

液压传动在钻探方面的应用

第二讲 液压基本回路

山东煤田地质勘探公司 邹明礼

一般的液压系统，往往是由一些基本回路组合而成的。所以在设计液压系统时，可以根据对液压装置的动作和性能要求，选用一些经过实践考验的基本回路，再增加一些专用回路和专用元件，就能组成一个完整的系统。下面介绍一些钻探方面可能遇到的液压系统的基本回路，供系统设计时参考。

一、调压回路

钻具给进时，司钻根据地质情况要选定钻压的大小，快速提钻与正常给进，加压钻进与减压钻进也需要不同的压力；另外，钻机前后移动的速度也决定于油压系统的压力大小。类似情况都要使用调压回路。

(1) 对于采用定量泵的系统，油压的工作压力可用溢流阀来调节。在图2-1所示的回路中，油泵(1)的供油压力由溢流阀(2)来调节，液压钻机

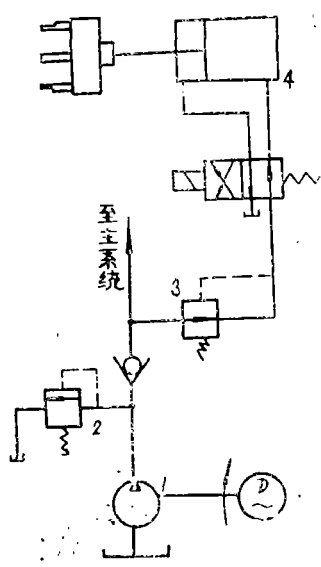


图2-1

中多采用调压式溢流阀。系统工作过程中，油泵排出的油除供执行机构和补偿系统中的泄漏外，其余通过溢流阀(2)流回油箱。这种回路效率较低，但由于结构简单，实际应用很广。

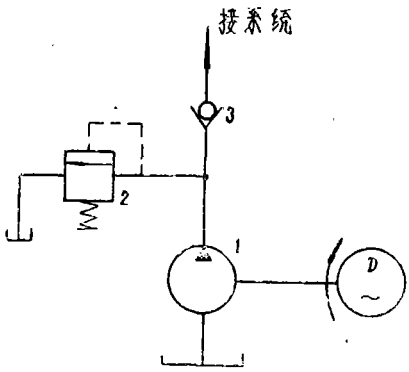


图2-1

(2) 如果在某一支路上需要比油泵的工作压力为低的稳定压力，可以在油路中串联一个减压阀。如图2-2所示，在加工钻具的液压半自动专用车床中，拖板部分所需的压力(18—20公斤/厘米²)由溢流阀(2)调定，而油压卡盘需要偏低而稳定的压力(12—14公斤/厘米²)，所以串联了减压阀(3)，用来调节夹紧力的大小。

(3) 当工作机构需要两种以上不同的压力时, 例如采用具有自锁性能的液压夹紧机构, 一般要求松开时的压力大于夹紧时的压力, 以保证工作的可靠性, 这时可采用多级调压回路。图 2—3 所示是一种二级调压回路。图中溢流阀 (3) 的调节压力低于溢流阀 (2) 的调节压力。当手动二位二通阀 (4) 处于图示状态时, 系统的压力由溢流阀 (2) 控制; 当操纵二通阀换位后, 由于溢流阀 (3) 的调节压力低于溢流阀 (2) 的调节压力, 所以此时系统中的压力由溢流阀 (3) 控制。

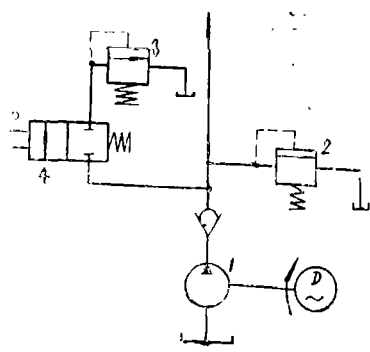


图 2—3

二、卸荷回路

由一个动力机带动两台液压泵同时工作的情况, 在全液压钻机中应用得很广泛。其中一台为大流量泵, 另一台为小流量泵。当快速提升时, 小流量泵往往用来间歇向拧管机和夹持器供油; 反过来, 在夹持和拧、卸管期间, 又不需要大流量泵供油。这时如果切断动力机, 停止某油泵工作, 对于要求提高生产效率, 减少辅助时间是不适宜的。若采用高压下溢流的办法, 势必造成油液发热或油箱庞大。所以在这种情况下, 常采用油泵排油接回油箱的卸荷回路。使油泵在零压 (或低压) 下流回油箱, 以减少功率损耗、油泵磨损和系统发热。同时, 在工作循环的原始位置时, 空负荷起动也是有利的。

