

完善岩心钻机液压给进系统性能的探讨

胡 楚 光

(成都地质学院)

通过分析现用液压钻机的压力控制回路与节流控制回路, 提出采用双联泵供油给进或用节流阀组成联合调速回路的方案。

关键词: 液压给进系统; 节流控制; 双联泵供油给进; 联合调整回路; 岩心钻机

把钻机液压给进系统理解为单纯的控制钻压是不确切的。控制钻压的目的是要获得合理的钻速。因此, 控制钻速也是实现给进控制的一种方法。实践证明, 这种控制方法已在我国获得了显著的效果, 得到了广泛的应用。这是因为钻杆柱是一个长细比很大的弹性杆运动系统, 在周向力和轴向力作用下, 钻杆柱在孔内呈复杂的运动形态。这种形态阻碍钻杆柱的给进运动, 形成给进阻力。此种现象在斜孔、弯曲钻孔和定向孔中钻进时尤为明显。此外, 冲洗液的压力水头也阻碍钻杆柱的给进运动。据有关资料介绍, 由地面仪表测定的钻压与钻头上的有效钻压之间的差值很大(钻压的损失率很高)。这就给地面上控制井下钻压带来了困难。所以, 在没有可靠的孔底钻压监测手段的情况下, 控制钻速是一种有效而可靠的给进控制方法。当然, 控制钻速需要钻具有运动的平稳性。这对于金刚石钻进尤其必要。

从上述认识出发, 为了探讨优化给进控制性能, 首先对我国岩心钻机液压给进系统作一简要分析。

对压力控制回路和节流速度

控制回路的分析

我国岩心钻机液压给进系统普遍采用定量泵压力控制回路和节流速度控制回路。图1是该液压系统图。由于孔底压力表7连接在给进液压缸9上下腔的油路上, 并通过液控换向阀6单向指示给进液压缸上下腔的液压力或钻压, 因此这两种控制回路都是在液压油单向作用于给进液压缸的工况下进行

的。现分别作一剖析。

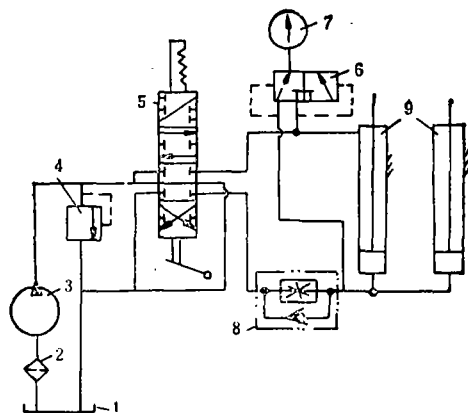


图1 我国岩心钻机液压给进系统

1—油箱; 2—过滤器; 3—定量齿轮泵; 4—分配阀; 5—手控换向滑阀; 6—液控换向滑阀; 7—压力表; 8—单向节流阀; 9—给进液压缸

1. 压力控制

这种给进控制方法实质上就是由调压阀进行调压控制。因此, 压力给进控制回路的特性决定于调压阀的流压特性, 其表达式为

$$Q = C(p^{3/2} - p_k \cdot p^{1/2})$$

式中: Q ——通过调压阀的溢流流量;

C ——常数;

p_k ——开阀压力;

p ——液压系统的压力。

根据上式可绘出调压阀的流压特性曲线, 如图2示。从公式和特性曲线1上可以看出, 当 $p = p_k$

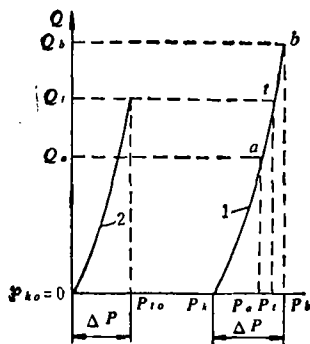


图 2 调压阀流压特性曲线

时, $Q=0$ 。一旦有液流通过调压阀溢流时, 则 $p > p_k$ 。而随着 Q 的增加, p 按类似抛物线变化。当 Q 达到调压阀的额定流量 Q_t (也是液压泵的额定流量) 时, 系统压力 p 等于调定压力 p_t , 其调压偏差 $\Delta p = p_t - p_k$, 一般 $\Delta p = 0.2 \sim 0.4 \text{ MPa}$ 。如果 $p_k = 0$, 它也是液压泵的卸荷压力。

