

第四单元 液压基本回路及典型液压系统

教学内容:

- 压力控制回路
- 速度控制回路
- 多缸工作控制回路
- 其他回路
- 典型液压系统分析



5. 液压基本回路

所谓**液压基本回路**就是由有关的液压元件组成用来完成某种特定功能的典型回路。一些液压设备的液压系统虽然很复杂，但它通常都由一些基本回路组成，所以掌握一些**基本回路的组成、原理和特点**将有助于认识分析一个完成的液压系统。



5 . 1 压力控制回路

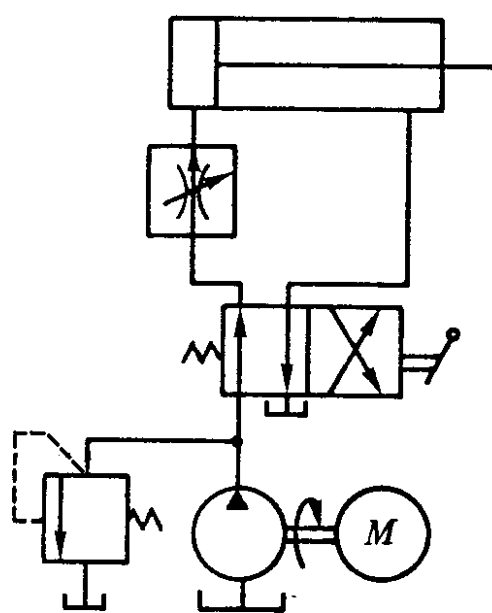
压力控制回路是利用压力控制阀来控制系统整体或某一部分的压力，以满足**液压执行元件对力或转矩要求**的回路，这类回路包括**调压、减压、增压、保压、卸荷和平衡**等多种回路。

5 . 1 . 1 调压回路：调压回路的功用是**使液压系统整体或部分的压力保持恒定或不超过某个数值**。在定量泵系统中，液压泵的供油压力可以通过溢流阀来调节。在变量泵系统中，用安全阀来限定系统的最高压力，防止系统过载。**若系统中需要二种以上的压力，则可采用多级调压回路。**

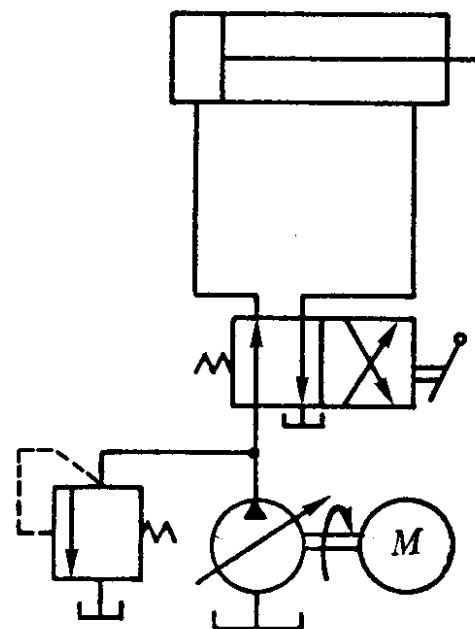


5. 1 压力控制回路

1. 单级调压回路
回路 如图 4-16a 所示，在液压泵出口处设置并联溢流阀 2 即可组成单级调压回路，从而控制了液压系统的工作压力。



(a)



(b)

图4—16 溢流阀的作用

5. 1 压力控制回路

2. 二级调压回路

3. 多级调压回路

4. 连续、按比例进行压力调节的回路

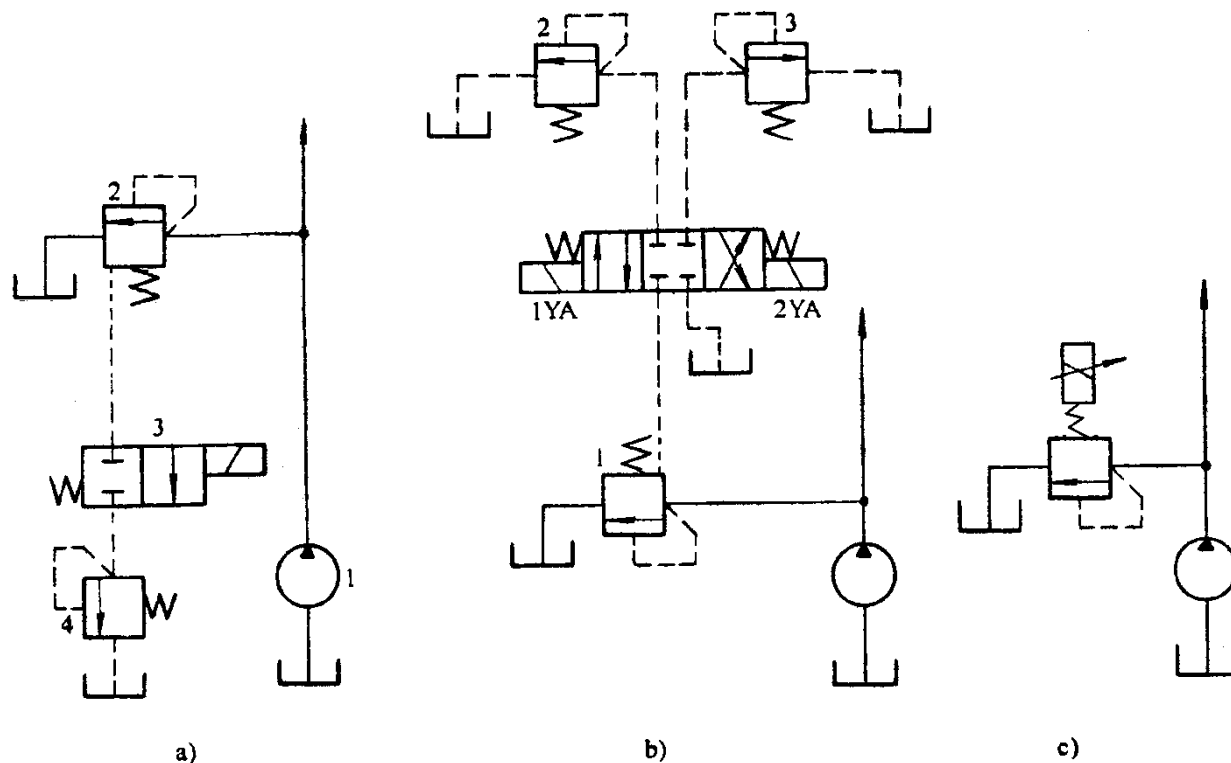


图 5-1 调压回路

5. 1 压力控制回路

2. 二级调压回路 如图 5 — 1a 所示为二级调压回路，可实现两种不同的系统压力控制。由溢流阀 2 和溢流阀 4 各调一级，当二位二通电磁阀 3 处于图示位置时，系统压力由阀 2 调定，当阀 3 得电后处于右位时，系统压力由阀 4 调定，但要注意：阀 4 的调定压力一定要小于阀 2 的调定压力，否则不能实现；当系统压力由阀 4 调定时，溢流阀 2 的先导阀口关闭，但主阀开启，液压泵的溢流流量经主阀回油箱。

3. 多级调压回路 如图 5 — 1b 所示的由溢流阀 1、2、3 分别控制系统的压力，从而组成了三级调压回路。当两电磁铁均不带电时，系统压力由阀 1 调定，当 1YA 得电，由阀 2 调定系统压力；当 2YA 带电时系统压力由阀 3 调定。但在这种调压回路中，阀 2 和阀 3 的调定压力都要小于阀 1 的调定压力，而阀 2 和阀 3 的调定压力之间没有什么一定的关系。

4. 连续、按比例进行压力调节的回路 如图 5 — 1c 所示调节先导型比例电磁溢流阀的输入电流 I ，即可实现系统压力的无级调节，这样不但回路结构简单，压力切换平稳。而且更容易使系统实现远距离控制或程序控制。



5. 1 压力控制回路

5. 1. 2 减压回路：减压回路的功用是使系统中的某一部分油路具有较系统压力低的稳定压力。最常见的减压回路通过定值减压阀与主油路相连，如图 5—2a 所示。回路中的单向阀供主油路压力降低（低于减压阀调整压力）时防止油液倒流，起短时保压之用，减压回路中也可以采用类似两级或多级调压的方法获得两级或多级减压，图 5—2b 所示为利用先导型减压阀 1 的远控口接一远控溢流阀 2，则可由阀 1、阀 2 各调得一种低压，但要注意，阀 2 的调定压力值一定要低于阀 1 的调定压力值。

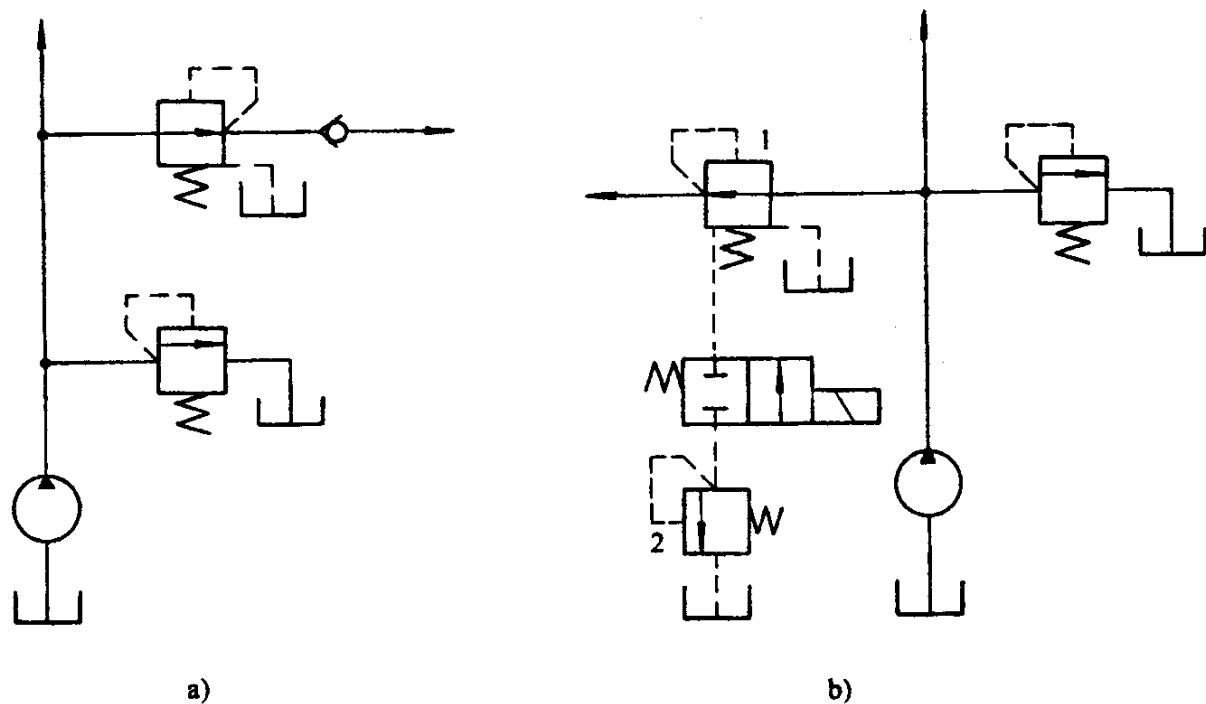


图5-2 减压回路



5. 1 压力控制回路

5. 1. 3 卸荷回路

1. 采用复合泵的卸荷回路：图5—3所示利用复合泵作**液压钻床**的动力源。当液压缸快速推进时，推动液压缸活塞前进所需的压力较左右两边的溢流阀所设定压力还低，故大排量泵和小排量泵的压力油全部送到液压缸使活塞快速前进。

