

# 液压与气压传动学习指导书

石延平编



# 前 言

液压与气压传动技术已在国民经济的各个领域得到了广泛的应用，液压与气压传动已成为机械专业的一门必修课。这本学习指导书的目的是为了帮助广大同学深入学习和掌握液压传动的基本原理，真正理解本课程的基本内容，达到教学大纲规定的要求。这本学习指导书依大多数同类教材的教学体系为主要依据，按章叙述，每章均指出了其重点和难点，并具体对主要概念进行了深入浅出的叙述。若能结合教材，认真阅读该书，定能收到事半功倍的效果。

# 目 录

第一章 绪 论	1
第二章 液压油和液压流体力学基础	3
第三章 液压泵和液压马达	6
第四章 液压缸	10
第五章 液压控制阀	16
第六章 辅助装置	33
第七章 液压基本回路	39
第八章 典型液压系统	55
第九章 液压系统的设计与计算	56

## 第一章 绪 论

通过本章的学习,要求学生掌握液压传动的工作原理、液压系统的基本组成、液压元件的图形符号;了解液压传动的优缺点以及发展趋势。

### 重点内容

①液压与气压传动的工作原理;②液压与气压传动中,与压力、流量有关的重要概念;③液压与气压传动系统的组成;④用图形符号表示的液压系统。

### 难点内容

液压传动的两个工作特性,尤其是压力取决于负载的概念。

### 主要概念

#### 1. 液压传动的定义, 液压传动的两个工作特性

液压传动的定义:以液体为介质,依靠流动着液体的压力能来传递动力的传动称为液压传动。

液压传动的两个工作特性是:①液压系统的压力(简称系统压力,下同)大小(在有效承压面积一定的前提下)决定于外界负载。②执行元件的速度(在有效承压面积一定的前提下)决定于系统的流量。这两个特性有时也简称为:压力决定于负载;速度决定于流量。

液压传动的两个工作特性,尤其是压力决定于负载这一特性是本章中的难点。所谓难点是指对

初学者来说,很难理解透负载同压力的“主、从”关系。只有通过课程的不断深入才能真正消化这一概念。

事实上,要搞清压力与负载的关系,首先应弄清什么是负载。从广义上讲,一切阻碍液体(油液)流动的阻力都是负载:液体在油管里流动,有管路的摩擦阻力—摩擦负载;液体流经各种液压件,要克服一定阻力,造成压力降,有液压件负载;液体进入液压缸、作用于有效承压面上,推动液压缸运动,就要克服外界施加于系统的、阻碍液压缸运动的阻力—外负载。前两种(实际上不止这两种)负载是内负载,往往都被考虑到系统的能量损失和效率中去;而后者才是系统对外做功、实实在在的、有用的、具体意义上的负载。可以设想,这种负载(即阻力)越大,使液压缸运动、作用于液压缸有效承压面积上的压力(在有效承压面积一定的前提下)也越大,反之亦然。如果施加于液压缸、阻碍其运动的阻力即外负载为零,则作用于液压缸有效承压面积上、推动液压缸运动的油压力也为零或接近于零。这就是负载为主,压力为从的主—从关系。

负载与压力的上述关系还可以用“皮之不存,毛将焉附”这句话来比喻。有人错误地认为,32MPa额定压力的高压泵,只要一启动起来就会输出32MPa的高压油。这就是对压力取决于负载这一基本概念不清所致。事实上,液压泵输出油液的油压是靠阻碍油液流动的负载“憋”上去的,若没有负载,油压就“憋”不上去。因此再高额定压力的泵此时所输出的油压也是零。另外,要把压力决定于负载与压力阀对压力的控制区分开来。

## 2. 液压与气压系统的四大组成部分及其作用

四大组成部分为:

①能源装置 它是将电机输入的回转式机械能转换为油液的压力能(压力和流量)输出的能量转换装置,一般最常见的形式是液压泵。

②执行元件 它是将油液的压力能转换成直线式或回转式机械能输出的能量转换装置,一般情况下,它可以是做直线运动的液压缸,也可以是做回转运动的液压马达。

③调节控制元件 它是控制液压系统中油液的流量、压力和流动方向的装置,即控制液体流量的流量阀(如节流阀等)、控制液体压力的压力阀(如溢流阀等)及控制液体流动方向的方向阀(如换向阀等)。

④辅助元件 这是指除上述三项以外的其他装置,如油箱、滤油器、油管、管接头、热交换器、蓄能器等。这些元件对保证系统可靠、稳定、持久的工作有重大作用。

气压传动系统,则除了能源装置—气源装置,执行元件—气缸、气马达,控制元件—气动阀,辅助元件—管道、接头、消声器外,常常还装有一些完成逻辑功能的逻辑元件等。

有些教材把工作介质也列入液压系统的组成部分之一。

## 3. 液压与气压传动的主要优缺点

### 1) 液压传动的优缺点

和机械、电力等传动相比,液压传动有如下优点:

①能方便地进行无级调速,且调速范围大。

②功率质量比大。一方面在相同的输出功率前提下,液压传动设备的体积小、质量轻、惯性小、动作灵敏(这对于液压自动控制系统具有重要意义);另一方面,在体积或质量相近的情况下,液压传动的输出功率大,能传递较大的转矩或推力(如万吨水压机等)。

③调节、控制简单,方便,省力,易实现自动化控制和过载保护。

④可实现无间隙传动,运动平稳。

⑤因传动介质为油液,故液压元件有自我润滑作用,使用寿命长。

⑥可采用大推力的液压缸和大转矩的液压马达直接带动负载,从而省去了中间的减速装置,使传动简化。

⑦液压元件实现了标准化、系列化，便于设计、制造和推广使用。

液压传动的缺点是：

①泄漏。因传动介质油液是在一定的压力下，有时是在较高的压力下工作的，因此在有相对运动的表面间不可避免的要产生泄漏。同时，由于油液不是绝对不可以压缩的，油管等也会产生弹性变形，这就使得液压传动不宜用在传动比要求较严格的场合。

②发热。在能量转换和传递过程中，由于存在机械摩擦、压力损失、泄漏损失，因而易使油液发热、总效率降低。故液压传动不宜用于远距离传动。

③液压传动的性能对温度较敏感，故不宜在高温及低温下工作。液压传动装置对油液的污染亦较敏感，故要求有良好的过滤设施。

④液压元件要求的加工精度高，在一般情况下又要求有独立的能源(如液压泵站)，这些可能使产品成本提高。

⑤液压系统出现故障时不易查找原因，不易迅速排除故障。

在上述的优、缺点中，有代表性的，能突出液压传动特点的是前三条。

## 2) 气压传动的优缺点

### 优点

①空气可以从大气中取得，同时，用过的空气可直接排放到大气中去，处理方便，万一空气管路有泄漏，除引起部分功率损失外，不致产生不利于工作的严重影响，也不会污染环境。

②空气的粘度很小，在管道中的压力损失较小，因此压缩空气便于集中供应(空压站)和远距离输送。

③因压缩空气的工作压力较低(一般为 0.3—0.8MPa)，因此，对气动元件的材料和制造精度上的要求较低。

④气动系统维护简单，管道不易堵塞，也不存在介质变质、补充、更换等问题。

⑤使用安全，没有防爆的问题，并且便于实现过载自动保护。

### 缺点

①气动装置中的信号传递速度较慢，仅限于声速的范围内。所以气动技术不宜用于信号传递速度要求十分高的复杂线路中，同时，实现生产过程的远距离控制也比较困难。

②由于空气具有可压缩的特性，因而运动速度的稳定性较差。

③因为工作压力较低，又因结构尺寸不宜过大，因而气压传动装置的总推力很大。

④目前气压传动的传动效率较低。

## 4. 液压与气压系统的图形符号

液压系统的图形符号有两种，一种是半结构图，在这种图中，对每个液压元件只表示出其内部结构原理，外部形状则一律不表示，故称为半结构图。这种图的优点是：直观性强，容易理解，当液压系统发生故障时查找方便；缺点是：图形较复杂，特别是当系统元件较多时绘制更不方便，占地面积也较大。另一种是职能符号图。在这种图形中，每个液压元件都用国家规定的图形符号(GB/T786.1—93)来表示。这些符号只表示相应元件的职能(作用)、连接系统的通路，不表示元件的具体结构和参数，并规定各符号所表示的都是相应元件的静止位置或零位置(初始位置)。这种图的特点是图面简洁，油路走向清楚，对系统的分析、设计都很方便。因此现在世界各国采用的较多(具体表示方法大同小异)。如果某些自行设计的非标准液压件无法用职能符号表示时，仍可采用半结构图。

## 第二章 液压油和液压流体力学基础

通过本章的学习，要求掌握有关液体粘度的概念；能应用流体静力学和动力学的知识分析和解决流体传动中的问题；理解并会应用有关小孔流公式。

### 重点内容

①液压油的物理性质，液体粘度的三种表示方法及相互间的换算关系；②液体静压力的特性和静力学基本方程；③流动液体的连续性方程和伯努利方程；④液体流动时的沿程压力损失和局部压力损失；⑤液体流经小孔时的压力损失以及压力损失与流量的关系。

### 难点内容

①各种度量衡制的相互换算关系；②压力的度量以及绝对压力，相对压力和真空度之间的关系；③流动液体三个基本方程、所表示的物理意义及其应用；④液压冲击的概念及压力波的传递。

### 主要概念

#### 1. 液体的粘性及粘度，粘度的表示方法及其单位，粘度的主要选用原则

液体在外力作用下流动时，分子间的内聚力阻碍分子间的相对运动而产生一种内摩擦力，液体的这种性质叫做液体的粘性。其特点是：只有在流动时液体才表现出粘性，静止液体(液体质点间没有相对运动的液体)是不呈现粘性的。

表示液体粘性大小的物理量是粘度。粘度大，液层间的内摩擦力就大，油液就稠；反之，油液就稀。

粘度的表示方法有三种：

①动力粘度 $\mu$ ，其单位(量纲)为帕·秒(Pa·s)或用牛·秒/米<sup>2</sup>(N·S/m<sup>2</sup>)。

②运动粘度 $\nu$ ，这是液体的动力粘度与其密度的比值： $\nu=\mu/\rho$ 。运动粘度的单位为米<sup>2</sup>/秒(m<sup>2</sup>/s)。因其中只有长度和时间，故得名为运动粘度。m<sup>2</sup>/s单位太大，实际中习惯用厘斯cSt(1cSt=10<sup>-2</sup>cm<sup>2</sup>/s)。

③相对粘度(条件粘度)。我国、前苏联、德国采用的是恩氏粘度<sup>0</sup>E；美国用赛氏粘度SSU；英国用雷氏粘度。

在不同的测量温度下，相对粘度(恩氏粘度)的数值是不同的。工业上常以20<sup>0</sup>C、50<sup>0</sup>C及100<sup>0</sup>C做为测量恩氏粘度的标准温度，相应粘度以符号<sup>0</sup>E<sub>20</sub>、<sup>0</sup>E<sub>50</sub>、<sup>0</sup>E<sub>100</sub>来表示。在液压传动中，一般以50<sup>0</sup>C作为测量的标准温度。相应的粘度以<sup>0</sup>E<sub>50</sub>表示。

粘度选择的总原则是：高压、高温、低速情况下，应选用粘度较大的液压油。因为这种情况下泄漏对系统的影响较大，粘度大可适当减少这些影响；在低压、低温、高速情况下，应选用较低粘度的液压油，因为这时泄漏对系统的影响相对减小，而液体的内摩擦阻力影响较大。另外，在一般环境温度 $t<30^{\circ}\text{C}$ 的情况下，油液的粘度主要根据压力来选择：低压、油液粘度偏低；高压，油液粘度偏高。

我国液压油的牌号数就是以这种油液在50<sup>0</sup>C(323K)时运动粘度的平均厘斯数值来命名的。如20号液压油，意即 $\nu_{50}=20\text{cSt}$ 。

#### 2. 压力及其单位，压力表示方法的种类及其相互间的关系

压力：液体在单位面积上所承受的法向作用力，称为压力。压力的单位为N/m<sup>2</sup>，帕斯卡。

压力的表示方法有三种：①绝对压力——以绝对真空为基准进行度量而得到的值。②表压力(相对压力)——以大气压为基准进行度量而得到的值。③真空度——绝对压力不足大气压力的那部分数值。

相互间关系：只有当绝对压力小于大气压时，才存在真空度。真空度实际上也是以大气压为基准度量而得到的压力值，与相对压力不同的是相对压力是正表压力，而真空度则是负表压力。例如：液体内某点的真空度为0.4Pa(大气压)，则该点的绝对压力为0.6Pa(大气压)，相对压力为-0.4Pa(大气压)。真空度最大值不超过一个大气压。

#### 3. 帕斯卡定律的内容、实质及其在液压系统、液压元件工作原理中的应用

帕斯卡定律：在密闭的容器内，施加于静止液体上的压力将等值、同时地传到液体内所有各点。其实质是，在密闭的容器内的静止液体中，若某点的压力发生了变化，则该变化值将等值同时地传到液体内所有各点。

在液压系统、液压元件中的应用。在由变量泵供油的液压系统中，从泵到液压缸的进油腔形成一个密闭的容腔(容器)，当负载发生变化时，液压缸的进油压力发生相应的变化，而这个变化值将等值同时传到泵的排油口(严格讲并非绝对等值传递：因受液体流动时粘性力、惯性力的影响，使流动液体的压力传递——动压传递与静止液体的压力传递——静压传递有所不同，但这种影响很小，可忽略不计)使泵调节自身排量，使之输出的流量与变化了的负载相适应，不致于出现速度的高低与负载大小相失调的现象。

帕斯卡定律在液压元件中的应用，体现在液压元件的工作原理上(如溢流阀、减压阀等)。没有帕斯卡定律，就没有溢流阀、减压阀等的定压、稳压作用，溢流阀、减压阀也就不存在了。

#### 4.液体的流态及其判据，临界雷诺数 $Re_{cr}$ 值

液体的流态有两种：层流和紊流。层流是指液体质点呈互不混杂的线状或层状流动。其特点是液体中各质点是平行于管道轴线运动的。流速较低，受粘性的制约不能随意运动，粘性力起主导作用。紊流是指液体质点呈混杂紊乱状态的流动。其特点是液体质点除了做平行于管道轴线运动外，还或多或少具有横向运动，流速较高，粘性的制约作用减弱，惯性力起主导作用。

液体流态的判据是临界雷诺数 $Re_{cr}$ ， $Re_{cr}=2320$ (对于光滑的金属圆管)。当所计算的雷诺数 $Re < Re_{cr}$ 时，液体为层流；当只 $Re > Re_{cr}$ 时，液体为紊流。

#### 5.压力损失

液体在流动时产生的压力损失可以分为两种：一种是液体在等径直管中流动时因摩擦而产生的压力损失，称为沿程压力损失；另一种是由于管道的截面突然变化，液流方向改变或其它形式的液流阻力(如控制阀阀口)而引起的压力损失，称为局部压力损失。

#### 6.流动液体的三大定律及其计算公式的表达式

三大定律分别为：

①质量守恒定律(连续性方程式)，表达式为

$$vA = q = \text{const} \quad \text{或} \quad v_1A_1 = v_2A_2$$

式中， $A$ 为管道任意处过流断面面积， $v$ 为该断面上的液体平均流速。该方程的物理意义是：在稳定流动的情况下，当不考虑液体的压缩性时，通过管道各过流断面的流量都相等，等于任意处的过流断面面积与该面上液体平均流速的乘积。该式也表明：液体的流速与其过流断面面积成反比。当流量一定时，管子细的地方流速大；管子粗的地方流速小。

②能量守恒定律——伯努利方程式，实际液体的伯努利方程式为

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 u_2^2}{2g} + h_w$$

式中 $h_w$ 为液体从断面1流向断面2所造成的总能量损失，它包括两部分：沿程压力损失和局部压力损失。上式中的 $\alpha_1$ 和 $\alpha_2$ 为动能修正系数，紊流时取 $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ ；层流时取 $\alpha_1 = \alpha_2 = 2$ 。理想液体的伯努利方程式的物理意义为：在密封的管道内做稳定流动的理想液体在任意断面上都具有三种形式的能量，即压力能、动能和势能，它们之间可以互相转化，但总和是一定的。

③动量定律——动量方程式。实际液体的动量方程式为

$$\bar{F} = \rho q_2 \beta_2 \bar{v}_2 - \rho q_1 \beta_1 \bar{v}_1$$

式中 $\beta$ 为动量修正系数，对于圆管中的层流流动，取 $\beta = 1.33$ ，对于圆管紊流时 $\beta = 1$ 。

值得注意的是：①上式中 $\bar{F}$ 、 $\bar{v}_2$ 、 $\bar{v}_1$ 均为向量，在具体应用时，应将上式向某指定方向投影，列出该方向上的动量方程。②式中的 $\bar{F}$ 是液体所受固体壁面的作用力，而液体反作用于固体壁面上的力则为 $-\bar{F}$ ，即与力 $\bar{F}$ 大小相等，方向相反。

### 7.小孔流量公式及其在液压元件中的应用

①薄壁小孔流量公式为

$$q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

式中  $\Delta p$  为小孔前后的压差,  $A_0$  为小孔的截面积,  $C_d$  流量系数,  $C_d$  由实验测定。当液流完全收缩时,  $C_d=0.60\sim 0.62$ , 当液流不完全收缩时,  $C_d=0.70\sim 0.80$ 。

②细长孔流量公式为

$$q = \frac{\pi d^4}{128\mu l} \Delta p$$

### 8.油液的空气分离压和饱和蒸气压,二者在数值上的差别

空气在液体中有两种存在形式:混合式和溶解式。空气以混合形式存在于液体中时,以汽泡形式存在,肉眼可以看到;空气溶解于液体中时,以分子状态存在于液体内,肉眼不可见。任何液体,由于灌装、运输等原因,或多或少都含有一部分气体(空气)。在一定的温度下,当液体内某点的压力低于某一数值时,溶解于液体内的空气便迅速、大量地分离出来,形成气泡,使液体的流动形成不连续状态,这一数值所表示的压力叫做这个温度下该液体的空气分离压;在一定的温度下,当液体内某点的压力低于另一数值时,不但溶解在液体中的空气大量分离出来,而且液体本身也开始沸腾、汽化,产生大量气泡,使液体流动形成不连续状态,此时数值所表示的压力叫做这个温度下该液体的饱和蒸气压。

由上述定义可知饱和蒸气压的大小比空气分离压要低。如上所述,出现这两种压力都要产生大量气泡,使液体(液压油)的流动形成不连续状态,直接影响执行元件速度的稳定性。因此要尽量避免这两种压力的产生。

从上述两种压力可以看出,在一定的温度下,压力越低液体越容易汽化(沸腾),亦即沸腾时液体的温度越低。例如,在一定的环境温度下,标准大气压下水沸腾时的温度是  $100^\circ\text{C}$ ,但在喜马拉雅山顶上沸腾水的水温可能只有几十度、甚至十几度。这就是山顶上压力偏低的缘故。

## 第三章 液压泵和液压马达

通过本章的学习,要求掌握容积式液压泵的基本工作原理;泵的性能参数;常用液压泵的基本结构、工作原理、性能特点以及应用范围;外反馈限压式变量叶片泵的特性曲线。

### 重点内容

①在各种类型的液压泵中,齿轮泵、叶片泵,柱塞泵是学习的重点,其它型式的液压泵仅作一般性了解;②介绍各类液压泵与液压马达的工作原理,性能特点及应用范围。对于液压泵的结构,只要作一般性了解;③液压泵的与液压马达工作压力、排量、流量等性能参数的概念及计算方法;④内、外反馈限压式变量叶片泵的工作原理及泵的流量压力特性曲线。

### 难点内容

①液压泵与液压马达的功率与效率及其计算方法;②齿轮泵、叶片泵、柱塞泵的困油现象、原因以及消除的方法;③限压式变量叶片泵的工作原理及泵的流量压力特性曲线。



## 主要概念

### 1. 容积式泵(液压马达)的工作原理

容积式泵的工作原理是：形成若干个密闭的工作腔，当密闭工作腔的容积从小向大变化时，形成部分真空、吸油；当密闭工作腔的容积从大向小变化时，进行压油(排油)。泵的输油能力(输出流量的大小)是由密闭工作腔的数目、容积变化的大小及容积变化的快慢决定的。液压马达是个执行元件，是把人口输入的液体的压力能转换成回转式机械能输出的能量转换装置。从工作原理上讲，液压马达是把容积式泵倒过来使用，即向泵输入压力油，输出的是转速和转矩。对于不同类型的液压马达，其具体的工作原理有所差别。另外，从理论上讲，容积式泵和其相应的液压马达是可逆的，即向泵输入压力油，输出的就是转速和转矩。但由于功用不同，它们(泵和相应的液压马达)的实际结构有所差别。

有的泵(如齿轮泵)是可逆的(即通入压力油后就可以旋转)，有的泵是不可逆的。

### 2. 泵和液压马达的性能参数

泵和液压马达的性能参数包括工作压力，排量，理论流量，实际流量，容积效率，输入转矩(泵)，输出转矩(液压马达)，机械效率，输入、输出功率，总效率。

泵的工作压力 $p_p$ 是指液压泵所输出的油液为克服阻力所必须建立起来的压力，液压马达的工作压力是液压马达人口的输入油液的压力。工作压力的大小决定于负载(对马达来说就是输出轴上的转矩)。液压泵(或马达)的额定工作压力是指允许使用的最大工作压力，超过此值就是过载，泵(或马达)的效率就将下降，寿命就将降低。液压泵铭牌上所标定的压力就是额定压力。

液压泵(或马达)的排量是指在不考虑泄漏的情况下，泵(或马达)每转所输出(或所需输入)液体的体积。

液压泵(或液压马达)的理论流量 $q_p$ (或 $q_M$ )是指在不考虑泄漏的情况下泵(或液压马达)单位时间所输出(或所需输入)液体的体积。

泵(或马达)的实际流量 $q_p$  (或 $q_M$ )是指在考虑泄漏的情况下，单位时间泵(或马达)所输出(或所需输入)液体的体积。对液压泵， $q_p < q_{tp}$ ；对液压马达， $q_M > q_{tM}$ 。称 $q_{tp} - q_p = \Delta q_{tp}$ ( $q_{tM} - q_M = \Delta q_{tM}$ )为泵的(或马达的)容积损失。

液压泵的容积效率 $\eta_{Vp}$ 是泵的实际流量 $q_p$ 与泵的理论流量 $q_{tp}$ 的比值；液压马达的容积效率 $\eta_{VM}$ 是马达的理论流量 $q_{tM}$ 与实际流量 $q_M$ 的比值。

泵的输入转矩是指泵所需的驱动电机的转矩，分理论转矩 $T_p$ ，和实际转矩 $T_p$ 。 $T_p$ 是指不考虑摩擦等损失时泵所需电机转矩； $T_p$ 则是考虑摩擦等损失时泵所需电机转矩。其值 $T_p > T_p$ 。转矩单位是 $N \cdot m$ (牛·米)。

液压马达所输出的转矩亦分为理论转矩 $T_{tM}$ 和实际转矩 $T_M$ 。 $T_{tM}$ 是指在不考虑摩擦等损失时所输出的转矩； $T_M$ 是指在考虑摩擦等损失时所输出的转矩，其值 $T_M < T_{tM}$ 。

泵(或马达)的机械损失 $T_{lp}$  (或 $T_{lM}$ )是指泵的(或马达的)实际转矩 $T_p$ (或理论转矩 $T_{tM}$ )与泵的(或马达的)理论转矩 $T_{tp}$ (或实际转矩 $T_M$ )的差值。

液压泵的机械效率 $\eta_{mp}$ 是指泵的理论转矩 $T_{tp}$ 与实际输入转矩 $T_p$ 之比值；液压马达的机械效率 $\eta_{mM}$ 是指液压马达的实际输出转矩 $T_M$ 与理论输出转矩 $T_{tM}$ 之比值。

液压泵的输入功率 $P_{ip}$ 是指驱动泵的电机功率，其值为泵的实际输入转矩即电机的输出转矩 $T_p$ 与角速度 $\Omega$ 的乘积；液压泵的输出功率 $P_{op}$ 为液压泵的实际输出流量 $q_p$ 和实际工作压力 $p_p$ 的乘积。若压力 $p_p$ 单位为MPa，流量单位为L/min，则泵的输出功率可用 $P_{op} = p_p q_p / 60$ 计算，单位是千瓦(kW)。液压马达的输入功率为 $P_{iM} = p_M q_M$ ；马达的输出功率为 $P_{oM} = T_M \Omega_M$  ( $\Omega_M$ 为液压马达的角速度)。

液压泵的总效率 $\eta_p$ 为泵的输出功率与输入功率的比值，也等于泵的容积效率 $\eta_{Vp}$ 和机械效率 $\eta_{mp}$ 之乘积。对液压马达，同样也有容积效率 $\eta_{VM}$ 和机械效率 $\eta_{mM}$ 之乘积。

### 3. 齿轮泵(外啮合泵)泄漏的三个途径

一是通过齿顶圆和泵体内孔间的径向间隙；二是通过齿轮端面与端盖之间的轴向间隙；三是齿轮轮齿啮合线处的接触间隙。途径一、三的泄漏量较小，途径二的泄漏量较大，约占总泄漏量的 75%—80%。

#### 4.常用泵——齿轮泵、叶片泵、柱塞泵及相应的液压马达的主要优缺点及应用场合

齿轮泵的主要优点是结构简单，体积小，质量轻，工艺性好，价格便宜，自吸能力强，对油液污染不敏感，转速范围大，维护方便，工作可靠。它的缺点是困油现象严重，径向不平衡力大，泄漏大，流量脉动大，噪声较高，不能做变量泵使用。低压齿轮泵广泛地应用在低压(25×10<sup>5</sup>pa 以下)的液压系统中，如机床以及各种补油、润滑和冷却装置等。齿轮泵在结构上采取一定措施后，也可以达到较高的工作压力。中压齿轮泵主要应用于机床轧钢设备的液压系统中。中高压和高压齿轮泵主要用于农林机械、工程机械、船舶机械和航空技术中。

和齿轮泵一样，齿轮液压马达由于密封性差，容积效率较低，所以输入的油压不能过高，因而不能产生较大的转矩，并且转速和转矩都是随着齿轮啮合情况而脉动的。齿轮液压马达多用于高转速低转矩的液压系统中。齿轮泵一般都可以直接作液压马达使用，即齿轮泵与齿轮液压马达二者是可逆的。

和齿轮泵相比，叶片泵有流量均匀、运转平稳、噪声小、寿命长，轮廓尺寸较小、结构较紧凑等优点，但也存在着自吸能力差、调速范围小、最高转速较低、叶片容易咬死、工作可靠性较差、结构较复杂、对油液污染较敏感等缺点。因此在工作环境较污秽、速度范围变化较大的机械上应用相对较少。在工作可靠性要求很高的地方，如飞机上，也很少应用。叶片泵在中、低压液压系统尤其在机床行业中应用最多。其中单作用式叶片泵常做变量泵使用，其额定压力较低(6.3MPa)，常用于组合机床，压力机械等；双作用式叶片泵只能做定量泵使用，其额定压力可达 14MPa—21MPa，在各类机床(尤其是精密机床)设备中，如注塑机、运输装卸机械及工程机械等中压系统中得到广泛应用。叶片液压马达最大的优点是体积小、惯性小，动作灵敏，允许换向频率很高、甚至可在几毫秒内换向。但其最大的弱点是泄漏较大，机械特性较软，不能在较低转速下工作，调速范围不能很大。因此适用于低转矩，高转速及对惯性要求较小，对机械特性要求不严的场合。由于变量叶片液压马达结构较复杂，相对运动部件多、泄漏较大，容积效率低，机械特性软及调节不便等原因，叶片液压马达一般都制成定量式的，即一般叶片液压马达都是双作用式的定量液压马达。

柱塞泵(液压马达)由于构成密封工作腔的构件——柱塞和缸体内孔均为圆柱表面，加工方便，容易得到较高的配合精度，密封性好，故容积效率高，工作压力高。同时这种泵只要改变柱塞的行程就可以很方便的改变其流量，易于实现变量。因此柱塞泵在高压、大流量、大功率的液压系统中和流量需要调节的场合，如龙门刨床、拉床、液压机、工程机械、矿山机械、船舶机械等场合得到广泛应用。

