和阻尼部长度 L_5 的函数, 简化表示为:

$$Q_5 = \frac{\pi d_5 \delta_5^3}{12 \nu \rho l_5} p_3 \quad [\text{cm}^3/\text{s}]$$

根据连续性定理其方程为:

$$Q_3 + Q_5 + A_{k1} \frac{px_1}{dt} = Q_4 + Q_6 + \frac{V_3}{\beta_e} \frac{dP_3}{dt} \quad (2)$$

式中

$$Q_4 \text{——通过安全阀前管道的流量} \quad [\text{cm}^3/\text{s}]$$

$$Q_5 \text{——通过回油阀上部阻尼间隙的流量} \quad [\text{cm}^3/\text{s}]$$

$$d_2 \text{——安全阀前管道内径} \quad [\text{cm}]$$

$$d_5 \text{——回油阀上部导向部直径} \quad [\text{cm}]$$

$$p_2 \text{——安全阀前压力} \quad [\text{kgf}/\text{cm}^2]$$

l_2 ——安全阀管道长度 [cm]

l_0 ——回油阀上部长度 [cm]

δ_0 ——回油阀导向部间隙 [cm]

V_3 ——回油阀上腔总容积 [cm³]

3. 回油阀的力平衡方程式

$$A_{k1}p_1 - A_{k3}p_3 - k_1x_1 - G_1 = m_1 \frac{d^2x_1}{dt^2} + b_1 \frac{dx_1}{dt} + k_1x_1 \quad (3)$$

式中 A_{k1} ——回油阀下侧有效面积 [cm²]

A_{k3} ——回油阀上侧有效面积 [cm²]

k_1 ——回油阀弹簧刚度 [kgf/cm]

x_1 ——回油阀弹簧预压缩量 [cm]

m_1 ——回油阀芯及1/3弹簧质量 [(kgf·s²)/cm]

b_1 ——回油阀芯运动的粘性阻尼系数 [(kgf·s)/cm]

G_1 ——回油阀芯的重量 [kgf]

4. 安全阀力平衡方程式

作用于安全阀的液动力表示为:

$$F_y = c_2 c_{v2} \pi d_2 \cdot \sin \alpha_1 \cdot p_2 x_2 + c_2 \pi d_2 l_2 \sqrt{2 \rho p_2} \frac{dx_2}{dt}$$

因此力平衡方程式为:

$$A_2 p_2 - k_2 x_2 - F_y + G_2 = m_2 \frac{d^2x_2}{dt^2} + b_2 \frac{dx_2}{dt} + k_2 x_2 \quad (4)$$

式中 c_2 ——安全阀的流量系数 无因次

c_{v2} ——安全阀的流速系数 无因次

x_2 ——安全阀的开口量 [cm]

k_2 ——安全阀的弹簧刚度 [kgf/cm]

x_2 ——安全阀弹簧预压缩量 [cm]

m_2 ——安全阀芯及1/3弹簧质量 [(kgf·s²)/cm]

b_2 ——安全阀芯运动粘性阻尼系数 [(kgf·s)/cm]

α_1 ——安全阀口出流角 度

G_2 ——安全阀芯的重量 [kgf]

5. 安全阀前腔的连续方程式

通过安全阀的流量可表示为:

$$Q_2 = c_2 \pi d_2 x_2 \cdot \sin \alpha_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2} \quad [\text{cm}^3/\text{s}]$$

如忽略安全阀前腔油液的压缩性则连续性方程式可表示为:

$$\frac{\pi d_2^4}{128 \nu \rho l_2} (p_3 - p_2) = c_2 \pi d_2 x_2 \cdot \sin \alpha_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2} + A_2 \frac{dx_2}{dt} \quad (5)$$