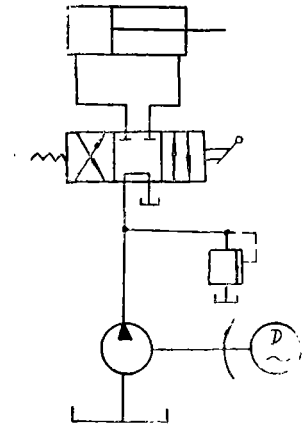


图 2—4

图 2—4 所示为用三位换向阀的中间位置卸荷的油路, 其换向阀的滑阀机能应采用 M 型、H 型或 K 型的。这种卸荷方法比较简单, 一般适用于流量较小的系统中。

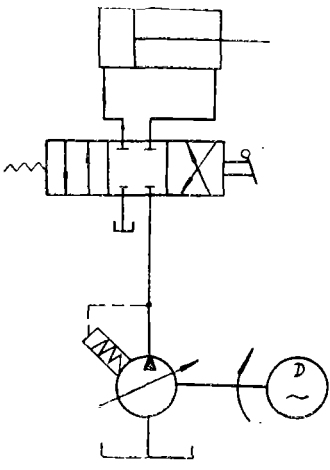


图 2—6

图 2—5 所示为用二位二通滑阀使油泵卸荷的回路。当系统工作时, 二位二通阀油路断开, 油泵 (1) 输出的压力油进入系统。当工作部件停止运动时, 操纵二通阀使油路接通, 这时油泵 (1) 输出的油液就可以通过阀 (2) 流回油箱, 使油泵卸荷。这种回路中二位二通滑阀的规格应能流过油泵的全部流量。

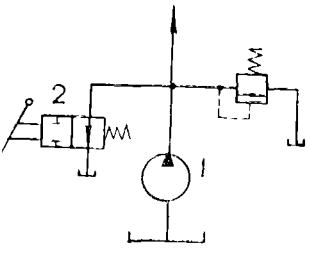


图 2—5

图 2—6 所示为使用有压力补偿变量泵的卸荷回路。

路。当油路的压力大于调节值时，压力补偿装置动作，使油泵的排油量减少到维持油路所必要的流量。如图使用中位闭锁（O形）的换向阀，当阀处于中间位置时，泵的输油量只为阀的泄漏量，因而能节约动力。该系统可以不要溢流阀，但为了防止压力补偿装置失灵，加一安全阀较好（图中未画出）。

三、平衡回路

在立式机构中，当不用平衡重时，为了防止活塞和运动部件因自重而下落和因载荷突然减小时产生活塞的突然前进，可以采用平衡回路。例如，液压提升架的起落油缸系统，随车吊中的伸缩臂，变幅和起升系统以及液压直管机的系统回路中都有应用。

图2—7所示是一种采用单向顺序阀的平衡回路。在图示位置时，压力油进入油缸（4）的上腔，推动活塞向下运动，油缸下腔压力升高，打开顺序阀（2）经换向阀（1）流回油箱。顺序阀的调整压力要大于因活塞和运动部件的自重而在油缸下腔产生的背压力，这样当油泵停止向油缸输送压力油时，活塞不会因自重而下落。但一般情况下，活塞仍会因顺序阀泄漏而缓慢下降，所以在这种回路中，顺序阀的泄漏量要小。当换向阀的阀芯移动到右端时，压力油可以通过单向阀（3）进入油缸下腔，使活塞向上运动。

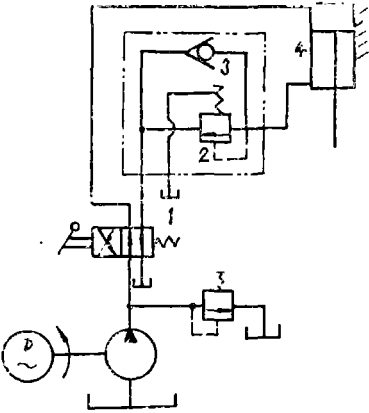


图2—7

四、节流调速回路

液压钻机中为控制立轴给进速度，多在给进油缸下腔油路中串联一个给进调速阀。钻具加工机床中，既要求运动速度可以调节，又要求运动平稳，也常用节流调速。所谓节流调速系采用定量泵供油，由节流阀（或调速阀）改变流入（或流出）液压机的流量来实现速度调节的方法。这种调速方法结构简单，可靠，成本低，使用维修方便，但效率也比较低。因为定量泵的流量是一定的，而油缸所需要的流量是随工作速度的快慢而变化，多余的油液通常通过溢流阀（在旁路节流调速时是通过节流阀本身）流回油箱，这样就损失了一部分能量。同时油液通过节流阀时也要产生能量损失。所损失的能量转变为热能，使油液发热，当油液温升过高时，就会影响液压系统的工作性能，并缩短油的使用期限。所以这种调速方法，一般多用在中等功率以下的场合。