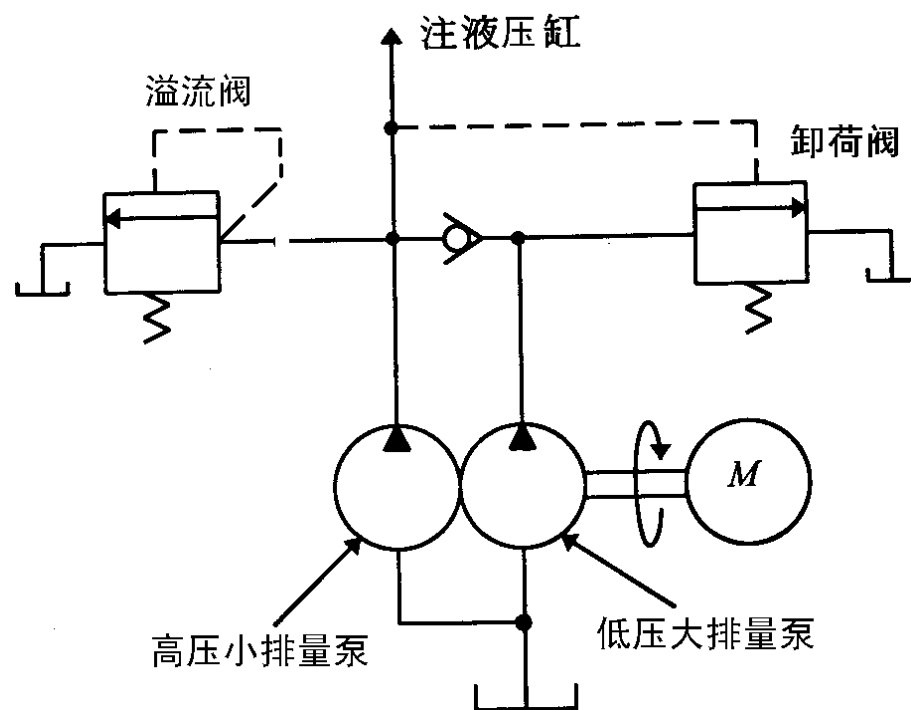


图5—3 采用复合泵的卸载回路

5 . 1 压力控制回路

当钻头和工件接触时，液压缸活塞移动速度要变慢且在活塞上的工作压力变大，此时往液压缸管路的油压力上升到比右边的卸荷阀设定的工作压力大时，卸荷阀被打开，低压大排量泵所排除的液压油经卸荷阀送回油箱。单向阀受高压油作用的关系，故低压泵所排出的油根本就不会经单向阀流到液压缸。可知在钻削进给的阶段，液压缸的油液就由高压小排量泵来供给。因为这种回路的动力几乎完全是由高压泵在消耗而已，故可达到节约能源的目的。卸荷阀的调定压力通常比溢流阀的调定压力要低 0.5MPa 以上。



5. 1 压力控制回路

2. 利用二位二通阀旁路卸荷的回路：
3. 利用换向阀卸载的回路：

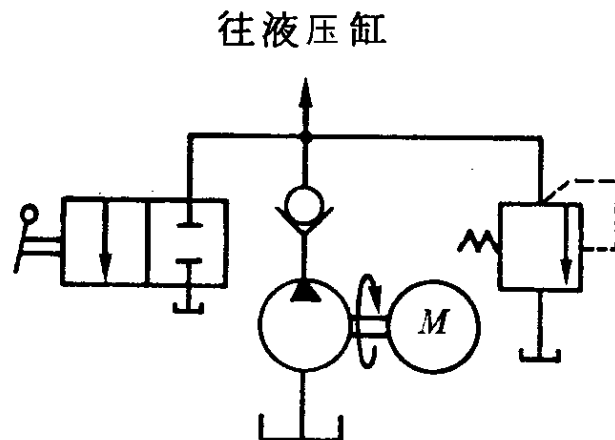


图5-4 利用二位二通阀的卸载回路

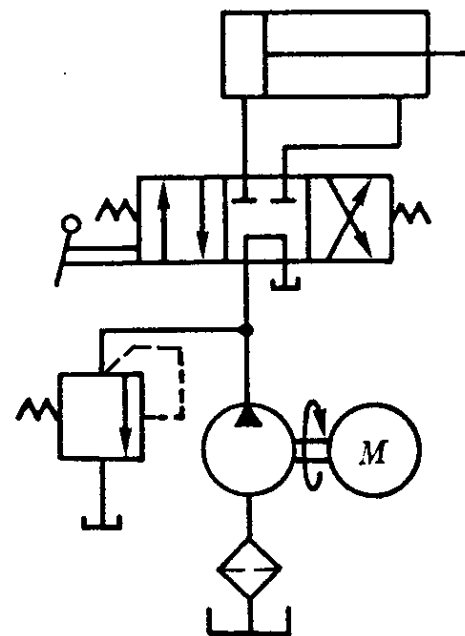


图5-5 利用换向阀中位机能的卸载回路

5 . 1 压力控制回路

- 2 . 利用二位二通阀旁路卸荷的回路：图 5 — 4 所示回路，当二位二通阀左位工作，泵排除的液压油以接近零压状态流回油箱以节省动力并避免油温上升。图中二位二通阀系以手动操作，亦可使用电磁操作。注意二位二通阀的额定流量必须和泵的流量相适宜。
- 3 . 利用换向阀卸载的回路：图 5 — 5 所示回路，是采用中位串联型（ M 型中位机能）换向阀，当阀位处于中位置时，泵排出的液压油直接经换向阀的 PT 通路流回油箱，泵的工作压力接近于零。使用此种方式卸载，方法比较简单，但压力损失较多，且不适用于一个泵驱动两个或两个以上执行元件的场所。注意三位四通换向阀的流量必须和泵的流量相适宜。



5. 1 压力控制回路

4. 利用溢流阀远程控制口卸载的回路：图 5—6 所示，将溢流阀的远程控制口和二位二通电磁阀相接。当二位二通电磁阀通电，溢流阀的远程控制口通油箱，这时溢流阀的平衡活塞上移，主阀阀口打开，泵排出的液压油全部流回油箱，泵出口压力几乎是零，故泵成卸荷运转状态。注意图中二位二通电磁阀只通过很少流量，因此可用小流量规格（尺寸为 1/8 或 1/4）。在实际应用上，此二位二通电磁阀和溢流阀组合在一起，此种组合称为**电磁控制溢流阀**。

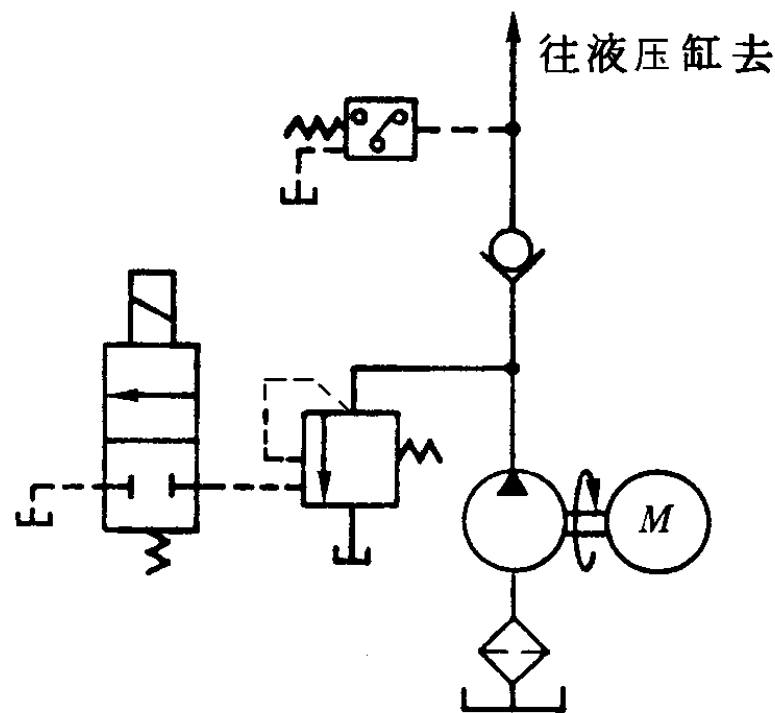


图5—6 利用溢流阀远程控制口卸荷

5 . 1 压力控制回路

5 . 1 . 4 增压回路

1 . 利用串联液压缸的增压回路：图5—7所示，将小直径液压缸和大直径液压缸串联可使**冲柱急速推出，且在低压下可得很大的力量输出**。将换向阀移到左位，泵所送过来的油液全部进入小直径液压缸活塞后侧，冲柱急速推出，此时大直径液压缸由单向阀将油液吸入，且充满大液压缸后侧空间。当冲柱前进达尽头受阻时，泵送出的油液压力升高，而使顺序阀动作，此时油液以溢流阀所设定的压力作用在大小直径液压缸活塞后侧，故推力等于大小直径液压缸活塞后侧面积和乘上溢流阀所调定的压力。**当然如想以单独使用大直径液压缸以同样速度运动话，势必选用更大容量的泵，而采用这种串联液压缸则只要用小容量泵就够了，节省许多动力。**

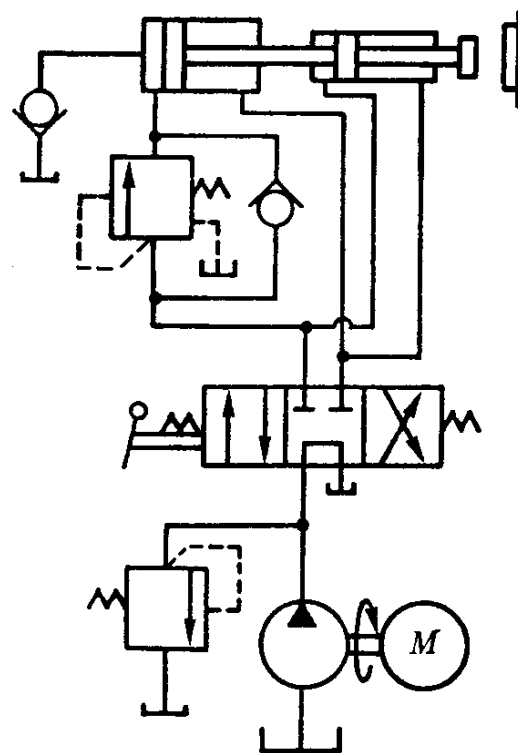


图5—7 利用串联液压缸的压力增强回路

5. 1 压力控制回路

2. 利用增压器的增压回路：图 5—8

所示是采用单动型增压器作为液压压床冲柱增压用。将三位四通换向阀移到右位工作时，泵将油液经引导型单向阀送到液压缸活塞后侧使冲柱向下压，同时增压器的活塞也受到油液作用向右移动，但达到规定的压力自然就停止，使它成为只要一有油送进增压器活塞大直径侧就能够马上前进的状态。于是当冲柱下降碰到工件（即产生负荷），则泵的输出立即升高并打开顺序阀，经减压阀减压的后油液以减压阀所调定的压力作用在增压器的大活塞上，于是使增压器小直径侧产生 3 倍减压阀所调定压力的高压油液进入冲柱上方而产生更强的加压作用。当换向阀移到阀左位时，冲柱上升，换向阀如移到中立阀位时，可以暂时防止冲柱向下掉。如果要完全防止其向下掉，则必须在冲柱下降时油的出口处装一液控单向阀。