柱塞泵(液压马达)按其柱塞的排列方式和运动方向的不同，可分为轴向柱塞泵(液压马达)和径向柱塞泵(液压马达)两大类。轴向柱塞泵的优点是结构紧凑，径向尺寸小，质量轻，转动惯量小且易于实现变量，压力高(可达到 40MPa 或更高)，可在高压高速下工作，并具有较高的容积效率。因此这种泵在高压系统中应用较多。不足的是该泵对油液的污染十分敏感，一般需要精过滤。同时该泵自吸能力差，常需要由低压泵供油。

轴向柱塞泵具有可逆性，当输入高压油时就可以作液压马达使用。轴向柱塞液压马达转矩小，转速较高，因此多用于小转矩、高转速的工作场合。

和轴向柱塞泵比，径向柱塞泵的径向尺寸较大，结构较复杂，且配油轴受到径向不平衡力作用，易于磨损，因而限制了转速和压力的提高(最高压力在 20MPa 左右)，故目前生产中应用不多。该泵的容积效率较高，一般可达 0.94~0.98。

与轴向柱塞液压马达相反，径向柱塞液压马达多应用于低速大转矩液压系统。该马达的主要特点是排量大(柱塞直径大，行程长、数目多)、压力高、密封性好。但其尺寸及体积大，不能用于反应

灵敏、频繁换向的系统中。在矿山机械、采煤机械、工程机械、建筑机械、起重运输机械及船舶方面，低速大转矩液压马达得到了广泛应用。

综上所述，从使用角度看，上述三大类泵的优劣次序是柱塞泵、叶片泵、齿轮泵。从结构的复杂程度、价格，及抗污染能力等方面来看，齿轮泵最好，而柱塞泵结构最复杂、价格最高、对油液的清洁度要求也最苛刻。因此，每种泵(马达)都有自己的特点和使用范围，使用时应根据具体工况，结合各类泵的性能、特点及适用场合，合理选择。

### 5.外反馈限压式变量叶片泵的特性曲线(曲线形状、形状分析、影响曲线形状的因素)

外反馈限压式变量叶片泵的特性曲线即泵的输出流量与压力的关系曲线，简称为“ $p-q$ ”曲线，如图 3—1 所示。

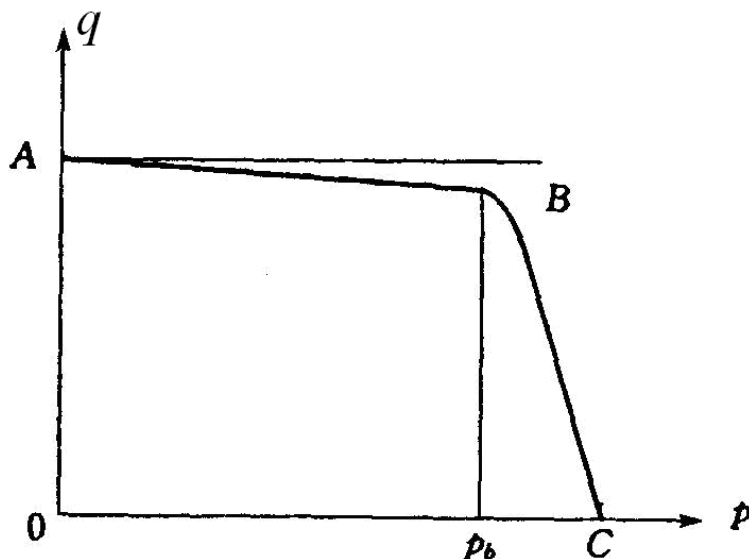


图 3—1 外反馈限压式变量叶片泵特性曲线

#### (1)曲线形状

曲线由二条直线段  $AB$ 、 $BC$  和一拐点  $B$  组成。

#### (2)曲线形状分析

①曲线  $AB$  段。在此段范围内，泵的反馈作用力  $p_p A_x$  小于泵的弹簧预紧力  $F_s$ ， $p_p A_x < F_s$ ，泵的偏心距  $e_0$  为初始最大值 ( $e_{max}$ ) 且不变，泵的流量也是最大值，并基本上也不变，曲线  $AB$  段近似水平。但由于压力增加、泄漏增加，故曲线  $AB$  段随压力  $p_p$  增加略有下降。

②拐点  $B$ 。在  $B$  点，反馈作用力刚好等于弹簧预紧力， $p_p A_x = F_s$ ，或  $p_p = F_s / A_x = p_b$  (称  $p_b$  为预调压力)。此时定子处于要动还没动的临界状态。

③曲线  $BC$  段。在此范围内，反馈作用力大于弹簧预紧力， $p_p A_x > F_s$ ，定子左移，偏心距  $e$  减小，泵的流量  $q$  也减小。当泵的工作压力高到接近于线段  $BC$  上的  $C$  点时 (实际不能达到  $C$  点)，泵的流量已很小，这时因压力较高，泄漏也增多。当泵的流量只能全部用于弥补泄漏量时，泵实际向外输出的流量已为零，这时泵的定子、转子之间维持一个很小的偏心距，偏心距不会再减小，泵的压力也不会再升高。这就是曲线  $BC$  段上的点  $C$ 。

#### (3)影响曲线形状的因素

由泵的工作原理可知：

①改变反馈柱塞的初始位置，可以改变初始偏心距  $e_0$  的大小，从而改变了泵的最大输出流量，即使曲线  $AB$  段上、下平移。

②改变压力弹簧预紧力  $F_s$  的大小，可以改变压力  $p_b$  的大小，使曲线拐点向左、右平移。

③改变压力弹簧的刚度，可以改变曲线  $BC$  段的斜率。弹簧刚度增大， $BC$  段的斜率变小，曲线  $BC$  段趋向平缓。

掌握了限压式变量泵的上述特性，可以很方便地为实践服务。例如：在执行元件的空行程、非工作阶段，可使限压式变量泵工作在曲线的 *AB* 段，这时泵的输出流量最大、系统速度最高，从而提高了系统效率；在执行元件的工作行程，可使泵工作在曲线的 *BC* 段，这时泵可以输出较高压力，并根据负载大小的变化自动调节输出流量的大小，以适应负载速度的要求。又如：调整反馈柱塞的初始位置，可以满足液压系统对流量大小不同的需要；调节压力弹簧的预紧力，可以适应负载大小不同的需要，等等。

由泵的工作原理可知，若把压力弹簧撤掉，换向刚性挡块，或把压力弹簧“顶死”，限压式变量叶片泵就可以做定量泵使用。

### 6. 泵和液压马达的职能符号

泵(单、双向定量泵，单、双向变量泵)和液压马达(单、双向定量液压马达，单、双向变量液压马达)的职能符号如图 3—2 所示。

(a)单向定量泵；(b)单向变量泵；(c)单向定量液压马达；(d)单向变量液压马达；(e)双向定量泵；(f)双向变量泵；(g)双向定量液压马达；(h)双向变量液压马达。

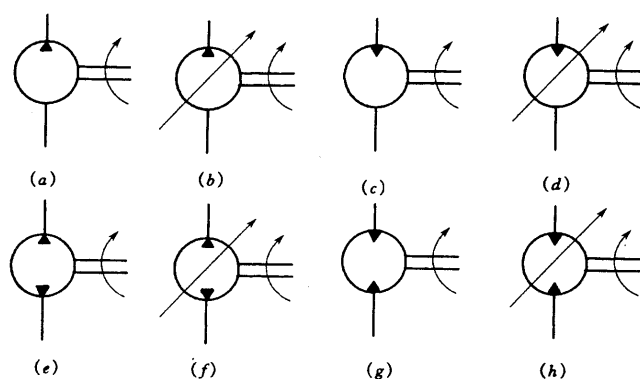


图 3—2 液压泵和液压马达的职能符号

## 第四章 液压缸

通过本章的学习,要求学生掌握液压缸的类型、工作原理、结构及其应用;液压马达的类型、工作原理、结构及其性能参数的计算。

### 重点内容

①液压缸的各种结构形式;②单出杆双作用活塞缸的工作特点及其速度、推力的计算;③差动液压缸的工作特点及其速度、推力的计算;④液压缸结构设计;

### 难点内容

①差动液压缸的工作原理及其计算;②液压缸结构设计中的缓冲机理

### 主要概念

#### 1. 液压缸的类型

液压缸的类型繁多。

①按作用方式分,液压缸分为单作用式和双作用式两大类。

单作用式液压缸,其一个方向的运动靠液压力来实现,而反向运动则依靠重力或弹簧力等实现。双作用式液压缸,其正、反两个方向的运动都依靠液压力来实现。

②按不同的使用压力,液压缸又可分为中压、低压、中高压和高压液压缸。对于机床类机械,一般采用中低压液压缸,其额定压力为 2.5MPa~6.3MPa;对于要求体积小、质量轻、出力大的建筑车辆和飞机用液压缸多采用中高压液压缸,其额定压力为 10MPa~16MPa;对于油压机一类机械,大多数采用高压液压缸,其额定压力为 25MPa~31.5MPa。

③按结构型式不同,液压缸又有活塞式、柱塞式、摆动式、伸缩式等型式。其中以活塞式液压缸应用最多。而活塞式液压缸又有单活塞杆和双活塞杆、缸定式和杆定式的不同结构和运动方式。

#### 2. 液压缸的差动连接及其特点、应用

对单活塞杆液压缸来说,其左右两腔相互连通,并同时都和进油管路相通,这种连接方式叫做液压缸的差动连接。其特点是推力减小了,速度提高了。当无杆腔的有效工作面积是有杆腔的两倍时,亦即活塞直径  $D = \sqrt{2}d$  时( $d$  为活塞杆直径),差动连接的速度较没有差动连接的速度提高了一倍,而推力则减小了一半。液压缸的差动连接主要用于有快速要求的空行程动作循环中,因其结构简单,故应用较广。但其速度提高不大(最大提高一倍)。

#### 3. 液压缸的五大组成部分,缸筒组件、活塞组件的结构及相应材料

液压缸的五大组成部分是:缸筒组件、活塞组件、密封装置、缓冲装置、排气装置。

##### 缸筒组件:

缸筒组件包括缸筒和缸盖(前后端盖)。这一部分的结构问题,一是缸筒与缸盖的联接方式;二是液压缸的安装固定方式。

##### (1) 缸筒和端盖的联接方式

缸筒和端盖联接的各种典型结构及其优缺点如图 4—1 所示。缸筒和缸盖的联接方式与缸筒和缸盖的材料及液压缸的工作压力等因素有关。工作压力  $p$  较低( $p < 10\text{MPa}$ )时,常用铸铁材料做缸筒,其联接方式多采用法兰联接,法兰随同缸筒同时铸出。工作压力较高时,常用无缝钢管( $10\text{MPa} < p < 20\text{MPa}$ )和铸钢、锻钢( $p > 20\text{MPa}$ )。


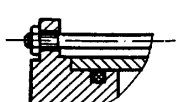


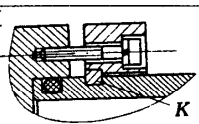
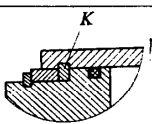
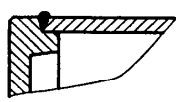
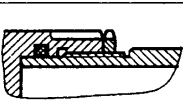
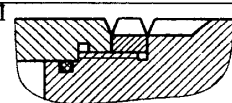
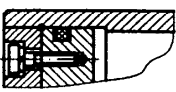
(a) 拉杆联接		(b) 法兰联接	
		I 	II 
优点 缸筒容易加工 最易装卸 结构通用性大	缺点 质量较大 外形尺寸较大	优点 结构较简单 易加工 易装卸	缺点 比螺纹联接重 外形尺寸较大
(c) 半环联接		(d) 焊接	
I 	II 		
优点 结构简单 易装卸	缺点 键槽使缸筒的强度有所削弱	优点 结构简单 外形尺寸较小	缺点 缺筒有可能变形 缸底内径不易加工
(e) 螺纹联接		(f) 钢丝联接	
I 	II 		
优点 质量较轻 外形尺寸较小	缺点 端部结构复杂 装卸需要专用工具	优点 结构简单 外形尺寸较小、质量轻	缺点 轴向尺寸略有增加 承载能力小

图 4—1 缸筒与缸盖的联接结构

对图 4—1 所示结构说明如下。

①拉杆联接。前后端盖装在缸筒两边，用 4 根拉杆(螺栓)将其紧固。这种联接通常只用于较短的液压缸。

②法兰联接。当采用无缝钢管做缸筒而又采用法兰联接时，需在无缝钢管上焊上法兰盘，再用螺钉与端盖紧固[图 4—1(b)I]。此种结构应用最广，特别是中压液压缸均采用这种结构。若工作压力较小，缸壁又较厚时，可直接用螺钉将缸盖与缸筒联接起来。此时缸筒材料常为铸铁。

③卡环联接。图 4—1(c)中 I 为外卡环联接；II 为内卡环联接。图中 K 为卡环，把卡环切成两块(半环)装于缸筒槽内。当液压缸轴向尺寸受到限制，又要获得较大行程时，有时采用外卡环联接。

④焊接联接。这种联接其内孔清洗、加工较困难，且易产生变形，故多应用于液压缸较短的场合。

⑤螺纹联接。图中 I 为外螺纹联接；II 为内螺纹联接。

⑥钢丝联接。该结构适用于低工作压力的场合。

在上述结构中，焊接联接只能用于缸筒的一端，另一端必须采用其他结构。对于法兰联接、螺纹联接和焊接联接则较为普遍地应用于自制的中小型非标准液压缸中。

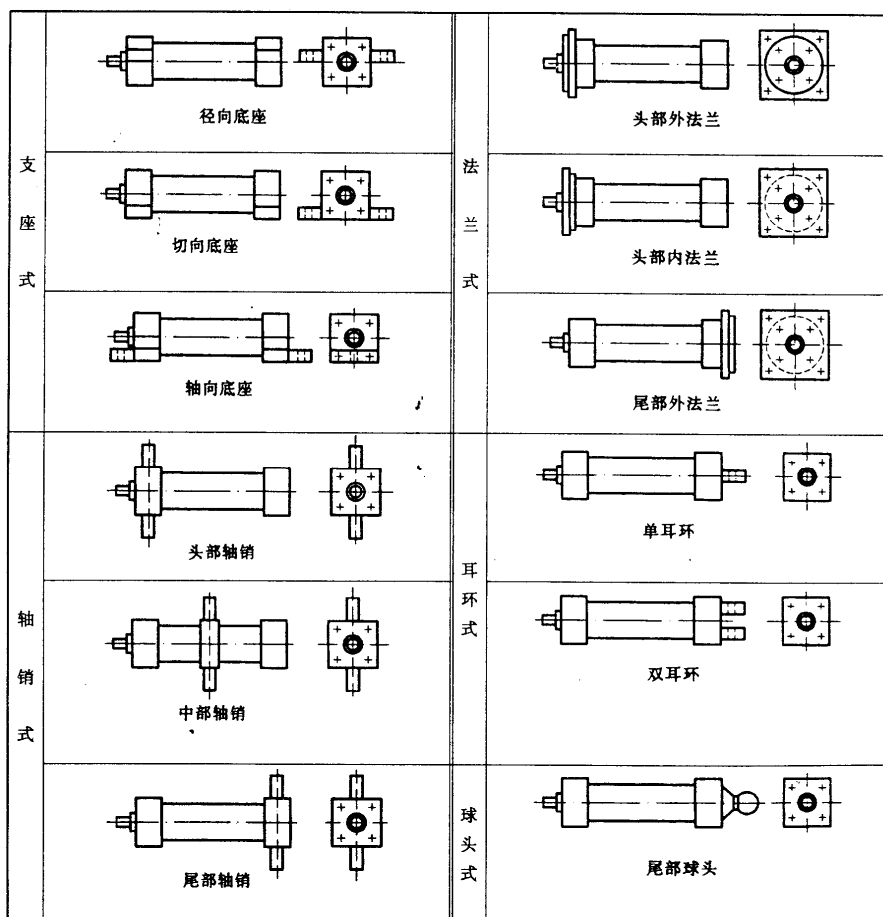


图 4-2 液压缸的安装固定方式

(2) 液压缸的安装固定方式

液压缸与机架的安装方式如图 4-2 所示。其中支座式、法兰式适用于缸筒与机架间没有相对运动的场合；轴销式、耳环式、球头式适用于缸筒与机架间有相对运动的场合。在液压缸两端都有底座时，只能固定一端，另一端浮动，以适应热胀冷缩的需要(当液压缸较长时这点尤为重要。采用法兰或轴销安装定位时，法兰或轴销的轴向位置会影响活塞杆的压杆稳定性。这点应予注意。

活塞组件：

这部分包括活塞和活塞杆。活塞组件的结构包括活塞和活塞杆的联接、活塞杆头部的结构两方面问题。根据工作压力、安装形式(缸定式还是杆定式)及工作条件的不同，活塞组件亦有多种结构形式。

(1) 活塞和活塞杆的联接

活塞和活塞杆的联接方法多数采用如下形式：

① 螺纹联接。如图 4—3 所示。这种联接形式在机床上较易实现，因此这种形式不适合于高压系统。

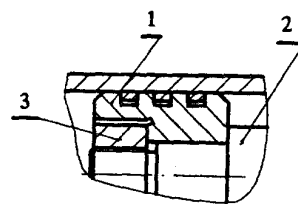


图 4-3 活塞与活塞杆的螺纹联接  
1—活塞；2—活塞杆；3—螺母。

② 非螺纹联接。这种联接适用于高压系统。图 4—4 为这种结构的几种常见形式，图 4—4(a)为单半圆环式。半圆环 3(切成两半)放在活塞杆 6 的环形槽里，通过弯板 4 夹紧活塞 5，并由轴套 2 套住，轴套又由弹簧圈 1 固定在活塞杆上。图 4—4(b)为双半圆环式，活塞杆 1 上使用了 2 个半环 4，它们分别由 2 个密封座 2 套住，然后在密封座之间塞入 2 个半环形活塞 3，图 4-4(c)则是用锥销 1 把活塞 2 固定在活塞杆 3 上。

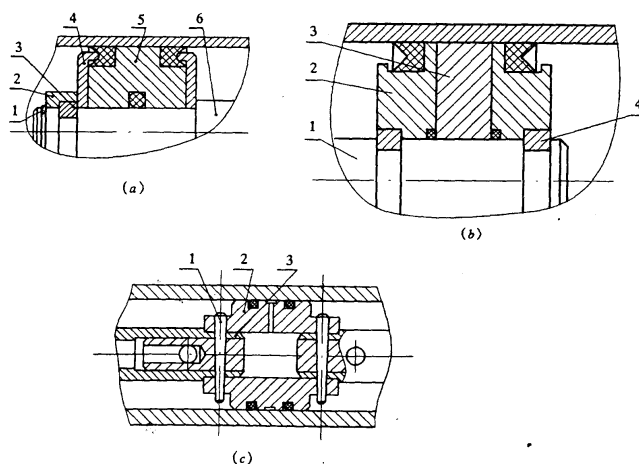


图 4-4 活塞和活塞杆的非螺纹联接

在小直径的液压缸中，也有将活塞和活塞杆做成整体结构的。这种结构虽然简单、可靠，但加工比较复杂。当活塞直径较大、活塞杆较长时尤其如此。

(2) 活塞杆头部结构

活塞杆头部直接与工作机械联系，根据与负载联接的要求不同，活塞杆头部主要有如图 4—5 所示几种结构供选择。

活塞组件的材料。活塞一般都用耐磨铸铁制造，活塞杆则不论是实心的还是空心的，大多都用钢料制成。

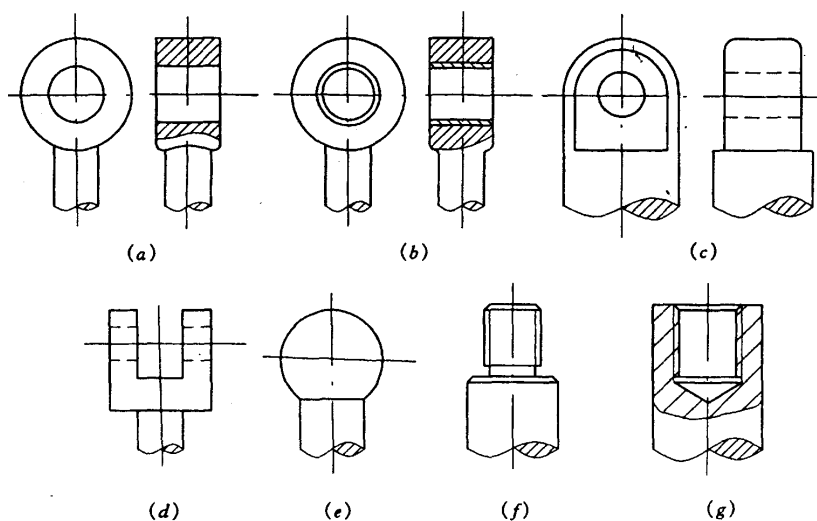


图 4—5 活塞杆头部结构

- (a)单耳环不带衬套；(b)单耳环带衬套；(c)单耳环；(d)双耳环；  
(e)球头；(f)外螺纹；(g)内螺纹。

4. 液压缸的泄漏途径

液压缸在工作时，腔内压力较腔外压力(大气压)高得多；缸内进油腔压力较回油腔压力高得多。这样，油液就可能通过固定件的联接处(途径之一)，如端盖和缸筒的联接处，和有相对运动部件的配合间隙(途径之二)而泄漏。如图 4—6 所示。外泄不但使油液损失影响环境，而且有失火的危险。内泄则将使油液发热、液压缸容积效率降低，进而使液压缸工作性能变坏。因此应最大限度地减少泄漏。

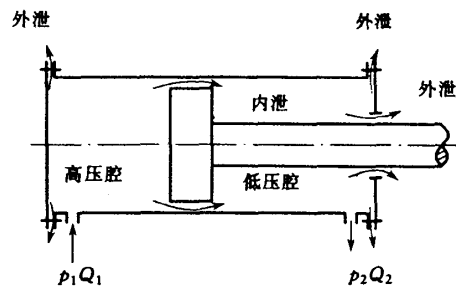


图 4—6 液压缸的泄漏

5. 橡胶密封圈的类型(O、Y、V)及应用场合、特点

橡胶密封圈按其断面形状分为 O 形、Y 型和 V 型三种形式。



①O型密封圈。这种密封圈断面呈圆形，如图4—7所示。其材料用耐油橡胶制成，具有较强的抗腐蚀性。它既可以用于活塞、缸筒这样有相对运动件之间的密封，又可以用于端盖、缸筒这样固定件之间的密封；既可用O型圈的内径 $d$ 或外径 $D$ 密封，又可用O型圈的端面密封。

O型密封圈的密封作用是依靠装配后产生的压缩变形实现的。当压力较高时，O型圈可能被压力油挤进配合间隙，引起密封圈破坏，因此在O型圈的一侧或两侧(决定于压力油作用于一侧或两侧)增加一个挡圈：对于固定密封，当压力大于32MPa时就要用挡圈。

这样，密封压力最高可达70MPa；对于运动密封，当压力大于10MPa时也要用挡圈，此时密封压力最高可达32MPa。为了保证密封性能，安装O型圈的沟槽尺寸及表面粗糙度应符合要求(查阅有关手册)。

O型密封圈的形状简单、安装尺寸小，摩擦力不大，密封性良好，故应用广泛。但其使用寿命不很长，不宜在速度较高的滑动密封中使用。

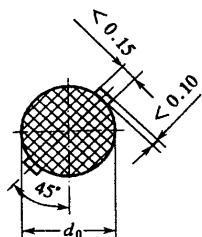


图 4-7 O型密封圈

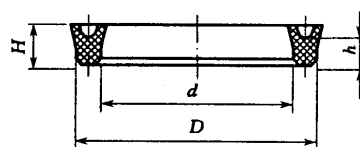
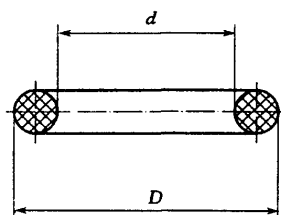


图 4-8 Y型密封圈

②Y型密封圈。这种密封圈断面呈Y型，如图4—8所示。一般也用耐油橡胶制成。它依靠略为张开的唇边贴于密封面而实现密封。油压增加时，唇边作用在密封面上的压力也随着增加，并在磨损后有一定的自动补偿能力。故密封性能较好，且能保持较长的使用寿命。在装配Y型密封圈时，可将它直接装入沟槽内。但一定要使其唇边面向高压区才能起到密封作用，并且在工作压力波动大、滑动速度较高的情况下，要采用支承环来定位。

Y型密封圈密封可靠，寿命较长、摩擦力小，常用于速度较高的液压缸。适用工作油温为 $-40^{\circ}\text{C} \sim 80^{\circ}\text{C}$ ，工作压力为20MPa。

③V型密封圈。其断面呈V型。如图4—9所示。该圈用带夹织物的橡胶制成，由支承环、密封环、压环三部分叠合组成。当要求密封的压力小于10MPa时，使用由3个圈组成的一套已足够保证密封性；当压力大于10MPa时，可增加中间环节的数量。在安装V型圈时，也应注意使密封圈的唇边面向高压区。

V型密封圈耐高压，密封性能可靠，但密封处摩擦较大，在大直径柱塞或低速运动的活塞杆上采用较多。

其工作温度为 $-40^{\circ}\text{C} \sim 80^{\circ}\text{C}$ ，工作压力可达50MPa。

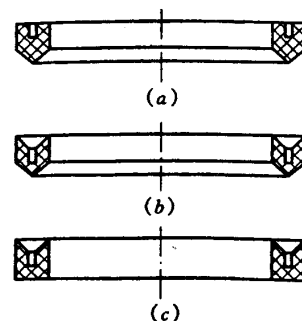


图 4-9 V型密封圈

(d)支承环；(6)密封环；(c)压环。

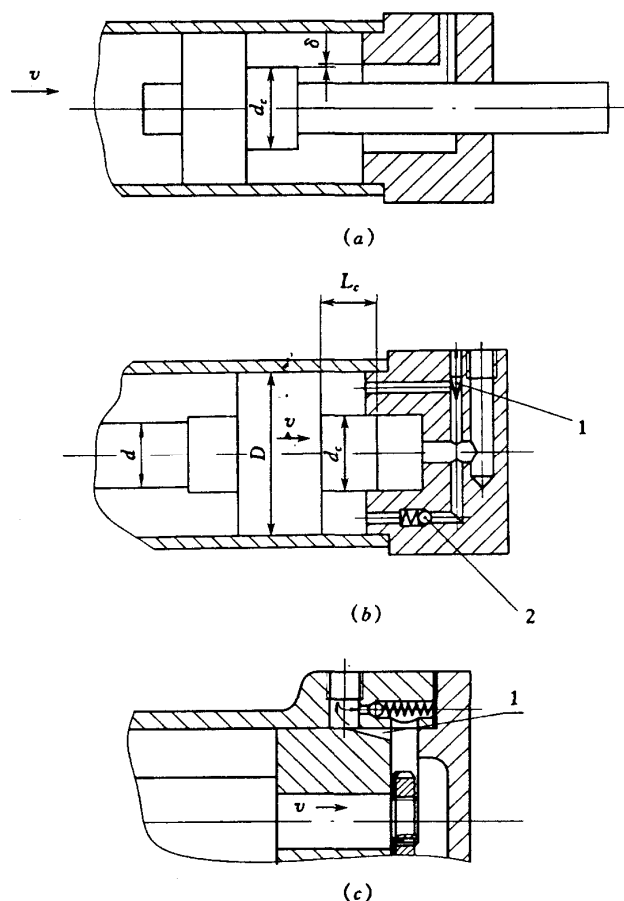


图 4-10 液压缸的缓冲装置

### 6. 液压缸的缓冲、排气

为了避免活塞在行程两端冲撞缸盖，产生噪声，影响工件精度以至损坏机件，常在液压缸两端设置缓冲装置。其作用是利用油液的节流原理来实现对运动部件的制动。

常用的缓冲装置(图 4—10 所示)有环状间隙式[图 4-10(a)]、节流口可调式[图 4-10(b)]、节流口可变式[图 4-10(c)]等三种形式。①环状间隙式：当缓冲柱塞  $d$  进入与其相配的缸盖上内孔时，液压油(回油)必须通过间隙  $\delta$  才能排出，使活塞速度降低。由于配合间隙不变，故缓冲作用不可调，且随活塞速度的降低，其缓冲作用逐渐减弱。②节流口可调式：当缓冲柱塞  $d$  进入缸盖上的内孔时，液压油(回油)必须经过节流阀 1 才能排出。由于节流阀是可调的，故缓冲作用也可调，但这种调节是缓冲进行前的调节，在缓冲进行中，缓冲作用仍是固定不变的。③节流口可变式：在活塞的轴向上开有三角沟槽 1，其过流断面越来越小，缓冲作用随着速度的降低而增强。缓冲作用均匀，缓冲压力较低，制动位置精度较高，解决了在行程最后阶段缓冲作用过弱的问题。