由上可知, 安全回油阀的特性由一组非线性微分方程式 (1)、(2)、(3)、

(4)、(5)来描述。

二、线性化处理及方框图

1. 在任意稳定工况点*i*对以上各式进行线性化处理

$$\Delta Q_0 - c_1 x_{d1} \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left(\frac{x_1}{2\sqrt{p_1}} \right)_i \Delta p_1 - c_1 \pi d_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\sqrt{p_1})_i \Delta x_1 - \frac{\pi d_3^4}{128 \nu \rho l_3} (\Delta p_1 - \Delta p_3) - \frac{\pi d_5 \delta_5^3}{12 \nu \rho l_5} (\Delta p_1 - \Delta p_3) - A_{s1} \Delta \frac{dx_1}{dt} = \frac{V_1}{\beta_e} \Delta \frac{dp_1}{dt} \quad (6)$$

$$\frac{\pi d_3^4}{128 \nu \rho l_3} (\Delta p_1 - \Delta p_3) + \frac{\pi d_5 \delta_5^3}{12 \nu \rho l_5} (\Delta p_1 - \Delta p_3) + A_{s3} \Delta \frac{dx_1}{dt} = \frac{\pi d_5 \delta_5^3}{12 \nu \rho l_5} \Delta p_3 + \frac{\pi d_2^4}{128 \nu \rho l_2} (\Delta p_3 - \Delta p_2) + \frac{V_3}{\beta_e} \Delta \frac{dp_3}{dt} \quad (7)$$

$$A_{s1} \Delta p_1 - A_{s3} \Delta p_3 - k_1 x_{11} - G = m_1 \Delta \frac{d^2 x_1}{dt^2} + b_1 \Delta \frac{dx_1}{dt} + k_1 \Delta x_1 \quad (8)$$

$$A_2 \Delta p_2 - k_2 x_{21} - c_{22} \cos \alpha_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\sqrt{p_2})_i \Delta Q_2 - c_2 c_{22} \pi d_2 \cdot \sin 2\alpha_2 \cdot (p_2)_i \Delta x_2 - \rho l_2 c_2 \pi d_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\sqrt{p_2})_i \Delta \frac{dx_2}{dt} + G_2 = m_2 \Delta \frac{d^2 x_2}{dt^2} + b_2 \Delta \frac{dx_2}{dt} + k_2 \Delta x_2 \quad (9)$$

$$c_2 \pi d_2 \cdot \sin \alpha_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left(\frac{x_2}{2\sqrt{p_2}} \right)_i \Delta Q_2 + c_2 \pi d_2 \cdot \sin \alpha_2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_2)_i \Delta x_2 = \frac{\pi d_2^4}{128 \nu \rho l_2} (\Delta p_3 - \Delta p_2) - A_2 \Delta \frac{dx_2}{dt} \quad (10)$$

引入下列符号

$$k_{q11} = \left(\frac{\partial Q_1}{\partial p_1} \right)_i = c_1 \pi d_1 \cdot \sin \alpha_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left(\frac{x_1}{2\sqrt{p_1}} \right)_i = \left(\frac{Q_1}{2p_1} \right)_i$$

回油阀口流量——压力系数 [cm⁵/(kgf·s)]

$$k_{x1} = \left(\frac{\partial Q_1}{\partial x_1} \right)_i = c_1 \pi d_1 \sin \alpha_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\sqrt{p_1})_i = \left[\left(\frac{Q_1}{x_1} \right) \right]_i$$

回油阀口流量增益 [cm²/s]

$$k_{q22} = \left[\left(\frac{\partial Q_2}{\partial p_2} \right) \right]_i = c_2 \pi d_2 \cdot \sin \alpha_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left[\left(\frac{x_2}{2\sqrt{p_2}} \right) \right]_i = \left(\frac{Q_2}{2p_2} \right)_i$$

安全阀流量——压力系数 [cm⁵/(kgf·s)]

$$k_{x2} = \left(\frac{\partial Q_2}{\partial x_2} \right)_i = c_2 \pi d_2 \cdot \sin \alpha_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\sqrt{p_2})_i = \left[\left(\frac{Q_2}{x_2} \right) \right]_i$$