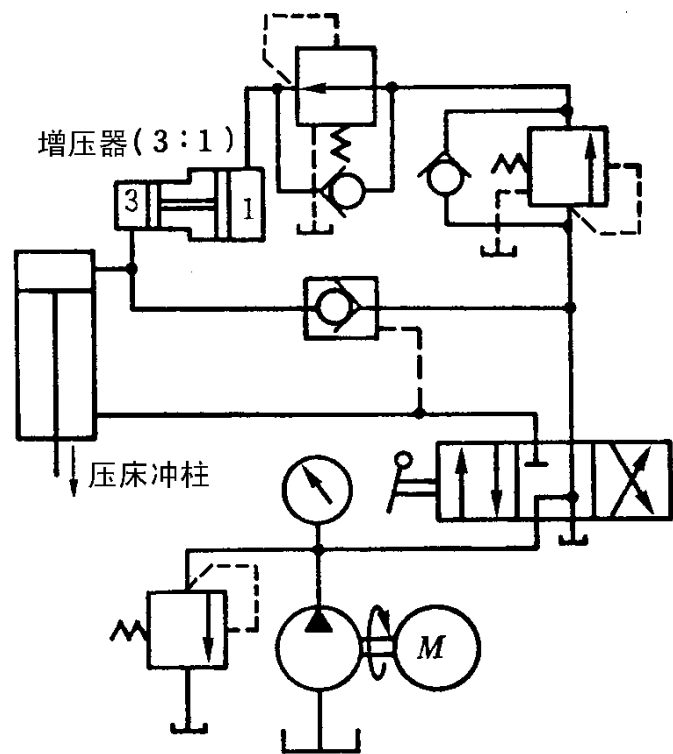


图5—8 利用增压器的增压回路



5. 1 压力控制回路

3. 气压—液压的增压回路：图

5—9所示，是把上方油箱的油液先送入增压器的出口侧，再由压缩空气作用在增压器大活塞面积上使出口侧油液压力增强。把手动操作换向阀移到阀右位工作时，空气进入上方油箱把上方油箱的油液经增压器小直径活塞下部送到三个液压缸。当液压缸冲柱下降碰到工件时，造成阻力使空气压力上升打开顺序阀，使空气进入增压器活塞的上部来推动活塞。增压器的活塞下降会遮住通往上方油箱的油路，活塞继续下移，使小直径活塞下侧的油液变成高油液并注到三支液压缸。一旦把换向阀移到阀左位时，下方油箱的油会从液压缸下侧进入把冲柱上移，液压缸冲柱上侧的油液流经增压器并回到上方油箱，增压器恢复原来位置。

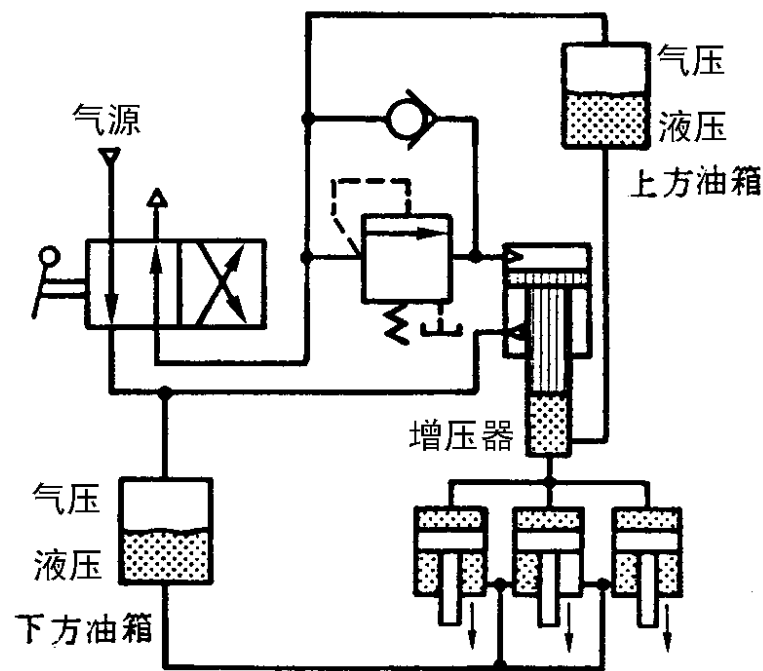


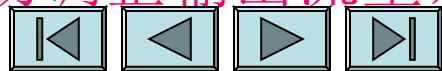
图5—9 气—液联合使用的增压回路



5. 1 压力控制回路

5. 1. 5 保压回路：有的机械设备在工作过程中，常常要求液压执行机构在其行程终止时，保持压力一段时间，这时需采用保压回路。所谓保压回路，也就是使系统在液压缸不动或仅有工件变形所产生的微小位移下稳定地维持住压力，最简单的保压回路是使用密封性能较好的液控单向阀的回路，但是阀类元件处的泄漏使得这种回路的保压时间不能维持太久。常用的保压回路有以下几种：

1. 利用液压泵保压的保压回路：利用液压泵的保压回路也就是在保压过程中，液压泵仍以较高的压力（保压所需压力）工作，此时，若采用定量泵则压力油几乎全经溢流阀流回油箱，系统功率损失大，易发热，故只在小功率的系统且保压时间较短的场合下才使用；若采用变量泵，在保压时，泵的压力较高，但输出流量几乎等于零。因而，液压系统的功率损失小，这种保压方法且能随泄漏量的变化而自动调整输出流量，因而其效率也较高。



5. 1 压力控制回路

2. 利用蓄能器的保压回路：

这种蓄能器借助蓄能器来保持系统压力，补偿系统泄漏。图 5—10 所示为利用虎钳做工件的夹紧。将换向阀移到阀左位时，活塞前进将虎钳夹紧，这时泵继续输出的压力油将蓄能器充压，直到卸荷阀被打开卸载，此时作用在活塞上的压力由蓄能器来维持并补充液压缸的漏油作用在活塞上，当工作压力降低到比卸荷阀所调定的压力还低时，卸荷阀又关闭，泵的液压油再继续送往蓄能器。本系统可节约能源并降低油温。

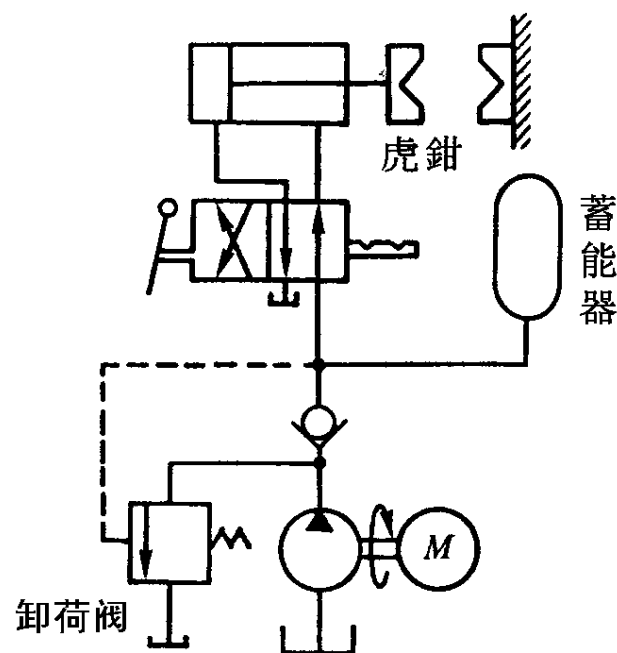


图 5—10 利用蓄能器的保压回路

5. 1 压力控制回路

5. 1. 6 平衡回路：平衡回路的作用在于防止垂直或倾斜放置的液压缸和与之相连的工作部件因自重而自行下落。图 5—11a 所示为采用单向顺序阀的平衡回路。

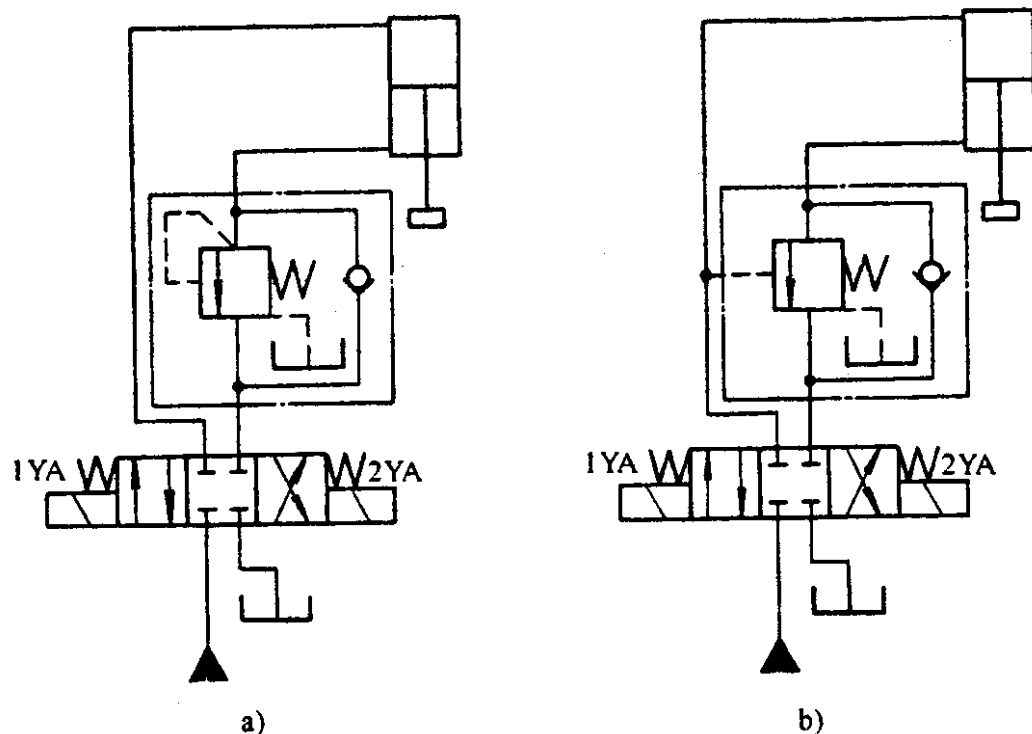


图5—11用顺序阀的平衡回路

5. 1 压力控制回路

5. 1. 6 平衡回路：图 5 — 11a 所示为采用单向顺序阀的平衡回路，当 1YA 得电后活塞下行时，回油路上就存在着一定的背压；只要将这个背压调得能支承住活塞和与之相连的工作部件自重，活塞就可以平稳地下落。当换向阀处于中位时，活塞就停止运动，不再继续下移。**这种回路当活塞向下快速运动时功率损失大，锁住时活塞和与之相连的工作部件会因单向顺序阀和换向阀的泄漏而缓慢下落；因此它只适用于工作部件重量不大、活塞锁住时定位要求不高的场合。**图 5 — 11b 为采用液控顺序阀的平衡回路。当活塞下行时，控制压力油打开液控顺序阀，背压消失，因而回路效率较高，当停止工作时，液控顺序阀关闭以防止活塞和工作部件因自重而下降。这种平衡回路的优点是**只有上腔进油时活塞才下行，比较安全可靠；缺点是，活塞下行时平稳性较差。**这是因为活塞下行时，液压缸上腔油压降低，将使液控顺序阀关闭。当顺序阀关闭时，因活塞停止下行，使液压缸上腔油压升高，又打开液控顺序阀。因此液控顺序阀始终工作于启闭的过渡状态，因而影响工作的平稳性，这种回路适用于**运动部件重量不很大、停留时间较短的液压系统中。**