图2—8（a）为应用简式节流阀的出口节流调速回路。节流阀置于油缸的排油侧，油缸运动速度的调节是通过改变节流阀（2）的开口量实现的。当然节流阀也可以置于油缸的进口侧或主油路的分歧路上，如图2—8（c）、（d）所示，但综合性能以出口节流回路为好。这三种利用简式节流阀调速的方法，其共同特点是油缸运动速度随着载荷的变化而变化，适用于对稳定性要求不高的场合。

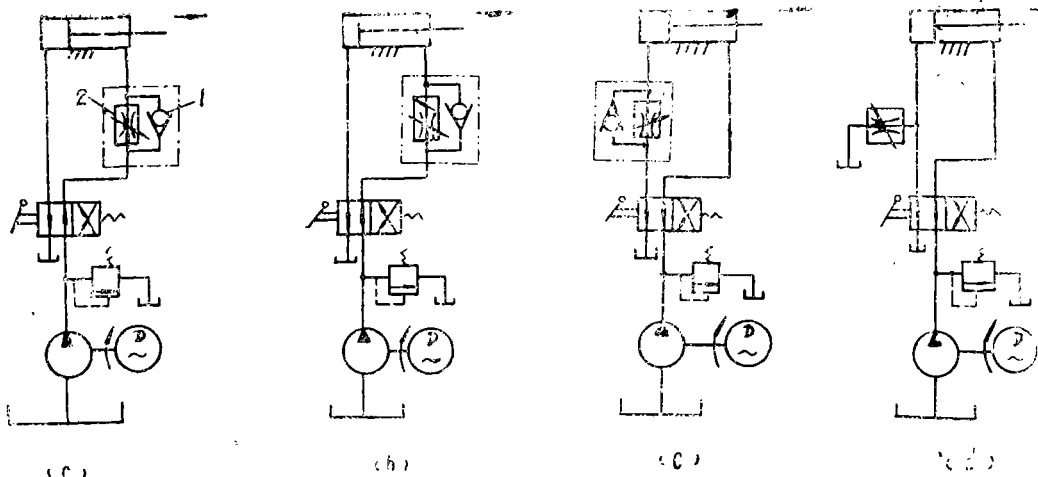


图 2—8

如果要保证油缸运动速度的稳定（即保证节流阀通过量的稳定），必须保证节流阀前后压力差不变。图 2—8（b）所示为应用调速阀的出口节流调速回路。由于调速阀是由一个简式节流阀和一个压力补偿装置（稳压阀）组合而成，其中压力补偿装置的作用就是要保证节流口前后的压力差基本恒定，因此该回路能保证油缸运动速度的稳定。

五、差动回路

液压钻机中给进油缸的最大提升能力往往是参照处理孔内事故的需要来考虑的，一般为最大钻具重量的两倍左右，此时需要系统压力较高而流量较小。当快速升降钻具时，相对而言，这时要求的流量大而压力较低，例如：在提钻过程中，钻具重量不断减轻，需要压力也相应减小。因此为了实现快速提升钻具，而又不过分加大系统的结构尺寸和油泵的输油量，可以采用差动回路。加工钻具的专用机床中，为解决刀架快速靠近工件与慢速切削（工进）的问题，也可以采用差动油路。

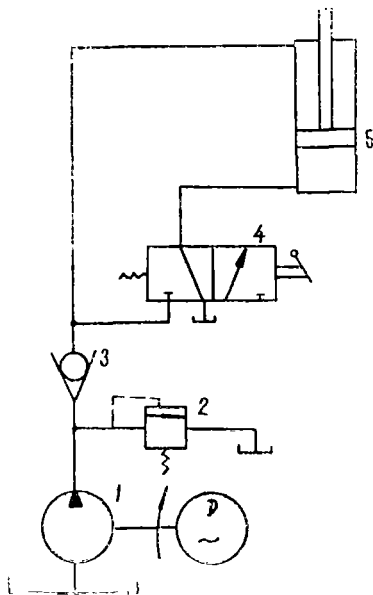


图 2—9

如图 2—9，用一个两位三通阀能够很简单地控制油缸的差动。当换向阀（4）处于图示位置时，来自油泵（1）的压力油由溢流阀（2）限压，经单向阀（3）进入油缸（5）的上腔，下腔的油液经换向阀（4）排回油箱。当换向阀换位时，压力油进入油缸的下腔，此时上腔的油液排出后又与来自油泵的油液汇合一起，进入油缸的下腔以增加速度。这种快速运动回路，实际上改变了油缸的有效工作面积，差动连接时的有效工作面积就是活塞杆的面积，所以快速