安全阀流量增益 [cm²/s]

$$k_{q3} = \frac{\pi d_3^4}{128 \nu \rho l_3} \quad \text{回油阀阻尼孔特征系数 [cm⁶/(kgf·s)]}$$

$$k_{q4} = \frac{\pi d_2^4}{128 \nu \rho l_2} \quad \text{安全阀前孔特征系数 [cm⁶/(kgf·s)]}$$

$$k_{q5} = \frac{\pi d_s \delta_s^3}{12 \nu \rho l_s} \quad \text{回油阀中部泄漏系数 [cm}^5/(\text{kgf} \cdot \text{s})]$$

$$k_{q6} = \frac{\pi d_s \delta_s^3}{12 \nu \rho l_s} \quad \text{回油阀上部泄漏系数 [cm}^5/(\text{kgf} \cdot \text{s})]$$

$$\lambda_1 = c_{v2} \cos \alpha_2 \sqrt{2\rho} (\sqrt{p_2}) ; \quad \text{安全阀单位流量引起的液动力 [(kgf} \cdot \text{s) / cm}^3]$$

$$\lambda_2 = c_{v2} c_{v2} \pi d_2 \sin 2\alpha_2 (p_2) ; \quad \text{安全阀稳态液动力刚度 [kgf/cm]}$$

$$\lambda_3 = \left[\frac{\partial F_y}{\partial x_2} \right]_i \rho l_2 c_{v2} \pi d_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_2) ; \quad \text{安全阀瞬态液动力阻尼系数 [(kgf} \cdot \text{s) / cm]}$$

由计算知 k_{q12} 、 b_2 、 λ_3 、 Q_5 及 Q_6 均很小可略去不计，将 6—10 式写成常用的增量式则有：

$$Q_0 - k_{x1}x_1 - k_{q3}p_3 - A_{h1} \frac{dx_1}{dt} = \frac{V_1}{\beta_s} \frac{dp_1}{dt} (k_{q11} + k_{q3}) p_1 \quad (11)$$

$$k_{q3}p_1 + k_{q4}p_2 + A_{h3} \frac{dx_1}{dt} = \frac{V_3}{\beta_s} \frac{dp_3}{dt} + (k_{q3} + k_{q4}) p_3 \quad (12)$$

$$A_{h1}p_1 - A_{h3}p_3 - (k_1x_1 + G_1) = m_1 \frac{d^2x_1}{dt^2} + b_1 \frac{dx_1}{dt} + k_1x_1 \quad (13)$$

$$A_2p_2 - (k_2x_2 + G_2) - \lambda_2x_2 - \lambda_1Q_2 = m_2 \frac{d^2x_2}{dt^2} + b_2 \frac{dx_2}{dt} + k_2x_2 \quad (14)$$

$$k_{q4}p_3 - k_{q4}p_2 = k_{x2}x_2 + A_2 \frac{dx_2}{dt} \quad (15)$$

2. 对 10—15 式进行拉氏变换得

$$Q_0(S) - k_{x1}X_1(S) - k_{q3}P_3(S) - A_{h1}SX(S) = \left[\frac{V_1}{\beta_s}S + (k_{q11} + k_{q3}) \right] P_1(S) \quad (16)$$

$$k_{q3}P_1(S) - Q_4(S) + A_{h3}SX_1(S) = \left[\frac{V_3}{\beta_s}S + k_{q3} \right] P_3(S) \quad (17)$$

$$A_{h1}P_1(S) - A_{h3}P_3(S) - (k_1x_1 + G_1)(S) = (m_1S^2 + b_1S + k_1)X_1(S) \quad (18)$$

$$A_2P_2(S) - (k_2x_2 + G_2)(S) - \lambda_1Q_2(S) = (m_2S^2 + b_2'S + k_2')X_2(S) \quad (19)$$