5. 2 速度控制回路

5. 2. 1 快速运动回路：快速运动回路又称增速回路，其功用在于使液压执行元件在空载时获得所需的高速，以提高系统的工作效率或充分利用功率。实现快速运动的方法不同有多种方案，下面介绍几种常用的快速运动回路。

1. 差动回路：图 5 — 12 所示。其特点为当液压缸前进时，活塞从液压缸右侧排出的油再从左侧进入液压缸，增加进油处的一些油量，即和泵同时供应液压缸进口处的液压油，可使液压缸快速前进，但使液压缸推力变小。

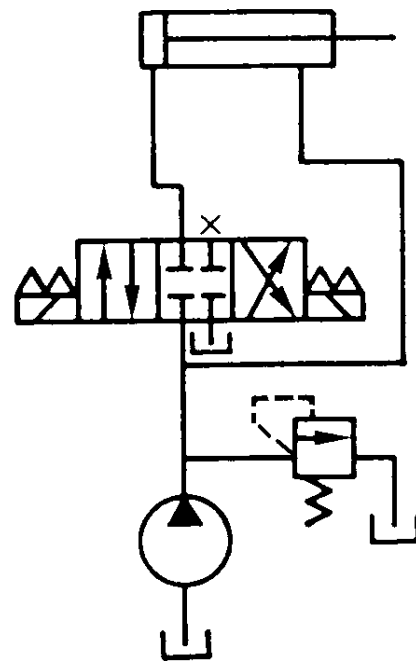


图 5—12 差动回路



5. 2 速度控制回路

2. 采用蓄能器的快速补油回路：对于间歇运转的液压机械，当执行元件间歇或低速运动时，泵向蓄能器充油。而在工作循环中某一工作阶段执行元件需要快速运动时，**蓄能器作为泵的辅助动力源**，可与泵同时向系统提供压力油。图5—13所示为一辅助能源回路。将换向阀移到阀右位时，蓄能器所储存的液压油即释放出来加到液压缸，活塞快速前进。例如活塞在做浇注或加压等操作过程时，液压泵即对蓄能器充压（蓄油）。当换向阀移到阀左位时，此时蓄能器液压油和泵排出的液压油同时送到液压缸的活塞杆端，活塞快速回行。这样，**系统中可选用流量较小的油泵及功率较小电动机**，可节约能源并降低油温。

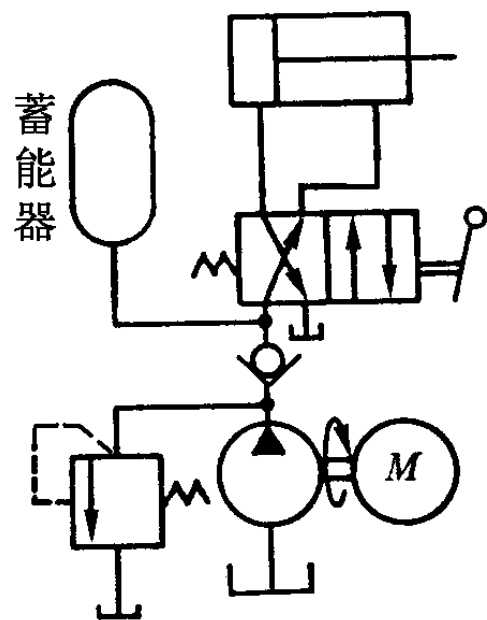


图5—13 利用蓄能器的快速运动回路



5. 2 速度控制回路

3. 利用双泵供油的快速运动回路：图 5-3 所示。

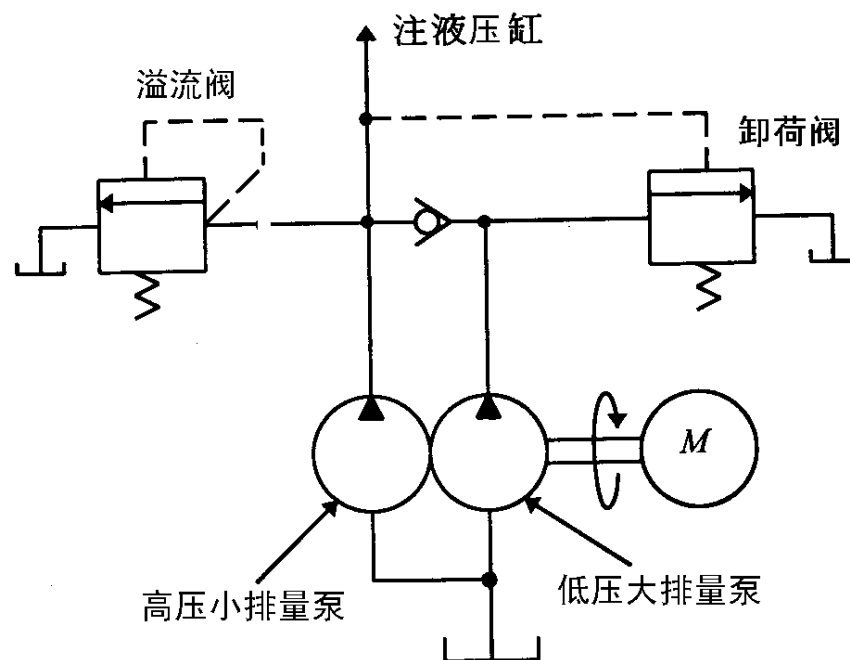


图5-3 采用复合泵的卸载回路

5. 2 速度控制回路

4. 补油回路：图 5 — 14 所示。

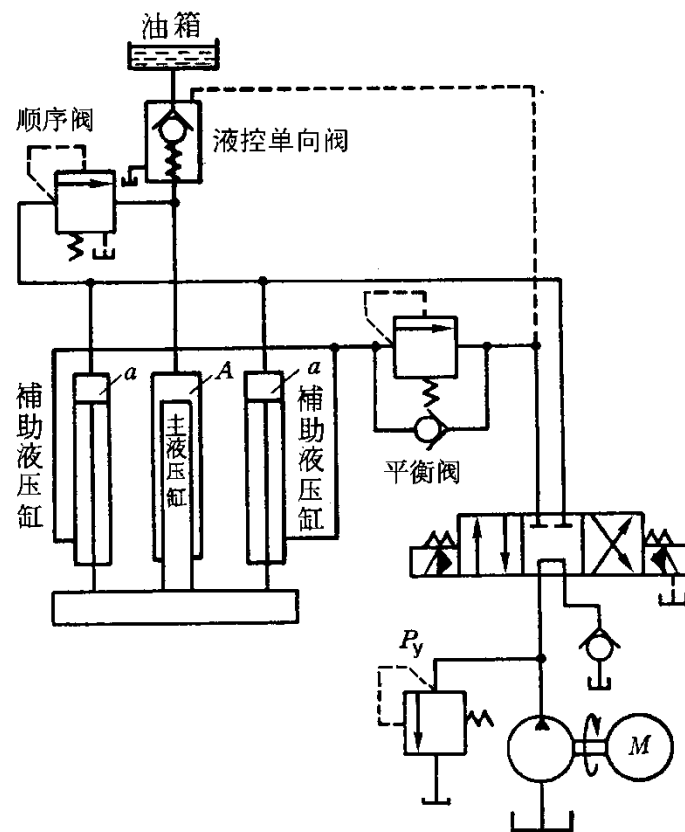


图5—14 液压压床的补油回路

5. 2 速度控制回路

3. 利用双泵供油的快速运动回路：图 5-3 所示工作行程时，系统压力升高，打开右边卸荷阀，大流量泵卸荷，系统由小流量泵供油；当需要快速运动时，系统压力较低，由两台泵共同向系统供油。

4. 补油回路：大型压床为确保加工精度，都使用柱塞式液压缸，在使用上会产生前进时需非常大的流量；后退时几乎不需什么流量。这两个问题使得泵的选用变成非常困难，图 5 — 14 所示的补油回路就可解决此难题，此图所示将三位四通换向阀移到阀右位时，泵输出的压力油全部送到辅助液压缸，辅助液压缸带动主液压缸下降，而主液压缸的压力油由上方油箱经液控单向阀注入，此时压板下降速度为 $v=Q_p/2a$ 。当压床压板碰到工件时，管路压力上升把顺序阀打开，高压油注到主液压缸，此时压床推出力为 $F=P_y \times (A+2a)$ 。换向阀移到阀位左位时，泵输出的压力油流入辅助液压缸，压板上升，液控单向阀逆流油路被打开，主液压缸的回油经液控单向阀流回上方的油箱。回路中的平衡阀是在支撑压板及柱塞的重量而设计的。在此回路中因使用补充油箱，故换向阀及平衡阀的选择依泵的流量而定，且泵的流量可较小，为一节约能源回路。



5. 2 速度控制回路

5. 2. 2 速度换接回路：速度换接回路的功能是使液压执行机构在一个工作循环中从一种运动速度变换到另一种运动速度，因而这个转换不仅包括液压执行元件快速到慢速的换接，而且也包括两个慢速之间的换接。实现这些功能的回路应该具有较高的速度换接平稳性。

1. 快速与慢速的换接回路：图 5 — 15 所示的为用行程阀来实现快慢速换接的回路。在图示状态下，液压缸快进，当活塞所连接的挡块压下行程阀 6 时，行程阀关闭，液压缸右腔的油液必须通过节流阀 5 才能流回油箱，活塞运动速度转变为慢速工进；当换向阀左位接入回路时，压力油经单向阀 4 进入液压缸右腔，活塞快速向右返回。这种回路的快慢速换接过程比较平稳，换接点的位置比较准确。缺点是行程阀的安装位置不能任意布置，管路连接较为复杂。若将行程阀改为电磁阀，安装连接比较方便，但速度换接的平稳性、可靠性以及换向精度都较差。



5. 2 速度控制回路

1. 快速与慢速的换接回路:

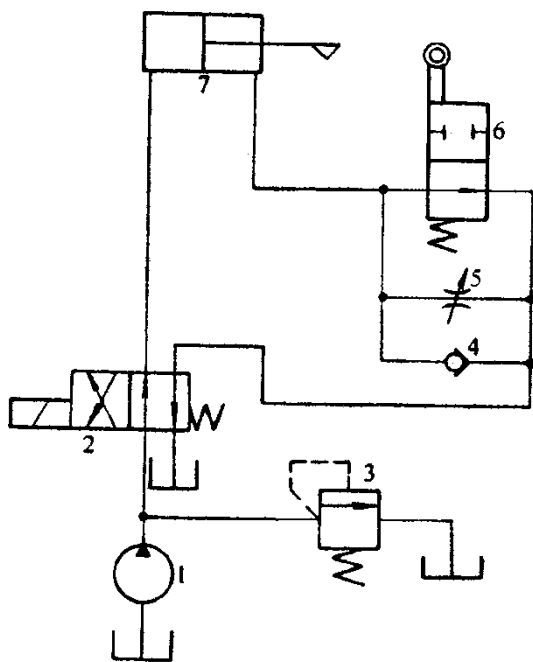


图 5—15 用行程阀的速度换接回路

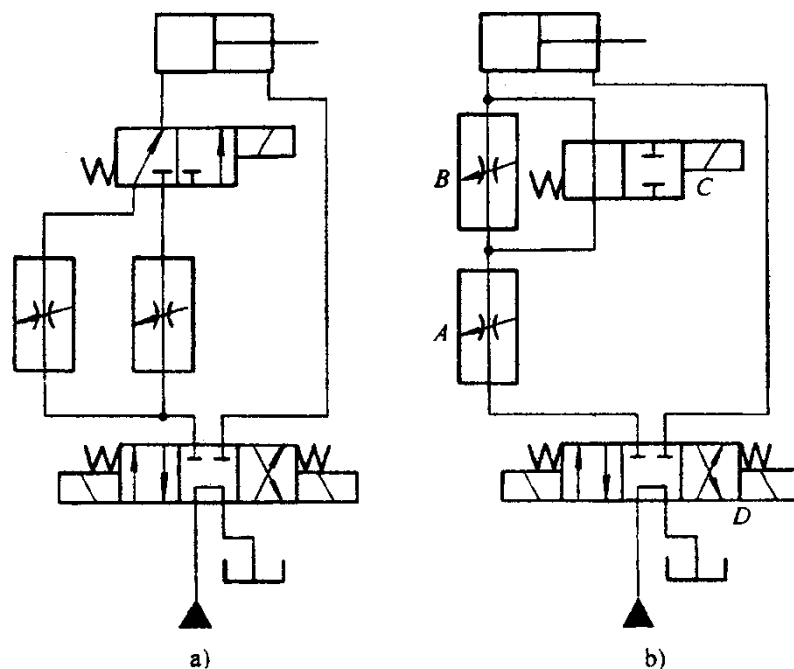


图 5—16 用两个调速阀的速度换接回路

5. 2 速度控制回路

2. 两种慢速的换接回路：图 5 — 16 所示为用两个调速阀来实现不同工进速度的换接回路。图 5 — 16a 中的两个调速阀并联，由换向阀实现换接。两个调速阀可以独立地调节各自的流量，互不影响；但是，一个调速阀工作时另一个调速阀内无油通过，它的减压阀不起作用而处于最大开口位置，因而速度换接时大量油液通过该处将使机床工作部件产生突然前冲现象。因此它不宜用于在工作过程中的速度换接，只可用在速度预选的场合。

图 5 — 16b 所示为两调速阀串联的速度换接回路。当主换向阀 D 左位接入系统时，调速阀 B 被换向阀 C 短接；输入液压缸的流量由调速阀 A 控制。当阀 C 右位接入回路时，由于通过调速阀 B 的流量调得比 A 小，所以输入液压缸的流量由调速阀 B 控制。在这种回路中的调速阀 A 一直处于工作状态，它在速度换接时限制着进入调速阀 B 的流量，因此它的速度换接平稳性较好，但由于油液经过两个调速阀，所以能量损失较大。



5 . 3 多缸工作控制回路

在液压系统中，如果由一个油源给多个液压缸输送压力油，这些液压缸会因压力和流量的彼此影响而在动作上相互牵制，必须使用一些特殊的回路才能实现预定的动作要求，常见的这类回路主要有以下三种。

5 . 3 . 1 同步回路：在液压装置中常需使两个以上的液压缸作用步运动，理论上依靠流量控制即可达到，但若要做精密的同步，则可采用比例式阀门或伺服阀配合电子感测元件、计算机来达成，以下将介绍几种基本的同步回路。

图 5 — 17 所示为使用调速阀的同步回路，由于很难调整得使两个流量一致，所以精度较差。



5. 3 多缸工作控制回路

图
5—17 所示
为使用调速阀
的同步回路，
由于很难调整
得使两个流量
一致，所以精
度较差。

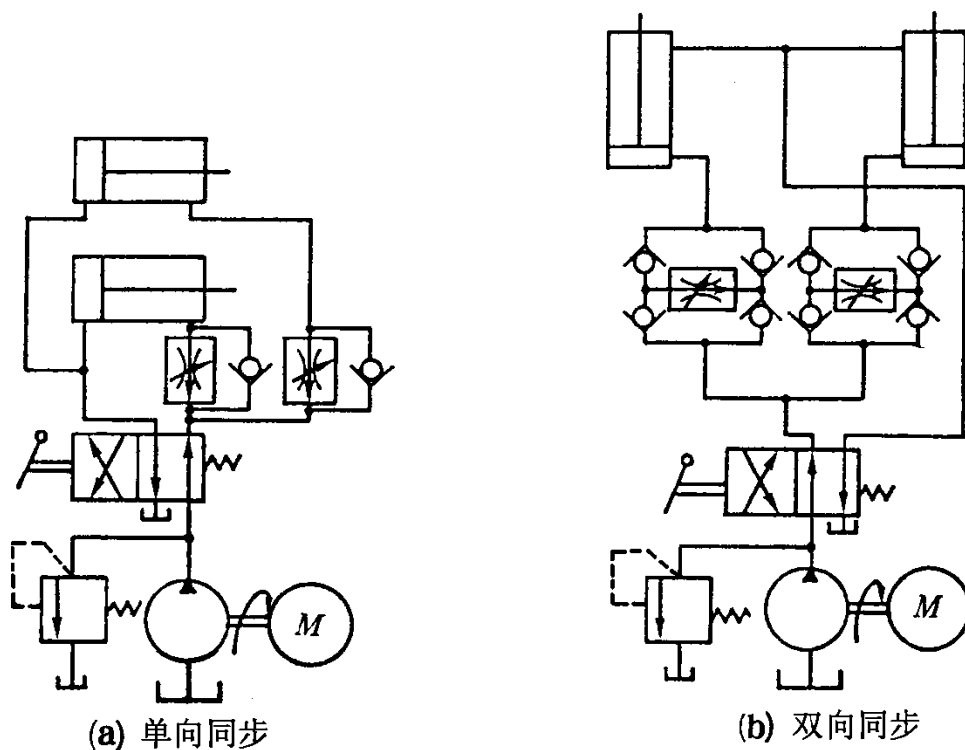


图5—17使用调速阀的同步回路

5. 3 多缸工作控制回路

图 5 — 19 所示为机械连接同步回路，将两支（或若干支）液压缸运用机械装置（如齿齿轮或刚性梁）将其活塞杆连结在一起使它们的运动相互受牵制，因此，即可不必在液压系统中采取任何措施而达到同步，此种同步方法简单，工作可靠，它不宜使用在两缸距离过大或两缸负载差别过大的场合。

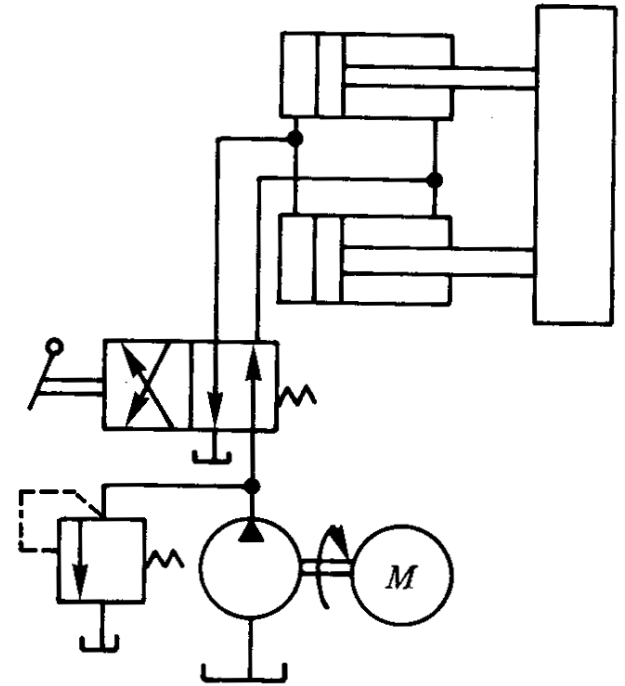


图5—19 机械连接实现同步的回路



5.3 多缸工作控制回路

5.3.2 顺序动作回路：顺序动作回路的功用是使多缸液压系统中的各个液压缸严格地按规定的顺序动作。按控制方式不同，可分为行程控制和压力控制两大类。

1. 行程控制顺序动作回路：如图 5—20 所示两个行程控制的顺序动作回路。其中图 5—20a 所示为行程阀控制的顺序动作回路，在图示状态下，A、B 两液压缸活塞均在右端。当推动手柄，使阀 C 左位工作，缸 A 左行，完成动作①；挡块压下行程阀 D 后，缸 B 左行，完成动作②；手动换向阀复位后，缸 A 先复位，实现动作③；随着挡块后移，阀 D 复位，缸 B 退回实现动作④。至此，顺序动作全部完成。这种回路工作可靠，但动作顺序一经确定，再改变就比较困难，同时管路长，布置较麻烦。

图 5—20b 所示为由行程开关控制的顺序动作回路，当阀 E 电磁铁得电换向时，缸 A 左行完成动作①后，触动行程开关 S1 使阀 F 电磁铁得电换向，控制缸 B 左行完成动作②，当缸 B 左行至触动行程开关 S2 使阀 E 电磁铁失电，缸 A 返回，实现动作③后，触动 S3 使 F 电磁铁断电，缸 B 返回，完成动作④，最后触动 S4 使泵卸荷或引起其它动作，完成一个工作循环。这种回路的优点是控制灵活方便，但其可靠程度主要取决于电气元件的质量。



5.3 多缸工作控制回路

2. 压力控制顺序动作回路：图 5—21 所示为一使用顺序阀的压力控制顺序动作回路。当换向阀左位接入回路且顺序阀 D 的调定压力大于液压缸 A 的最大前进工作压力时，压力油先进入液压缸 A 的左腔，实现动作①；当液压缸行至终点后，压力上升，压力油打开顺序阀 D 进入液压缸 B 的左腔，实现动作②；同样地，当换向阀右位接入回路且顺序阀 C 的调定压力大于液压缸 B 的最大返回工作压力时，两液压缸则按③和④的顺序返回。显然这种回路动作的可靠性取决于顺序阀的性能及其压力调定值，即它的调定压力应比前一个动作的压力高出 $0.8 \sim 1.0\text{Mpa}$ ，否则顺序阀易在系统压力脉冲中造成误动作，由此可见，这种回路适用于液压缸数目不多、负载变化不大的场合。其优点是动作灵敏，安装连接较方便；缺点是可靠性不高，位置精度低。