运动时，作用在活塞上的有效推力要减小。

图 2—10 所示是一种能实现差动连接和工作给进的回路。当换向滑阀（3）左端的电磁铁通电时，阀芯移到右端，油泵（1）输出的压力油经过换向阀（3）的左侧进入油缸（4）左腔，同时油缸右腔排出的油经机动滑阀（5）也进入油缸左腔，实现了差动连接，使活塞快速向右运动。当快速运动完了，工作部件上的挡铁压下机动滑阀（5）时，油缸右腔的回油经调速阀（6）流回油箱，由于回油受到了节流控制，这时是工作给进。当换向阀（3）右端的电磁铁通电时，活塞向左快速退回。

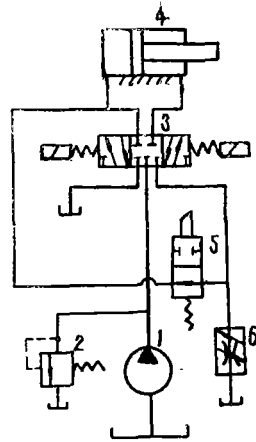


图 2—10

六、变量泵——油缸容积调速回路

直线运动的容积调速，在全液压钻机中应用较多，它是靠改变变量泵输出的流量来进行调速的。采用容积调速时的主要优点（和节流调速相比）是没有节流调速时油液从溢流阀溢出和通过节流阀时的能量损失。所以效率较高，适用在功率较大并需要有一定调速范围的液压系统中。

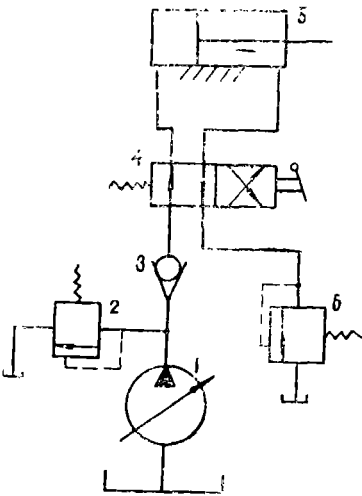


图 2—11

图 2—11 所示即采用油缸作执行机构的变量泵调速系统。变量泵（1）的供油经单向阀（3）、换向阀（4）进入油缸（5），改变油泵的供油量即可调节活塞的运动速度。系统的工作压力取决于外载（ $P_{外}$ ）的大小，最高压力由溢流阀（2）控制。正常工作时，溢流阀（2）关闭，过载时打开，所以溢流阀（2）也可称安全阀。为了提高系统运动的平稳性，在回路上可安置背压阀（6）。单向阀（3）用来保护油泵（产生液压冲击时）和防止空气进入系统（活塞停止工作时）。二位手动换向阀（4）用以改变活塞的运动方向。

该回路亦称恒推力调速回路。就是说，在各种不同速度下油缸的最大推力固定不变，

其值为

$$P_{最大} = p_{最大} \cdot F$$

式中： $p_{最大}$ ——变量泵最高工作压力，公斤/厘米²，

F ——油缸工作面积，厘米²。

本回路中，油缸可能输出的最大功率与速度成正比。

七、同步回路

当系统中两个或两个以上工作部件要求按照相同的位移量或速度或一定的速比运动时，可以采用同步回路。例如：立轴式液压钻机往往装有两个给进油缸要求同时等速工

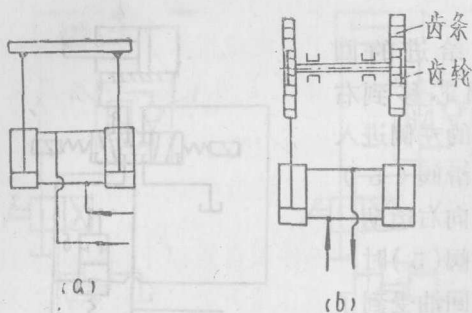


图 2—12

作；无塔液压提升架中，为了处理孔内事故，增大提升能力，在两个主油缸外侧另设两个备用油缸，有时四组油缸同时等速工作；动力头式全液压钻机中两个液压马达也要求可以并联工作；液压夹持器两组油缸亦需同步等。实现同步控制的方法较多，应按运动部件同步精度的要求合理地选择回路。