$$k_{q4}P_3(S) - k_{x2}X_2(S) - A_2SX_2(S) = k_{q4}P_2(S) \quad (20)$$

根据 16—20 式即可绘出安全回油阀的传递函数方框图 2。

$$\text{图中 } K_1 = \frac{1}{k_1}$$

$$T_1 = \sqrt{\frac{m_1}{k_1}}$$

$$\xi_1 = \frac{b_1}{2\sqrt{k_1 m_1}}$$

$$k_2 = \frac{k_{q4}}{k_{q4}k_{x2}' + A_2 k_{x2}}$$

$$T_2 = \frac{m_2 k_{q4}}{k_{q4}k_{x2}' + A_2 k_{x2}}$$

$$b_2' = \frac{A_2^2}{k_{q4}k_{x2}' + A_2 k_{x2}}$$

$$k_2' = k_2 + \lambda_2$$

$$K_3 = \frac{1}{k_{qp1} + k_{q3}}$$

$$T_3 = \frac{\beta_e (k_{qp1} + k_{q3})}{V_1}$$

$$K_4 = \frac{1}{k_{q3}}$$

$$T_4 = \frac{V_3}{\beta_e k_{q3}}$$

$$T_5 = \frac{A_{b1}}{k_{x1}}$$

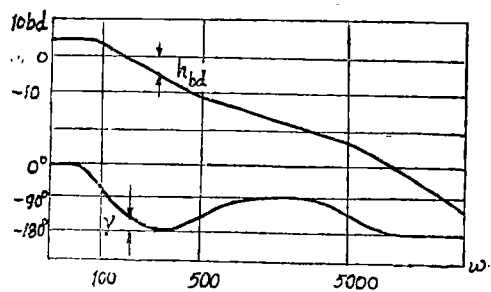


图 2

三、安全回油阀有关动态性能分析

由框图的安全阀部分可求得其闭环传递函数为:

$$G(S) = \frac{\frac{K_4}{T_4 S + 1}}{1 + \frac{K_4}{T_4 S + 1} \cdot A_2 \cdot \frac{K_2 k_{x2}}{T_2^2 S^2 + b_2' S + 1 + \lambda_1 K_2 k_{x2}}}$$

$$= \frac{K_4 (T_2^2 S^2 + b_2' S + 1 + K_2 k_{x2})}{T_4 T_2^2 S^3 + (T_4 b_2' + T_2^2) S^2 + (T_4 + T_4 \lambda_1 K_2 k_{x2} + b_2') S + 1 + \lambda_1 K_2 k_{x2} + A_2 K_4 K_2 k_{x2}}$$

$$= \frac{K_4 (a_2 S^2 + a_1 S + a_0)}{b_3 S^3 + b_2 S^2 + b_1 S + b_0} \quad (21)$$

要使阀稳定, 其充要条件是21式中的特征方程 $b_3 S^3 + b_2 S^2 + b_1 S + b_0 = 0$ 的全部根都是负实数或实部为负的复数, 亦即全部根都位于复平面的左半面。对式21的三阶系统有稳定判据为: $b_3 > 0$ $b_1 > 0$ $b_0 > 0$ $b_1 b_2 - b_0 b_3 > 0$

代入各参数及数据得

$$\frac{A_2^2 (\beta_e A_2 k_{q3} + V_3 k_{x2})}{k_{q4}} + \frac{\beta_e}{V_3} A_2 m_2 k_{q3}^2 + A_2 V_3 (k_{x2} + \lambda_1 + k_2 + \lambda_2) - \beta_e m_2 k_{q4} k_{x2} > 0 \quad (22)$$

$$\frac{(0.126)^2(1 \times 10^4 \times 0.126 \times 2.6 \times 10^2 + 5 \times 6 \times 10^3)}{120} + \frac{1 \times 10^4}{5} 0.126 \times 8 \times 10^{-6} (260)^2 + 0.126 \times 5 (6 \times 10^3 \times 6 \times 10^{-3} + 110) - 1 \times 10^4 \times 8 \times 10^{-6} \times 120 \times 6 \times 10^3 < 0$$

由此知安全阀是在剧烈振动的情况下工作的,安全阀的振动除发生噪声和机械性损坏外也会引起回油阀的工作不正常,这些都是不希望有的。由22式可看出减小 k_{q4} 是解决振动问题的一个途径。

因此在22式等于零的临界状态下可导出:

$$k_{z4}^2 - 0.93k_{q4} - 11.89 = 0$$

解得 $k_{z4} = 3.94$ 将其代入下式

$$k_{z4} = \frac{\pi d_2^4}{128 \nu \rho l_2} \text{ 可得 } d_2 = 0.13 \text{ cm, 故可知 } d_2 \text{ 在 } 0.13 \text{ 厘米以下时才可满足稳定性的要求。}$$