根据调压阀的流压特性, 压力控制给进方法存在下列问题:

(1) 不能控制给进速度: 设给进液压缸直径为 0.08 m , 活塞杆直径为 0.04 m , 钻速为 $2.5 \sim 3.5 \text{ m/h}$, 则加压给进时液压缸的排量为 $0.312 \sim 0.437 \text{ l/min}$, 减压给进时液压缸的排量 (负排量) 为 $0.417 \sim 0.583 \text{ l/min}$, 所以调压阀的溢流流量基本等于泵的额定流量。这时系统压力等于调压阀的调定压力 p_t 。图 2 中曲线 1 上的 t 点就是此时的工况点。当负载 (钻头的轴向阻力) 发生变化时, 系统压力也随之变化, 于是工况点将由 t 点沿曲线变化。这种变化对钻速的影响举例如下:

设钻压 $P = 9810 \text{ N}$, 钻具重力 $G = 1962 \text{ N}$, 这时为加压钻进, 给进液压缸 (尺寸同前) 的负载 $L = P - G = 7848 \text{ N}$, 则系统压力为 $p_1 = p_t = 1.04 \text{ MPa}$ 。调压阀为直调式, 调压偏差较大, 取 $\Delta p = 0.392 \text{ MPa}$ 。开阀压力 $p_k = p_t - \Delta p = 0.647 \text{ MPa}$ 。如钻速以 2.5 m/h 计, 给进液压缸的排量为 0.312 L/min 。若泵的额定流量为 45 L/min , 通过调压阀的溢流量为 $Q_1 = Q_t = 44.688 \text{ L/min}$ 。当负载变化引起系统压力 p_1 减少 0.1 MPa , 即 $p_2 = p_0 = 0.94 \text{ MPa}$ (负载由 7848 N 降至 7056 N) 时, 工况点将移至图 2 中曲线 1 的 a 点。这时通过调压阀的溢流量 $Q_2 = Q_0$ 。可根据调压阀的流压特性按下式计算:

$$\frac{Q_1}{p_1^{3/2} - p_k p_1^{1/2}} = \frac{Q_2}{p_2^{3/2} - p_k p_2^{1/2}}$$

则 $Q_2 = Q_0 = 31.75 \text{ L/min}$

于是通过调压阀的溢流量由 44.688 L/min 降至 31.75 L/min 。而液压缸的排量由 0.312 L/min 增至 12.94 L/min 。钻速则由 2.5 m/h 增至 103.5 m/h 。按照同样的方法也可求出减压给进的情况。结论相同, 只是工况点在图 2 中曲线 1 上的 b 点, 通过调压阀的溢流量为 Q_b , 它是泵的流量与给进液压缸下腔回油量之和, 系统压力为 p_b , 大于调定压力 p_t , 调压阀处于超调状态。

上述例子表明, 负载的较小变化会引起钻速的巨大改变, 不仅不能控制钻进速度, 还会导致整个钻进系统的冲击和振动, 损坏钻头和设备, 甚至发生孔内事故。

(2) 给进运动的平稳性差: 由于钻杆柱在孔内处于复杂的运动形态, 以致钻杆柱的运动很不平稳。而这种控制方法是以液压油单向作用于给进液压缸, 没有背压, 因而不能减弱或平衡钻杆柱的纵向弹性振动引起的激振力。所以, 控制给进运动的平稳性差。

(3) 在自重钻进阶段难于实现给进控制: 见图 2 中曲线 2。这时调压阀的 $p_k = 0$, 油泵处于卸荷状态。但由于存在调压偏差 Δp , 系统中存在卸荷压力, 给进液压缸并非处于“浮动”状态。如果 $\Delta p = 0.392 \text{ MPa}$, 则加压给进时油缸上腔卸荷液压作用力约为 2940 N , 减压给进时液压缸下腔卸荷液压作用力约为 3920 N 。因而控制不准确。

(4) 液压系统的效率低: 液压给进系统的液压泵是在恒流量下工作, 输出功率随给进液压缸的负载而变化。而调压阀又是在接近全流压力状态下工作。因此, 泵送的全部压力油均通过调压阀返回油箱。所以液压泵的输出功率 $N = p_t Q_B$ 不仅没有得到利用, 且转化为热能, 油温升高, 影响工作。目前有的岩心钻机已采用双联泵供油以降低功耗, 但效率仍然很低。