图 2—12 (a) 所示为用刚性梁把油缸机械结合的同步回路。

图 2—12 (b) 是用齿条和小齿轮联接两个油缸的活塞杆以实现同步。

图 2—13 为用节流阀控制的同步回路。节流阀 (1) 和 (2) 分别用来控制油缸 A 与 B 的运动速度。调整节流阀 (1) 与 (2) 的开度，可控制油缸 A、B 的运动速度，使之同步动作。由于节流阀的压力—流量特性的影响，当油缸负载不平衡时，这种同步回路的精度较差。

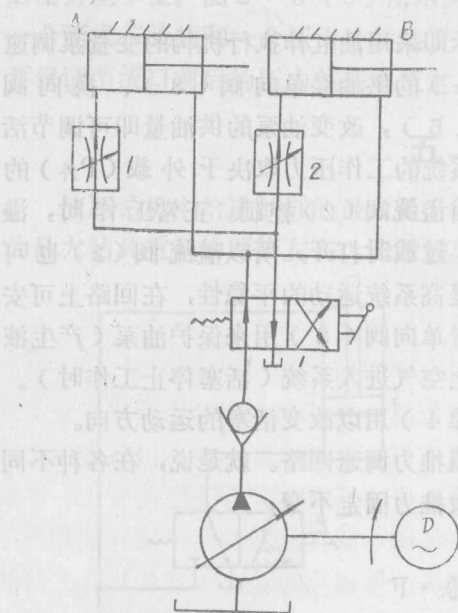


图 2—13

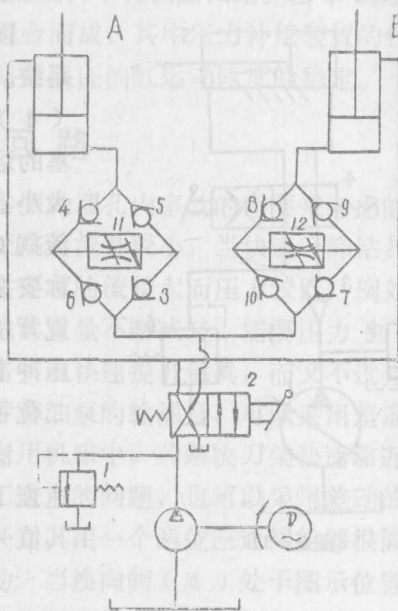


图 2—14

图 2—14 为一种采用调速阀的同步回路。这种回路可实现油缸的正、反向同步运动。单向阀的组成是为了适应带有压力补偿的节流阀的流向要求，使节流阀内流向一定。例如，当换向阀 (2) 在图示位置时，压力油的一路经单向阀 (3)、调速阀 (11) 和单向阀 (4) 进入油缸 A 的下腔；另一路经单向阀 (7)、调速阀 (12) 和单向阀 (8) 进入油缸 B 的下腔；其上腔油均经阀 (2) 返回油箱。此时两缸同步上升。反之，当换向阀

(2) 换位时, 压力油分别进入两缸上腔, 而A缸下腔油经单向阀(5)、调速阀(11)和单向阀(6)、换向阀(2)返回油箱, B缸下腔油经(9)、(12)、(10)和(2)也返回油箱。此时两缸同步下降。在这种回路中, 由于采用了调速阀调节流量, 所以, 与采用节流阀的同步回路相比较, 负载不平衡时对同步精度的影响较小。

上述两种同步油路, 其同步精度一般低于4~5%。然而, 由于油路构成较简单, 而且造价较低, 所以得到广泛应用。

八、锁紧回路

液压夹持器夹持钻杆后不应出现松动现象, 否则会出现跑钻事故, 液压随车吊的支腿放下后要牢固可靠, 绝对不允许自行收缩; 钻具外园车床的液压尾座在工作过程中必须保持顶紧状态。诸如此类情况都必须采用锁紧回路。

图2—15为应用单向阀使活塞锁紧在行程一端的回路。在一般情况下, 油缸的活塞靠油泵排油压力锁紧在行程的一端, 但是当外载荷增加到溢流阀的调节压力以上时, 油缸中的油量会从溢流阀中跑掉, 使活塞移动。还有在具有两个以上的油缸时, 由于其它油缸的动作而引起的压力降低同样会引起活塞的移动, 所以在这种情况下要使用单向阀。