为作回油阀的稳定性分析,需作如下简化,取 $G_2 = 0$ $b_2 = 0$ $m_2 = 0$ $\lambda_1 = 0$

$\lambda_3 = 0$ $Q_5 = Q_6 = 0$ $\frac{V_3}{\beta_s} \frac{dp_3}{dt} = 0$ $k_{sp2} = 0$ $p_2 = p_3$ $Q_4 = Q_2$ 即略去安全阀的动态进程而研究回油阀的稳定性。如此则4式和2式可简化为

$$A_2 p_2 - k_2 x_2 = k_2' x_2 \quad (23)$$

$$k_{q3} (p_1 - p_3) + A_{h3} \frac{dx_1}{dt} = k_{x2} x_2 \quad (24)$$

将23式代入24式得

$$p_3 = \frac{k_{q3}}{k_{q3} + k_{x2} \frac{A_2}{k_2'}} p_1 + \frac{A_{h3}}{k_{q3} + k_{x2} \frac{A_2}{k_2'}} \frac{dx_1}{dt} - \frac{k_{x2} k_2}{k_2' k_{q3} + k_{x2} A_2} x_2 \quad (25)$$

将25式代入式1和式3并作拉氏变换得

$$Q_0 - k_{x1} (T_7 S + 1) X_1(S) - N(S) = \left[\left(-\frac{V_1}{\beta_s} S + \frac{1}{K_6} \right) \right] P_1(S) \quad (26)$$

$$H P_1(S) - M(S) = (m_1 S^2 + B S + k_1) X_1(S) \quad (27)$$

式中

$$T_7 = \left[\left(A_{h1} + \frac{A_{h3} k_{q3}}{k_{q3} + k_{x2} \frac{A_2}{k_2'}} \right) \right] / k_{x1}$$

$$N = \frac{k_{q3} k_{x2} k_2}{k_{q3} k_2' + k_{x2} A_2}$$

$$\frac{1}{K_6} = \frac{k_2^2 k_3 k_2'}{k_{q3} k_2' + k_{x2} A_2} + k_{q71} + k_{q3}$$

$$H = A_{h1} - \frac{A_{h3} k_{q3} k_2'}{k_{q3} k_2' + k_{x2} A_2}$$

$$B = b_1 + \frac{A_{h3}^2 k_2'}{k_{q3} k_2' - k_{x2} A_2}$$

$$M = \frac{A_{h3} k_{x2} k_2}{k_{q3} k_2' + k_{x2} A_2} x_2, - k_1 x_1 + G_1$$

由此可得回油阀的开环传递函数为:

$$G(S) = \frac{P_1(S)}{Q_0(S)} = \frac{K_0 K_1 H k_{x1} (T_7 S + 1)}{(T_8 S + 1)(T^2 S^2 + 2\xi S + 1)}$$

$$= \frac{2(2 \times 10^{-3} S + 1)}{(1.9 \times 10^{-4} S + 1) [(7.5 \times 10^{-8})^2 S^2 + 2 \times 0.1 S + 1]} \quad (28)$$

由式28得交接频率分别为133, 495, 5300rad/s, 绘制近似对数频率特性曲线如图3, 从而可求得回油阀工作的幅值裕度 $h_{ba} = 10\text{bd}$, 相角裕度 $\gamma = 90^\circ$ 截止频率 $\omega_c = 200\text{rad/s}$, 说明回油阀工作是稳定的。