2. 节流控制

这种控制方法是在液压泵卸荷状态下调节流阀的通流面积以实现给进控制。因此, 这种给进控制的性能决定于节流阀的流量特性, 其综合表达式为:

$$Q = k A \Delta p^m$$

式中: Q —— 通过节流阀的流量;

- k ——由节流口的断面形状及大小和油液性质决定的系数；
 A ——节流口的通流面积；
 m ——由节流口形状决定的压差指数，一般在0.5~1范围内。近似薄壁孔， $m = 0.5$ ；近似细长孔， $m = 1$ 。

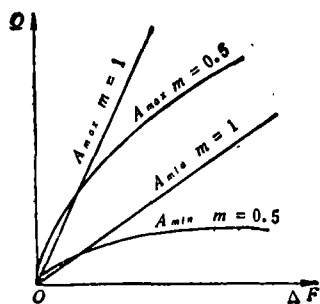


图3 节流阀流量特性曲线

可见，通过节流阀的流量不仅与其前后压力差 Δp 和节流口的通流面积有关，也与节流口的断面形状有关。岩心钻机液压给进系统配置的针式节流阀属于细长孔一类（ $m = 1$ ），故 Q 与 Δp 呈线性关系，如图3所示的两条斜直线（节流口的最大和最小开度）。相比之下，薄壁形节流阀（ $m = 0.5$ ）的流量特性曲线是抛物线。

给进时，希望节流口大小调好后，节流流量稳定不变。但从流量特性可以看出，流量 Q 是受压差 Δp 影响的。而 Δp 又不可避免地要随给进负载而变，且指数 m 越大， Δp 对 Q 的影响就越明显。所以，针式节流阀的流量稳定性最差。

这种方法，故然能在节流阀的大压差小开度工况下使压差对流量的影响减小，但节流阀的压差仍然随孔深而变。例如，当需要平衡的钻具重量较小时， Δp 较小，节流口开度较大。这时阀的刚性小，流量受 Δp 的影响大，流量不稳定。并因单向液压控制，给进钻具的平稳性同样很差。

此外，油液温度和油液中的固相物质对节流阀流量稳定性也有很大影响。尤其是针式节流阀，它的节流通道长，水力半径大，对温度的敏感性大，常影响给进速度的稳定性。

对液压给进系统方案的设想

根据上述分析，对我国岩心钻机液压给进系统提出两种改进方案的设想，供商榷。

1. 定量泵回油节流调速给进系统

图4为该液压系统图。它与现役岩心钻机的液压给进系统有如下区别：

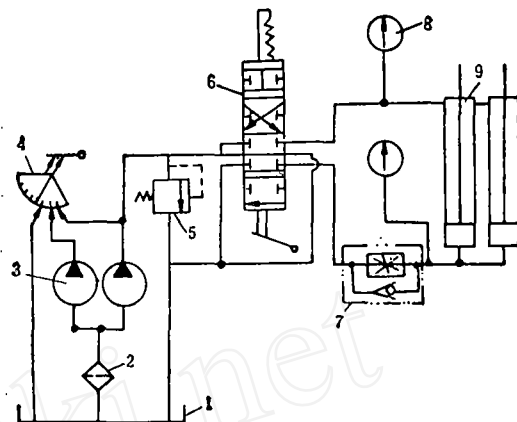


图4 定量泵回油节流调速给进系统

- 1—油箱，2—过滤器，3—双联泵，4—分配阀，
 5—调压阀，6—换向滑阀，7—单向节流阀，8—
 压力表，9—给进油缸

（1）配置两只压力表，把它们分别接在给进液压缸上下腔油路上，用以监测液压泵的供油压力、给进液压缸上下腔液压力和钻压。

（2）采用薄壁形节流阀。这种阀在小开度调节时通流面积变化缓慢，适于小流量调节。且刚性大，对油温的敏感性小，不易堵塞，节流性能较稳定。采用调速阀性能更稳定，但结构复杂。

（3）换向滑阀的第三位采用H型机能，以便称重时液压泵及时卸荷，并使给进液压缸上腔浮动。调压阀可采用直调式，但最好去掉快速增压手把，在微调手轮上加一支手柄取代，以减小液压冲击。