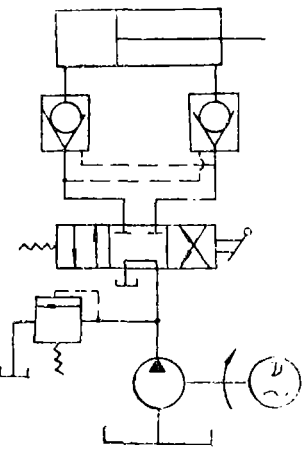


图2—16

图2—16是使用双向液控单向阀的锁紧回路。由于液控单向阀可利用控制油压开启单向阀, 使油流在两个方向上自由流动, 因此活塞可在行程的任何位置上锁紧, 故有时称为液压锁。其锁紧精度只受缸内较小量的漏损影响, 如果能应用密封性能好的活塞密封材料, 以消除油缸内部泄漏对锁紧精度的影响, 则可达精确锁紧。

图2—17为使用蓄能器和单向锁的锁紧回路。

蓄能器是储存高压液体的一种容器, 它是将压力能转换成位能储存起来(压缩弹簧、重物自重、压缩气体), 当接入工作时再将压力能输出。图示中, 油泵排油通过单向阀(3)与蓄能器(4)和换向阀(5)相接, 又通过换向阀(5)向油缸供油。该方式与图2—15所示相似, 只能在行程终端锁紧, 但是蓄能器可以补充工作缸和阀的漏损, 特别是在停电停泵场合, 仍能保证锁紧精度。

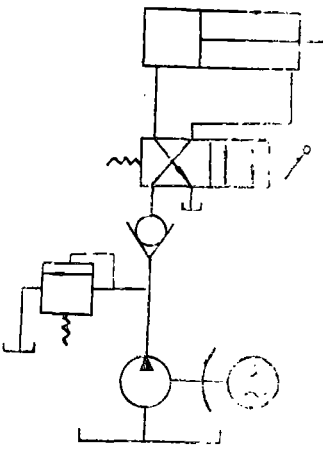


图2—15

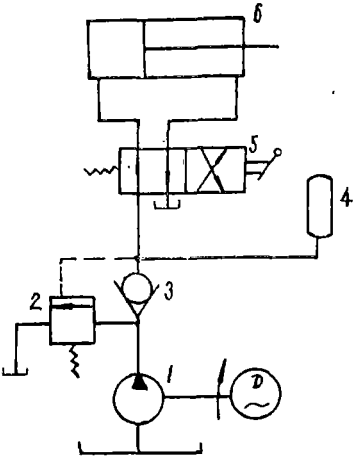


图2—17

除此之外，还有使用换向阀锁紧的系统。如图 2—4 所示应用中央位置卸荷（M 型）的三位四通阀，亦可以使活塞在行程的任意位置上锁紧。不过，这种滑阀式方向控制阀一般来讲，多少总有一些内部泄漏，故不能保证绝对的锁紧。但是当锁紧要求不太高时，这是一种简单廉价的油路。

九、多缸的控制回路

几个执行元件由一台泵供油，这是液压设备中经常遇到的情况。例如，在转盘式液压钻机中，转盘马达和升降机马达由一台变量泵供油，卡盘、给进、移车和挫扣等系统又共同由一台齿轮泵供油。在液压随车吊中，前后支腿油缸、伸缩臂油缸、变幅油缸、回转和提升马达也都是由一台泵来供油的。在多缸工作的液压系统中，当各油缸都不工作时，应使油泵卸荷。目前常用的是并联控制回路。

图 2—18 所示为并联控制回路的一种形式，当各阀处于中间位置时，油泵输出的油液经溢流阀回油箱。系统功率损失及发热现象较严重。

图 2—19 所示为并联控制回路的另一种形式。本回路能良好地工作，当各阀处于中间位置时，油泵卸荷，因此可降低能耗。当其中一阀动作时，能使相应的缸平滑地移动。图中，油泵（1）的供油压力由溢流阀（2）来调节，三位六通阀（3）、