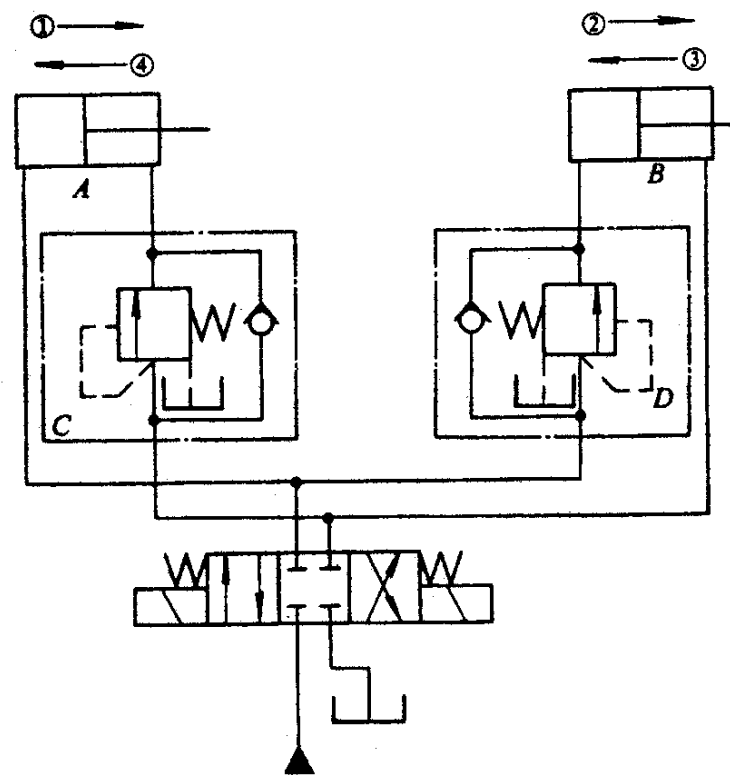


图 5—21 顺序阀控制顺序动作回路



5. 4 其他回路

1. 液压马达串并联回路：
行走机械，常使用液压马达来驱动车轮，依据行驶条件要有转速：在平地行驶时为高速，上坡时需要有大扭矩输出，转速降低，因此采用两个液压马达以串联或并联方式达到上述目的。如图5—22所示，将两个液压马达的输出轴连结在一起，当电磁铁2通电，电磁阀1断电，两液压马达并联，液马达输出扭矩大转速较低，当电磁阀1、2都通电，两液压马达串联，液压马达扭矩低，但转速较高。

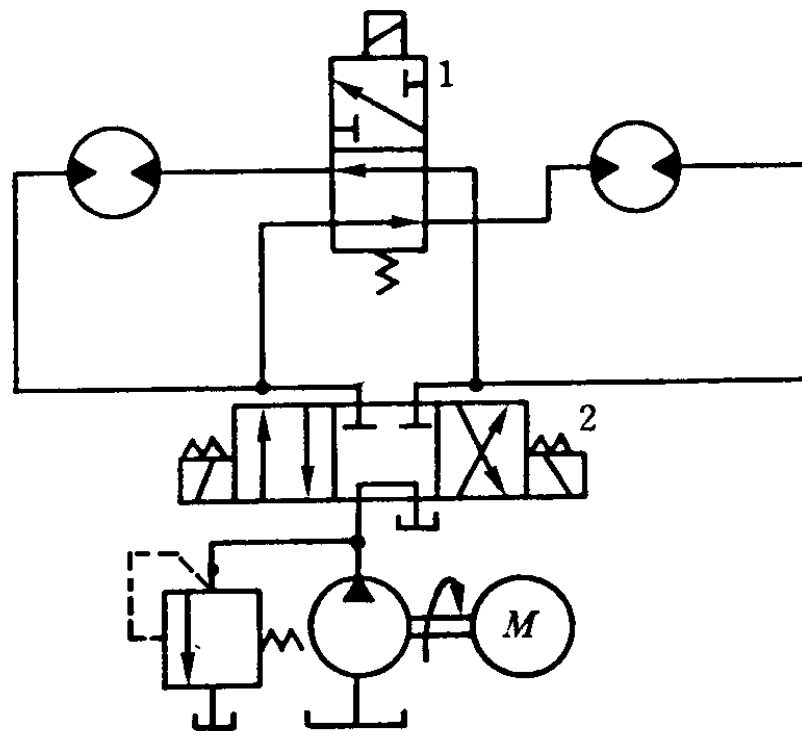


图5—22液压马达串并联回路

5. 4 其他回路

2. 液压马达刹车回路：如欲使液马达停止运转，只要切断其供油即可，但由于液压马达本身转动惯性及其驱动负荷所造成的惯性都会使液压马达在停止供油后继续再转动一会，如此，液压马达会像泵一般的起到吸入作用，故必须设法避免马达把空气吸入液压系统中。

如图 5 — 23 （ a ）所示，我们利用一中位“O”型的换向阀来控制液压马达的正转、反转、停止。只要将换向阀移到中间位置，马达停止运转，但由于惯性的原因，马达出口到换向阀之间的背压增大，有可能将回油管路或阀件破坏，故必须如图 5 — 23 （ b ）所示，装一煞车溢流阀，如此当出口处的压力增加到煞车溢流阀所调定的压力时，阀被打开，马达也刹车。

又如液压马达驱动输送机，在一方向有负载，另一方向无负载，即需要有两种不同的刹车压力。因此此种刹车回路如图 5 — 24 所示，每个刹车溢流阀各控制不同的方向的油液。



5. 4 其他回路

2. 液压马达刹车回路：

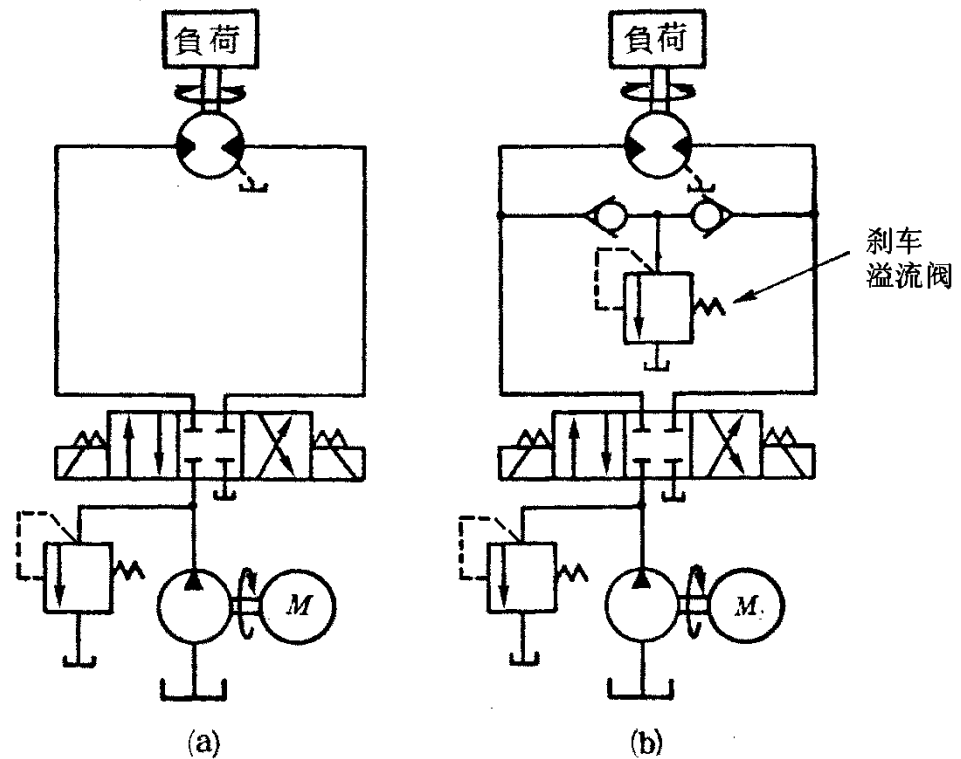


图5—23 液压马达刹车回路

5. 4 其他回路

3. 液压马达的补油回路

路：当液压马达停止运转（停止供油时），由于惯性的原因，多少会转动一点，如此在马达入口处无法供油，造成真空现象。如图 5—25 所示，在马达入口及回油管路上各安装一个开启压力较低（小于 0.05MPa ）的单向阀，如此当马达停止时，其入口压力油由油槽经此单向阀送到马达入口补充缺油。

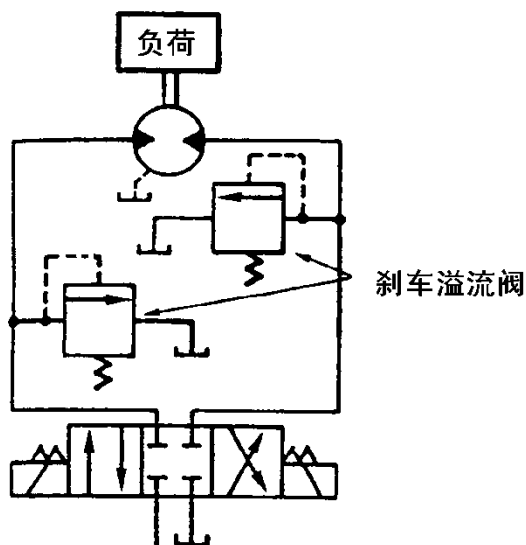


图5—24 两种不同压力的刹车回路

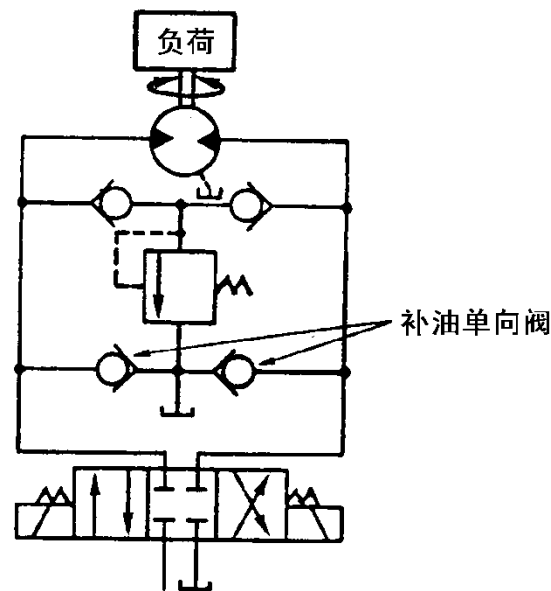


图5—25 液压马达的油液补充回路

6 典型液压系统

- **学习目的：**
- 1. 了解液压技术在国民经济各行各业中的应用；
- 2. 熟悉各种液压元件在液压系统中的作用及各种基本回路的构成；
- 3. 掌握分析液压系统的步骤和方法。



6 典型液压系统

- 分析液压系统的步骤：
 1. 了解设备对液压系统的要求；
 2. 以执行元件为中心，将系统分解为若干块——子系统；
 3. 根据执行元件的动作要求对每个子系统进行分析，搞清楚子系统由哪些基本回路组成；
 4. 根据设备对各执行元件间互锁、同步、顺序动作和防干扰等要求，分析各子系统的联系；
 5. 归纳总结整个系统的特点。



6.1 组合机床动力滑台液压系统

- 概述

- 组合机床能完成**钻、扩、铰、镗、铣、攻丝**等加工工序。动力滑台是组合机床的通用部件，上面安装有各种旋转刀具，通过液压系统使滑台按一定动作循环完成进给运动。