（4）配双联泵，给进时用小泵供油。该方案的给进控制方法如下：见图4，给进时用双联泵中的小泵供油，由调压阀调定泵的供油压力。通过换向阀将液压油引入给进液压缸上腔，对活塞形成一定的液压作用力，控制节流阀开度，使给进液压缸下腔的油液对活塞形成一定的背压作用力，在节流口两端压力差作用下节流回油，控制给进速度。这种控制方法适用于所有钻进条件下的给进控制。其控制性能和要求说明如下：

设：给进液压缸上下腔的液压力为 p_a 和 p_b ，流量为 Q_a 和 Q_b ，液压作用面积为 A_a 和 A_b ，泵的供油压力为 p_B ，流量为 Q_B ，调压阀的溢流流量为 Q_v ，

节流阀的节流量为 Q_j ；钻压为 P ；钻具重量为 G ，液压缸负载为 L ；负载压力为 p_L ；负载流量为 Q_L 。

(1) 加压给进：给进液压缸活塞上受力平衡方程式(见图5)。

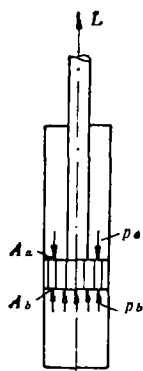


图5 加压给进时液压缸活塞受力平衡图

$$L = P - G$$

$$p_a A_a - p_b A_b = L$$

而
$$p_a = p_B; p_L = \frac{L}{A_a}$$

所以
$$p_b = \frac{A_a}{A_b} (p_B - p_L)$$

给进液压缸的流量平衡方程式

$$Q_B = Q_v + Q_a$$

而
$$Q_a = Q_L; Q_b = Q_j$$

给进速度
$$v = \frac{Q_a}{A_a} = \frac{Q_b}{A_b}$$

所以
$$Q_j = \frac{A_b}{A_a} Q_a = \frac{A_b}{A_a} (Q_B - Q_v) = \frac{A_b}{A_a} Q_L$$

节流阀的特性方程式

$$\Delta p = p_b - 0 = p_b = \frac{A_a}{A_b} (p_B - p_L)$$

$$Q_j = kA \Delta p^m = kA \left[\frac{A_a}{A_b} (p_B - p_L) \right]^m$$

上式表明，在一定工况下，节流阀开度 A 和液压泵供油压力 p_B 不变，节流阀的流量 Q_j 只决定于负载压力 p_L 。而 $p_L = \frac{P-G}{A_a}$ ，所以 Q_j 决定于钻压 P 。由此可绘出加压给进时节流阀的流量特性曲线，见图6。为了获得较稳定的给进速度和良好的运动平稳性，在给进速度控制在一定数值的条件下，应尽量能选取较小的开度 A 和较大的 Δp 。而在一定条件下， p_L 是一个确定值。所以，控制 p_B

值就可控制 Δp 值。根据计算，当 $\Delta p > 4.9 \text{ MPa}$ 时，如果因 p_L 改变引起 Δp 的变化率在 10%，则 Q_j 的变化率将小于 5%。因此，在此压力控制下，流量稳定性好，且背压高，给进平稳。

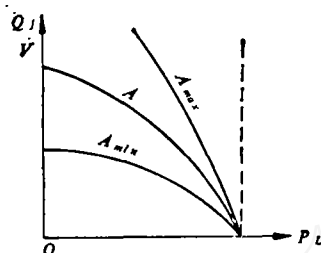


图6 加压给进时节流阀的流量特征曲线

(2) 减压给进：由于减压给进时作用于给进液压缸活塞上的负载 L 的方向与加压给进时相反，因而 Δp 与 p_L 和 Q_L 与 p_L 的关系也相反。按同样的模式可导出减压给进时节流阀的特性方程式为

$$\Delta p = p_b - 0 = p_b = \frac{A_a}{A_b} p_B + p_L$$

$$Q_j = kA \Delta p^m = kA \left(\frac{A_a}{A_b} p_B + p_L \right)^m$$

所以，其特性曲线也是相反的，见图7。为了获得较稳定的给进速度和良好的运动平稳性，同样要以较小的开度 A 和较大的压差 Δp 进行节流控制。但需注意的是 p_L 是随孔深而增加的。如果 Δp 控制在某一确定的数值上，那么随着 p_L 增大， p_B 就得减小。所以孔深很大时就会影响运动平稳性。这时，应以节流阀的额定压力值作为确定 p_B 的依据。