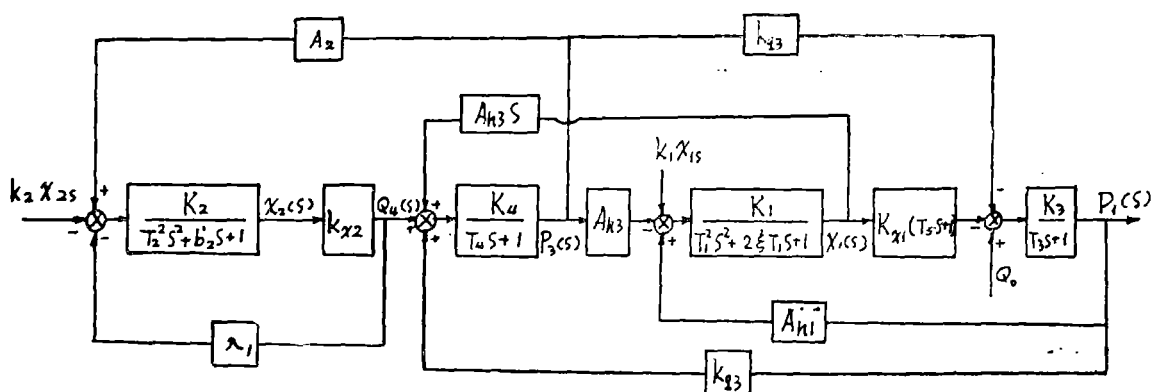


图3

四、安全阀和回油阀动作关系的分析

如在压力 p_1 急增时, 安全阀尚未开通, V_3 容腔的油液被压缩, 且略去 Q_0 的泄漏时, 方程3可写成如下形式

$$\frac{V_3}{\beta_e} \frac{dp_3}{dt} = \frac{\pi d_3^4}{128 \nu p_{13}} (p_1 - p_3) \quad (29)$$

若 p_1 的变化率 $\frac{dp_1}{dt} = U$ 为常数时, 则由29式得

$$T \frac{d\Delta p_{13}}{dt} + \Delta p_{13} = T U \quad (30)$$

式中

$$T = \frac{V_3}{\beta_e} \cdot \frac{128 \nu p_{13}}{\pi d_3^4} [S]$$

在 $t = 0$ 时, $p_1 = p_3$ $\Delta p_{13} = 0$ 故20式的解为:

$$\Delta p_{13} = T U (1 - e^{-\frac{t}{T}}) \quad (31)$$

知压差 Δp_{13} 是随时间 t 而变化的。如果不计回油阀芯的质量及粘性阻力,在回油阀芯刚能开启时有

$$\frac{k_1 x_{1s}}{A_{h1}} = TU (1 - e^{-\frac{t}{T}}) \quad (32)$$

解32式就得回油阀开启的时间 t 为

$$t = T \ln \frac{1}{1 + \frac{k_1 x_{1s}}{A_{h1} TU}} \quad (33)$$

由33式知在 $\frac{k_1 x_{1s}}{A_{h1}} = TU$ 时, $t = \infty$, 所以得安全阀未开通前回油阀芯不能开启的条件为:

$$U = \frac{k_1 x_{1s}}{A_{h1} T} \quad (34)$$

从而可推得分配器正常工作状态保持判断式为:

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{\pi d_s^4 k_1 x_{1s}}{128 A_{h1} v_{s13}} \cdot \frac{\beta_e}{\rho v} \quad (35)$$

欲使分配器能正常工作(回油阀无先期开启)就必须保持此判断式的成立才行。增大等式右端分子中参数或减小分母中参数均可适应大的油压变化率。而在结构已定的情况下,要使 $\frac{dp_1}{dt}$, β_e , ρ , v 自动的协调变化而保持等式成立是不可能的。只能按

$$\left. \frac{dp_1}{dt} \right\}_{\max} = \frac{\pi d_s^4}{128 A_{h1} V_{s13}} \cdot k_1 x_{1s} \cdot \frac{\beta_e}{\rho v}$$

决定压力的最大允许变化率的范围,而在 $U < U_{\max}$ 的范围内工作时,可保持分配器正常工作,但这种办法会引起回油阀响应时间的迟后。在使用中因 $k_1 x_{1s}$, 或 β_e 或 v 或 $\frac{dp_1}{dt}$ 的变化均可能破坏关系式35,而导致阀不能正常工作。