关于液压缸的排气。对于长期不用的液压缸或新买进的液压缸，常在缸内最高部位聚积空气。空气的存在会使液压缸运动不平稳，产生振动或爬行。为此，液压缸上要设排气装置。

## 第五章 液压控制阀

通过本章的学习，要求学生掌握：换向阀的换向原理、滑阀机能和图形符号溢流阀的工作原理和性能、减压阀的工作原理以及卸荷回路，特别是先导式溢流阀的工作原理；油路节流调速的性能和调速阀的工作原理。换向阀的应用实例。

### 重点内容

- ①三位四通电磁换向阀和电液换向阀的工作原理；②溢流阀的工作原理、流量压力特性及应用；③流量阀中节流口的流量特性；④调速阀的工作原理。

### 难点内容

- ①换向阀的中位滑阀机能；②直动式溢流阀和先导式溢流阀的工作性能和流量压力特性的比较；③减压阀的工作原理及应用。

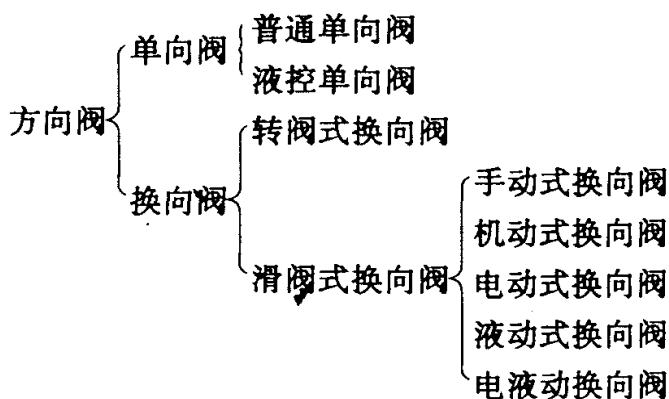
### 主要概念

#### 1.常用液压阀—方向阀、压力阀、流量阀的结构、工作原理及应用

常用阀：方向阀、压力阀、流量阀的结构及工作原理在教材中已有详细叙述，故此不再赘述。下面仅就常用阀的作用、特点及应用做进一步说明。

##### (1)方向阀

方向阀的作用概括地说就是控制液压系统中液流方向的，但对不同类型的阀其具体作用有所差别。方向阀的种类很多，常用方向阀按结构分类如下：



现

分述如下：

##### ①普通单向阀。

**作用** 普通单向阀的作用是使油液只能从一个方向通过它、反向则不通。单向阀的这种功能要求油液从 $p_1$ 往 $p_2$ 的正向流通时有较小的压力损失，工作时无异常的撞击和噪声；而当油液反向流入时，要求在所有的工作压力范围内都能严格地截断油流，不许有渗漏。为此其弹簧的刚度都较小，阀的开启压力一般在 0.03MPa~0.05MPa左右，以降低油液正向流通时的压力损失。

**应用** 单向阀在液压系统中应用比较多。一般地说，凡是欲使油液在某个方向通过而反向不通时，都可以使用单向阀。如将单向阀安装在泵的出口处，可以防止由于系统压力突然升高而损坏泵；单向阀也常用作背压阀以及与节流阀（或调速阀）、顺序阀、减压阀等组合使用，构成单向节流阀、单向顺序阀及单向定值减压阀等，起动旁路作用。

##### ②液控单向阀

**作用** 液控单向阀又称单向闭锁阀，具有良好的密封性能，在液压系统中应用很广。

常用于执行元件需要长时间保压，锁紧等情况下，也用于防止立式液压缸停止时自动下滑及速度换接等回路中。

**应用** 液控单向阀应用较广泛，分别有以下几种情况：

图 5-1 是采用液控单向阀的锁紧回路：在垂直放置液压缸的下腔管路上安置液控单向阀，就可将液压缸(负载)较长时间保持(锁定)在任意位置上，并可防止由于换向阀的内部泄漏而引起带有负载

的活塞杆下落。

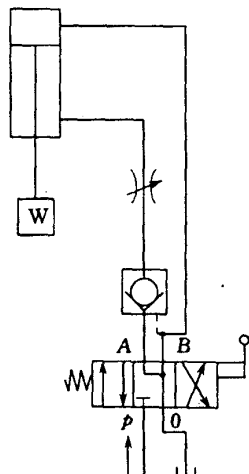


图 5—1 采用液控单向阀的锁紧回路

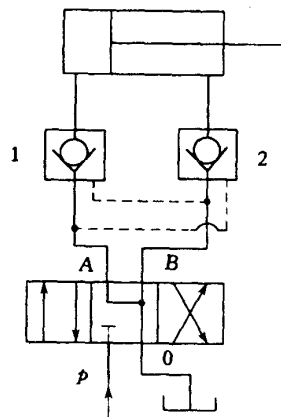


图 5—2 双向液压锁的锁紧回路

图 5-2 是采用 2 个液控单向阀(又称双向液压锁)的锁紧回路：当三位换向阀处于左位机能时，液压泵输出的压力油正向通过液控单向阀 1 进入液压缸左腔，同时由控制油路将液控单向阀 2 打开，使液压缸右腔原来封闭的油液流回油箱，活塞向右运动。反之，当三位换向阀处于右位机能时，正向打开液控单向阀 2，同时打开液控单向阀 1，使液压缸右腔进油，左腔回油，活塞向左运动。当三位换向阀处于中位时，由于 2 个液控单向阀的进油口都和油箱相通，使液控单向阀都处于关闭状态、液压缸两腔的油液均不能流出，液压缸的活塞便锁紧在停止的位置上。这种回路锁紧的可靠性及锁定位位置精度仅受液压缸本身泄漏的影响。

图 5-3 为采用液控单向阀做充液阀的大型油压机的液压回路：当阀 8 的右位机能起作用时，泵的压力油经阀 8 进入辅助液压缸 2(2 个)的上腔(此时顺序阀 4 关闭)缸 2 带动滑块 1 快速下行，缸 2 下腔的回油经单向顺序阀 7 流回油箱，与此同时主缸 3 经液控单向阀 5(充液阀)从油箱 6 吸入补充液体。当滑块 1 触及工件后，系统压力上升，打开顺序阀 4(同时关闭液控单向阀 5)，压力油进入主缸 3，3 个液压缸同时进油，速度降低，滑块转为慢速加压行程。当阀 8 处于左位时，压力油经阀 8 后，一路经阀 7 进入辅助缸下腔，使活塞带动滑块上移(而其上腔油液经阀 8 流回油箱)；另一路同时打开液控单向阀 5，使主缸的回油经液控单向阀 5 排回油箱 6。

图 5-4 为利用液控单向阀进行旁通排油。若图中单出杆液压缸的两腔有效工作面积相差很大，当有杆腔进油无杆腔回油得到快速运动时，无杆腔的回油量很大。如果换向阀的规格是按进入液压缸有杆腔所需流量选择的，那么液压缸无杆腔排出的流量就要超过换向阀的额定流量，这就有可能造成过大的压力损失，并产生噪声、振动等现象。为避免上述现象发生，可在回路中增设一液控单向阀旁通排油。

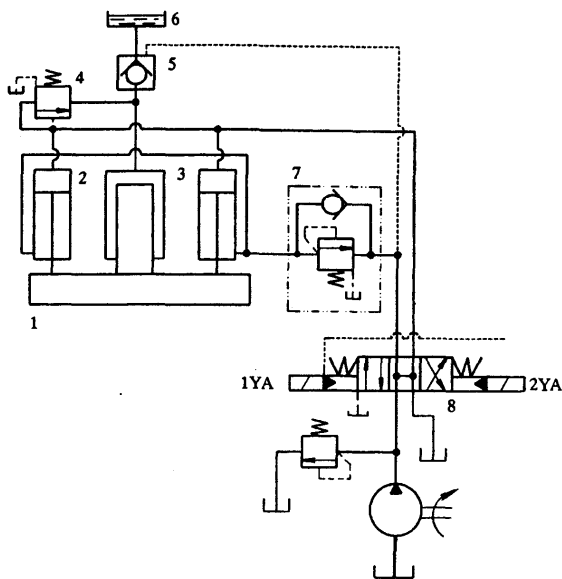


图 5-3 采用液控单向阀做充液阀的回路

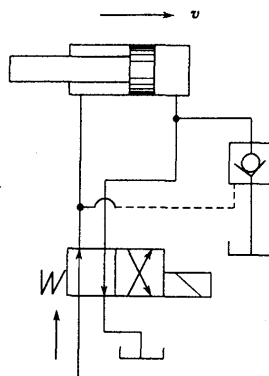


图 5-4 采用液控单向阀的旁通排油回路

图 5-5 为采用液控单向阀的双速回路：当三位四通换向阀 1 右位起作用(同时二位三通阀 2 的右位也起作用)时，来自油泵(进油路)的油液经阀 1 的右位进入液压缸 5 的无杆腔，同时控制油路经阀 2 的右位接通液控单向阀 4 将阀 4 打开，从而使液压缸 5 的活塞向左运动，其排油经阀 4、阀 1 右位流回油箱。液压缸得到快速。快速到一定位置，阀 2 的左位起作用，致使液控单向阀的控制油路接通油箱，液控单向阀关闭，这时液压缸的回油只有经过流量阀 3(图中为节流阀)再经阀 1 流回油箱，液压缸获得了由阀 3 调节、控制的工进、慢速(慢速结束后，阀 1 左位起作用，泵的来油经阀 1 左位、液控单向阀 4 的正向进入液压缸 5 有杆腔，液压缸回油经阀 1 左位流回油箱，活塞向右运动，液压缸复位)。

图 5-6 是采用液控单向阀的保压回路。在图示位置，液压泵卸荷。当阀 3 的右位机能起作用时，泵 1 经液控单向阀 4 向液压缸 6 上腔供油，活塞自初始位置快速前进，接近物件。当活塞触及物件后，液压缸上腔压力上升，并达到预定压力值时，电接触式压力表 5 发出信号，将阀 3 移至中位，使泵 1 卸荷，液压缸上腔由液控单向阀 4 保压。当液压缸上腔的压力下降到某一规定值时，电接触式压力表 5 又发出信号，使阀 3 右位又起作用，泵 1 再次重新向液压缸 6 的上腔供油，使压力回升。如此反复，实现自动补油保压，当阀 3 的左位机能起作用时，活塞快速退回原位。

上述保压回路能在 20MPa 的工作压力下保压 10min，压力下降不超过 2MPa。它的保压时间长，压力稳定性也好。

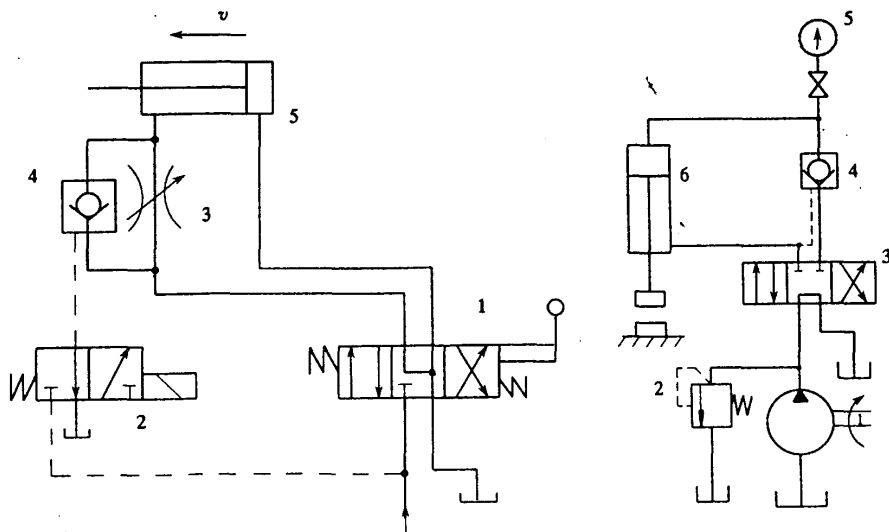


图 5-5 采用液控单向阀的双速回路

图 5-6 采用液控单向阀的自动补油保压回路

③手动换向阀。

**作用** 通过阀芯与阀体相互位置的变化来控制油流的切断、导通或变向，以实现执行元件的停止、启动、运动或换向。

**应用** 手动换向阀的种类很多，其具体应用场合略有差别。例如，对常用的弹簧自动复位式三位四通手动换向阀适用于动作频繁、工作持续时间较短的场合，操作比较安全，常用于工程机械(如 22—8 型汽车起重机液压系统等)。又如钢球定位式三位四通手动换向阀则常应用于机床、液压机、及工程机械(如 Y32-300 型四柱万能液压机液压系统等)。

④机动换向阀。

**作用** 机动换向阀又称为行程换向阀，多数是二位二通的，也有二位三通和二位四通的，实现对某一油路的接通或切断(对于二位二通阀)、接通一个油路同时切断另一个油路(对于二位三通阀)或变换二个油路的方向(对于二位四通阀)。

**应用** 机动换向阀要放在它的操纵件旁，因此这种阀常用于要求换向性能好、布置方便的场合。

图 5-7 为用行程换向阀实现的速度换接回路：图示位置是液压回路的初始位置。

当电磁铁带电阀 3 左位机能起作用时，泵 1 输出的油液经阀 3 的左位进入液压缸 4 的无杆腔，推动液压缸活塞向右运动，有杆腔的回油经行程阀 7 的下位、阀 3 的左位流回油箱，这时因回油没有障碍，液压缸快速前进。当前进到某一固定位置、液压缸所带动的工作台上一行程挡块 5 压下行程阀 7 的触头时，阀 7 的上位机能起作用，使油路断开。这时液压缸 4 右腔的回油只能经调速阀 8 流回油箱，回油阻力增加、速度减慢，实现了活塞的快速和慢速(工作速度)之间的换接，活塞进入工作状态。当活塞继续前进，行程挡块 5 碰到行程开关 6 后，使阀 3 断电，阀 3 右位机能起作用，泵 1 的压力油便经阀 3 右位、单向阀 9 进入液压缸右腔，左腔回油直接流回油箱。于是活塞快速退回原位，处于图示状态。

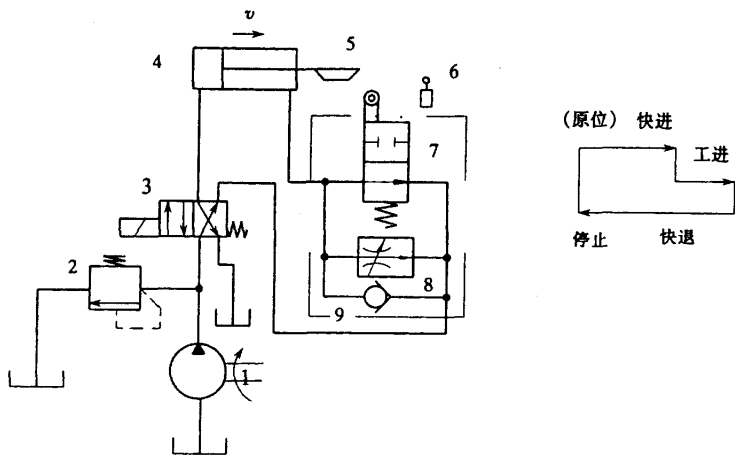


图 5-7 用行程换向阀实现的速度换接回路

由上例可知，二位二通行程换向阀起到了接通或切断油路的作用，故此阀又称为行程开关。

⑤电磁式换向阀。

**作用** 和手动式、机动式相同，即通过阀自身的动作控制液流，使液流截止、流动或变向，以实现执行元件的停止、运动或换向运动。所不同的是这些动作的实现，手动阀靠人工操作；机动阀由机械操作，而电磁式则由电磁铁控制。

**应用** 电磁阀种类很多，有二位二通、三通、四通，三位三通、四通、五通等多种型式。

电磁阀上的电磁铁亦有直流 DC(原 E)和交流 AC(原 D)之分。直流电磁铁在工作或过载情况下，其电流基本不变，因此不会因阀芯被卡住而烧毁电磁铁线圈、工作可靠，换向冲击、噪声小，换向

频率较高(允许 120 次 / min, 最高可达 240 次 / min 以上), 但需要直流电源, 并且启动力小, 反应速度较慢, 换向时间长。交流电磁铁电源简单, 启动力大, 反应速

度较快, 换向时间较短, 但其启动电流大, 在阀芯被卡住时会使电磁铁线圈烧毁, 换向冲击力大, 换向频率不能太高(30 次 / min 左右), 工作可靠性差。

电磁换向阀由电气信号操纵, 控制方便、布局灵活, 在实现机械自动化方面得到了广泛应用。但电磁换向阀由于受到磁铁吸力较小的限制, 其流量一般在 63L / min 以下。故对于要求流量较大、行程较长、移动阀芯阻力较大或要求换向时间能够调节的场合, 采用电磁阀是不宜的, 此时应采用液动式或电液式换向阀。

做为电磁阀的应用实例之一, 图 5-8 为采用三位四通电磁换向阀的卸荷回路: 当 YA(1DT, 以下类同)或 2YA 带电时, 液压缸产生向右或向左的速度; 当 1YA 和 2YA 都断电时换向阀处于中位, 液压泵的全部流量在零压或很低压力下经阀中位流回油箱, 即液压泵卸荷(压力卸荷)。

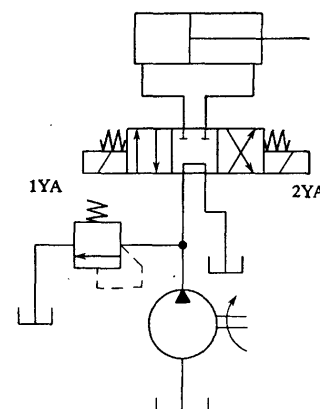


图 5-8 采用三位四通电磁换向阀的卸荷回路

电磁换向阀对各种液压系统几乎是无所不在, 故此处仅举一例供参考。

#### ⑥液动式换向阀。

**作用** 液动式换向阀的换向作用与电磁换向阀相同, 所不同的是电磁阀动作的操纵是靠电磁铁的吸力, 其力量大小有限; 而液动式换向阀动作的操纵则是靠控制油压, 油压大小, 相对来说不受限制。

**应用** 液动式换向阀只要是结构强度允许, 其控制油压便不受限制。因此在流量较大、行程较长、移动阀芯阻力较大的场合宜使用液动换向阀。例如 YT5249 型自驱式动力头的液压系统中, SZ-250A 型注塑机液压系统中都应用了液动换向阀。

#### ⑦电液式换向阀。

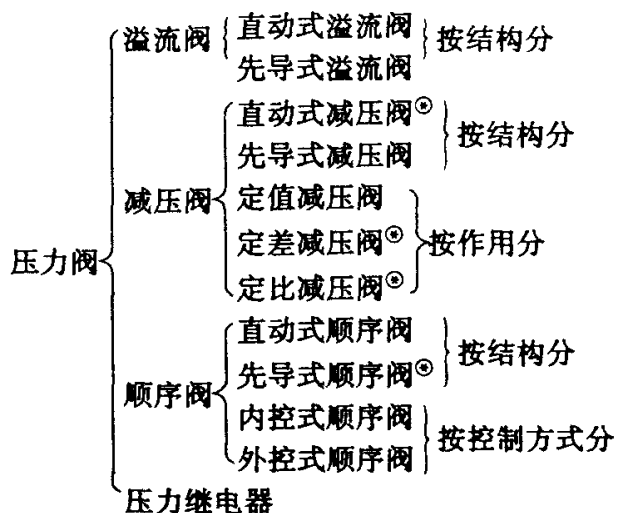
**作用** 液动式换向阀所能起到的作用电液式换向阀都能起到。所不同的是液动换向阀阀芯移动速度不能调节, 因而所控制的油路的换向时间(速度)不变。而电液换向阀其主阀为液动换向阀, 液动换向阀阀芯移动速度可调节, 适应了液压系统对换向时间长短不同的需求。

**应用** 由于电液换向阀阀芯的移动速度可调, 因而就调节了执行元件液压缸换向停留时间, 并可使换向无冲击。电液换向阀的换向性能好, 适用于高压大流量场合。

上述图 5-3 为用于中、大型液压机液压系统的回路, 该系统为高压, 两辅助液压缸同时快进时所需流量也较大, 故系统中采用了电液换向阀, 并可根据需要调节换向速度。压机液压系统也都是应用电液换向阀的具体实例。

#### (2)压力阀

常用压力阀有如下类型:



上述带“⊙”者为不常用压力阀，下面重点说明常用阀的作用，特点及应用。

①直动式溢流阀。

**作用** 溢流阀的作用是定压、稳压。所谓定压就是根据系统(负载)的需要，调定溢流阀入口、即泵出口的压力为某一所需要值。稳压是指无论外负载如何变化(在保证溢流阀开启的条件下变化)，溢流阀都能经过自身的调节把溢流阀入口、即泵的出口压力稳定在初始调定值上不变(严格地说是基本不变)。

**应用** 应用较广泛，分别为：

◆使液压泵出口压力恒定 直动式溢流阀与定量泵相配合构成一恒压油源，如图 5-9 所示。图中定量泵的出口油压 $p_p$ 由溢流阀调定 $p_y$ ；

◆做安全阀用 在定量泵的旁路节流调速系统中[如图 5-10(a)]或在容积式调速系统中[如图 5-10(b)]，当系统正常工作时，其工作压力 $p_1 (= p_p)$ 低于溢流阀的调定压力 $p_y$ ，液压泵的供油全部进入液压缸(或液压马达)，没有油液从溢流阀流出；当因某种原因(如管路堵塞或系统过载等)而使系统压力 $p_1$ 超过溢流阀的调定值 $p_y$ 时，溢流阀打开，使油液经溢流阀泄出，系统压力不再升高，因而可以防止系统过载。故此时溢流阀如同电路中的保险丝一样，对系

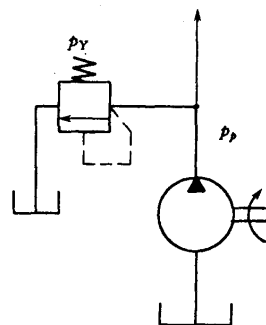


图 5-9 恒压油源

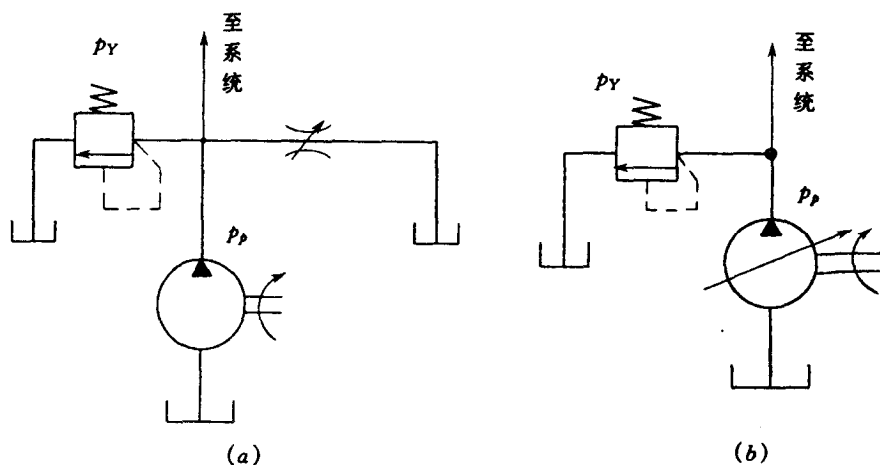


图 5-10 溢流阀做安全阀使用

◆做背压阀用 在液压缸工进时的回油管路上安置一溢流阀，使回油腔建立起一定压力(背压力)： $p_2 = p_y$ 。这样可增加液压缸工进时运动的平稳性，也可消除负载 $F_L$ 突然减小或变为零时液压缸产生的前冲现象[图 5—11(a)]；将溢流阀安置在液压马达的回油管路上[图 5—11(b)]，可以使马达迅速制动、



停转 [图 5—11(b)中, 三位四通手动换向处右位 3 时, 泵卸荷、液压马达制动; 三位阀处中位 2 时, 泵卸荷、液压马达缓停; 三位阀处左位 1 时, 液压泵向液压马达供油, 马达旋转]。此时溢流阀在系统中起到了背压作用, 称做背压阀;

◆用于远程调压 直动式溢流阀与先导式溢流阀相配合可组成远程调压回路。当某种原因引起的, 在被控对象附近实施压力控制不便时可采用远程调压方式。其调压回路和调压原理可参照下文(先导式溢流阀部分);

◆实现系统的双级调压 直动式溢流阀与先导式溢流阀相配合可组成双级调压回路, 出泵的出口处可调出高、低两压力来, 其回路图和调压原理可参阅先导式溢流阀部分。

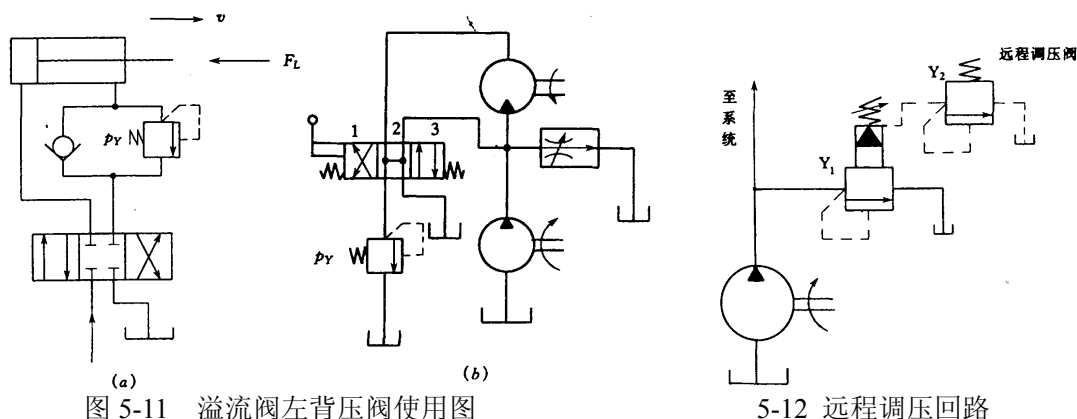


图 5-11 溢流阀左背压阀使用图

5-12 远程调压回路

②先导式溢流阀。

**作用** 先导式溢流阀与直动式溢流阀作用完全相同。

**应用** 从总体上来说, 上述直动式溢流阀能应用的场合先导式溢流阀都能而相反却不一定。下面对先导式溢流阀的具体应用再做如下补充说明:

◆用于远程调压 图 5—12 为远程调压回路。图中阀 $Y_1$ 必须是先导式溢流阀, 阀 $Y_2$ 是直动式还是先导式溢流阀或远程调压阀均可, 值得提出的是, 在远程调压时, 阀 $Y_2$ 先导式溢流阀 $Y_1$ 的导阀共用一个主阀体 ( $Y_1$ 的主阀体), 二者相对于 $Y_1$ 的主阀体呈并联形式, 只有调定压力较小者才能被压力顶开、对 $Y_1$ 的入口起定压作用, 因此远程调压阀 $Y_2$ 调压范围的最大值不能超过阀本身的调定值。如果想使 $Y_2$ 的调压范围不受此限制, 可将 $Y_1$ 的导阀弹簧(即调压簧)顶死即可;

