

32. 液压能源和基本回路

本章介绍的液压能源和基本回路是一些最常见的原理性回路,在应用它们构成实际系统时,必须根据该系统的具体功能需要、技术性能、工作环境等要求,从这些基本能源和回路出发,设计出整个系统的回路图。设计过程需经过反复比较、修改,最终选定较合理的控制方式和基本回路,之后,再按用户各种要求完成系统的控制回路。

譬如,液压能源中介绍的恒压源,仅说明其恒压的原理性回路。对于构成液压能源的其它要求,诸如:散热、过滤、压力脉动等,本章基本不论及。读者在参考有关的篇、章后,才能综合地设计出理想的实用能源回

路。本篇仅在典型系统回路部分才有实际的、较全面的能源回路,供读者参阅。

32.1 液压能源

液压系统中的常用能源,根据其输出的主要液压参数特点可以分为三类,即恒压源、恒流源和恒功率源。

32.1.1 恒压源

恒压源是指能提供恒定压力的液压能源。恒压源有三种,即定量泵并联溢流阀、恒压泵,定量泵串联减压阀,分别如图 32.1-1(a)、(b)、(c)所示。

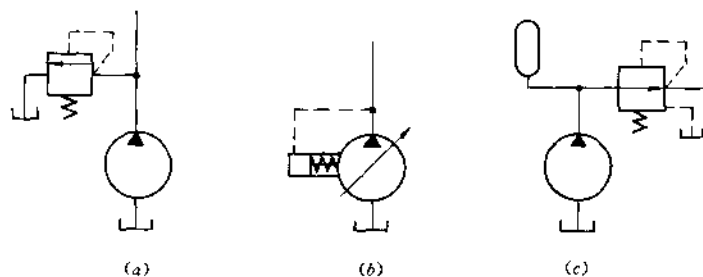


图 32.1-1 恒压源原理

(a) 定量泵并联溢流阀; (b) 恒压泵; (c) 定量泵、蓄能器和减压阀

(1) 定量泵并联溢流阀

这种恒压源一般采用一个恒定转速的定量泵并联溢流阀,其压力是靠溢流阀的调定值决定的。当系统需要流量不大时,大部分流量是通过溢流阀流回油箱,所以,使用这种恒压源的效率不高,能量损失较大,多用于功率不大的液压系统,如一般的机床液压系统。

图 32.1-1(a)所示就是这种恒压源的典型回路。图中并联的是溢流阀,常规的液压系统,常用多个先导级溢流阀或多个溢流阀来实现多级压力调节,以满足系统不同工作阶段对不同压力的需求,如图 32.1-2(a)所示。现在已经常用比例溢流阀代替常规溢流阀来实现这种要求了,如图 32.1-2(b)所示。

(2) 恒压泵能源

恒压泵是具有压力反馈的变量泵,当输出压力有

变化时,通过控制滑阀来改变变量缸的位置,从而改变变量泵的排量(即泵驱动轴转速保持恒定不变时,泵的输出流量相应得到变化),达到维持输出压力不变的要求。由于在恒压泵工作过程中,系统无溢流损失,故可用于功率较大的系统中,作恒压能源。图 32.1-3(a)和(b)显示了恒压泵的基本工作原理。在图 32.1-3(a)中,恒压泵输出压力 p_s 供给系统的同时,通过内部通道既与变量缸的有杆腔相连,又与控制滑阀 3 的左腔相通。变量缸的无杆腔和有杆腔的面积比一般为 2:1,于是,控制滑阀 3 和变量缸就构成了典型的三通阀控缸的回路。变量缸有杆腔内的弹簧 1 刚度不大,它只在 p_s 值相当小时,使变量缸活塞处于最左端位置,使泵的排量最大。在三通阀控缸正常工作时,可忽略弹簧 1 的作用。