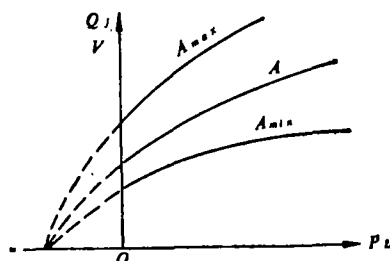


图7 减压给进时节流阀的流量特性曲线

(3) 自重给进：自重给进是在 $P = G$ 的条件下进行的。此时， $p_L = 0$ ，故节流阀的特性方程式为

$$Q_j = kA \left(\frac{A_a}{A_b} p_B \right)^m$$

它是前两种给进工况下的一个过渡工况点。但自重钻进时, Q_j 并不是一个常量。它仍受负载变化的影响, 其变化关系仍按加减压时的特性解释。

2. 限压变量叶片泵和节能阀组成的调速给进系统

前一方案还存在一个能量损失问题。虽然采用双联泵使能量损失减少, 但能量损失依然存在。本方案可作为解决能量损失的一个途径, 其液压给进系统如图 8 所示。它与前一方案的区别是用限压式变量泵取代定量泵, 并去掉调压阀。该系统是用改变节流阀开度和背压来控制液压泵的输出流量, 达到调速之目的。

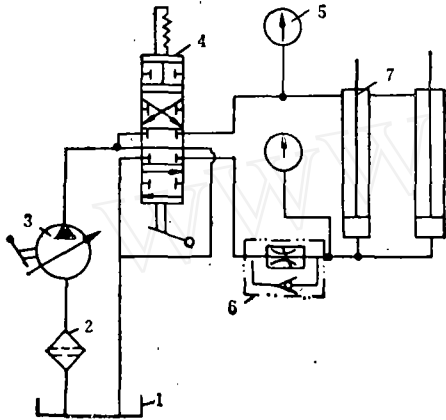


图 8 限压式变量泵和节流阀组成的调速给进系统

1—油箱; 2—过滤器; 3—变量泵; 4—换向滑阀; 5—单向节流阀; 6—压力表; 7—给进液压缸

图 9 是限压式变量泵的流压特性曲线。该曲线可根据工作需要随时调节变化, 即曲线的 AB 段可

以上下移动, 改变最大流量; 曲线的 BC 段可左右移动, 改变限定压力 $p_{\text{限}}$ 的大小。因此, AB 段适用于快速倒立轴, 给进时, 系统压力升高, 液压泵的工作自动变换到 BC 段, 适应给进时的高压小流量的需要。

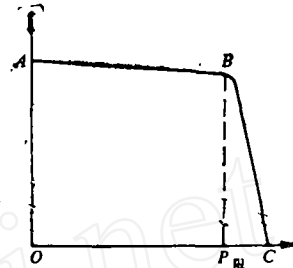


图 9 限压式变量叶片泵的特性曲线

该方案仍采用第一方案的控制方法和要求。其区别有:

(1) 泵的压力 p_B 用限定压力 $p_{\text{限}}$ 代替。

(2) 流量 $Q_a = Q_B$, $Q_j = \frac{A_b}{A_a} Q_B$ 。

(3) 节流阀的流量特性式应为:

$$\text{加压给进: } Q_j = kA \left[\frac{A_a}{A_b} (p_{\text{限}} - p_L) \right]^m$$

$$\text{减压给进: } Q_j = kA \left(\frac{A_a}{A_b} p_{\text{限}} + p_L \right)^m$$

该方案与前一方案相比, 变量泵的供油量决定于节流阀的控制流量, 流量无损耗, 几乎没有能量损失, 油温不会升高。同时去掉了调压阀, 节省了元件, 简化了液压系统。缺点是限压式变量叶片泵的结构较复杂, 寿命不及定量齿轮泵。

To Improve the Performance of the Hydraulic Feed System of a Core Drill: A Discussion

Hu Chuguang

An analysis of the pressure control and throttle flow systems of a conventional hydraulic drill has been made in this paper. The author suggests a scheme of adopting a double pump oil feeding or a combined speed governor composed of throttle valves in order to improve the performance of the feeding system of the hydraulic core drill.