◆实现系统的双级和多级调压 如图 5—13 所示, 当阀 2 关闭时, 泵的出口油压由先导式溢流阀 1 调定; 当阀 2 接通时, 泵的出口压力由溢流阀(远程调压阀)3 调定。为能调出二级压力来, 阀 3 的调定压力必须小于阀 1 的调定值。

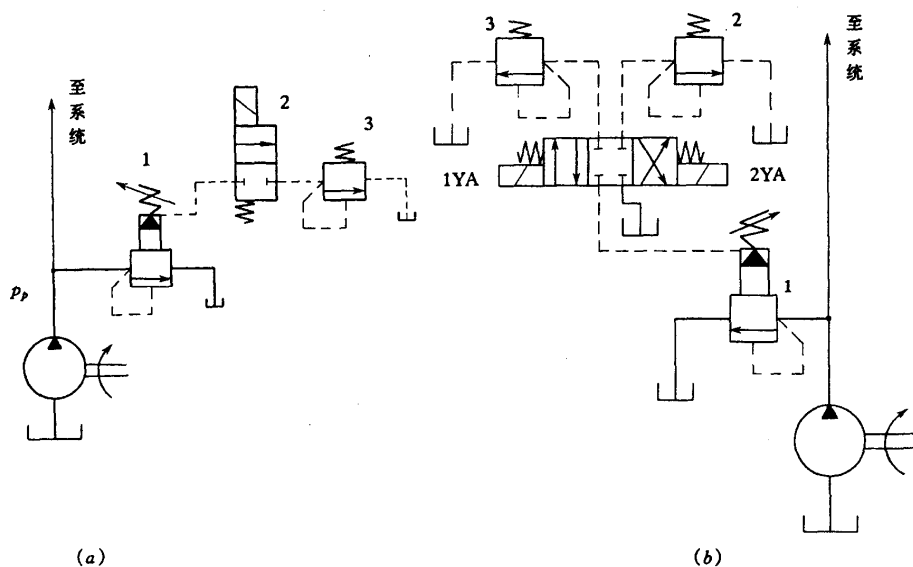


图 5-13 溢流阀的双级和多级调压

图 5—13(b)为溢流阀的多级一三级调压回路。在图示状态下，系统压力由溢流阀 1 调节，当 1YA 带电时，系统压力由溢流阀 3 调节；当 2YA 带电时，系统压力由溢流阀 2 调节。故此可调出三级压力来。图中阀 1 必须是先导式溢流阀，阀 3、阀 2 与阀 1 的导阀呈并联形式，3、2 的调定压力都必须低于 1 的调定压力，否则阀 3、2 将不起作用。致于阀 3、2 是直动式还是先导式溢流阀均可；

◆使系统卸荷 如图 5-14 所示，当阀 3 接通时，先导式溢流阀 2 的远程控制口 K 经管道和油箱相通，这样阀 2 主阀上腔 r 的油压便可降得很低，由于主阀弹簧 6 很软，所以溢流阀入口的油液能以较低的压力顶开主阀芯，实现溢流。这一作用可使主油路卸荷。

③直动式溢流阀与先导式溢流阀性能比较。

◆定压精度。所谓定压精度是指溢流阀的过流量发生变化时，引起压力的波动量，波动量大，定压精度低；波动量小，定压精度高。从直动式溢流阀和先导式溢流阀的流量—压力特性曲线可以看出先导式溢流阀定压精度较高。直动式溢流阀较低。

◆适用场合。直动式溢流阀随着工作压力和流量的提高，其调压弹簧的刚度相对加大，这将使阀的调整费力，也使阀的溢流量变化时阀的调定压力波动较大，所以直动式溢流阀适用于低压小流量场合。而先导式溢流阀，其先导阀部分的结构尺寸一般很小，调压弹簧不必很强，工作压力和流量的提高对调压弹簧的影响不大，故先导式溢流阀适用于高压大流量系统；

◆快速性和稳定性 直动式溢流阀只要阀芯抬起、动作，就对阀入口压力起控制作用，而先导式溢流阀则要在其导阀和主阀都动作后才起控制作用，因而较慢，另外直动式溢流阀的弹簧刚度也大。因此直动式溢流阀反应灵敏、动作快，但稳定性不如先导式溢流阀。

◆粘滞特性 溢流阀开启时的流量—压力特性曲线与闭合时的流量—压力特性曲线的不重合，称为溢流阀的粘滞特性(亦称启闭特性)。粘滞特性的产生是由于阀芯在工作过程中受到摩擦力的作用，并且阀口开大和关小时的摩擦力刚好相反的结果。粘滞特性使溢流阀对压力的控制产生不灵敏区，因而使压力的波动范围增大。先导式溢流阀的不灵敏区比直动式溢流阀的小。

◆卸荷压力 卸荷压力是指把先导式溢流阀的遥控口接通油箱，使泵的额定流量全部通过溢流阀流回油箱时，阀的进油腔压力与出油腔压力差值。该值与阀内通道阻力和主阀弹簧预紧力有关。对

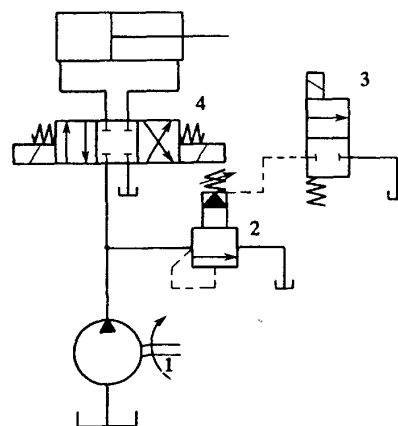


图 5-14 先导式溢流阀用于系统卸荷

直动式溢流阀则不存在卸荷压力；

◆结构与成本 直动式溢流阀结构简单、成本低；先导式溢流阀结构复杂，成本高。

④先导式(定值)减压阀。

减压阀的类型按作用分有：定差减压阀(在减压的同时能使阀的人口与出口压力之差为一定值)、定比减压阀(在减压的同时能使阀人口压力与出口压力之比为一定值)和定值减压阀。按结构分有直动式减压阀和先导式减压阀两种。常用的是先导式(定值)减压阀。有些减压阀也有类似先导式溢流阀的远程控制口，用来实现远程控制。其工作原理与先导式溢流阀相同。下面介绍先导式减压阀。

**作用** 先导式减压阀的作用是减压、稳压。所谓减压就是将阀人口、较高的一次压力 $p_1$ ，降低为阀的出口、较低的二次压力 $p_2$ 。稳压就是不论负载如何变化(在保证减压阀启动、工作的条件下变化)，减压阀通过自身调整都能把其出口压力稳定在初始调定值上不变(严格地说是基本不变)。

**应用** 在液压系统中，若某个支油路所需油压低于主油路时，可在该支路前与主油路之间串联一减压阀，构成一减压油路、以获得较低压力。另外，利用减压阀能稳定出口压力这一特点，来稳定系统压力，以减少因压力波动而造成的液控元件(液控阀)的误动作，即减压阀常用于控制油路。

◆夹紧回路 图 5—15 为利用减压阀构成的夹紧油路，夹紧油路的油压一般都比主油路低。在图 5-15 中，泵 1 的供油压力根据主油路的负载由溢流阀 2 调定。

夹紧液压缸 6 的工作压力根据它的负载由减压阀 3 调定。单向阀 4 的作用是在主油路压力降低(低于减压阀的调整压力)时，防止油液倒流，起短期保压作用。值得提出的是，为保证二次压力(即减压阀出口压力)稳定，减压阀人口压力与出口压力之差最低不得小于  $0.5\text{MPa}$ 。另外，若减压回路中执行元件的速度需要调节，可在减压阀的出口串联一流量控制阀。这种联法可避免先导式减压阀的泄漏量对流量控制阀调定流量的影响。

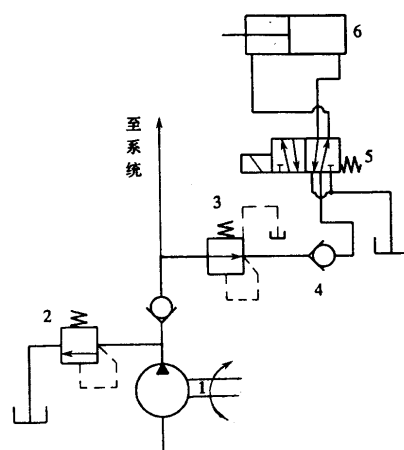


图 5-15 减压阀的夹紧油路

◆二级减压回路 图 5-16 为采用带遥控口的先导式减压阀的二级减压回路。图中将减压阀的遥控口通过二位二通阀 4 与调压阀 5 相连，就可以在减压回路上获得两种预定的较低压力(二次压力)。在图示位置上，二次压力由阀 3 调定为  $30 \times 10^5\text{Pa}$ ；当阀 4 切换时，二次压力由阀 5 调定为  $15 \times 10^5\text{Pa}$ 。值得指出的是，为了能在减压回路上调出二级压力来，阀 5 的调压值必须小于阀 3。

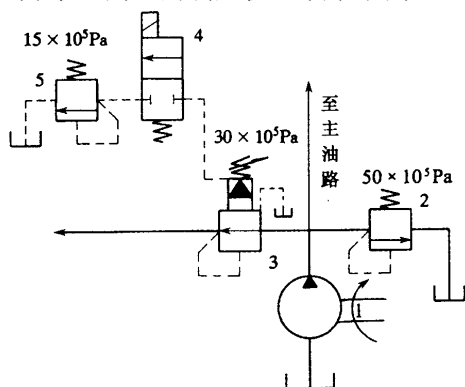


图 5-16 减压阀的二级减压回路

⑤先导式减压阀与先导式溢流阀的几点区别。

- ◆减压阀工作时保持出口压力基本不变，而溢流阀则保持进口压力基本不变；
- ◆不工作时，减压阀进出口互通，而溢流阀则进出口不通；
- ◆减压阀导阀的泄漏量是经油管从阀体外引回油箱的，而溢流阀则是在阀体内部经阀的出油口泄回油箱的。

### ⑥顺序阀。

按结构分，顺序阀有直动式顺序阀和先导式顺序阀；按控制方式分，顺序阀有内控式顺序阀和外控式(液控式)顺序阀。其中，直动式(内控和外控式)目前应用较多，故主要介绍直动式顺序阀。

**作用** 以压力作为控制信号，自动接通或切断某一油路，以满足系统的某一动作要求。内控式顺序阀和液控式顺序阀的区别在于上述作用的实现：内控式顺序阀是靠阀入口油压的作用实现的；液(外)控式顺序阀则是靠外部的控制油压作用实现的。

**应用** 直动式顺序阀多应用于低压系统(先导式顺序阀则多应用于中、高压系统)，具体应用如下：

◆用于实现多缸的顺序动作。如图 5—17 所示，液压缸 6(夹紧液压缸)和钻孔液压缸 7 按①—②—③—④的顺序动作。图示为原始位置，泵 1 启动、同时阀 3 切换成左位时，压力油首先进入液压缸 6 的无杆腔，推动 6 的活塞向右运动，实现运动①(回油经单向顺序阀 4 的单向阀、阀 3 左位流回油箱)。待工件夹紧后，活塞不再运动，油液压力升高，使单向顺序阀 5 接通，压力油进入液压缸 7 的无杆腔，推动其活塞向右运动，实现运动②(回油经阀 3 直接流回油箱)。阀 3 切换成右位(图示位置)后，压力油首先进入液压缸 7 的有杆腔，推动其活塞向左运动，实现运动③(回油经阀 5 中的单向阀、阀 3 的右位流回油箱)。当液压 7 的活塞运动到终点停止后，油液压力升高，于是打开单向顺序阀 4，压力油进入液压缸 6 的有杆腔，推动其活塞向左运动复位，实现运动④(回油经阀 3 右位流回油箱)。

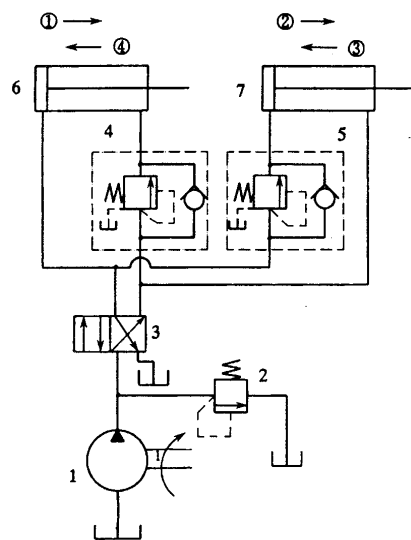


图 5-17 用顺序阀的顺序动作回路

这种顺序动作回路的可靠性主要取决于 J 顺序阀的性能及其压力的调定值。为保证动作顺序可靠，顺序阀的调定压力应比先动作的液压缸的最高工作压力高出 0.8MPa~1MPa，以免系统中压力波动时顺序阀产生误动作。

◆做背压阀用。如图 5-18 所示，液压缸工进时，在其回油管路上安置一顺序阀，便起到背压阀作用( $p_2 = p_x$ )。

◆与单向阀组合成单向顺序阀。如图 5-19 所示。图中阀 4 为单向顺序阀，应用于平衡回路。在平衡回路中保持垂直设置的液压缸 5 不至因自重而下落，起到平衡作用。

◆做卸荷阀用。将液控顺序阀的出口接通油箱即可做卸荷阀用，如图 5-20 所示(这是一双泵供油的快速运动回路)。1 为高压小流量泵，2 为低压大流量泵。快速时，泵 1 和 2 同时向系统供油，流量大，系统得到高速。此时因无外界负载，系统压力低，液控顺序阀 3 处于关闭状态；工进时，因有外界负载，系统压力升高并大于液控顺序阀 3 的调定压力，阀 3 开启使泵 2 卸荷(此时由泵 1 向系统供油，系统进入慢速工进状态)。

◆做溢流阀用。将直动式顺序阀的进油口接液压泵，出口接油箱，即可做溢流阀使用，开启溢流时， $p_p = p_x$ 。但因阀芯开口突变，故稳定性较差。如图 5-21 所示。

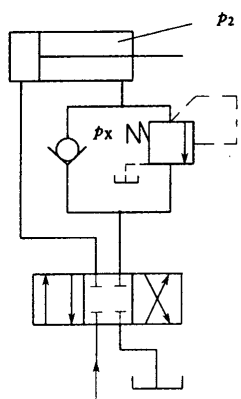


图 5-18 顺序阀做背压阀

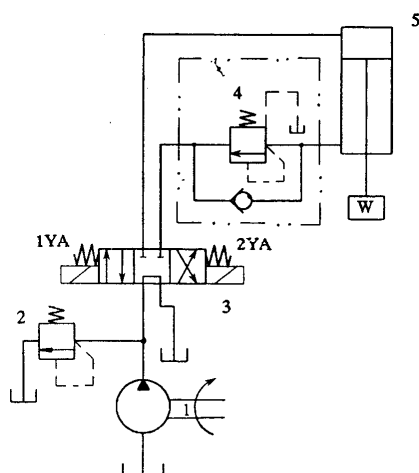


图 5-19 用单向顺序阀的平衡回路

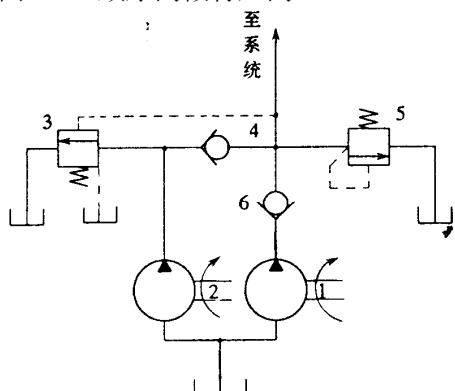


图 5-20 液控顺序阀做卸荷阀用

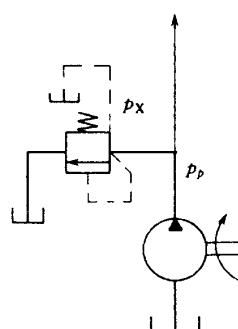


图 5-21 顺序阀做溢流阀用

⑦压力继电器。

**作用** 压力继电器的作用是将液压系统中的压力信号转换成电信号，操纵电气元件(如电磁铁等)动作，以实现执行元件的顺序动作或安全保护等。

**应用** 压力继电器的具体应用为：

◆安全回路 图 5-22 为采用压力继电器的安全控制（保护）回路。当系统压力 $p_1$  ( $=p_p$ )达到压力继电器事先调定的压力值 $p_{KP}$ 时，压力继电器即发出电信号，使由其控制的系统停止工作，对系统起安全保护作用。

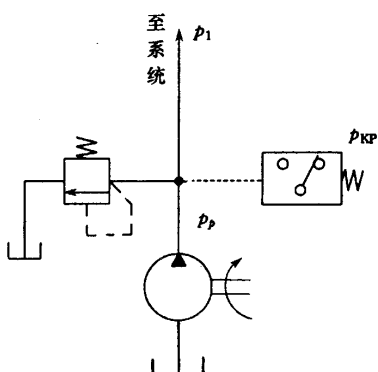


图 5-22 采用压力继电器的安全控制回路

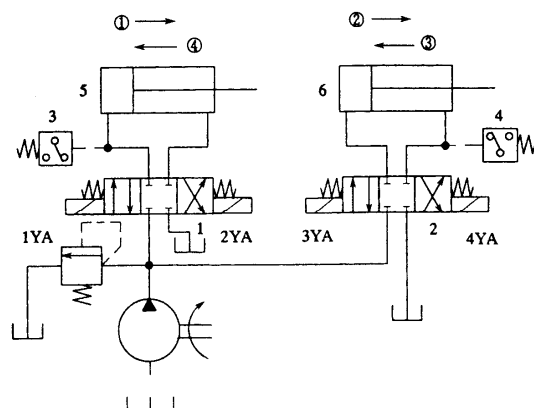


图 5-23 采用压力继电器的顺序动作回路

◆顺序动作回路 图 5-23 为采用压力继电器的顺序动作回路。其动作原理是：电磁铁 1YA 通电时，压力油经阀 1 左位进入液压缸 5 左腔，推动其活塞向右运动，实现运动①(回油经阀 1 左位流回油箱)。当缸 5 的活塞运动到预定位置，碰上死挡铁后，进油压力升高；当达到压力继电器 3(KP<sub>1</sub>)的调定压力时，压力继电器 3 发出信号，使电磁铁 3YA 通电，压力油经阀 2 左位进入液压缸 6 左腔，推动其活

塞向右运动,实现运动②(其回油经阀 2 左位流回油箱)。当缸 6 的活塞运动到预定位置时,电磁铁 3YA 断电、4YA 通电,压力油经阀 2 右位进入缸 6 右腔,使其活塞向左运动、退回,实现运动③(回油经阀 2 右位流回油箱)。当它到达终点后,进油压力又升高,当达到压力继电器 4(KP<sub>2</sub>)的调定压力时,压力继电器 4 发出信号,使电磁铁 1YA 断电,2YA 通电。压力油经阀 1 右位进入缸 5 右腔,推动其活塞向左退回,实现运动④(回油经阀 1 右位流回油箱)。从而完成了由压力继电器控制的顺序动作:①—②—③—④的运动循环。当运动④到终点时,压下行程开关,使 2YA、4YA 断电,所有运动停止。与顺序阀的顺序动作回路相似,为了防止压力继电器误发信号,压力继电器的调定压力应比先动作的液压缸的最高工作压力高出(3~5)×10<sup>5</sup>Pa。

### (3)流量阀

流量阀有普通节流阀、调速阀、溢流节流阀。其中,普通节流阀和调速阀为常用流量控制阀。

#### ①普通节流阀。

**作用** 控制输入液压系统的流量,以达到调节执行元件(液压缸或液压马达)运动速度的目的。简言之就是控制流量、调节速度。

**应用** 普通节流阀的具体应用为:

◆进口节流调速。将普通节流阀安置在液压缸工进时的进油管路上,和定量泵、溢流阀共同构成节流阀进口节流调速回路,如图 5-24 所示。

◆出口节流调速。将普通节流阀安置在液压缸工进时的回油管路上,与定量泵、溢流阀共同构成节流阀出口节流调速回路,如图 5-25 所示。

在上述两种调速回路中,节流阀的开口调大,液压缸的速度便提高;反之则降低。即调节节流阀过流断面(开口)的大小,就调整了液压缸的运动速度。

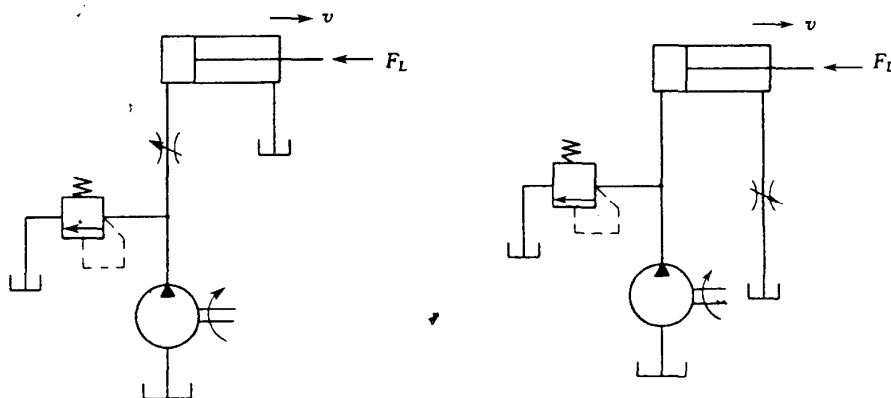


图 5-24 普通节流阀的进口节流调速回路 图 5-25 普通节流阀的出口节流调速回路

◆旁路节流调速。将普通节流阀安置在与液压缸工进时呈并联的管路上,与定量泵和溢流阀便构成了节流阀旁路节流调速回路,如图 5-26 所示;调节节流阀的开口大小,便调整了液压缸的运动速度。与进口、出口调速不同的是,节流阀的开口调大,液压缸的速度降低,反之亦然。且这里的溢流阀做安全阀用,即系统正常工作时,溢流阀关闭;系统过载并达到事先设定的危险压力时,溢流阀才开启、溢流,使系统压力不再升高,起安全保护作用。

◆做背压阀用。将普通节流阀安置在液压缸工进时的回油管路上,可使液压缸的回油建立起压力 $p_2$ ,即形成背压,做背压阀用,如图 5-27 所示。

◆组成容积节流调速回路。普通节流阀和压差式变量泵等组合在一起可构成容积节流调速回路。

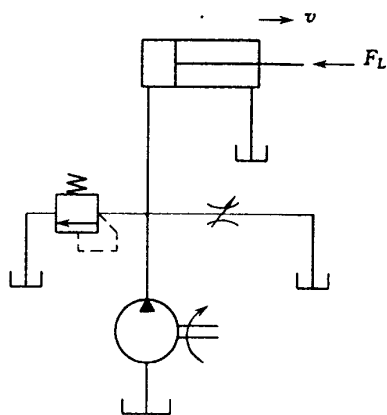


图 5-26 节流阀的旁路节流调速回路

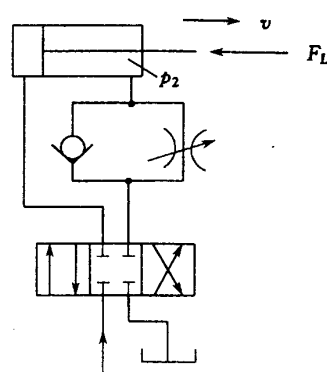


图 5-27 普通节流阀做背压阀用

### ②调速阀。

**作用** 调速阀的作用与节流阀相同，即控制系统流量，调节执行元件的运动速度。

**应用** 调速阀的应用与节流阀相似，凡是节流阀能应用的场合，调速阀均可应用。即在图 5-24~5-27 中，用调速阀取代相应位置上的普通节流阀就构成了调速阀的进口、出口、旁路节流调速回路及做背压阀使用的示例。与普通节流阀不同的是，调速阀应用于对速度稳定性要求较高的液压系统中。

### ③溢流节流阀。

**作用** 溢流节流阀的作用与普通节流阀、调速阀相同，即控制系统流量，调节执行元件的速度。

**应用** 溢流节流阀和调速阀都能使速度基本稳定，但其性能和使用范围不完全相同。

主要差别是：

◆溢流节流阀其入口压力即泵的供油压力随负载的大小而变化。负载大，供油压力大，反之亦然。因此泵的功率输出合理、损失较小，效率比采用调速阀的调速回路高。

◆溢流节流阀的流量稳定性较调速阀差，在小流量时尤其如此。因此，在有较低稳定流量要求的场合不宜采用溢流节流阀，而在对速度稳定性要求不高、功率又较大的节流调速系统中，如插床、拉床、刨床中应用较多。

◆在使用中，溢流节流阀只能安装在节流调速回路的进油路上，而调速阀在节流调速回路的进油路、回油路和旁路上都可以应用。因此，调速阀比溢流节流阀应用广泛。

## 2.换向阀的控制方式，换向阀的通和位

换向阀的控制方式有手动式、机动式、电动式、液动式、电液动式五种。换向阀的通是指阀体上的通油口数，有几个通油口就叫几通阀。换向阀的位是指换向阀阀芯与阀体的相互位置变化时，所能得到的通油口连接形式的数目，有几种连接形式就叫做几位阀。如一换向阀有 4 个通油口，3 种连接形式，且是电动的，则该阀全称为三位四通电磁(电动)换向阀。

## 3.选用换向阀时应考虑哪些问题及应如何考虑

选择换向阀时应根据系统的动作循环和性能要求，结合不同元件的具体特点，适用场合来选取。

①根据系统的性能要求，选择滑阀的中位机能及位数和通数

②考虑换向阀的操纵要求。如人工操纵的用手动式、脚踏式；自动操纵的用机动式、电动式、液动式、电液动式；远距离操纵的用电动式、电液式；要求操纵平稳的用机动式或主阀芯移动速度可调的电液式；可靠性要求较高的用机动式。

③根据通过该阀的最大流量和最高工作压力来选取(查表)。最高工作压力和流量一般应在所选定阀的范围之内，最高流量不得超过所选阀额定流量的 120%，否则压力损失过大，引起发热和噪声。若没有合适的，压力和流量大一些也可用，只是经济性差一些。

④除注意最高工作压力外，还要注意最小控制压力是否满足要求(对于液动阀和电液动换向阀)。

⑤选择元件的联接方式——管式(螺纹联接)、板式和法兰式,要根据流量、压力及元件安装机构的形式来确定。

⑥流量超过  $63\text{L}/\text{min}$  时,不能选用电磁阀,否则电磁力太小,推不动阀芯。此时可选用其他控制形式的换向阀,如液动、电液动换向阀。

#### 4.直动式溢流阀与先导式溢流阀的流量—压力特性曲线,曲线的比较分析

溢流阀的特性曲线如图 5-28 所示。图中,  $p_{K1}$  是直动式溢流阀的开启压力。当阀入口压力小于  $p_{K1}$  时,阀处于关闭状态,其过流量为零;当阀入口压力大于  $p_{K1}$  时,阀开启、溢流,直动式溢流阀便处于工作状态(溢流的同时定压)。图中  $p'_{K2}$  是先导式溢流阀的导阀开启压力,曲线上的拐点  $m$  所对应的压力  $p_{K2}$  是其主阀的开启压力。当压力小于  $p'_{K2}$  时,导阀关闭,阀的流量为零;当压力大于  $p'_{K2}$  (小于  $p_{K2}$ ) 时,导阀开启,此时通过阀的流量只是先导阀的泄漏量,故很小,曲线上  $p'_{K2}m$  段即为导阀的工作段;当阀入口压力大于  $p_{K2}$  时,主阀打开,开始溢流,先导式溢流阀便进入工作状态。在工作状态下,无论是直动式还是先导式溢流阀,其溢流量都是随入口压力增加而增加,当压力增加到  $p_n$  时,阀芯上升到最高位置,阀口最大,通过溢流阀的流量也最大—为其额定流量  $q_n$ ,这时入口的压力  $p_n$  叫做溢流阀的调定压力或全流压力。