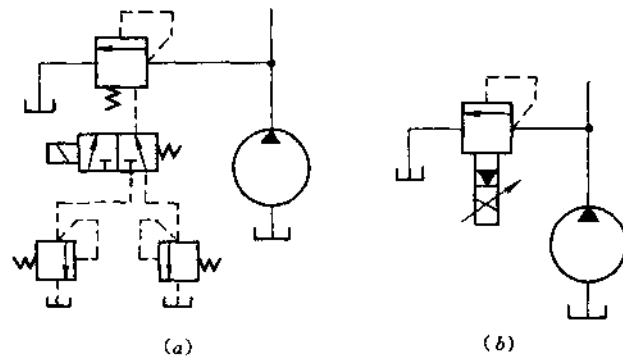


图 32.1-2 定量泵式恒压源
(a)常见溢流阀;(b)比例溢流阀

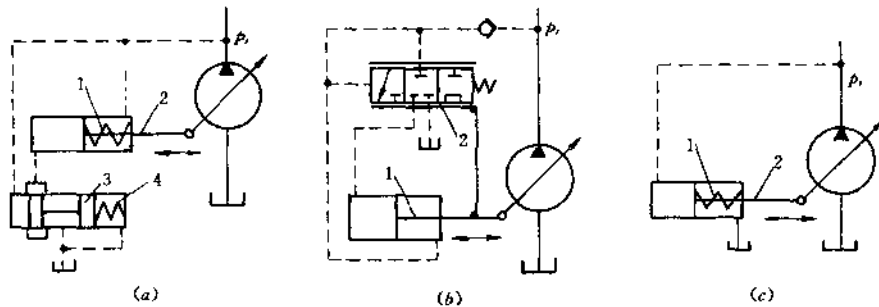


图 32.1-3 恒压泵工作原理

当 p_s 与滑阀 3 端面积乘积而得的力小于弹簧 4 的调定力时, 阀芯 3 处于左端极限位置, 变量缸的无杆腔将与油箱连通, 变量缸活塞在有杆腔 p_s 和弹簧 1 的作用下, 也处于最左端位置, 此时变量泵的排量最大 (其输出流量维持最大值)。当系统压力 p_s 逐渐升高时, 作用于滑阀 3 左面的力就随之增大, 滑阀 3 的阀芯随着弹簧 4 受压也向右移动。在 p_s 为一定值时, 滑阀 3 关闭阀口处于中间位置, 此时变量缸无杆腔与油箱不再连通, 成为封闭状态, 其内的压力值约为 p_s 的一半。活塞杆两边受力亦处于平衡状态。一旦 p_s 进一步增加, 滑阀 3 阀芯进一步右移, 变量缸无杆腔将和泵的输出口相通, 压力达到 p_s 。因变量缸活塞两边面积比为 2:1, 活塞向右的力使活塞右移, 同时减少了泵的排量。直至 p_s 达到调定值, 滑阀 3 的阀芯移动到某一位置, 阀口亦正好在此位置关闭。变量缸活塞就在相应位置平衡, 保持一 p_s 的恒定值。此恒定值可由调节弹簧 4 的预压缩量来得到。因为弹簧 4 的预压缩量比

滑阀 3 阀芯工作时的位移量大几十倍, 甚至上百倍, 所以在 p_s 变化时, 波动量很小, 也就是说 p_s 是恒定的。

达到 p_s 调定值, 三通阀控缸就保证 p_s 值恒定, 若 p_s 因负载引起下降时, 三通阀 3 的阀芯会左移, 使变量缸无杆腔通油箱, 变量缸活塞在 p_s 作用下左移, 使泵排量增加, 同时使 p_s 增加, 直至 p_s 又恢复到调定值。因为实际系统工作时, 这个调节过程相当快, 所以 p_s 可认为稳定在调定值不变, 成为恒压能源。三通滑阀 3 是零开口或正开口型的, 采用正开口型就是为了使三道阀控缸的灵敏度提高, 即可使上述 p_s 的调节过程较快、较灵敏。

很明显, 图 32.1-3(a)、(b) 中变量机构均为三通阀控缸回路。不同之处在于前者缸内有弹簧, 后者无此弹簧代之以变量缸活塞给阀套 1:1 的直接位置负反馈。无疑, 后者的稳定性较容易得到保证。一般说来, 恒压泵作能源的响应速度不如定量泵溢流阀组成的恒压源。

在对压力恒定要求不高的中低压系统中,为了节能亦常用限压式泵替代定量泵并联溢流阀能源。限压式泵的工作原理如图 32.1-3(c)所示。因受弹簧刚度的限制,其压力随流量的变化率较大。