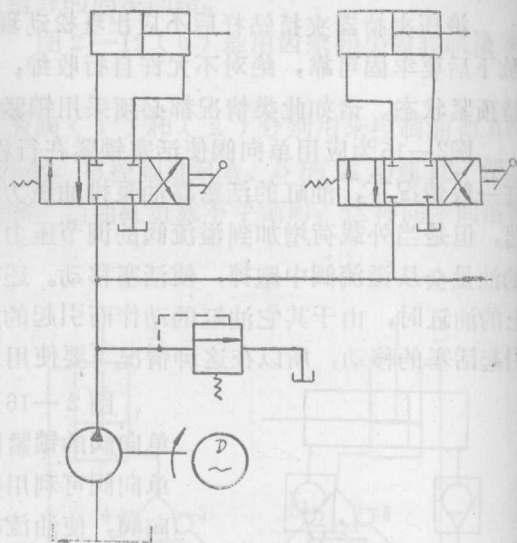


图 2—18

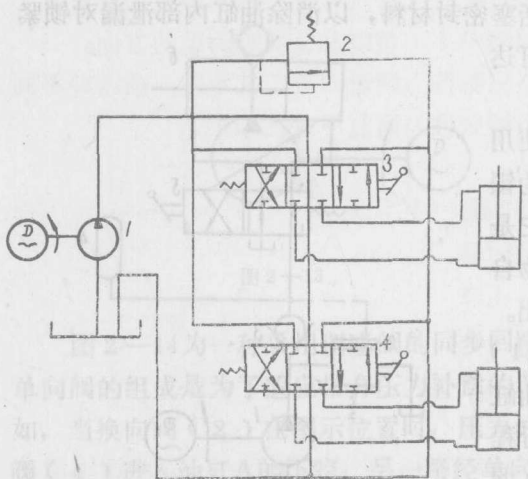


图 2—19

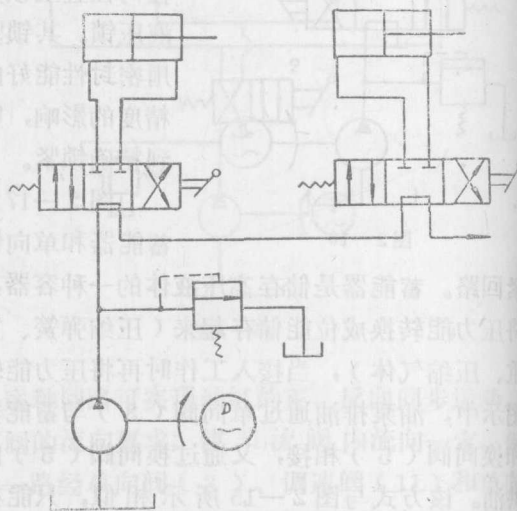


图 2—20

(4) 分别用来控制油缸(5)、(6)的运动。

串联控制回路如图2—20所示。该回路有下列缺点：(1)在同一时间内只宜使用一个缸操作；(2)所有换向阀都要适应油泵的输油量要求，型号加大；(3)串联的换向阀愈多，阻力愈大；(4)换向阀在换向时容易引起冲击。

十、油马达回路

油马达是液压运动系统中的执行机构。因其运转平稳，容易实现无级变速，具有惯性小，结构紧凑等优点，在地质勘探机械上得到广泛应用。这里介绍两种回路：

(1) 恒转矩驱动回路

图2—21是使用变量油泵驱动定量马达的恒转矩驱动回路。地质钻探中，钻头在孔内能够切削岩石，必须具有足够大的扭矩，而且希望这个扭矩不随转速的变化而变化。恒转矩回路能够满足这个要求。

我们知道，油马达的输出力矩与供给的油压有关，即：

$$M = \frac{P \cdot q}{2\pi} \text{ (公斤-厘米)}$$

式中：P——变量泵的工作压力(公斤/厘米²)

q——油马达每转排量(毫升/转)

由于变速时q固定不变，所以在各种速度下，油马达所能输出的最大扭矩，只决定于系统的最高工作压力P_{最大}，而P_{最大}可以由压力阀(如溢流阀)调定，所以各种速度下输出的最大扭矩固定不变。其值为：

$$M_{\text{最大}} = \frac{P_{\text{最大}} \cdot q}{2\pi} \text{ (公斤-厘米)}$$

应当指出，油马达实际工作压力和实际输出扭矩均取决于外载。

油马达的转速为：

$$n = \frac{Q}{q} \cdot \eta'_{\text{容}} \text{ (转/分)}$$

式中：Q——油马达的供油量(升/分)

q——油马达每转排量(升/转)

$\eta'_{\text{容}}$ ——油马达的容积效率

因此，调节变量泵的供油量，就可以改变油马达的转速。这里调速的基本方法是靠改变油泵和液压马达的有效工作容积来实现无级调速的。与节流调速相比没有节流损失，效率比较高。