从上述曲线可看出溢流阀的定压并非绝对不变,而是随过流量  $q$  的变化而变化(波动)的。这是因为:流量增加,阀口开大,主阀芯上移,主阀弹簧压缩量增加、弹簧力加大,稳态液动力加大(其方向与弹簧力相同),故使阀入口压力增加的结果。曲线工作段的斜率越大,定压精度越高(发生单位或相同流量变化时引起压力的变化量越小)。定压精度常用调压偏差和开启比来度量。调定压力  $p_n$  与开启压力  $p_K$  之差,称为调压偏差,其值越小,说明曲线越陡,斜率越大,定压精度越高。但是调压偏差又不能真正说明定压精度。

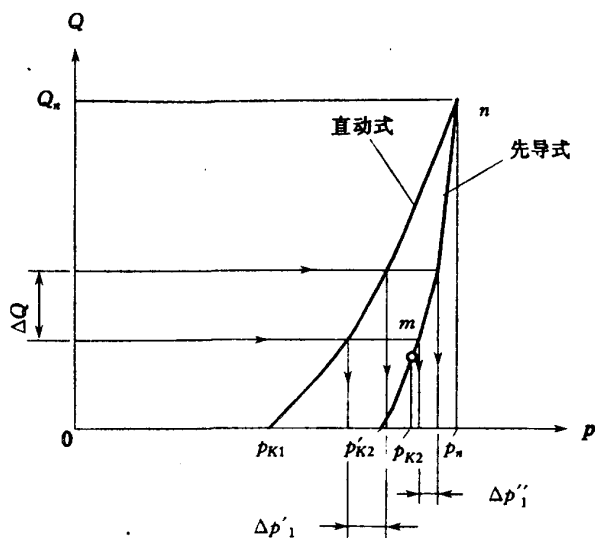


图 5-28 溢流阀的流量—压力特性曲线

#### 5.减压阀的性能特点及其应用

减压阀是控制其出口压力为某一常值的,因此希望该值不受其他因素影响为好,然而这是不可能的。事实上,当通过减压阀的流量或一次压力(入口压力)发生变化时,二次压力(出口压力)都要变化(波动)。二次压力随流量或一次压力变化而变化的大小,为减压阀的定压精度。变化小,则定压精度高;反之,则定压精度低。

下面分别从一次压力  $p_1$  和过流量  $q$  两方面来看二次压力  $p_2$  所受的影响及其在实际工作中的应用。



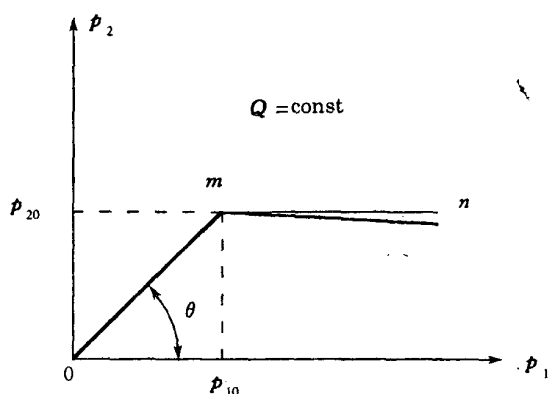


图 5—29  $p_2=f(p_1)$ 静态特性曲线

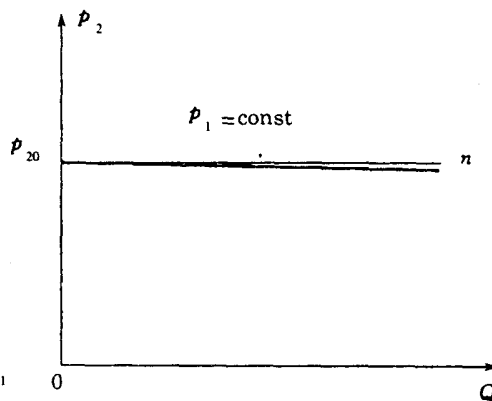


图 5-30  $p_2=f(q)$ 静态特性曲线

(1)  $p_1$ 变化对 $p_2$ 的影响—— $p_2=f(p_1)$ 特性曲线

图 5—29 为通过减压阀的流量不变时，二次压力 $p_2$ 随一次压力 $p_1$ 变化的静特性线。曲线由两段组成，拐点 $m$ 所对应的二次压力 $p_{20}$ 为减压阀的调定压力。曲线 $om$ 是减压阀的启动阶段，此时减压阀主阀芯尚未抬起，减压阀阀口开度最大，不起减压作用，因此一次压力(进口压力)和二次压力(出口压力)相等，角 $\theta$ 呈  $45^\circ$ (严格讲 $p_1 \approx p_2$ ，角 $\theta$ 也略小于  $45^\circ$ )。曲线 $mn$ 段是减压阀的工作段，此时减压阀主阀芯已抬起，阀口已关小，并随着 $p_1$ 的增加， $p_2$ 略有下降。实验证明，引起曲线下降的主要因素是稳态液动力，并且在流量相同、压力 $p_2$ 不同的情况下，压差 $(p_1-p_2)$ 越大，曲线 $mn$ 越接近水平， $p_2$ 随 $p_1$ 的变化越小，减压阀的定压精度越高。因此在实际工作中，特别是要求压力稳定性较高的控制油路中，应当尽量加大使用压差 $(p_1-p_2)$ 的值，以求获得更稳定的控制压力 $p_2$ 。

(2)  $q$ 变化对 $p_2$ 的影响—— $p_2=f(q)$ 特性曲线

图 5-30 是在一次压力 $p_1$ 不变时，二次压力 $p_2$ 随流量 $q$ 变化的静特性曲线。由图可知，随着流量的增加(或减少)， $p_2$ 略有所下降(或上升)。曲线如此变化亦是稳态液动力所致。实验表明，当压差 $(p_1-p_2)$ 较大时，曲线 $p_2=f(q)$ 较平直，即阀的定压精度、稳定性较好。因此，在实际工作中，若减压阀过流量相对较大，则可采取加大 $(p_1-p_2)$ 差值之办法来弥补因流量较大而造成定压精度有所下降的不足。此外，从图中还可看出，当负载流量为零( $q=0$ )时，减压阀仍然处于工作状态，保持出口压力为常值。这是因为此时仍有少量油液经主阀口从导阀口泄回油箱。

**6.溢流阀、减压阀、顺序阀作用的区别，顺序阀作溢流阀的应用**

从宏观上讲，溢流阀的作用是稳定阀的入口压力，减压阀是稳定阀的出口压力，而顺序阀则是接通(当顺序阀工作时)或切断(当顺序阀关闭时)某一油路。顺序阀可以做溢流阀使用(只是性能稍差)，只要将其入口和液压泵相连，出口连接油箱即可。如直动式顺序阀做直动式溢流阀用即是一例。

**7.液压系统的背压及背压阀，单向阀能否做背压阀用**

背压腔里的液压力称为背压力(即背压，也叫回油压力)。从广义上讲，液压缸运动时，液压油流出的那个腔都叫背压腔，或回油腔。但通常所指的背压腔或回油腔却是液压缸前进，尤其是工进时的背压腔或回油腔。背压力(即背压)的方向与进油腔液压力相反，消耗了部分功率，但却增加了运动的平稳性，尤其在外负载突然变小并减为零时，能对系统起缓冲作用。背压阀就是为背压腔建立背压用的，使从回油腔流回油箱的油液造成一定阻力即背压力。背压力不易过大，否则功率损失过大，效率降低；也不易过小，否则不起作用。

由背压实质可知，能做背压阀的有：节流阀、调速阀、溢流阀、顺序阀、单向阀等。其中，溢流阀做背压阀最好，能保持背压恒定；而单向阀做背压阀时，因其弹簧刚度太软，故应将单向阀换上较硬的弹簧，使其开启压力达到  $0.2\text{MPa} \sim 0.6\text{MPa}$ 。

**8.选用压力阀时应考虑哪些问题及应如何考虑**

根据系统的不同要求，结合具体阀的性能、特点，选择相应的阀。所选阀的调正范围和额定流量均应大于系统要求的数值。当要求保持系统压力基本恒定，防止系统过载，使系统卸荷或造成背

压时，选用溢流阀；当系统有两种压力，其中有一种是较低压力或限制执行机构作用力时，可选用减压阀；当要求执行机构有顺序动作时可选用顺序阀或压力继电器。压力继电器还有安全保护作用。类型选好后，再按该阀所在系统的最大工作压力和该阀通过的最大实际流量选取该阀的规格。

### 9. 节流阀最小稳定流量的物理意义，影响最小稳定流量的主要因素

节流阀最小稳定流量的物理意义是：节流阀的最小稳定流量必须低于液压系统的最低速度所决定的流量值，这样才能保证系统低速运动时的速度稳定性。在选用流量阀时，最小稳定流量是选择指标之一。

节流口的流量公式为  $q_T = C_T A_T (\Delta p_T)^m$ ，式中  $C_T$  为与节流口形状、液体流态、油液性质等因素有关的系数； $A_T$  为节流口的过流断面积； $\Delta p_T$  为节流口的前后压差； $m$  为节流口指数： $0.5 < m < 1$ 。由上述公式可看出影响节流口最小稳定流量的因素有：

① 压差  $\Delta p_T$ 。由上式可知， $m$  值越大， $\Delta p_T$  的变化对流量  $q_T$  的影响越大。因此，薄壁孔式节流口 ( $m \approx 0.5$ ) 比细长孔式节流口 ( $m=1$ ) 要好。

② 油液温度。油液温度直接影响油液粘度，油液粘度变化对与油液粘度有关的细长孔式节流口的流量影响较大，对薄壁孔型式节流口影响则很小。此外，对于同一个节流口在小流量时，节流口的过流断面较小，节流口的长径比相对较大，所以此时油温影响也较大。

③ 节流口的堵塞。流量阀工作时，节流口的过流断面通常是很小的，当系统速度较低时尤其如此。因此节流口很容易被油液中所含的金属屑、尘埃、砂土、渣泥等机械杂质和高温高压下油液氧化所生成的胶质沉淀物、氧化物等杂质所堵塞。节流口被堵塞的瞬间油液断流，随之压力很快憋高，直到把堵塞的小孔冲开，使得流量又突然加大之后又堵塞又冲开……如此过程不断重复，就造成了周期性的流量脉动，使流量不稳。

### 10. 流量阀节流的形式，通常采用的节流类型

流量阀在液体流经阀口时，通过改变节流口过流断面的大小或液流通道长短的型式来改变液阻 (压力降、压力损失)，进而控制通过阀口的流量，以达到调节执行元件的运动速度的目的。因此，与此相应流量阀节流口的结构形式也有近似薄壁孔型和近似细长孔型两种。但通常采用近似薄壁孔型。因这种类型的流量基本不受油温 (粘度) 的影响。

### 11. 调速阀与节流阀的性能比较，各自的应用场合

图 5—31 为调速阀与节流阀的性能曲线。横坐标  $\Delta p$  为阀两端压差；纵坐标  $q$  为阀的过流量。由图可见，在压差  $\Delta p$  较小时 ( $\Delta p < \Delta p_{\min}$  时)，调速阀的性能与普通节流阀相同，即二者曲线重合。这是由于较小的压差不能使调速阀中的减压阀芯抬起，减压阀芯在弹簧力作用下处在最下端，阀口最大，不起减压作用，整个调速阀就相当于一个节流阀的结果。当  $\Delta p > \Delta p_{\min}$  后，不论压差如何变化，调速阀的过流量都是不变的 (即流量只决定于过流断面积大小)，因此速度平稳。故为使调速阀正常工作，其两端压差必保证  $\Delta p > \Delta p_{\min} = 0.4 \text{MPa} \sim 0.5 \text{MPa}$ 。对于节流阀，其性能曲线呈近似抛物线形，其过流量随两端压差变化明显，因此速度不稳定。

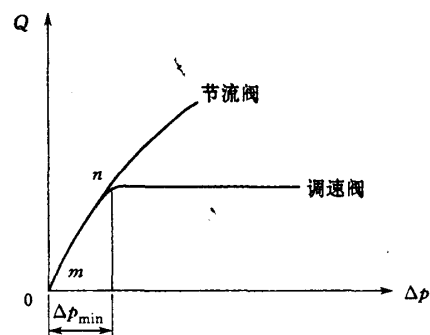


图 5—31 调速阀与节流阀的性能曲线

关于节流阀的应用场合，在前文 1、(3)① 中已述及，即应用于：进口、出口、旁路节流调速回路中；应用做背压阀；和差压式变量泵构成容积节流调速回路等。具体油路图此处不再赘画。关于调速阀，凡是节流阀可应用的场合，调速阀都能应用，所不同的是调速阀的性能好，故常用于对速度稳定性要求较高的系统中。

### 12. 选用流量阀应考虑哪些问题及应如何考虑

在选用流量阀时，应根据系统要求结合不同流量阀的具体性能，考虑如下几个问题：

- ①系统对流量稳定性的要求，要求高的选用调速阀；否则选用节流阀。
- ②系统的工作压力，所选阀的额定压力应大于系统的最高工作压力。
- ③所选阀的额定流量应大于该阀通过的最大实际流量。
- ④所选阀的最小稳定流量应小于由该阀所控制的系统最低速度所决定的流量值。

### **13.常用各类阀的职能符号**

液压回路和液压系统都是由液压元件构成的，因此对各类阀的职能符号必须牢记、会画。这是分析和设计液压回路、液压系统的基础之一。最好能对职能符号说出所对应元件的工作原理，这样反过来又有助于职能符号的正确理解和记忆。

## 第六章 辅助装置

通过本章的学习,要求学生掌握常用辅助元件的类型、结构、工作原理以及在液压系统中的作用。

### 重点内容

掌握滤油器的典型结构及其特性(过滤精度等级、压力损失、应用场合等),过滤精度与系统工作压力间的关系及滤油器的安装等问题。

### 难点内容

本节的难点是蓄能器的有关计算:①蓄能器容量(用于储存液压能时的容量、用于缓和液压冲击时的容量和用于吸收液压泵脉动时的容量)的计算。②蓄能器输出液体体积的计算。

### 主要概念

#### 1. 滤油器的作用, 过滤精度等级, 过滤精度与系统工作压力间的关系

液压系统中使用的油液难免混入一些杂质、污物,使油液不同程度地受到污染。这样不仅会加速液压件的磨损,擦伤密封件,而且会堵塞节流孔,卡住阀类元件,使元件动作失误以至损坏。因此,为保证系统正常工作,提高其使用寿命,必须对油液中的杂质和污物颗粒的大小及数量加以控制。滤油器的作用就是净化油液,使油液的污染程度控制在所允许的范围内。

滤油器的工作原理是依靠具有一定尺寸过滤孔的滤芯来过滤污物的。因而其过滤精度是指它能从油液中过滤掉的杂质颗粒的大小。颗粒越小,精度越高。为此,过滤精度分为:粗过滤,普通过滤,精过滤,超精过滤。相应能过滤掉的杂质颗粒的平均尺寸为100 $\mu\text{m}$ 以上(粗过滤),10 $\mu\text{m}$ ~100 $\mu\text{m}$ (普通过滤),5 $\mu\text{m}$ ~10 $\mu\text{m}$ (精过滤),1 $\mu\text{m}$ ~5 $\mu\text{m}$ (超精过滤)。

液压系统所要求的过滤精度必须保证使油液中所含杂质的颗粒尺寸小于有相对运动的液压元件之间的配合间隙的一半或油膜厚度。系统工作压力越高,相对运动表面的配合间隙则越小,因而要求的过滤精度越高。因此,液压系统的过滤精度主要决定于系统的工作压力。二者的关系,如表6-1所示。

表 6-1 压力与过滤精度间的关系

压力/MPa	0~2.5	$\leq 14$	$14 \leq p \leq 21$	>21	21
过滤精度/ $\mu\text{m}$	100	20~50	25	10	5
适用系统	润滑系统	传动系统			伺服系统

#### 2. 常用滤油器的典型结构及其特性(过滤精度等级、压力损失、应用场合等)

表 6-2 滤油器的类型及其特性

型式	精度/ $\mu\text{m}$	压力损失/ $10^5\text{Pa}$	特点	应用
网式滤油器	130~40	$\leq 0.04$	结构简单,通油能力大,压力损失小,清洗方便,过滤精度低	装在泵的吸油管上,用以保护泵
线隙式滤油器	30、50、80 三种精度等级	0.3~0.6	结构简单,通油能力较大,过滤精度较高,但不易清洗	装在系统的压力管道上,亦可装在泵的吸油管上,但流量应大于泵
纸芯式滤油器	10、20 两种精度等级	0.1~0.4	过滤精度高、易堵塞、无法清洗、寿命短	用于精过滤场合
烧结式滤油器	10~100	0.3~2	制造简单、能承受较高压力、抗腐蚀性,过滤精度高但颗粒易脱落、不易清洗	用于精过滤场合

常用滤油器,按其滤芯的形式可分为网式、线隙式、纸芯式、烧结式、磁性式等多种。磁性式滤油器是利用永久磁铁来吸附油液中的铁屑和带磁性的磨料。一般与其他滤油器组合使用。表6-2列出了常用的四种滤油器的特性。

### 3. 滤油器的安装位置及其相应的作用

滤油器有如下几种安装方式：

①安装在液压泵的吸油口，如图 6—1(a)所示。这种安装方式增大了液压泵的吸油力，而且当滤油器堵塞时，使液压泵的工作条件恶化。为此要求滤油器 1 有较大的通油力(大于液压泵的流量)和较小的压力损失[不超过 $(0.1—0.2) \times 10^5 \text{Pa}$ ]，一般常用网式油器，其主要作用是保护液压泵。但液压泵中因零件磨损而产生的颗粒仍可进入液压统中。

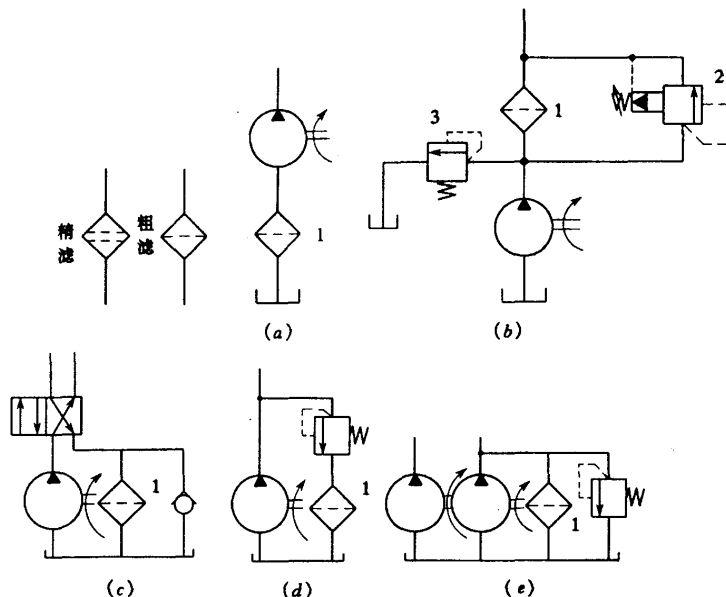


图 6—1 滤油器的安装位置

②安装在液压泵的出油口，如图 6—1(b)所示。这种方式可以保护液压系统中除泵外的其它元件。由于滤油器 1 在高压下工作，故要求滤油器的滤芯及壳体应有一定的强度和刚度，压力损失也不应超过  $3.5 \times 10^5 \text{Pa}$ 。为了避免由于滤油器的堵塞而引起泵的过载，应把滤油器安装在与溢流阀 3 相并联的分支油路上。同时，为了防止滤油器堵塞，可与滤油器并联一旁通阀 2，或在滤油器上设置堵塞指示器。

③安装在回油管路上，如图 6-1(c)所示。这种安装方式使油液流回油箱之前先经过过滤，使油箱中的油液得到净化。这种安装方式可用刚度、强度较低的滤油器，并联的单向阀 2 起旁通作用，防止滤油器 1 堵塞时引起压力的升高。

④安装在旁路上，如图 6-1(d)所示。这种方式又称为局部过滤，通过滤油器 1 的流量不低于总流量的 20%~30%。其缺点是不能完全保证液压元件的安全，因此不宜在重要液压系统中采用。

⑤单独过滤系统，如图 6-1(e)所示。这种安装方式是用一个专用液压泵和滤油器 1 组成一个独立于液压系统之外的过滤回路。它可以经常清除液压系统中的杂质，适用于大型机械的液压系统。

### 4. 蓄能器的类型、工作原理及主要功用

蓄能器的类型有：重力式、弹簧式、气瓶式、活塞式、气囊式等五种类型，分别如图 6-2、图 6-3、图 6-4、图 6-5 和图 6-6 所示。

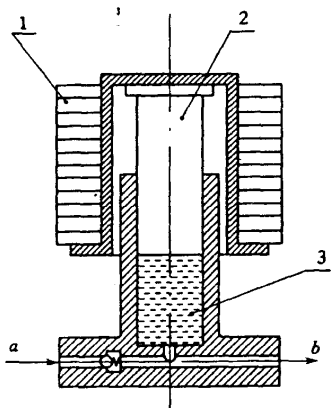


图 6-2 重力式蓄能器

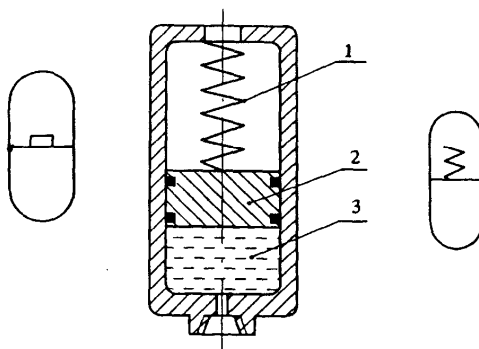


图 6-3 弹簧式蓄能器

它们共同的作用是：在系统不需要能量(流量和压力)时，把能量储存起来；在系统需要能量时，再把储存的能量放出来。即起到储存和释放能量的作用。为实现这一作用，不同类型蓄能器的具体工作原理有所区别：重力式蓄能器是利用重物 1、即柱塞 2 的位置变化来储存油液 3(重物上升时)或释放油液的[重物下降时(图 6-2)]；弹簧式蓄能器是利用弹簧 1(或柱塞 2)的压缩(或上升)、伸长(或下降)来储存、释放能量的(图 6-3)；对于气瓶式、活塞式、气囊式蓄能器，同属于充气式蓄能器，它们都是利用气体的压缩、膨胀来储存、释放能量的。而活塞式和气囊式(又称皮囊式)又同属于隔离式蓄能器。

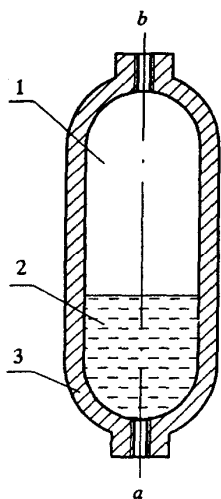


图 6-4 气瓶式蓄能器

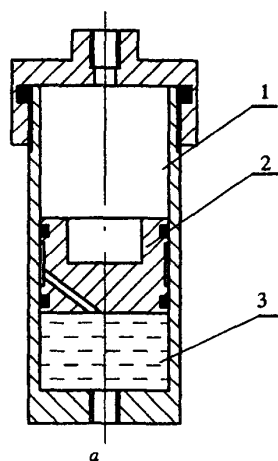


图 6-5 活塞式蓄能器

蓄能器的具体功用如下：

①短期大量供油。若液压系统在一个工作循环中，只在很短的时间内大量用油，则可采用蓄能器作辅助油源。这样，既能满足系统的最大速度即最大流量的要求，又使液压泵的流量减少，电机功率减少，从而节约能耗并降低温升；或在不减少泵的容量情况下，可进一步提高系统速度。

图 6-7 为蓄能器的短期大量供油回路。在图示位置，液压泵 1 启动后，经单向阀 2 向蓄能器 3 充油，当充油压力达到卸荷阀 4 的调定压力时，阀 4 打开，液压泵 1 卸荷。这时蓄能器储存能量(单向阀 2 用以保持蓄能器的压力)。当换向阀 5 的左位或右位起作用时，液压泵和蓄能器经换向阀 5 同时向液压缸 6 供油，使液压缸得到快速运动，这时蓄能器释放能量。阀 4 的调定压力决定了蓄能器 3 充油压力的最高值，比值应高于系统的最高工作压力，使得阀 5 的左位或右位接通时，阀 4 关闭，以保证液压泵的流量全部进入系统。

②系统保压。这一功用主要用于压力机或机床夹紧装置的液压系统。

图 6-8 为采用蓄能器保压的卸荷回路。在图示位置上，液压泵 1 向蓄能器 5 和液压缸 6 供油，当压力达到卸荷阀(液控顺序阀)7 的调定压力时，阀 7 动作，溢流阀 2 的遥控口接通油箱，则液压泵

1 卸荷。此后由蓄能器 5 来保持液压缸 6 的压力，保压时间决定于系统的泄漏、蓄能器的容量等。当压力降低到一定程度时，阀 7 关闭，液压泵 1 继续向蓄能器和系统供油。这种回路适用于液压缸的活塞较长时间作用在物件上的系统。

③应急能源。当停电或原动机发生故障而使系统供油中断时，蓄能器可做为系统的应急能源。如图 6-9 所示，当液压泵供油中断时，阀 6 复位，蓄能器 7 经单向阀 8 向系统输出，可使系统在一段时间之内维持其压力。图中卸荷阀 4 用于液压泵卸荷。

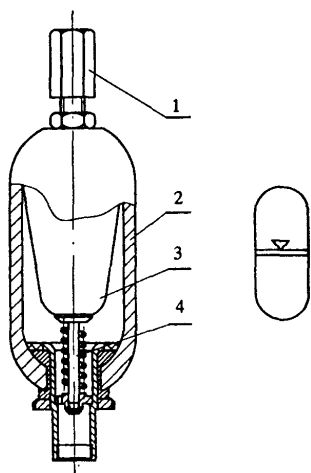


图 6-6 气囊式蓄能器

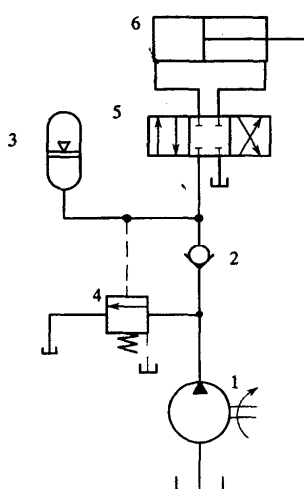


图 6-7 蓄能器的短期大量供油回路

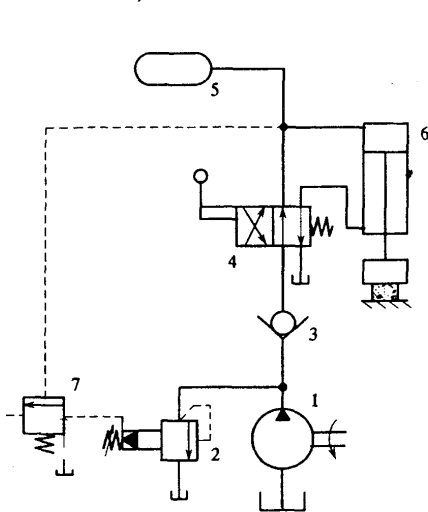


图 6-8 用蓄能器保压的卸荷回路

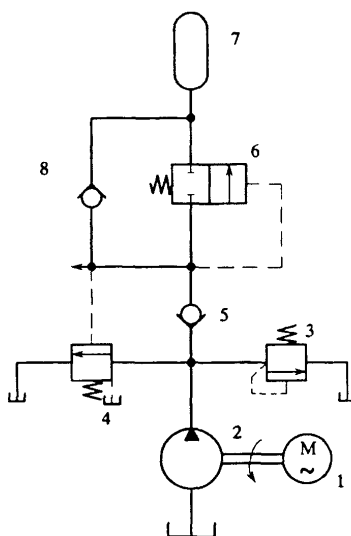


图 6-9 蓄能器的应急能源作用

④缓和压力冲击，吸收压力脉动。

在液压系统中，当液压泵突然启动或停止[图 6-10(a)]、换向阀或液压缸突然换向或停止运动时[图 6-10(b)]，都将在系统管路中产生压力冲击。此时，在泵的出口附近或在换向阀的入口处安置一蓄能器都可以缓和压力冲击。在泵的出口附近安置蓄能器还可吸收液压泵工作时的压力脉动。图 6-10(a)中的单向阀 4 是为防止液压泵停转后蓄能器 5 中油液倒流而设置的。