若稳定压力为 p_{10} 则据29式有

$$T \frac{dp_3}{dt} + p_3 - p_{10} = p_1 - p_{10} \quad (36)$$

在 $t = 0$ 时有 $p_1 = p_{10}$ 故

$$p_1 = ut + p_{10} \quad \text{即 } p_1 - p_{10} = ut$$

令 $p_3 - p_{10} = \Delta p_{3-10}$ 则由式36得

$$T \frac{dp_3}{dt} + \Delta p_{3-10} = ut \quad (37)$$

在 $t = 0$ 时 $p_3 = p_{10}$ $\Delta p_{3-10} = 0$ 所以37式的解为:

$$\Delta p_{13} = ut + uT (1 - e^{-\frac{t}{T}}) \quad (38)$$

$$\text{或 } p_3 = ut - uT (1 - e^{-\frac{t}{T}}) + p_{10} \quad (39)$$

故知 p_3 是随时间变化的,其变化规律由式39给出。

显然当 $p_3 \geq (k_2 x_{2s}/A_2)$ 时安全阀开通, 如能保证安全阀和回油阀同时开启, 则必有31式中的时间 t 等于39式中的时间 t , 因此将31式代入39式则有

$$p_3 = \frac{dp_1}{dt}t + p_{10} - \Delta p_{13} \quad (40)$$

由此可推出分配器正常工作的第二个判断式41, 即正常工作状态调整判断式。

$$\frac{k_2 x_{2s}}{A_2} = \frac{dp_1}{dt} + p_{10} - \frac{k_1 x_{1s}}{A_{h1}} \quad (41)$$

如果 ut 为定值, $k_1 x_{1s}/A_{h1}$ 小于41式决定的值, 将会造成回油阀的先期开启, 如稍大于41式决定的值则能正常工作, 且可适应较大的压力变化率。如 $k_2 x_{2s}/A_{h2}$ 和 $k_1 x_{1s}/A_{h1}$ 均已调定则变化率 $\frac{dp_1}{dt}$ 和 t 的乘积保持41式成立, 即压力变化率大时, t 则变小, 反之 t 变大。如将 p_3 和 Δp_{13} 的变化规律作图就可清楚地看出, 在 U 变化的情况下欲使两阀同步开启, 则安全阀的弹簧压力须按一曲线规律变化才行, 这在当前的分配器上是不能实现的。

结 论

对分配器 p_1 和 p_3 的动态过程进行了实测, 测定时用电磁阀突然转换油缸油路, 用动态应变仪和 SC16 光线示波器记录其动态曲线, 由 p_1 和 p_3 的变化规律可见, 理论分析与实测情况吻合。说明用线性方法来研究安全回油阀的稳定性是有效的。通过分析与实验可知分配器在控制工作中的主要缺点是稳定性差, 安全阀的振动有可能波及到回油阀。解决稳定性的途径是减小 k_{44} 。

分配器在 U 变化或破坏41式中 $k_2 x_{2s}/A_2$ 和 $k_1 x_{1s}/A_{h1}$ 时对应关系时, 回油阀有可能先期开启, 故按作业中可能出现的最大压力增长率来确定回油阀弹簧, 即 $k_1 x_{1s}/A_{h1} = TU_{\max}$, 但这样在 $U < U_{\max}$ 情况下工作时, 会延迟回油阀的响应。

参 考 文 献

1. 陈燕庆, 《现代控制工程》, 科学出版社出版。
2. 庄凤龄, 先导式溢流阀动态特性, 《液压与气动》1978。
3. 刘庆和, 徐发淙, 双级溢流阀静态、动态特性的理论分析与试验研究《液压与气动》1981.2。
4. 刘庆和, 张红国, Y_1 型溢流阀的数字仿真及其试验研究, 《液压与气动》1982.5。

An Analysis and Study Of Dynamic Characters Of Safe Oil Check Valves In Discharge-service Type Of Hydraulic Pressure System Of Farm Machinery

Wang Zheng-bang

(Northwestern College of Agriculture)

Abstract

The Excess flow valves in PF distributor of home-made tractors were taken as an object to establish mathematical model by means of classical control theory and to analyse the stability and to find out the cause of poor stability based on which an approach and data for solving the problem of stability were put forward in this paper. Also, two determining equations for normal operation of distributor were obtained in this paper. In order to ensure normal operation of valves, the springs of main valves were determined in accordance with varying rate of the maximum pressure occurred in their operation, but this would affect time delay.