图2—22是使用定量泵与定量马达以获得恒转矩的回路。由于采用旁路节流控制来改变油马达的转速，所以效率较低。但本回路设备费用可以降低，尚有一定实用价值。

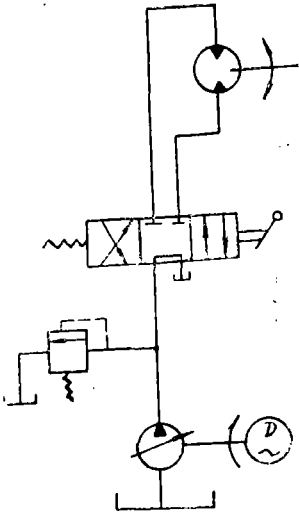


图2—21

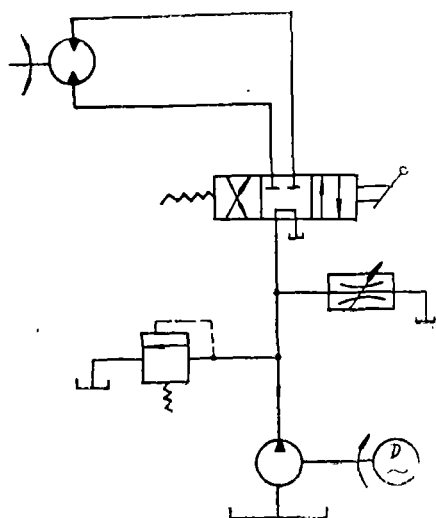


图 2—22

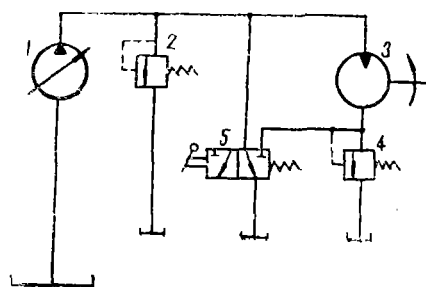


图 2—23

(2) 制动回路

图 2—23 是应用背压阀实现油马达停车制动的回路。油马达工作时，阀（5）左部接入，泵（1）排出的压力油进入马达（3），带动马达回旋。马达（3）的回油经阀（5）

回油箱，背压阀（4）处于关闭状态。当阀（5）右部接入时（图示位置），泵（1）排出的油直接经阀（5）回油箱，油泵卸荷。马达经阀（5）回油箱的油路被切断，只能经背压阀（4）回油箱，因此产生一定的背压，使马达迅速停止转动。这种油路比较简单，但只能在油马达单向回转，且只受正负荷情况下应用。

图 2—24，是应用顺序阀的油马达制动回路。当放下重物时，换向阀（5）处于位置（a）状态，此时油泵压力油经换向阀和管（6）进入油马达（7）。若油马达为正负荷（即马达拖动重物），顺序阀（9）由于有外控压力油而打开，则油马达排油经管（8）、阀（9）、管（11）和换向阀（5）返回油箱。若油马达为负负荷（即重物拖动马达），油马达进油路压力降低，外控压力油打不开顺序阀，内控压力与顺序阀的弹簧压力平衡，则存于管（8）中的压力油形成很强背压，使油马达制动。如果换向阀（5）移至位置（b）时，油泵卸荷，同样的理由，油马达立即停止。如果换向阀（5）处于（c）位置时，油马达将向另一个方向运转（即提升过程）。此时，压力油经管（11）、单向阀（10）和管（8）进入油马达，而油马达排油经管（6）和换向阀（5）返回油箱。

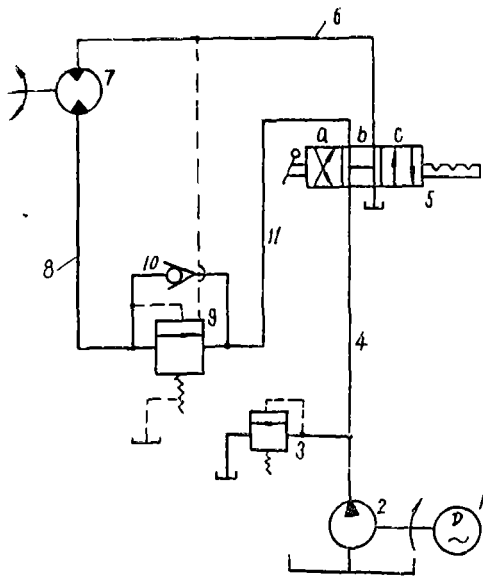


图 2—24