- **YT4543 型动力滑台液压系统工作原理**

- **滑台动作循环**：快进—一工进—二工进—死挡铁停留—快退—原位停止

- **YT4543 型动力滑台液压系统图**



6.1 电磁铁动作顺序表

	1Y	2Y	3Y	YJ	行程阀
快进			+	-	-
导通					
一工进		+	-	-	-
切断					
二工进		+	-	+	-
切断					
死挡铁停留	+	-	+	+	切
断					
快退		-	+	+-	-
断一通					
原位停止	-	-	-	-	-
导通					

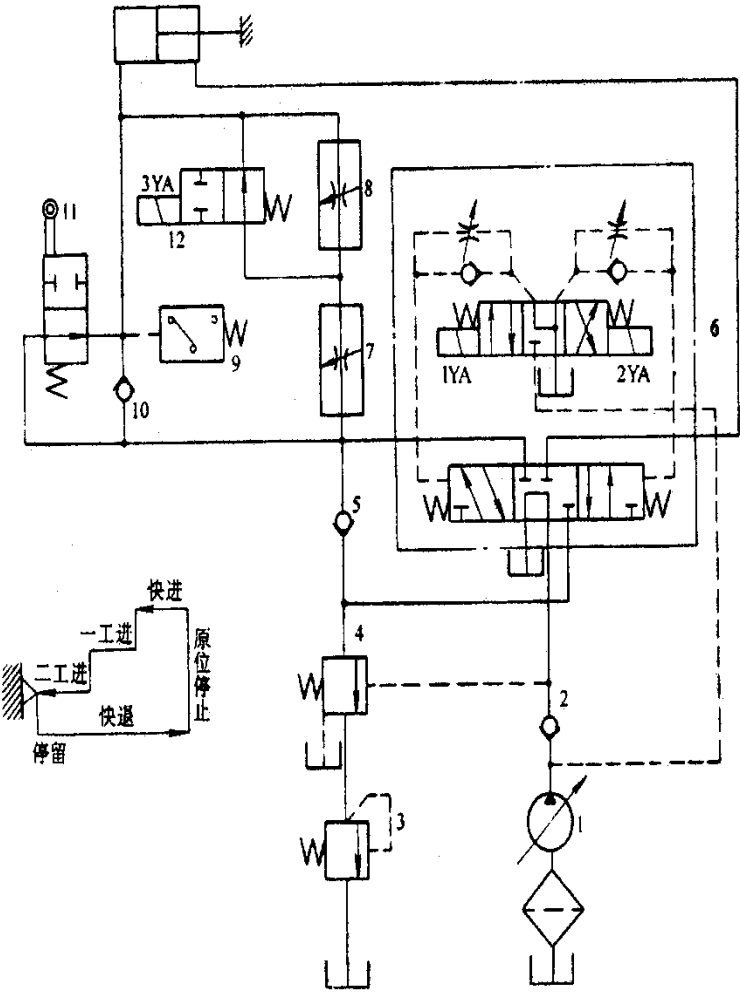


图6-1 YT4543 型动力滑台液压系统图

6.1 组合机床动力滑台液压系统特点

- 1. 采用了限压式变量泵和调速阀的容积节流调速回路，保证了稳定的低速运动，有较好的速度刚性和较大的调速范围。回油路上的背压阀使滑台能承受负值负载。
- 2. 采用了限压式变量泵和液压缸的差动连接实现快进，能量利用合理。
- 3. 采用了行程阀和顺序阀实现快进和工进的换接，动作可靠，转换位置精度高。
- 4. 采用了三位五通 **M** 型中位机能的电液换向阀换向，提高了换向平稳性，减少了能量损失。



6.2 180 吨板金冲床液压系统

- 板金冲床改变上下模的形状，即可进行**压形、剪断、冲穿**等工作。
- **动作顺序**：压缸快速下降→压缸慢速下降（加压成型）→压缸暂停（降压）→压缸快速上升



6.2 180 吨板:

快速下降

+

慢速下降

+

暂停降压

+

快速上升

- + -

原位停止

- - -

1Y 2Y 3Y

+ -

+ -

- -

- + -

- - -

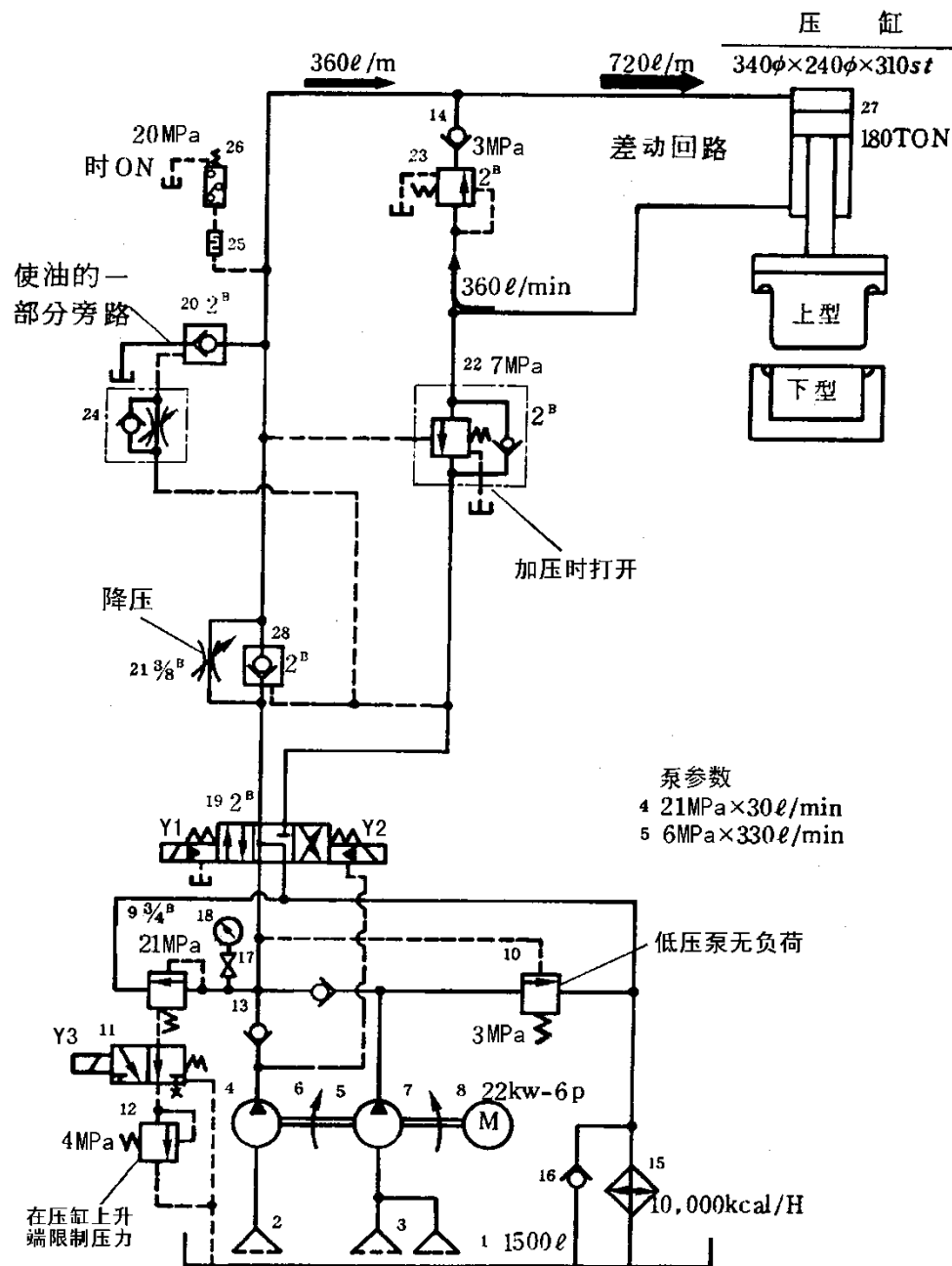


图6—2 180吨板金冲床液压系统回路



6.2 180 吨板金冲床液压回路图特点

- 此系统包含差动回路、平衡回路（或顺序回路）、降压回路、二段压力控制回路、高低压泵回路等基本回路。
- 系统有以下几个特点：
- 压缸快速下降时，下腔回油被顺序阀 23 所建立背压，可防止压缸自重产生失速现象。又采用差动回路，泵流量可以较少，亦为一节约能源的方法。
- 压缸慢速下降作加压成型时，顺序阀 22 由于外部引压被打开，压缸下腔压油几乎毫无阻力的流回油箱，故加压成型时，上型模重量可完全加在工件上。
- 在上升的前作短暂时间的降压，此可防止压缸上升时产生振动、冲击现象，100 吨以上的冲床尤其需要降压。
- 压缸上升时有大量压油要流回油箱，回油时一部分压油经液控单向阀 20 流回油箱，剩余压油经电磁阀 19 中位流回油箱，如此电磁阀 19 可选用额定流量较小的阀件。
- 压缸下降时系统压力由溢流阀 9 所控制，上升时由遥控溢流阀 12 所控制，如此可使系统产生的热量减少，防止油温上升。



6.3 汽车起重机液压系统

• 概述

- Q2—8 汽车起重机由汽车 1、回转机构 2、前后支腿 3、吊臂变幅缸 4、吊臂伸缩缸 5、起升机构 6 和基本臂 7 组成。能较高速行走，机动性好；又能用于起重。