### 5.使用蓄能器时应注意的事项

应注意如下几点：

①皮囊式蓄能器应垂直安装(油口向下)，否则(倾斜或水平安装时)皮囊会受浮力而与壳体单边接触，妨碍其正常伸缩且加快其损坏。

②装在管路上的蓄能器，承受着一个相当于其人口面积与油液压力乘积的作用力，故必须用支架将其固定。

③蓄能器与管路系统间应安装截止阀，以便在系统长期停止工作以及充气或检修时，将蓄能器与主油路切断。蓄能器与液压泵之间应安置单向阀，以防止液压泵停转时蓄能器内储存的压力油倒流。

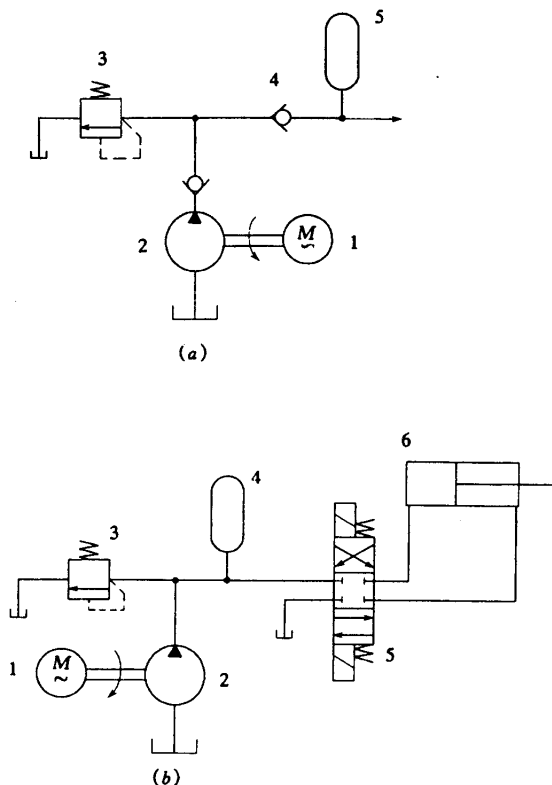


图 6—10 蓄能器用以缓和压力冲击和吸收压力脉动

### 6. 皮囊式蓄能器所维持的系统最低压力 $p_2$ 与蓄能器的充气压力 $p_0$ 间的关系

皮囊式蓄能器在工作前先充气。充气后，皮囊内的压缩气体便占有了蓄能器的全部容积(即皮囊下部由菌形阀托住，皮囊四周与壳体内壁紧密接触)。此时皮囊内压力为充气压力 $p_0$ ，皮囊的容积即气体体积为 $V_0$ 。储存能量、即充液时，压力油进入蓄能器，使气囊受压缩，体积(容积)变小，囊内气压增加。储存能量后，体积压缩为 $V_1$ ，压力增加到 $p_1$ ，充液量为 $V_0 - V_1$ ；释放能量(排油)后，囊内气压降为 $p_2$ ，体积膨胀为 $V_2$ ，排出油液量为 $V_2 - V_1$ 。如图 6-11 所示。

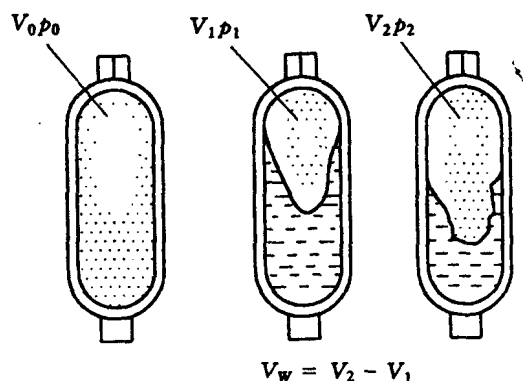


图 6-11 皮囊式蓄能器工作状态示意图

液压系统压力的降低，排除负载变化的影响，主要是因泄漏所致，如果此时能及时向系统补油，弥补泄漏，则可相对维持系统压力。而皮囊式蓄能器的补油作用是依靠皮囊容积(体积)的膨胀来实现的。由图 6—11 可知，储存能量时，是皮囊容积不断缩小、压力不断升高的过程；储存能量后，容积 $V_1$ 为最小，囊内气压(即囊外液压) $p_1$ 为最高。释放能量时，是皮囊容积不断膨胀、压力不断降低的过



程；释放能量后，囊内气压(即囊外液压)降为 $p_2$ 。若取 $p_2=p_0$ ，则因 $p_0$ 所对应的容积 $V_0$ 已为最大，故当系统压力(囊外压力)从值再往下降时，皮囊不能再膨胀向系统补充油液(若 $p_2 < p_0$ 更是如此)，因而无法维持压力 $p_2$ 基本不变。所以，只有当 $p_2 > p_0$ 时，才使所对应的容积 $V_2 < V_0$ ，在 $p_2$ (系统最低压力)下降时容积 $V_2$ 随之膨胀、增大，向系统补油，以维持 $p_2$ 基本不变。直到 $V_2=V_0$ ，皮囊容积为最大、不能再膨胀时为止。

综上所述，为了保证系统压力为 $p_2$ 时蓄能器还能膨胀向系统补油，应使充气压 $p_0 < p_2$ 。对于折合型皮囊， $p_0=(0.8\sim 0.85)p_2$ ；对于波纹型皮囊， $p_0=(0.6\sim 0.65)p_2$ 。

## 第七章 液压基本回路

通过本章的学习,要求学生掌握各基本回路的功能以及回路中各元件的作用和相互联系,以便在拟定液压系统图时,能正确选用基本回路及其元件,同时也为阅读液压系统图打下基础。

### 重点内容

在诸多的液压基本回路中,调速回路往往是核心。因此,调速的方式(节流调速、容积调速、容积节流调)及其相应的具体调速回路是重点之一。

首先应掌握:①三种节流调速回路(普通节流阀和调速阀的节流调速回路)的基本工作原理、调速特性(速度—负载特性)的比较及各自适用场合。②三种泵—液压马达的容积调速回路的基本工作原理及恒转矩特性、恒功率特性、容积—节流调速回路的调速实质。③液压缸的差动连接回路的作用及典型快速运动回路。

其次,液压泵或系统的卸荷及典型的卸荷回路,泵或液压系统的多级调压的实现条件,液压缸的同步回路同步精度不高的原因及带补正装置的同步回路的工作原理,与液压缸回路相比,液压马达回路的主要问题及其解决办法等也是本章的重点内容。

一种节流调速回路的速度—负载特性;液压效率的概念;液压泵或系统卸荷的方式;容积—节流调速回路的特点等是本章的难点。

### 难点内容

### 主要概念

#### 1.何谓液压基本回路,基本回路的类型,调速回路与其他回路的匹配关系

所谓液压基本回路就是由一些液压件组成的、完成特定功能的油路结构。某个液压系统,不论是简单还是复杂,都是由一些液压基本回路构成的。其类型如:用来完成调节执行元件(液压缸或液压马达)速度的调速回路;用来完成控制液压系统全局或局部压力的调压、减压回路或增压回路;用来完成改变执行元件运动方向的换向回路等,都是液压系统中常见的基本回路。

在液压系统中,调速回路的性能往往对整个系统的性能起着决定的影响,特别是那些对执行元件的运动要求较高的液压系统(如机床液压系统)尤其如此。因此,调速回路在诸多液压回路中占有突出的地位,其他基本回路则常是围绕着调速回路来匹配的。例如:采用了节流调速后,油液的循环方式必采用开式回路(容积调速回路则常采用闭式回路);采用进口或出口节流调速后,则必采用由定量泵和溢流阀构成的调压回路;采用旁路节流调速或容积调速回路时,则必采用由泵和溢流阀构成的安全回路等。

#### 2.调速回路的基本要求、类型,开式回路、闭式回路及其特点、应用

通常,调速回路应满足如下要求:

- ①能在规定的范围内调出所需的执行元件的速度,满足所要求的最大速比。
- ②能提供驱动执行元件所需要的力或力矩。
- ③负载变化时,已调好的速度稳定不变或在允许的范围内变化,即液压系统应具有足够的刚性。
- ④功率损失要小。

按速度的调节方法分,调速回路有如下三种型式:

- ①节流调速。即由定量泵供油,依靠流量控制阀调节流入或流出执行元件的流量实现变速。
- ②容积调速。即依靠改变变量泵和(或)变量液压马达的排量来实现变速。
- ③容积节流调速(联合调速)。即依靠变量泵和流量控制阀的联合调速。其调速实质是由流量控制阀调节变量泵的排量,使其输出的流量和流量控制阀所控制的流量相等(当不考虑泄漏时)或相适应(考虑泄漏时)。

调速回路,按油液在油路中的循环方式可分为开式回路和闭式回路:油液自泵的出口—执行元件—油箱—泵的入口,这种循环方式为开式回路;油液自泵出口—执行元件—泵的入口,则为闭式回路。开式回路的特点是结构简单,能使油液较好冷却和使杂质沉淀,但油箱尺寸较大,空气和杂质易进入回路中。因节流调速回路发热较多、故实际应用中节流调速回路都采用开式回路。闭式回路的特点是油箱尺寸小、结构紧凑,减少了空气和杂物进入回路的机会,但结构复杂,油液散热条

件差，需要辅助油泵向系统供油，以弥补泄漏和冷却系统。因容积调速回路要求结构紧凑，污染少，因此多采用闭式回路，但也有采用开式回路的。

### 3. 节流调速回路(采用普通节流阀和调速阀的两种回路)的油路结构、性能、各自的优缺点、应用场合

节流调速回路可根据节流阀（或调速阀）所在油路中的位置，分为进油路节流调速、回油路节流调速和旁油路节流调速三种类型。

#### (1) 节流阀的进口节流调速回路

回路、即油路结构如图 7-1 所示。该回路由定量泵 1、溢流阀 2、普通节流阀 3 组成。其中，阀 2 为液压泵的出口、亦即节流阀入口定压。

这种调速回路的性能、特点(优点及缺点)如下：

①速度—负载特性。所谓速度—负载特性即已调好的速度随负载变化而变化的特性。在图 7—1 中，将节流阀开口调为某一值  $A_{T1}$  后，给定某一负载值  $F$ ，求出一对应的速度；再给出

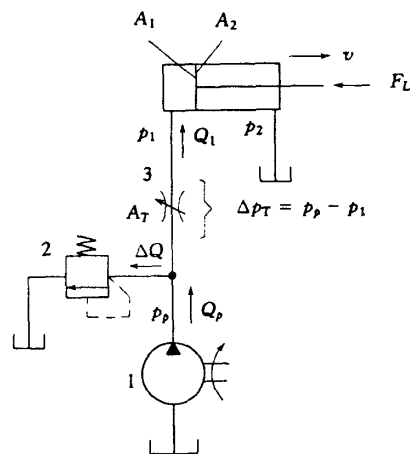


图 7-1 节流阀的进油路节流调速回路

另一负载值，求出另一对应的速度，以此类推，求出若干对（负载与速度）值，然后在以负载  $F_L$  为横轴、速度  $v$  为纵轴的平面坐标上，标出若干个表示不同负载和速度的点，并把这些点连成光滑的曲线。该曲线即为普通节流阀的进口节流调速的速度—负载特性曲线。调定不同的节流阀开口量  $A_{T2}$ 、 $A_{T3}$  ( $A_{T1} < A_{T2} < A_{T3}$ )，重复上面的做法，便得了对应到  $A_{T2}$ 、 $A_{T3}$  另外两条曲线，如图 7—2 所示。

三条曲线的共同特点，即调速特性是：在节流口 ( $A_{T1}$ 、 $A_{T2}$ 、 $A_{T3}$ ) 固定的条件下，已调好的速度随负载的增加(或减小)而下降(或上升)，即速度稳定性差，速度刚度  $k$  低。曲线与纵轴的交点  $v_1$ 、 $v_2$ 、 $v_3$  为对应于不同开口量  $A_{T1}$ 、 $A_{T2}$ 、 $A_{T3}$  的最高速度，此时负载为零，节流阀出口油压为零，节流阀两端压差最大、流量最大、因而速度最高。曲线与横轴的交点  $F_{Lmax}$  为零速度点，此时节流阀两端压差为零，过流量为零，故速度为零。此时因节流阀进出口压力相等，并都等于节流阀进口、溢流阀所调定的最大值  $p_{max}$  ( $F_{Lmax}$ )，因此三条曲线相交于横轴上同一点。

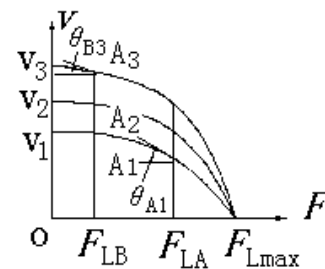


图 7-2 节流阀进口节流调速的速度—负载特性

对比图 7—2 所示三条曲线可进一步看出：(1)对于某一调定的节流口 ( $A_{T1}$ 、 $A_{T2}$ 、 $A_{T3}$ )，负载越大，速度随负载的变化相对越大，即速度刚度相对越低。如节流口为  $A_{T1}$  的曲线切线角  $\theta_{A1} > \theta_{B1}$ 。(2)在同一负载下，(如  $F_L = F_{LA}$ ) 速度越高，速度刚度相对越低。如切线角  $\theta_{A3} > \theta_{A2} > \theta_{A1}$ 。

由上述分析可知，这种调速回路在低速小负载时速度刚度较高，但此时功率损失较大，效率较低。

②最大承载能力。最大承载能力即所能推动的最大负载。由图 7—1 可知，这种回路的最大承载能力为  $F_{Lmax} = p_p A_1$ ，且无论节流阀节流口断面积  $A_T$  大小如何变化，最大承载能力都不变，故称这种调速方式为恒推力调速。

③功率特性。液压泵的输出功率为

$$P_{op} = p_p q_p = const$$

液压缸的有效输出功率为

$$P_1 = F_L v = F_L \frac{q_1}{A_1} = q_1 \frac{F_L}{A_1} = p_1 q_1$$

回路的功率损失(不考虑液压缸、管路和液压泵上的功率损失)为

$$\begin{aligned}
 \Delta P &= P_p - P_1 = p_p q_p - p_1 q_1 \\
 &= p_p (q_1 + \Delta q) - (p_p - \Delta p_T) q_1 \\
 &= p_p \Delta q + \Delta p_T q_1
 \end{aligned}$$

可见回路的功率损失由溢流损失 $p_p \Delta q$ 和节流损失 $\Delta p_T q_1$ 两部分组成。回路的效率为

$$\eta_c = \frac{P_1}{P_p} = \frac{Fv}{p_p q_{vp}} = \frac{p_1 q_1}{p_p q_p}$$

因存在两种功率损失，故使回路效率很低，在低速、小负载时尤其如此。因此工作时应尽量使液压泵的流量 $q_p$ ，接近液压缸的流量 $q_1$ ，以提高效率。在液压缸有快速和慢速两种运动要求，且两种速度相差又较大时，采用单泵供油的这种回路是不合适的。

④承受负值负载的能力和背压力。负值负载是指负载的作用力方向和液压缸运动速度方向相同的负载。如提升机械的重物下放或铣削的顺铣工况等。此时液压缸受拉力作用。因回油没有背压力，故当液压缸受拉向前运动时，将使活塞运动速度失去控制因此进口节流调速回路不能承受负值负载。另外，当负载突然变小时，活塞因无背压将产生突然快进一前冲现象，故这种回路的运动平稳性差。

⑤油液发热对泄漏的影响。这种回路经节流阀后发热的油液直接进入液压缸，对液压缸泄漏的影响较大，因此直接影响液压缸的容积效率和速度的稳定性。

综上所述，普通节流阀的进口节流调速回路的缺点是：速度稳定性差，功率损失较大、效率低，不能承受负值负载、运动平稳性差，热油直接进入液压缸，使其容积效率降低；其优点是：油路结构简单、调速范围大，可达100(最高速度与最低速度之比)；其应用场合是功率较小，负载变化不大，速度刚度要求不高的工况。例如某些机床的进给系统、镗床及辅助装置中。

## (2) 节流阀的出口节流调速回路

油路结构即液压回路图如图7—3所示。节流阀串联在液压缸的回油路上，调节节流阀开口的大小，也就调节了液压缸排油量 $q_2$ ，从而也就调整了液压缸的速度( $v=q_2/A_2$ )。出口节流调速的速度—负载特性，最大承载能力、功率特性等性能与进口节流调速相同。因此也适用于低压、小流量、负载变化不大的液压系统。但二者也有如下明显差别：

①出口节流调速由于回油路上有背压，因此能承受负值负载(而进口节流调速则要在回油路上加背压阀后才能承受负值负载)，并在工作过程中运动较平稳。

②出口节流调速回路中经节流阀发热的油液直接流回油箱(进口节流调速则流入液压缸)，因此对液压缸的泄漏、容积效率及稳定性无影响。

③启动时的前冲。在出口节流调速回路中，若停车时间较长，液压缸回油腔中要漏掉部分油液，形成空隙。重新启动时，液压泵的全部流量进入液压缸，使活塞以较快的速度前冲一段距离，直到消除回油腔中的空隙并形成背压为止。这种启动时的前冲现象可能会损坏机件。对于进口节流调速回路，只要在启动时关小节流阀，就能避免前冲。

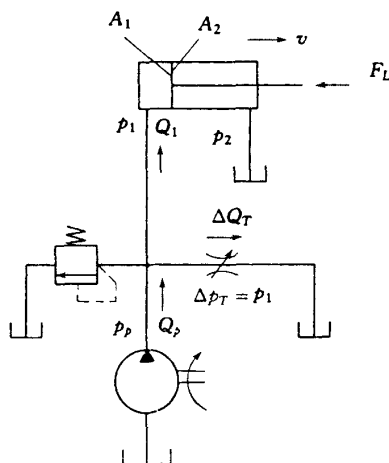
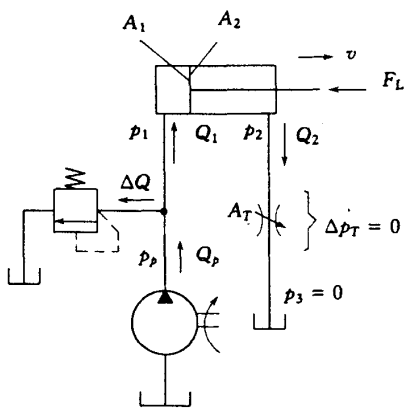


图 7—3 节流阀的出口节流调速回路      图 7—4 节流阀的旁路节流调速回路

(3) 节流阀的旁路节流调速回路

图 7—4 为普通节流阀的旁路节流调速回路。该回路是将节流阀按装在与液压缸相并联的支路上，并且回路中的溢流阀作安全阀用。

在这种回路中，定量泵输出的油液  $q_p$  由两部分分流，一是节流阀的过流量  $\Delta q_T$ ，二是液压缸的进油量  $q_1$ ，即  $q_p = \Delta q_T + q_1$ 。调节节流阀的开口量，改变其过流量  $\Delta q_T$  (增大或减少)，就改变了  $q_1$ ，(减少或增大)，从而就改变了液压缸的速度 ( $v = q_1 / A_1$ )。这里，液压泵的供油压力  $p_p$ 。(在不考虑管路损失时) 等于液压缸的进油腔的工作压力  $p_1$ ，其大小决定于负载  $F_L$ 。路中的溢流阀作安全阀用，即正常工作时，溢流阀是关闭的；当回路过载时，溢流阀才打开，使回路压力不再升高，起安全保护作用。

这种回路的性能如下：

①速度—负载特性。用类似于进口节流调速的方法(在节流阀阀口为某一调定值  $A_{T1}$ 、 $A_{T2}$ 、 $A_{T3}$  的情况下，给定一负载  $F_L$  值，求出一对应的速度  $v$ ；再给定另一负载  $F_L$  值，求出另一对应的速度，依此类推，求出若干对  $F_L$ 、 $v$  值，最后把代表这若干对值的点连成光滑的曲线)绘出速度—负载特性曲线，如图 7-5 所示。由曲线可看出：

- (1)当节流阀开口 ( $A'_T$ 、 $A''_T$ 、 $A'''_T$ ) 一定而负载  $F_L$  增加时，速度明显下降。
- (2)当节流阀阀口一定(如  $A_T = A_{T1}$ )时，负载越大(如  $F_{L2} > F_{L1}$ )，速度刚度相对增大(切线角  $\theta_2 < \theta_1$ )。

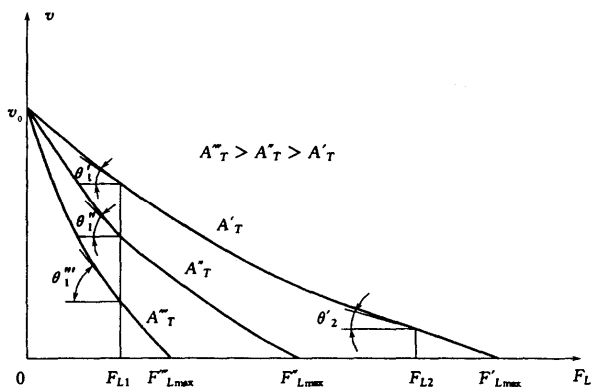


图 7-5 节流阀旁路节流调速回路的速度—负载特性曲线

(3)当负载一定时(如  $F_L = F_{L1}$ )，节流阀的开口量越小(如  $A'_T$ 、 $A''_T$ 、 $A'''_T$ )、液压缸速度越高，速度刚度相对越大(切线角  $\theta''_1 > \theta'_1 > \theta_1$ )。

由上述分析可知，旁路节流调速回路在高速大负载时速度刚度相对较高，这与前两种调速回路正好相反。但在这种回路中，速度稳定性除受液压缸和阀的泄漏影响外，还受液压泵泄漏的影响。当负载变化时，直接影响泵的压力变化，进而影响泵的泄漏量变化(负载增大、工作压力增加、泵的

泄漏量增多)。由于液压泵泄漏的影响要比阀、液压缸大得多,所以这种回路的速度稳定性比前两种回路还要差。

②最大承载能力。即所能推动的最大负载,亦即所能产生的最大压力的能力。这种回路,节流阀开口越大时,其过流量越大,液压缸的进油量越小,速度越低。节流阀在回路中相当于一个泄漏渠道,因此压力不能憋得很高。当负载达到一定数值时,油压因憋不上去而推不动负载,液压泵的全部流量都将由节流阀流回油箱(此时若再调大节流口只能使回路压力降低而不起调速作用)。因此,这种回路的最大承载能力较低,并且速度越低时(节流阀开口越大时),压力憋高的能力越低、最大承载能力亦越低(如图 7—5 所示:最大承载力 $F''_{Lmax} < F'_{Lmax} < F_{Lmax}$ ),其调速范围也较小。

③功率特性。这种回路只有节流损失而无溢流损失;液压泵的供油压力 $p_p$ 等于液压缸的工作压力 $p_1$ (不考虑管道损失时),随着负载的增减而增减。因而回路效率较前两种回路都高。

综上所述,旁路节流调速回路只宜用在负载变化不大、对速度稳定性要求不高、高速大负载的场合。

#### (4)调速阀的节流调速回路

在上述的进口、出口、旁路的节流调速回路中,用调速阀取代普通节流阀,就构成了相应的调速阀的进口、出口、旁路节流调速回路,如图 7—6 所示。由调速阀的工作原理知,负载变化对调速阀两端压差没影响,其过流量只取决于节流口开口的大小,克服了普通节流阀两端压差随负载变化、从而使已调好的流量发生变化的缺点,大大提高了速度刚度,改善了速度稳定性。不过,这些性能上的改善是以加大整个流量控制阀的工作压差为代价的——调速阀的工作压差最小为 0.4MPa~0.5 MPa 以上(节流阀为 0.3 MPa),高压调速阀可达 1 MPa。

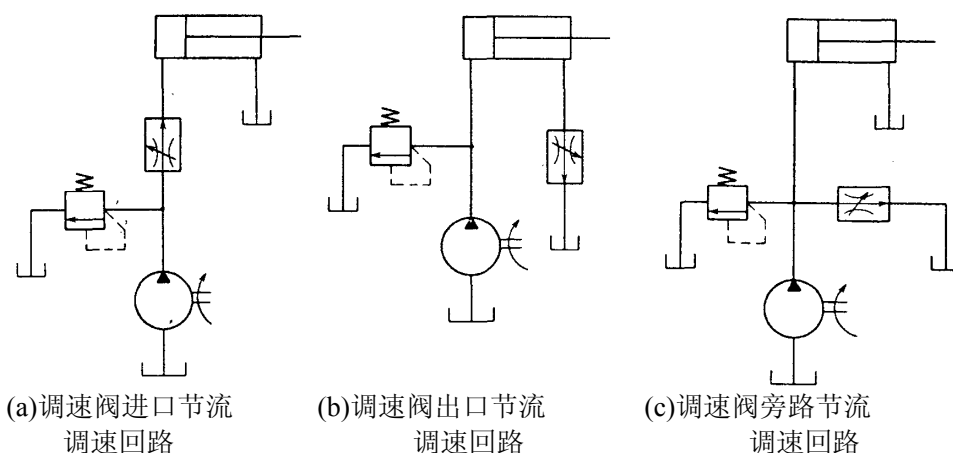


图 7—6 调速阀的节流调速回路

调速阀的节流调速回路在速度稳定性要求较高的机床中、低压小功率系统中广泛应用。

#### 4.容积调速回路的特点、类型,调速特性(恒转矩、恒功率特性),应用场合

容积调速回路是依靠改变泵和(或)液压马达的排量来实现调速的。与节流调速回路相比,容积调速回路既没有溢流损失,也没有节流损失,所以回路效率较高,发热少。但变量泵或变量液压马达的结构较定量泵或定量液压马达复杂,并且回路中常需要辅助泵来补油和散热,因此容积调速回路的成本较高,这在一定程度上限制了容积调速回路的使用范围,通常,液压系统功率较大或对发热限制较严时,宜采用容积调速回路。

容积调速多采用闭式回路(也有采用开式回路的),根据泵和液压马达的不同组合,有如下几种类型:变量泵+液压缸(定量液压马达)的容积调速回路;定量泵+变量液压马达的容积调速回路;变量泵+变量液压马达的容积调速回路。

不同类型的容积调速的特性分述如下:

##### (1)变量泵+液压缸的容积调速回路

①油路结构及工作原理。图 7—7 为这种调速回路，其中图(a)为开式回路；图(b)为闭式回路。改变图中变量泵的排量就可实现调速的目的。图中 3 为安全阀，用于防止系统过载，平时(正常工作)不打开。对于图(b)，还可以采用双向变量泵来使液压缸换向(图中只表示了单向运动情况)，但是由于液压缸两腔有效工作面积不可能完全相等以及液压缸外泄漏等原因，回路中要及时补油和降温。图中 5 是补油油箱。当液压泵的吸油腔因缺油而使压力下降低于大气压力时，油液从补油油箱 5 通过单向阀 4 向系统补油，同时因冷油的渗入也使系统中的热油得到一定的降温。单向阀 4 的作用是防止回路停车(液压缸停止运动)时，液压缸回油腔中的油液流回油箱。

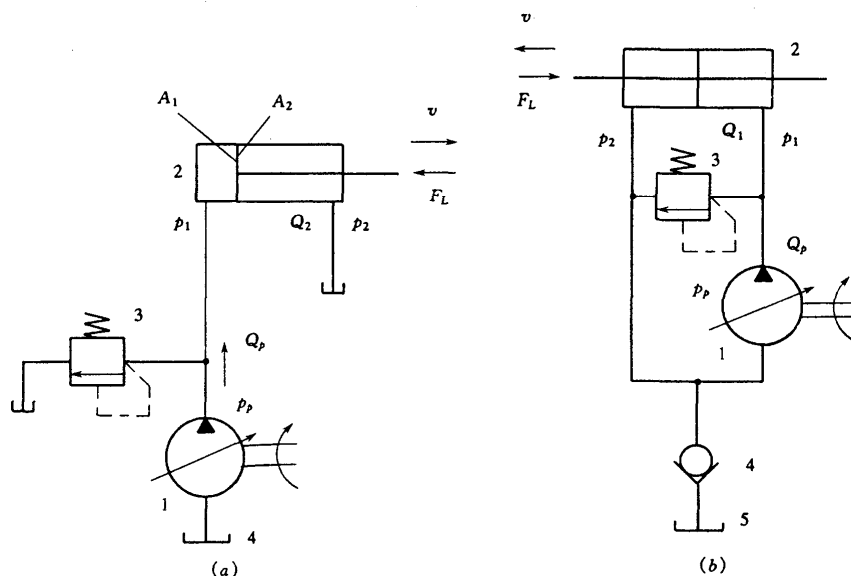


图 7—7 变量泵+液压缸容积调速回路

②速度—负载特性。这种回路没有流量阀，其速度的平稳性即速度刚度不受负载的影响。当负载增加时，泵的工作压力增加，其泄漏量增加、液压缸速度减小。因此，减小泵的泄漏或加大液压缸有效工作面积(相当于减小工作压力、进而减小了泵的泄漏量)，都可以提高回路的速度刚度。

③调速范围。这种回路的最大速度决定于液压泵的最大流量，而最低速度又可调得很低(若没有泄漏可近似调到零)，因此调速范围较大。对于图(占)若用双向变量泵，则可不需要换向阀，由变量泵直接操纵执行元件换向，并在正反向之间实现无级变速。

④恒推力特性。在上述回路中，液压缸的最大推力 $F_{\max}$ 为

$$F_{\max} = p_3 A_1 \eta_m$$

式中， $p_3$ 为安全阀 3 限定的最大工作压力； $\eta_m$ 为液压缸的机械效率； $A_1$ 为液压缸无杆腔有效工作面积。当安全阀的调定压力不变，也不考虑机械效率的变化时，在调速范围内液压缸的最大推力为常值、不变。故称这种调速为恒推力调速，称这种特性为恒推力特性。其最大输出功率 $P$ 随着速度(或流量 $q_p$ )的上升而线性增加。图 7—8 为这种回路的输出特性。

## (2)变量泵+定量液压马达的容积调速回路

①油路结构及其工作原理。调速回路如图 7—9 所示。图中，调节变量泵 3 的排量，就调节了定量液压马达 5 的输入流量，从而也就改变了液压马达 5 的转速。工作时，a 边为输油高压边；b 边为回油低压边。安全阀 4 装在高低油路之间，用以限定回路的最高工作压力，防止系统过载。1 为辅助油泵，装在低压油路上，其作用是经单向阀 2 向低压油路补人“冷”油，并防止空气渗入和空穴现象的出现，促进热交换。溢流阀 6 为泵 1 定压，一般为 0.3MPa—1MPa，并把多余的油液溢出，带走回路中的热量，其流量一般为变量泵 3 最大流量的 10%~15%左右。

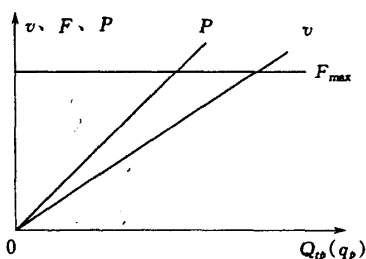


图 7-8 变量泵+液压缸的输出特性

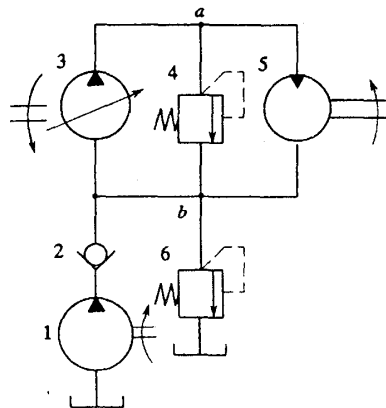


图 7-9 变量泵+定量液压马达的容积调速回路

②液压马达的输出转速 $n_M$ 。若不考虑泵、管路和液压马达的泄漏，即不考虑容积效率，液压马达的转速 $n_M$ 为

$$n_M = \frac{q_{tM}}{q_M} = \frac{q_M}{q_M} = \frac{q_p}{q_M} = \frac{q_p}{q_M} = \frac{n_p}{q_M} q_p = f(q_p)$$

因 $q_m$ 、 $n_p$ 都为常数，故调节变量泵 3 的排量 $q_p$ 就调节了液压马达的转速 $n_M$ 。即 $n_M$ 是 $q_p$ 的正比例函数。 $n_M$ 与 $q_p$ 的关系曲线如图 7-10 所示。

③液压马达的输出转矩—恒转矩特性。液压马达的最高输入油压 $p_{Mmax}$ 由安全阀 4 调定(图 7-9)，当不计液压马达的出口油压时，液压马达输出的最大转矩 $T_{Mmax}$ 为

$$T_{Mmax} = \frac{p_{Mmax} q_M}{2\pi} \eta_{mM} = const$$

在上式中，若不考虑机械效率的变化，则在调速范围内的各种速度下液压马达的最大输出转矩是不变的。因此称这一特性为恒转矩特性(如图 7-10 所示)，这种调速为恒转矩调速。

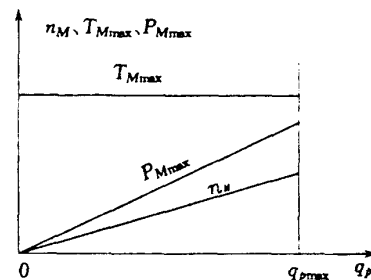


图 7-10  $n_M$ 、 $T_{Mmax}$ 、 $P_{Mmax}$  与  $q_p$  的关系曲线

④液压马达的输出功率。若不计各种损失时，液压马达的最大输出功率为

$$P_{Mmax} = q_p p_{Mmax} = n_p q_p p_{Mmax} = f(q_p)$$

可见液压马达的最大输出功率是变量液压泵排量的线性函数，如图 7-10 所示。

⑤效率。这种回路因无溢流损失和节流损失，所以回路效率较高。在不计管路损失情况下，回路总效率为液压泵和液压马达总效率之积。

综上所述，这种调速回路由于变量泵的排量  $q_p$  可调得较小，因此回路的调速范围较大，可达 40，并可实现无级调速。回路效率较高，具有恒转矩特性，若回路中的液压泵能改变供油方向时，液压马达能实现平稳的换向。这种调速回路在行走机械、起重机械及锻压设备等功率较大的液压系统中，在高射炮、坦克炮塔的回转运动及升降机的运动中得到广泛应用。

### (3) 定量泵+变量液压马达的容积调速回路

①油路结构及其工作原理。调速回路如图 7-11 所示。调节变量液压马达的排量大小，就调节了液压马达的转速。图中 3 是安全阀，4 是用来补油和改善吸油条件的辅助泵，5 是为辅助泵定压的溢流阀。



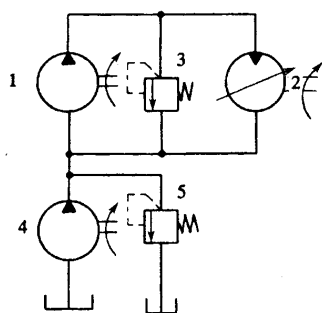


图 7-11 定量泵+变量液压马达的容积调速回路

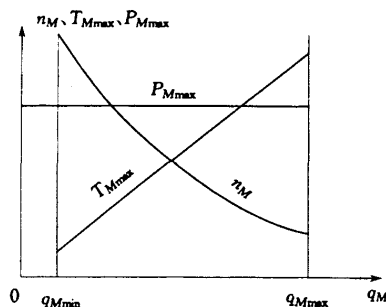


图 7-12  $n_M$ 、 $T_{Mmax}$ 、 $P_{Mmax}$ 与 $q_M$ 的关系曲线

②液压马达的输出转速 $n_M$ 。在不考虑泄漏、即不考虑容积效率的情况下，液压马达的转速， $n_M$ 为

$$n_M = \frac{q_{tM}}{q_M} = \frac{q_{tp}}{q_M} = \frac{n_p q_p}{q_M} = f\left(\frac{1}{q_M}\right)$$

由于 $q_p = \text{const}$ ，所以液压马达的转速与马达的排量 $q_M$ 成反比，调节液压马达排量的大小，就调节了液压马达的转速 $n_M = f(1/q_M)$ 的关系曲线如图 7—12 所示。

④液压马达的输出功率—恒功率特性。当安全阀 3 的调定压力 $p_{Mmax}$ 一定时，液压马达的最大输出功率 $P_{Mmax}$ 为

$$P_{Mmax} = p_{Mmax} q_M \eta_M = p_{Mmax} q_p \eta_M = \text{const}$$

即当不考虑泄漏(此时液压马达的流量等于液压泵的流量，为定值： $q_M = q_p = \text{const}$ )和液压马达总效率 $\eta_M$ 的变化时，最大输出功率 $P_{Mmax}$ 为一定值。因此称回路的这一特性为恒功率特性，称这种调速为恒功率调速，如图 7-12 所示(实际上液压马达排量减小—速度升高时，将使输出转矩减小、机械效率降低，进而使总效率降低、最大输出功率减小。图 7-12 所示为不考虑效率变化时这种调速回路的功率特性)。

⑤效率。在不考虑管路损失的情况下，回路的效率为泵和液压马达效率之积、因液压马达的机械效率随其排量的减小而下降，故在高速时回路的效率有所降低。

定量泵+变量液压马达容积调速的优点是恒功率调速，但马达的排量 $q_M$ 不能调得太小，否则将因产生的转矩过小、带不动负载而停转。因此这种调速回路的调速范围小(一般为 4 左右)，同时又不宜采用变量马达(双向变量马达)来换向。因此这种调速回路很少单独使用。

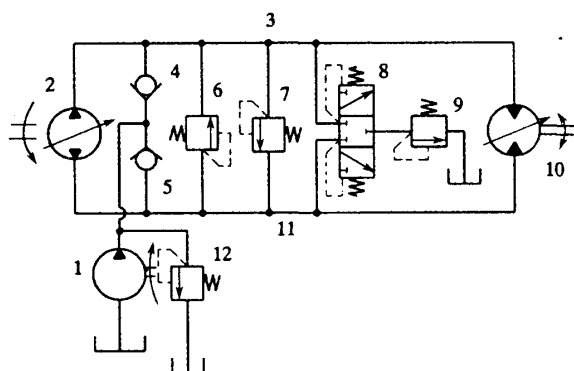


图 7-13 变量泵+变量液压马达的容积调速回路

(4)变量泵+变量液压马达的容积调速回路

①油路结构及工作原理。图 7—13 为这种调速回路的油路结构。图中，1 为辅助油泵；12 为给泵 1 定压的溢流阀；单向阀 4、5 用于双向补油；溢流阀 6、7 用于两个方向上的安全阀；压差式液动换向阀 8 用于回路中的热交换；溢流阀 9 用于定回油路(低压油路)的排油压力；双向变量泵 2 既可以改变流量，又可以改变供油方向，用以实现液压马达 10 的调速和换向。

在上述回路中, 调节变量泵 2 的流量或液压马达 10 的排量都可以改变液压马达的速度。当泵正向供油时, 上边管路 3 是压力油管路(高压管路), 进力油进入液压马达 10, 推动其正向旋转, 下边管路 11 是回油管路。此时安全阀 7 起着防止系统过载作用(安全阀 6 不起作用)。辅助泵 1 供给的低压油打开单向阀 5 向低压回油管路 11 供油, 而另一单向阀 4 在管路 3 压力油作用下封闭。当高压管路 3 与低压管路 11 的压差大于一定数值(如 0.5MPa)时, 液动换向阀在压差作用下, 上位导通, 使溢流阀 9 与回油管路 11 接通, 将部分工作过的热油从溢流阀 9 排出, 与辅助泵 1 供给的冷油相交换, 使循环于闭式回路里的油液降温。当进、回油管路的压差很小时(小于液动阀 8 阀芯移动的阻力时), 阀 8 不动作, 处于中间位置, 关闭了通向阀 9 的油路, 这时辅助 1 提供的多余油液从溢流阀 12 溢回油箱。阀 12 的调定压力应略大于阀 9, 以保证当阀 8 动作时, 阀 9 能把热油放出, 新的冷油又能进入回油管路而不致于从溢流阀 12 溢出。当变量泵反向供油时, 3 是低压回油管路, 11 是高压进油管路, 液压马达 10 反转。这时辅助泵 1 供给的压力油打开单向阀 4 进入回油管路 3, 液动阀 8 在压差作用下下位接通, 溢流阀 9 与回油管路 3 接通, 将部分热油排出, 安全阀 6 起防止系统过载作用。

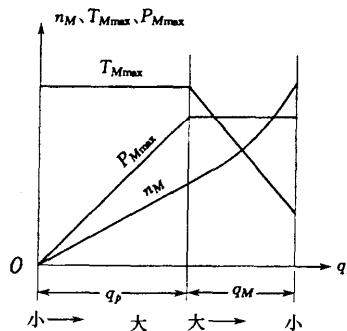


图 7—14  $\eta_M$ 、 $T_{Mmax}$ 、 $P_{MMax}$  与  $q_M$ 、 $q_p$  的关系曲线

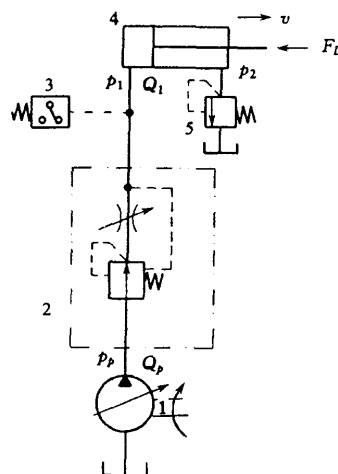


图 7-15 限压式变量叶片泵和调速阀的容积节流调速回路

②调速特性。这种调速回路相当于恒转矩调速回路与恒功率调速回路的组合。若将液压马达的速度由低向高调节时, 首先将液压马达的排量置于最大值上不动, 调节变量泵的排量, 使泵的排量由小向大变化, 直到泵的排量变化到最大值为止。这一阶段就是恒转矩调速阶段, 回路的特性与恒转矩回路相似, 参数  $\eta_M$ 、 $T_{Mmax}$ 、 $P_{MMax}$  与  $q_p$  的关系如图 7—14 左半部分所示。此后, 将泵的最大排量固定不动, 而将液压马达的排量由大向小变化, 直到马达排量减小到某一允许值为止。这一阶段则是恒功率调速阶段, 回路的特性与恒功率回路相似, 参数  $\eta_M$ 、 $T_{Mmax}$ 、 $P_{MMax}$  与  $q_M$  的关系如图 7-14 右半部分所示。

这种调速回路因兼有两种回路的性能, 因而回路总的调速范围扩大了(可达 100)。回路在恒转矩的低速阶段可保持最大的输出转矩不变; 而在高速阶段则可提供较大的功率输出。这一点正好符合大部分机械的要求, 所以得到广泛应用。该回路常用于机床主运动、纺织机械、矿山机械和行走机械中, 以获得较大的调速范围。

### 5. 容积节流调速回路的类型、油路结构、调速实质、性能特点及适用场合

#### (1) 限压式变量叶片泵和调速阀的容积节流调速回路

图 7-15 是这种回路的油路结构图。图中, 调速阀 2 可以控制速度, 而变量泵 1 也可以调节排量、控制速度, 那么执行元件的速度到底由谁来决定? 事实上, 调节回路中调速阀的开口量, 就调节了执行元件的速度。具体如下:

设回路处于某一正常工作状态, 若忽略液压泵 1 到调速阀 2 之间的泄漏, 则由连续性原理, 变

量泵 1 输出的流量 $q_p$ 应与调速阀的过流量 $q_1$ 相等,即 $q_p=q_1$ 。当调节调速阀,使其流量 $q_1$ 增大时,泵的出口液流阻力因调速阀阀口加大而减小,泵的出口油压 $p_p$ 随之减小,由限压式变量叶片泵的工作原理知, $p_p$ 减小,将导致限压式变量叶片泵偏心距 $e$ 的增加,进而使泵的排量即流量 $q_p$ 增加,从而使 $q_p=q_1$ 。反之,当 $q_1$ 减小时, $p_p$ 随之增加,偏心距减小,泵的排量即泵的流量 $q_p$ 减小,从而使 $q_p=q_1$ 。总之, $q_1$ 增加、 $q_p$ 也增加,反之亦然,且 $q_p=q_1$ (忽略泄漏)。可见,这种调速回路的调速实质是:由流量控制阀(调速阀)控制执行元件的速度,并由调速阀操纵液压泵使液压泵输出的流量与调速阀所控制的流量相适应(考虑泄漏)或相等(不考虑泄漏)。

这种调速回路的特点是没有溢流损失,但仍有节流损失,且其大小与工作压力 $p_1$ ,有关:负载越小,工作压力 $p_1$ 越低、节流损失越大。另外,回路中存在着的背压力 $p_2$ 虽然增加了运动的平稳性,但同时也会造成功率损失。因此不难看出,这种调速回路是在容积调速回路中以增加压力损失来换取低速稳定性的(泵或液压马达的泄漏对速度稳定性的影响远大于阀和液压缸,低速时尤其如此,故容积式调速回路的低速稳定性较差),因此其回路效率高于节流调速而低于容积调速。

由调速实质可知,这种回路在工作进给和快速运动时,能自动变换泵的压力和流量,能量损耗小,发热少,运动平稳性好。其缺点是泵的结构较定量泵复杂,成本高。该回路最适合既要奉效率高,又要求有较好的低速稳定性及负载变化不大的中、小功率的场合。例如组合机床的动力滑台——进给装置的液压系统中。

应该指出的是,在负载变化大,且大部分时间在小负载下工作的场合,使用这种回路是不合适的。因这时泵的供油压力高,而液压缸的工作压力低,则损失在减压阀上的压降和液压泵上的泄漏量都很大,油液温升也高。

## 6.调速回路的选择

在节流、容积、容积节流调速回路中,节流调速回路的特点是结构简单、成本低,但其发热多、效率低;容积调速回路的特点是发热少、效率高,但结构复杂,成本高,且低速稳定性差;容积节流调速回路可改善低速稳定性,但要增加压力损失,使回路效率有所降低(和容积调速回路相比)。三种调速方案各有自己的优缺点,选择时,首先应满足使用性能的要求,同时尽量使结构简单、工作可靠,成本低廉。具体选择时,可参考如下几点:

①节流调速与容积调速的选择。从功率大小及对系统的温升要求出发:功率较大或对系统温升要求较严,又不能采用较大的油箱或其他办法来散热时,宜采用容积调速(容积调速因无节流、溢流损失、发热少,效率高;功率越大,损失相对越小),其他情况用节流调速比较简单。

②普通节流阀的节流调速与调速阀节流调速的选择。从负载变化大小及对速度—负载特性的要求出发:负载变化大、且要求速度刚度大时,宜采用调速阀的节流调速回路,否则采用普通节流阀的节流调速回路比较简单。

③进口、出口、旁路节流调速回路的选择。根据性能要求出发:有负值负载或对运动平稳性要求较高时,宜用出口调速或进口调速加背压阀;为防止执行元件启动时的冲击(突跳)或为了实现压力控制,宜采用进口调速。溢流节流阀调速回路只能用于进口调速。

④容积调速时,变量泵与变量液压马达的选择。主要从调速范围和承载能力出发:用变量泵调速时,调速范围较大(可达 40),承载力较大,是恒转矩(或恒推力)输出;用变量液压马达调速时,是恒功率输出,但调速范围较小(一般不超过 4),承载力较小;采用变量泵和变量液压马达调速时,兼有恒转矩和恒功率特性,调速范围大,可达 100。

⑤容积节流调速回路的选择。功率不大,但要求发热小、调速范围宽、速度—负载特性又好时,可采用容积节流调速。

## 7.典型快速运动回路(液压缸差动连接及双泵供油的快速运动回路)、速度换接回路的类型及典型油路结构

### (1)常用、即典型的快速运动回路

①液压缸差动连接的快速运动回路。

图 7—16 为液压缸差动连接快速运动回路的油路图。图中，溢流阀 4 为液压泵 1 出口定压；二位三通电磁阀 3 用以实现液压缸 2 的差动连接。当阀 3 带电时，阀 3 左位导通，液压缸 2 左右两腔互通，并与泵的输油相通，缸 2 实现差动连接，得到快速；当阀 3 失电时，其右位导通，油泵通往阀 3 的支路堵死，泵的输油只进入缸 2 的无杆腔，作用于有效面积 $A_1$ 上，推动液压缸(活塞)向右运动，实现工进速度(慢速)，有杆腔的排油经阀 3 右位流回油箱。

这种回路结构比较简单，应用较多，但液压缸的速度提高得不多，当 $A_1=2A_2$ 时，差动连接只比非差动连接的最大速度快一倍。因此，当不能满足机械设备的快速要求时，差动连接应和其他方法联合使用。

②双泵供油的快速运动回路。

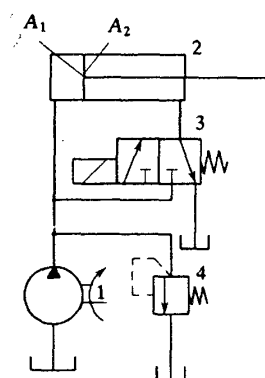


图 7—16 液压缸差动连接的快速运动回路

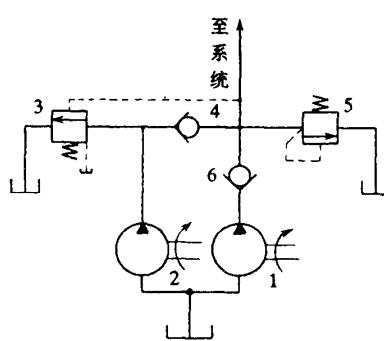


图 7—17 双泵供油快速运动回路

图 7—17 为双泵供油快速运动回路图。图中，1 为高压小流量泵；2 为低压大流量泵；3 为用于泵 2 卸荷的液控顺序阀；4、6 为防止液体逆流的单向阀；5 为给系统工作时定压的溢流阀。液压泵 1、2 启动后，在系统没有负载时，液控顺序阀 3 关闭，泵 1、2(分别经单向阀 6、4)同时向系统供油，流量大，系统得到快速(非工作行程)；当负载加上后(即工作行程时)，系统压力上升，当达到阀 3 的调定值时，阀 3 开启，低压大流量泵 2 经阀 3 卸荷(压力卸荷)，此时，系统由高压小流量泵 1 供油，实现慢速工作进给。图中，顺序阀 3 的调定压力应高于快速行程而小于工作进给时所需的压力。这种快速运动回路，在快速比工作进给速度大出很多倍的情况下，能明显减少功率损失，提高效率，在组合机床液压系统中应用较多。

③用辅助液压缸的快速回路。

第五章图 5-7 即为用辅助液压缸的快速回路，回路的工作原理前面已述及，故此不再赘述。

速度换接回路包括快进速度和工作速度间的换接、两种工作速度间的换接两种回路。

在一些设备中，常要求液压执行元件在一个工作循环中从一种运动速度变换成另一种运动速度(例如由快进变换成工进等)，这时就需要使用速度换接回路。

(2)常用的快进速度和工作速度间的换接回路

①用行程阀的换接回路。

图 7—18 为该回路油路结构图。这一回路可实现执行元件的快进—工进—快退—停止这一自动工作循环。图示位置是快退至原始位置状态。当二位四通电磁阀 3 带电后，阀 3 左位机能起作用，液压泵 1 输出的油液经阀 3 左位进入液压缸无杆腔，推动液压缸(活塞)前进(向右运动)，有杆腔回油经二位二通机动阀 7 下位、阀 3 左位流回油箱。由于这时回油没有阻力(不计管道和阀上的压力损失)，所以活塞快速前进。当工作台的行程挡块 5 碰上阀 7 的触头并将其压下时，阀 7 的上位起作用，使该阀的油路断开，这时液压缸 4 的回油只能经调速阀 8(再经阀 3 左位)流回油箱，回油阻力增加，活塞运动速度减慢，从而实现了活塞的快速和慢速之间的换接。活塞进入工作状态。当活塞前进到行程挡块 5 碰到行程开关 6 后，使阀 3 断电，阀 3 的右位机能起作用，液压泵 1 的压力油便经阀 3 右位、单向阀 9 进入液压缸 4 有杆腔、推动缸 4(活塞)向左运动，无杆腔回油经阀 3 右位流回油箱。于

是活塞快速退回原位，即图示之状态。

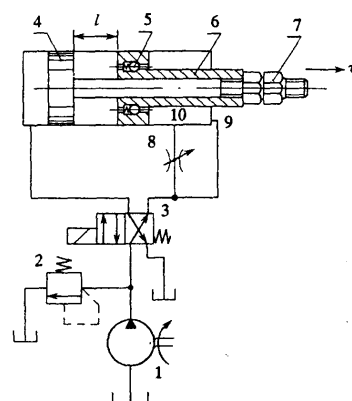
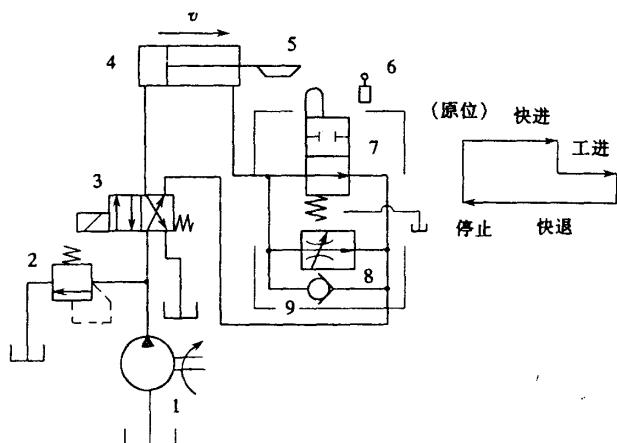


图 7-18 用行程阀实现的速度换接回路速度换接回路      图 7-19 用双活塞液压缸的

这种换接回路，用改变行程挡块 5 的斜度来调整换接过程的快慢，因此速度换接比较平稳，换接位置比较准确。但行程阀的安装位置不灵活，受到一定限制，管路连接也较复杂。若改用电磁阀来代替行程阀 7，安装位置就方便多了，但换接位置精度和平稳性要差。

这种速度换接回路在机床液压系统中应用较多。

### ②用双活塞液压缸的换接回路。

图 7—19 种回路油路图。在图示位置(原始位置)上，主活塞 4 和浮动活塞 6 之间(相距为  $l$ )充满了油液。当电磁阀 3 带电时，阀 3 左位机能起作用，泵 1 输出的压力油经阀 3 左位进入液压缸左腔，右腔的回油经液

缸盖上的油口 9、阀 3 左位流回油箱。活塞 4、6 一起快速向右运动，距离  $L$  保持不变。当活塞 6 运动到碰到液压缸右缸盖时，6 不再运动，而两活塞中间的油液从液压缸的油口 10 经节流阀 8、阀 3 左位流回油箱。由于阀 8 的作用，使活塞 4 的运动减速(一直到两活塞靠紧为止)，从而实现了主活塞 4 的快速与慢速之间的速度换接；当阀 3 断电时，泵输出的压力油经阀 3 右位、油口 9 进入液压缸右腔后，首先打开两单向阀 5、进入两活塞中间、推动主活塞 4 向左退回，并在锁紧螺母 7 碰到浮动活塞 6 的右端面时，两活塞同时向左快速退回，即为图示之位置。

这种调速回路速度换接的位置准确，工作行程(慢速行程) / 可由螺母 7 来调节，其缺点是液压缸结构较复杂。

### (3)常用的、两种工作速度的换接回路

#### ①两调速阀并联的速度换接回路。

图 7—20 为该回路油路图。在图示位置上，泵 1 输出的压力油经调速阀 3、二位三通电磁阀 5 左位进入执行元件，执行元件得到了由调速阀 3 所控制的第一种速度；当需要第二种工作速度时，使电磁阀 5 带电，压力油经调速阀 4、阀 5 右位进入执行元件，执行元件得到了由调速阀 4 所控制的第二种速度。即实现了两种工作速度间的换接。