- 起重时，动作顺序为：放下后支腿—放下前支腿—调整吊臂长度—调整吊臂起重角度—行走吊—回转—落下载重—收前支腿—收后支腿—起吊作业结束。

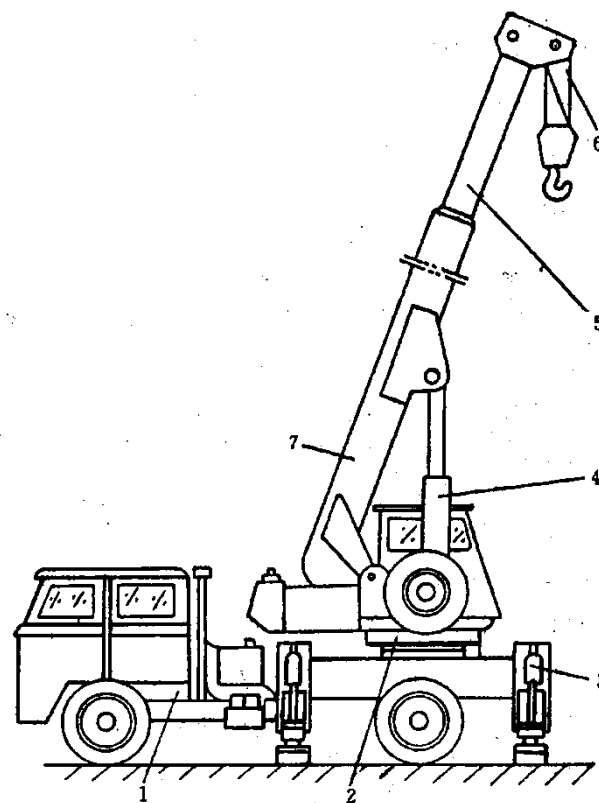


图 8-2 Q2-8 型汽车起重机外形简图

1—载重汽车；2—回转机构；3—支腿；4—吊臂变幅缸；5—吊臂伸缩缸；6—起升机构；7—基本臂

6.3 Q2 — 8 型汽车起重机液压系统

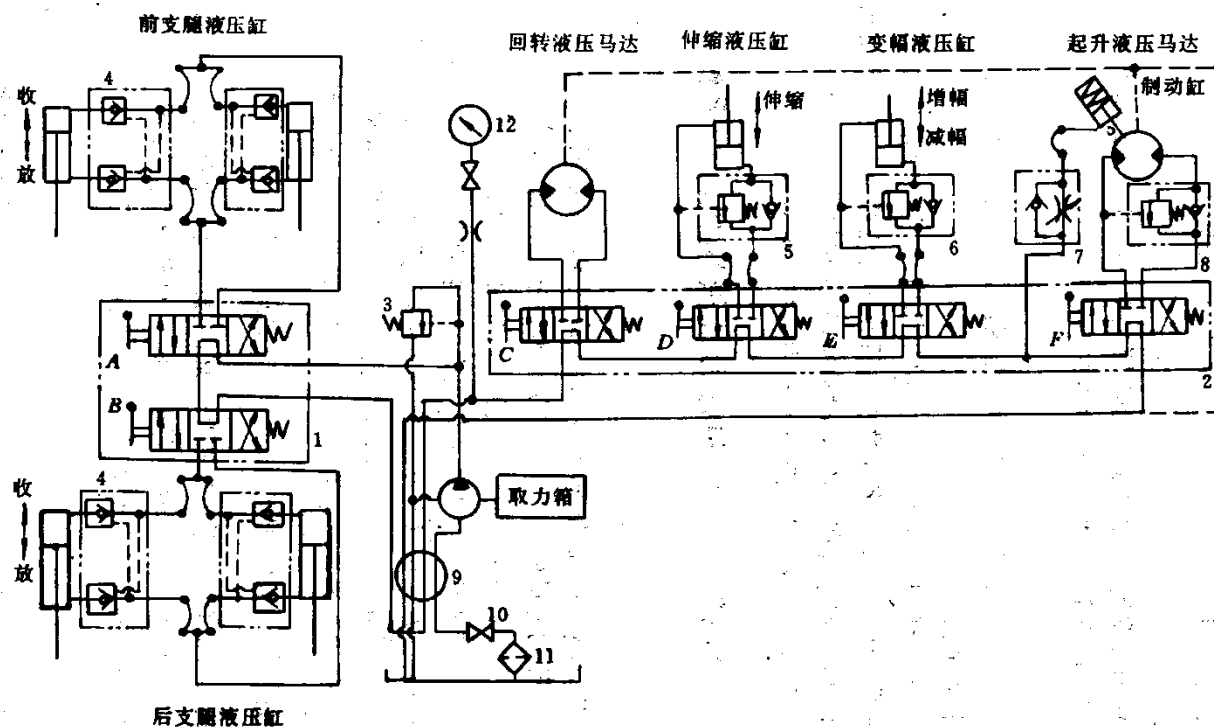
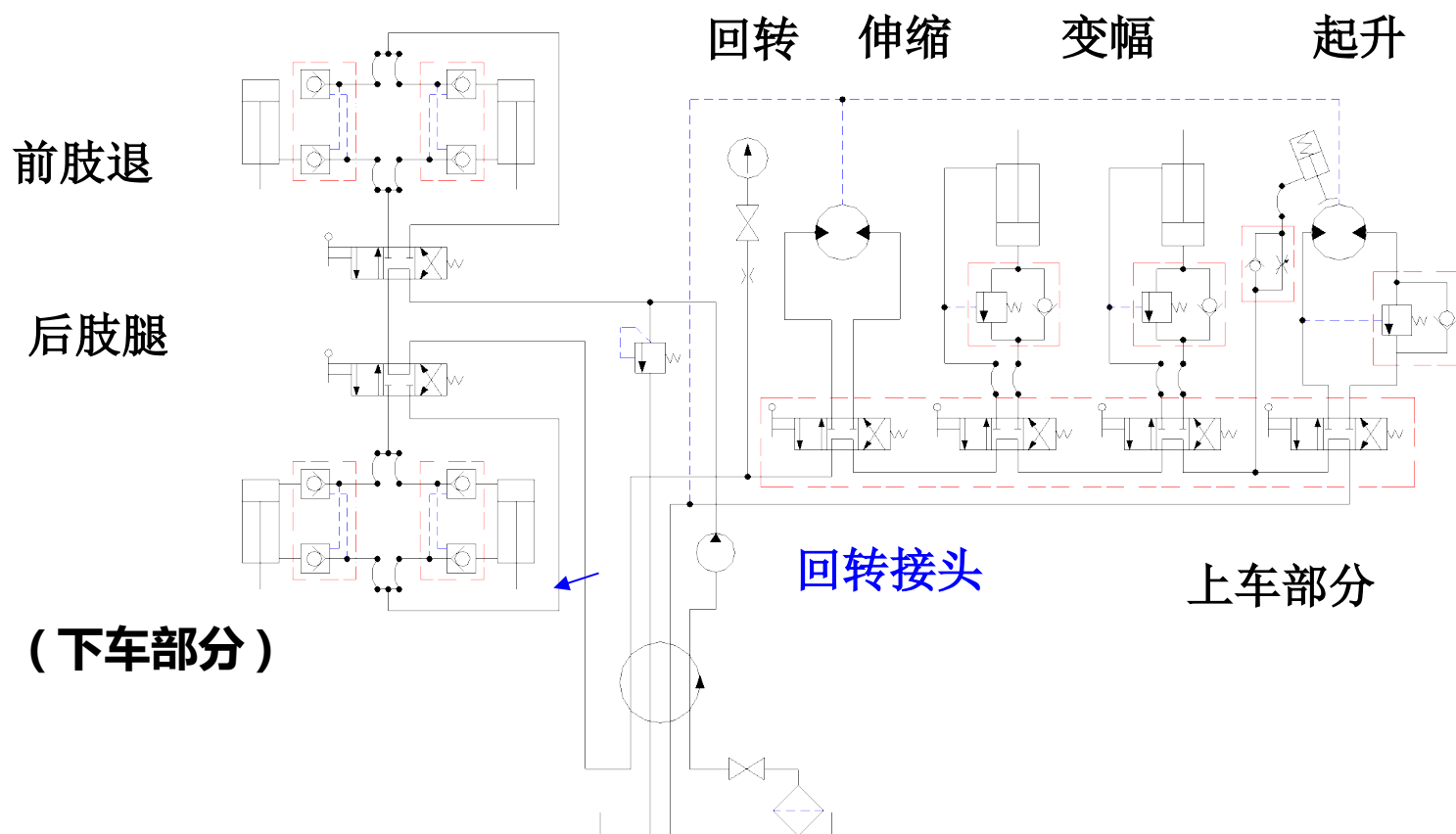


图 8-3 Q2-8 型汽车起重机液压系统原理图

1, 2—手动阀组; 3—安全阀; 4—双向液压锁; 5, 6, 8—平衡阀; 7—单向节流阀;
9—中心回转接头; 10—开关; 11—滤油器; 12—压力表



6.3 Q2-8 型汽车起重机液压系统图



6.3 Q2—8 汽车起重机液压系统特点

- 1、这是多路换向阀控制系统，油路为**串联油路**，各执行元件可以单动，也可以同时动作
- 2、支腿回路采用了**双向液压锁**，可防止发生“**软腿**”和支腿自行下落的现象。
- 3、在起升、吊臂伸缩和变幅回路中都设有**平衡阀**，可有效地防止重物因自重自行下落。
- 4、起升马达上设有制动缸，可防止马达因泄漏严重而产生“**溜车**”现象。



总 结

- ✓ 压力控制回路
- ✓ 速度控制回路
- ✓ 多缸工作控制回路
- ✓ 其他回路
- ✓ 典型液压系统分析

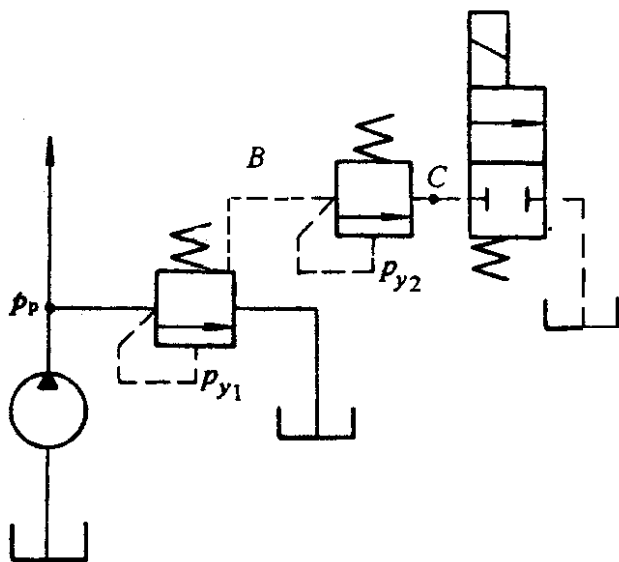


思考题与习题

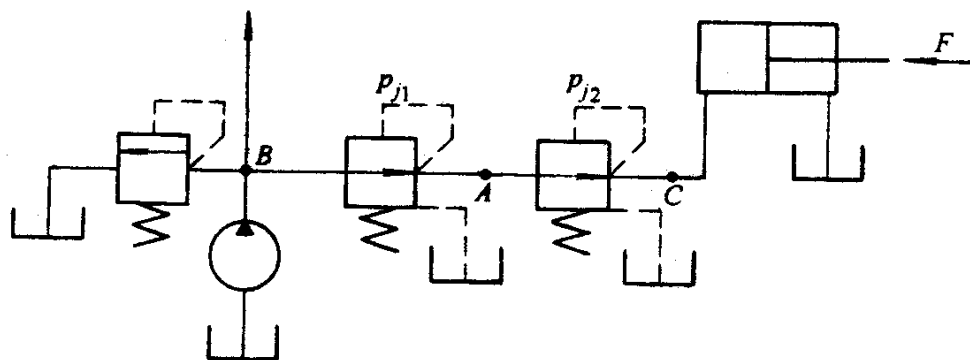
- 5-1 在题图所示回路中,若溢流阀的调整压力分别为 $P_{y1}=6\text{Mpa}$, $P_{y2}=4.5\text{MPa}$ 。泵出口处的负载阻力为无限大,试问在不计管道损失和调压偏差时:
- 1) 换向阀下位接入回路时,泵的工作压力为多少? B 点和 C 点的压力各为多少?
 - 2) 换向阀上位接入回路时,泵的工作压力为多少?B 点和 C 点的压力又是多少?
- 5-2 在题图所示回路中,已知活塞运动时的负载 $F = 1.2\text{KN}$, 活塞面积 $A=15\times 10^{-4}\text{m}^2$, 溢流阀调整值为 $p_y=4.5\text{MPa}$, 两个减压阀的调整值分别为 $P_{j1} = 3.5\text{MPa}$ 和 $P_{j2} = 2\text{Mpa}$, 如油液流过减压阀及管路时的损失可略去不计,试确定活塞在运动时和停在终端位置处时 A、B、C 三点的压力值。



思考题与习题



题 5—1 图



题 5—2 图