这种速度换接回路的特点是：调速阀 3、4 可以单独调整，互不影响；当一个调速阀工作时，另一个则处非工作状态。因此在两种速度换接时，处于非工作状态的阀(如阀 4)需要经过一个从不工作(调速阀中的减压阀口完全打开)到工作(减压阀口关小)的启动过程，因此速度换接时会使执行元件出现突然前冲现象，速度换接不够乎稳，故应用较少。

#### ②两调速阀串联的速度换接回路。

图 7—21 为该回路油路图。在图示位置上，执行元件的工作速度由调速阀 3 控制；当需要第二种工作速度时，使二位二通电磁阀 5 带电，其右位关闭状态，液压泵所输出的油液经调速阀 3 再经调速阀 4 后进入执行元件，因阀 4 的节流口调得比阀 3 小，因此执行元件的速度由阀 4 控制，即实现了两种工作速度间的换接。这种速度换接回路在阀 4 没起作用之前，阀 3 一直处于工作状态，

在速度换接开始的瞬间限制着进入调速阀 4 的流量，流量冲击小,速度换接比较平稳。

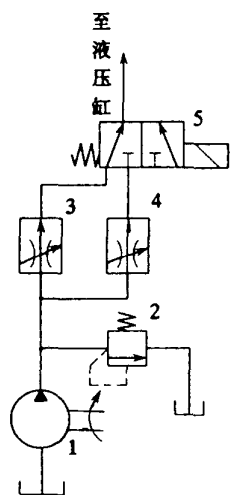


图 7—20 调速阀并联的速度换接回路

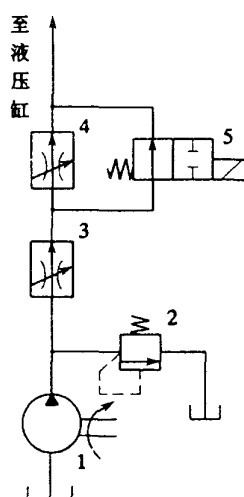


图 7-21 调速阀串联的速度换接回路

### 8.调压回路、减压回路各自的特点及典型油路结构

调压回路能控制整个系统或其局部的压力，使压力保持恒定或限定其最高值。例如，在定量泵系统中用溢流阀调定压力，可使泵在恒压下工作；在变量泵系统中用溢流阀做安全阀限定最高压力，可防止系统过载。减压回路用于使系统中的部分油路具有较低的稳定压力。例如，液压系统中的控制油路、润滑油路和夹紧油路等常与动力油路(主油路)合用一个液压泵而又要求有较低的压力，这种油路就需要减压，常用的减压方法是在需要减压的那部分油路前串联一个定值减压阀。

#### (1)典型的调压回路

调压回路(定量泵调压回路)的结构型式很多，但从调压级别来分不外如下几种类型：

##### ①单级调压回路。

所谓单级调压回路，即只能在泵出油口调出一种压力来。在进、出口节流调速回路中由溢流阀与定量泵组合在一起便构成了单级调压回路。如图 7—22 和图 7-23 所示。

##### ②双级调压回路。

所谓双级调压回路，就是在泵的出油口可分别调出两种不同的压力来。

图 7-23 是应用于压力机的双级调压回路实例。图中，活塞 1 下降为工作行程，其压力由高压溢流阀 4 调节；活塞上升为非工作行程，其压力由低压溢流阀 3 调节，且只需克服运动部件的自重和摩擦阻力即可。溢流阀 3、4 的规格必须按液压泵最大供油量来选择。

##### ③三级调压回路。

图 7—23 为三级调压回路。在图示状态下，系统压力由溢流阀 1 调节(为 10MPa)；当 1YA 带电时，系统压力由溢流阀 3 调节(为 5MPa)；2YA 带电时，系统压力由溢流阀 2 调节(为 7MPa)，因此系统可得到三种不同的压力——三级压力。在此图中，三个溢流阀的规格(流量)都必须按泵的最大供油量来选择。这种调压回路能调出三级压力的条件是溢流阀 1 的调定压力必须大于另外两溢流阀的调定值，否则溢流阀 2、3 将不起作用。

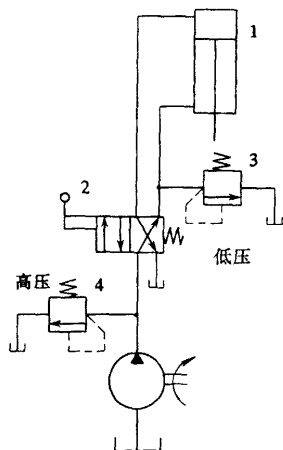


图 7—22 压力机的双级调压回路

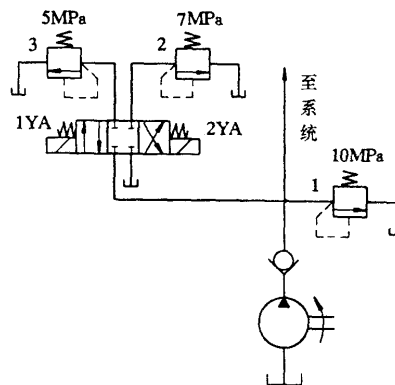


图 7-23 三级调压回路

另外，在采用比例压力阀的压力控制回路中，调节比例溢流阀的输入电流  $I$ ，也可以改变系统压力，实现多级压力控制。

(2)典型的减压回路

类似调压回路，减压回路按减压级别亦可分为单级减压回路、双级(二级)减压回路及三级减压回路。

①单级及双级(二级)减压回路。

图 5—19 和图 5—20 即为单级和双级(二级)减压回路，其工作原理及特点前面已经叙及，故此不再赘述。

②三级减压回路。

图 7—24 也为三级减压回路。图中，主油路油压由溢流阀调定为  $p_y$ ；减压油路(图示位置)油压为  $p_{j1}$ ；1YA 带电时，减压油路油压为  $p_{y1}$ ；2YA 带电时，减压油路油压为  $p_{y2}$ 。由此可见，在减压油路可调出三级较低的二次压力来。但调定的压力  $p_{y1}$ 、 $p_{y2}$  必须小于  $p_{j1}$ ，否则减压回路只能调出一级二次压力  $p_{j1}$ 。

9.绘出由定量泵和溢流阀组成的双级调压回路，说明能调出两级压力的条件

所求双级调压回路如图 7-25 所示。在图示位置，泵的输出口油压  $p_p = p_y$ ，即由溢流阀 2 调定；当阀 3 带电时，阀 2 的遥控口经阀 3 上位与阀 4 相通，这时泵的输出口油压由溢流阀 4 调定，即  $p_p = p_{y1}$ ，实现了泵的双级调压。但条件有二，一是调定压力  $p_y$  必须大于  $p_{y1}$ ；二是阀 2 必须是先导式溢流阀(阀 4 则无所谓)，否则将调不出二级压力来(只能调出  $p_p = p_y$  一级压力)。

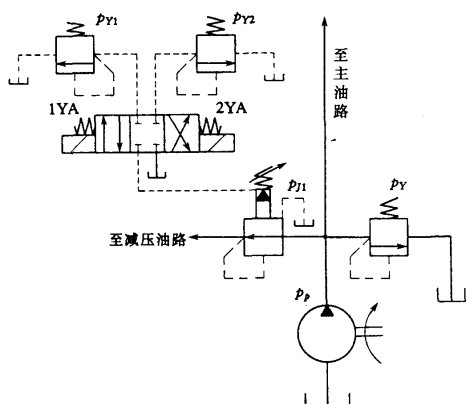


图 7-24 三级减压回路

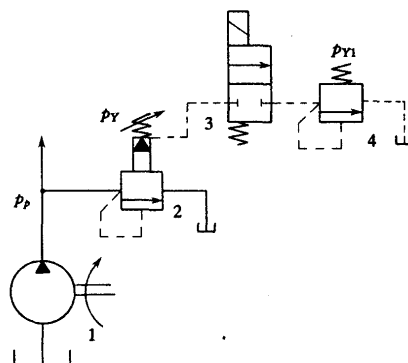


图 7—25 双级调压回路

10.保压回路、平衡回路、增压回路的作用、实现方法

(1)保压回路

在执行元件(如液压机、注塑机、机械手夹紧工件的液压缸等)终止运动时，要求液压缸能继续保

持一段时间的压力,在这段时间内,不再继续前进,同时也暂不回程,这时就要采取保压回路,以保持那些暂不继续运动的执行元件(工作机构)的系统油压。保压的方法有:

①用定量泵和溢流阀的保压:压力由溢流阀调定并保持,与定量泵构成恒压源,如进口节流调速回路,系统简单,可靠,但发热量大(保压时泵的全部流量在溢流阀调定压力下流回油箱),适用于低压小流量系统。

②用蓄能器保压。

③用限压式变量泵保压。

④采用液控单向阀保压。

保压回路需满足保压时间、压力稳定、工作可靠、经济性等多方面的要求。保压性能要求不高时,可采用密封性较好的液控单向阀保压,其方法简单、经济。保压性能要求较高时,需采用补油的办法弥补回路的泄漏,以维持回路中压力的稳定。

### (2)平衡回路

为了防止直立式液压缸及其相联的工作部件因自重而下落或在下行运动中速度超过液压泵供油所能达到的速度而使工作腔形成真空,在液压系统中要设置平衡回路。其办法是在立式液压缸下行的回油路上设置一个适当的阻力,使液压缸的回油腔产生一定的背压,以平衡其自重。

### (3)增压回路

在液压系统中,若某一支路的工作压力需要高于主油路时,可采用增压回路。增压回路可以提高系统中某一支路的压力,采用它可以用较低压力的液压泵得到较高的系统压力。增压回路压力的增高是由增压器(增压缸)实现的。

## 11. 液压泵的卸荷、卸荷类型及适用场合

液压泵在接近于零或很小输出功率下运转的状态称为液压泵的卸荷。

液压泵的卸荷型式有两种:

①压力卸荷:若泵(定量泵)的全部流量或绝大部分流量在零压或很低的压力下流回油箱,泵的这种运转状态称为压力卸荷。此时泵输出的流量虽然很大(泵的全部流量),但输出油压很低(近似于零),故输出功率(流量与压力之积)很小、近似为零。

②流量卸荷:若液压泵(变量泵)在高压、流量为零(或接近零)的情况下运转,则称液压泵的此种状态为流量卸荷。此时泵的输出油压虽然很高,但输出流量很低或近似为零,故输出功率仍然很小(或近似为零)。

液压系统中采用卸荷回路可以实现液压泵的卸荷,从而可以减少功率损耗,降低系统发热,延长液压泵和电机的使用寿命。压力卸荷适用于定量泵;流量卸荷适用于变量泵。

## 12. 顺序动作回路及其实现

用1个液压泵驱动2个或2个以上液压缸按照先后顺序动作的回路称为顺序动作回路。用顺序阀、压力继电器、电磁阀、延时阀、行程阀等都可构成顺序动作回路。图7—26为采用行程阀的顺序动作回路,可实现由①—②—③—④的运动循环:

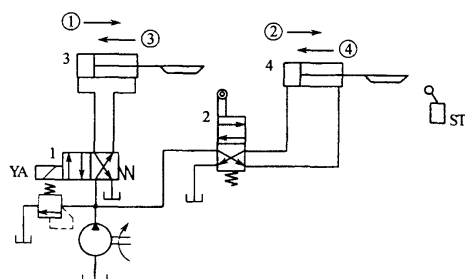


图 7—27 行程阀的顺序动作回路

图示之位置为液压缸3、4的原始位置,电磁阀1带电时,其左位机能起作用,泵所输出的压力油经阀1左位进入液压缸3左腔,推动其活塞向右运动,缸3右腔的回油经阀1左位流回油箱,实



现了运动①；当①运动到终点时缸 3 的行程挡块压下阀 2 的触头，使阀 2 上位导通，泵的输出油液经阀 2 上位进入液压缸 4 的左腔，推动缸 4 活塞向右运动，缸 4 右腔的回油经阀 2 的上位流回油箱，实现了运动②；当②运动到终点时，缸 4 的行程挡块触动行程开关，使电磁阀 1 断电，泵输出的压力油经阀 1 右位进入液压缸 3 右腔，推动缸 3 活塞向左运动、退回，缸 3 左腔回油经阀 1 右位流回油箱，实现了运动③；当缸 3 的行程挡块松开阀 2 的触头时，阀 2 下位导通，泵的压力油经阀 2 下位进入缸 4 右腔，推动其活塞向左运动，缸 4 左腔的回油经阀 2 下位流回油箱，实现了运动④，从而完成了一个由

①—②—③—④的动作循环。

### 13.同步回路及其类型、实现方法，液压缸串联、并联同步回路精度不高的原因及解决办法

使 2 个或 2 个以上的液压缸同步动作(位置同步或速度同步)的回路称为同步回路。它在冲剪机床、锻压机床、立式车床以及工程机械等行业中应用很广。

同步回路有：①机械联结的同步回路；②串联液压缸的同步回路；③带补偿装置的串联液压缸同步回路；④采用调速阀的同步回路；⑤采用同步液压马达的同步回路等。它们分别采用两个相同尺寸的液压缸相并联(①)、相串联(②)、串联带补偿装置(③)、2 个调速阀相并联(④)及 2 个相同排量的液压马达共轴的方式实现两液压缸的同步。

串联、并联液压缸同步精度不高的原因可归结为两条：泄漏和液压缸有效工作面积的差异。两个原因综合作用的结果致使串、并联液压缸同步精度不高——不能保证严格、绝对同步。例如，对于串联液压缸的同步回路，假设两液压缸的有效工作面积、制造精度完全相同，但从第一个液压缸排出、再进入第二个液压缸的油液不可能丝毫没有泄漏，因而第二个液压缸的速度就不可能与第一个液压缸完全相同(何况两液压缸的有效工作面积、制造精度又不可能完全相同)；或者两液压缸之间都没有任何泄漏，但由于二者制造精度存在一定差异，有效工作面积不可能完全相同，因而即便是进油量完全相同，其运动速也不可能绝对相同，因而也不可能达到绝对理想同步。

同步精度不高的原因知道了，解决的办法也就有了。在设备既定条件下，主要是解决因泄漏所造成的不同步。故可采用带补偿装置的串联液压缸同步回路，这种回路不能消除两液压缸在行进过程中的差异，只能保证两液压缸基本同时到达终点(即到达终点的时间差异在所要求的范围之内)，消除两液压缸在行程终点处的位置差异。这种同步回路只适用于负载较小的小型液压机械中。

对于在液压缸行进过程中随时都要求同步、同步精度要求较高的液压系统，只能采用液压或电液伺服机构才能大大提高同步精度、达到理想的同步。

## 第八章 典型液压系统

任何一液压传动系统都是由一些液压元件、液压基本回路按照一定的负载要求设计而成的，因此能否读懂和正确分析液压传动系统是对所学液压元件及液压基本回路的结构、工作原理、性能特点、应用和液压基本知识的检验和综合。

### 基本要求

根据给定的有关条件读懂液压传动系统(特别是中等以上复杂程度的液压传动系统)是学习液压传动课程的主要目的之一。任何一液压传动系统都是由一些液压元件、液压基本回路按照一定的负载要求设计而成，因此能否读懂和正确分析液压传动系统是对所学液压元件及液压基本回路的结构、工作原理、性能特点、应用和液压基本知识的检验和综合。

因此必须重视这一环节。对给定的液压传动系统，在读懂的前提下，通过分析、对比，应能指出该系统在调速、调压、换向等方面的特点、不足，以致能提出改进的措施和建议。这样，不仅对熟悉和掌握具有该系统的设备有利，对类似的液压系统的设计也有帮助。

液压动力滑台是组合机床的通用部件，其液压传动系统是机床类的典型液压传动。通过对该液压系统特点的分析可了解一般机床液压传动的情况。因此要读懂、分析好动力滑台液压系统。

压力机械(设备)是体现液压传动功率重量比大这一突出优点的典型设备，它不同于一般机床的液压传动，为了得到较大的压制力而又不使机器体积过于庞大，一般都采用高压(10MPa~40MPa)，甚至超高压(80MPa~150MPa)。因此对液压机液压系统要读懂、吃透，尤其对类似液压机都有的泄压、快速回程动作过程及主缸与顶出缸的互锁应深入理解并掌握。

液压起货机是船舶机械中常用的设备，属起重机械，由于其工作性质的不同，其液压传动系统远不同于机床，尤其是放下重物、收放绳索、安全及过载保护等动作的液压传动更是如此。通过该设备液压传动系统的分析、学习，可了解一般类似船舶机械的液压传动情况。因此，在读懂双吊杆式起货机液压系统的情况下，应对有别于机床和其他机械的特点、独到之处有所理解和掌握。

## 第九章 气压传动

目标与要求

重点及难点

基本概念

## 第九章 液压系统的设计与计算

通过本章学习,要求掌握液压系统设计计算的内容、步骤和方法,能根据要求拟定液压系统图;能进行必要的计算和选择液压元件。

### 基本要求

液压系统的设计与计算是学习液压课程的另一个主要目的,也是重要的理论实践环节。学完本课后,应能独立地设计出符合设计要求的中等复杂程度以上的液压系统。为此,必须认真阅读教材I中列举的示例(该示例为生产实践中的实例)并通过分析、总结做到如下几点:

①明确设计内容、方法、步骤,但步骤不是死的,有时步骤间可穿插、交叉进行。特别是对于不同的设计对象(例如机床液压系统、工程机械液压系统、冶金设备液压系统、飞机液压系统等),其具体的设计步骤略有差别,而较简单的液压系统有些步骤可以合并。

②学会设计资料的查找方法、设计手册的合理使用、产品样本的正确阅读。有些数据和资料并非通用标准,而是些局部试验或经验材料,引用时应注意使用条件和环境。

③正确理解并学会设计思想。作为液压系统的整体设计方案常通过分析、对比、选择和估算等过程最后定下来。而某些具体参数的设计往往也不是一次完成。常经过设计—检验—否定,再设计—检验—否定等几个回合最后成功。这都是正常现象,应正确理解并掌握。

## 第十章 气压传动

### 学习目标与要求

1. 掌握气压系统的工作原理和组成;
2. 掌握气源装置及辅助元件的工作原理;
3. 掌握气缸的工作原理;
4. 了解气马达的工作原理;
5. 掌握减压阀、顺序阀、流量阀的工作原理及应用;
6. 了解气动逻辑元件的工作原理及应用;
7. 掌握气动基本回路的工作原理及应用;
8. 学会阅读气动系统图;
9. 掌握气动系统的使用与维护知识。

### 学习指导

#### 1. 气动传动系统的组成

根据气动元件和装置的不同功能,可将气压传动系统分成以下四部分:

(1)气源装置 获得压缩空气的装置和设备,如各种空气压缩机。它将原动机供给的机械能转变为气体的压力能,还包括储气罐等辅助设备。

(2)气动执行元件 将压缩空气的压力能转变为机械能的装置,如气缸、气马达等。

(3)气动控制元件 控制压缩空气的流量、压力、方向以及执行元件工作程序的元件,如压力阀、流量阀、方向阀、逻辑元件等。

(4)辅助元件 使压缩空气净化、润滑、消声以及用于元件间连接等所需的装置,如各种过滤器、油雾器、消声器、管件等。

气动传动系统的优点及缺点见教材的阐述。

#### 2. 执行元件

(1)气缸是气动系统中应用最广的一种执行元件,根据使用条件不同,其结构、形状也有多种形式(见教材相应阐述)。气缸一般是由缸筒、前后缸盖、活塞、活塞杆、密封件和紧固件等零件组成。按压缩空气作用在活塞端面上的方向分为单作用气缸和双作用气缸;按气缸的结构特征分为活塞式气缸和膜片式气缸;按气缸的功能分为无缓冲气缸、缓冲气缸、耐热气缸、耐腐蚀性气缸、低摩擦

气缸及增压缸等多种分类。

(2)气马达是把压缩空气的压力能转换成回转机械能的能量转换装置，其作用相当于电动机或液压马达。在气压传动中使用最广泛的是叶片式、活塞式气动马达(其工作原理请参阅教材及配套光盘)。该类马达没有自动润滑装置，需与油雾器配合使用。压缩空气经过油雾器、混入雾状油进入气马达、润滑各运动部分。

(1)减压阀 用来调节或控制气压的变化，并保持降压后的压力值固定在需要的值上，确保系统压力的稳定性的阀。减压阀选择时应根据气源压力确定阀的额定输入压力，气源的最低压力应高于减压阀最高输出压力 0.1 MPa 以上。安装减压阀时，最好手柄在上，以便于操作。

要按气流方向和阀体上的箭头方向，安装在空气过滤器之后，油雾器之前，注意不要装反。调压时应由低到高，直至规定的调压值为止。阀不用时应把手柄放松，以免膜片经常受压变形。

(2)溢流阀(安全阀)为防止管路、气罐等的破坏，当回路中的压力达到某给定值时，使部分或全部气体从排气口溢出，以保证回路压力的稳定。

(3)顺序阀 依靠气路中压力的大小来控制启动回路中各执行元件动作的先后顺序的压力控制阀。其作用和工作原理与液压顺序阀基本相同，顺序阀常与单向阀组合成单向顺序阀。

#### 4. 流量控制阀

通过改变阀的通流面积来调节压缩空气的流量，而控制气缸的运动速度、换向阀的切换时间和气动信号的传递速度的气动控制元件。流量控制阀可分为以下两类：一种是设置在回路中，以控制所通过的空气流量，如节流阀、单向节流阀、行程节流阀等；另一种是连接在换向阀的排气口以控制排气量，如带消声器的排气节流阀。

#### 5. 方向控制阀

用来控制压缩气体流动方向和气流通断，以控制执行元件的动作的一类气动控制元件，它是气动系统中应用最多的一种控制元件。

#### 6. 逻辑阀

以压缩空气为工作介质，利用元件的动作改变气流方向以实现一定逻辑功能的流体控制元件。实际上气动方向控制阀也具有逻辑元件的各种功能，所不同的是它的输出功率较大，尺寸较大。而气动逻辑元件的尺寸较小，因此在气动控制回路中广泛采用各种形式的气动逻辑元件(简称为逻辑阀)。

#### 7. 气源装置

向气动系统提供压缩空气的装置。其主体是空气压缩机，由空气压缩机产生的压缩空气，因含有过高的杂质，不能直接使用，必须经过降温、除尘、除油、过滤等一系列处理后才能用于气压系统。

(1)空气压缩机 是将机械能转换为压力能的装置，是产生压缩空气的机器。其种类很多，按工作原理可分为容积式和动力式两大类。在气压传动中，一般采用容积式空压机压缩机。在容积式空气压缩机中，最常用的是活塞式空气压缩机。选用空气压缩机的依据是气动系统所需的工作压力和流量。目前，气动系统常用的工作压力为 0.5-0.8MPa，可直接选用额定压力为 0.7-1.0MPa 的低压空气压缩机，特殊需要也可选用中、高压或超高压的空气压缩机。

(2)后冷却器 一般安装在空压机的出口管上，其作用是把空压机排出的压缩空气的温度由 140-170℃ 降到 40-50℃，使得其中大部分的水、油转化成液态，以便于经除油器析出。后冷却器一般采用水冷法。

(3)除油器 将经后冷却器降温析出的水滴、油滴等杂质从压缩空气中分离出来，使压缩空气得到初步净化。其结构形式有：环形回转式、撞击折回式、离心旋转式和水浴式等。

(4)干燥器 为了满足精密气动装置用气，把初步净化的压缩空气进一步净化以吸收和排除其中的水分、油分及杂质，使湿空气变成干空气。其方法主要有吸附法和冷冻法。吸附法是利用具有吸

附性能的吸附剂(如硅胶、铝胶或分子筛等)吸附压缩空气中的水分而使其达到干燥的目的。冷冻法是利用制冷设备使压缩空气冷却到一定的露点温度,析出所含的多余水分,从而达到所需要的干燥度。

(5)空气过滤器 滤除压缩空气中的水分、油滴及杂质,以达到气动系统所要求的净化程度。它属于二次过滤器,大多与减压阀、油雾器一起构成气动三联件。安装在气动系统的入口处。空气过滤器主要根据系统所需要的流量,过滤精度和容许压力等参数来选取,通常垂直安装在气动设备入口处,进出气孔不得装反,使用中注意定期放水,清洗或更换滤芯。

(6)储气罐 用来调节气流,减少输出气流的压力脉动,使输出气流具有流量连续性和气压稳定性;储存一定数量的压缩空气以备应急时使用;进一步分离压缩空气中的油分、水分。储气罐的容积设计和选用,是根据用户气动设备或系统在一定时间内所需的空气量和工作压力的要求来决定储气罐内储存的压缩空气供气量、维持气动设备或系统正常工作最低压力等。

#### 8. 气动辅件

(1)油雾器 以压缩空气为动力源的气动元件都是密封气室,不能用普通的方法注油,只能用某种特殊的方法将油混入气流,带到需要润滑的部位。因此,必须在空气管路中设置特殊结构的元件,使普通的液态油滴雾化成细微的油雾混入空气,送到需润滑的部位。油雾器就是这种特殊的注油装置,其作用就是把润滑油雾化后,经压缩空气携带进入系统各润滑部位,满足润滑的需要。油雾器一般安装在过滤器、减压阀之后,一起构成气动三联件,尽量靠近换向阀垂直安装,应避免把油雾器安装在换向阀与气缸之间,以免造成浪费。

(2)消声器 气动回路和液压回路不同,它没有回气管道,压缩空气使用后直接排入大气,因排气速度较高,会产生强烈的排气噪声。为降低噪声,一般在换向阀的排气口安装消声器。在消声器的选择上要注意排气阻力不宜太大,以免影响控制阀的切换速度。

(3)转换器 是将电、液、气信号相互间转换的辅件,用来控制气动系统工作。可分为三类:气/电转换器、电/气转换器、气/液转换器。其相应结构请参阅教材及相应光盘。

#### 9. 气动基本回路

虽然气动系统和液压系统一样,越来越复杂,但总是由一些基本回路组成的,气动基本回路是由有关气动元件组成的,能完成某种特定功能的气动回路。典型回路解释及控制过程详见教材及配套光盘。

(1)换向控制回路 在气动系统中,利用控制进入执行元件的压缩空气的通、断或变向来实现执行元件的启动、停止或改变运动方向的控制回路。换向控制回路可分为单作用气缸换向回路和双作用气缸换向回路。

(2)压力控制回路 对系统压力进行调节和控制的回路。如图 9—1 a 所示为一次压力控制回路。常用外控溢流阀 1 保持供气压力基本恒定或用电接点式压力表 5 来控制空气压缩机的转、停,使储气罐内压力保持在规定的范围内。采用溢流阀结构较简单、工作可靠,但气量浪费大;采用电接点式压力表对电动机进行控制要求较高,常用于对小型空压机的控制,一次压力控制回路的主要作用是控制储气罐内的压力,使其不超过规定得压力值。二次压力控制回路是利用溢流式减压阀来实现定压控制如图 9—1b 所示,二次压力回路的主要作用是控制气动控制系统的气源压力。

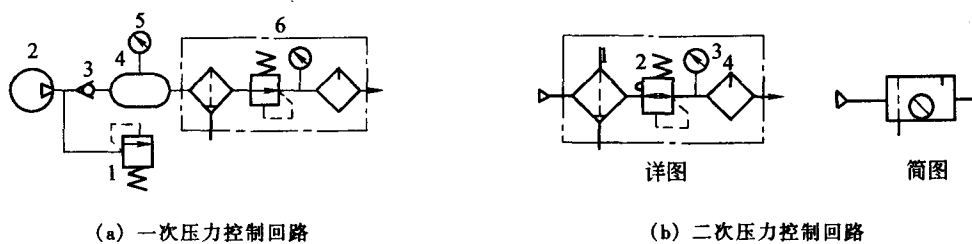


图 9-1 控制回路

(3) 速度控制回路其功用在于调节或改变执行元件的工作速度。主要有节流调速回路、缓冲回路及气/液调速回路等。

(4) 其他回路主要有同步动作回路、互锁安全保护回路、过载保护回路及往复动作回路等。

# 液压传动与控制学习指导书

石延平编