恒压泵式能源的大致工作特性如图 32.1-4 所示,图 32.1-4(a)为限压式泵的特性,图 32.1-4(b)为恒压泵特性。

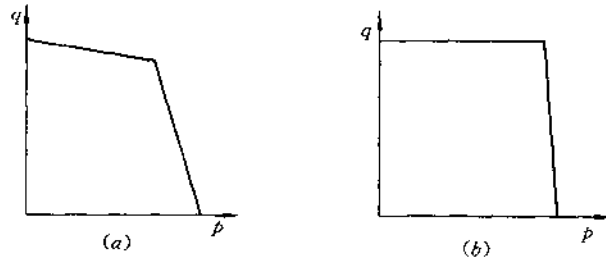


图 32.1-4 恒压泵工作特性

(3) 定量泵、蓄能器和定值输出减压阀构成的恒压源

这种恒压源多用于瞬间流量变化大的伺服系统中。为保证伺服系统执行机构快速作用的需要,此类恒压源的动态响应高,因此瞬间功率也相当大。而用蓄能器来满足瞬间大流量的需求,就可以大大减少泵的容量,避免了能量的浪费。同时,既然减压阀的响应决定了能源的响应,从而保证了恒压源的高频率响应。为提高线性和高频率响应,充气式蓄能器的气瓶容量相当大。定量泵一般排量相对较小。

32.1.2 恒功率源

许多机器和设备常常要求工作时负载的功率不会超过原动机所允许的最大数值。其实,这是希望液压系统能充分利用原动机的功率,如其不然,就会增加对

原动机的功率要求,造成浪费。机器或设备的功率越大,这也就越为重要。

图 32.1-5 是恒功率泵的工作原理。图中三通控制滑阀 3 是液压图形符号,与恒压泵工作原理类似,但其控制滑阀两腔压力不同。在图 32.1-5 中(a)系统负载压力反馈到变量缸的三通控制滑阀 3 上,如泵输出压力与负载压力差小于调定值时,滑阀 3 处于左位变量缸左腔压力降低,在弹簧 1 的作用下,其活塞左移会使变量泵排量增大。反之,若泵输出压力与负载压力差大于调定值时,滑阀 3 处于右位变量缸左腔压力增加,其活塞右移使变量泵排量减小。从而保证转速恒定的变量泵输出压力和输出流量的乘积基本保持不变,即输出功率基本不变。图 32.1-5(b)是一种采用两根压缩弹簧,模拟恒功率曲线的变量泵。

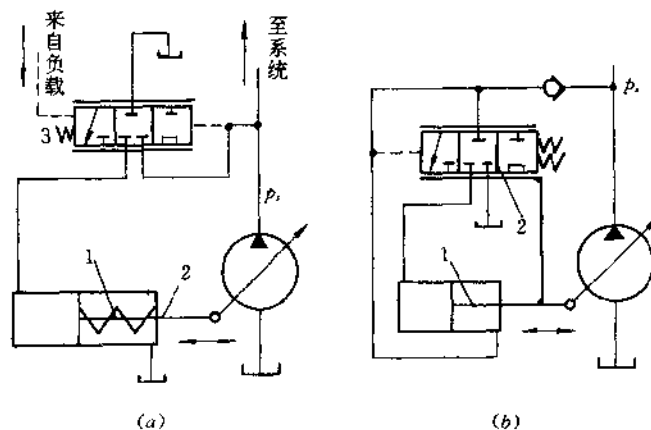


图 32.1-5 恒功率泵工作原理

若纵坐标取为负载速度或液压系统的流量,横坐标取为负载力或液压系统的压力,恒功率的特性曲线就如图 32.1-6(a)所示。为限制最大负载力,液压系统必须限制最大压力。限制最大压力的办法其一是采用溢流阀,这样必然存在溢流损失,其二就是使变量泵处于恒压工作状态。当然后者是优先采用的办法。恒压恒功率特性曲线见图 32.1-6(b)。所以,恒功率源实质上就是一个恒压恒功率源。而采用恒压恒功率变量泵比较合适。

图 32.1-6(a)中的两段直线分别表示了此两根

弹簧的刚度求法,在压力低时候,仅有一根压缩弹簧受压,图 32.1-6(a)中的力 2 和 3 之间的线段,就是此弹簧的刚度所形成的 $p-q$ 特性。当压力高达阀芯的位移压缩到了第二根弹簧时,两根弹簧的复合刚度所造成的 $p-q$ 特性,如 1 和 2 之间的线段所示。既然流量与泵变量机构滑阀阀芯的位移成正比(在大多数泵的结构设计中,都合理地做到了这一点),所以由 1-2 和 2-3 两线段之斜率,很容易计算出每根弹簧的刚度。

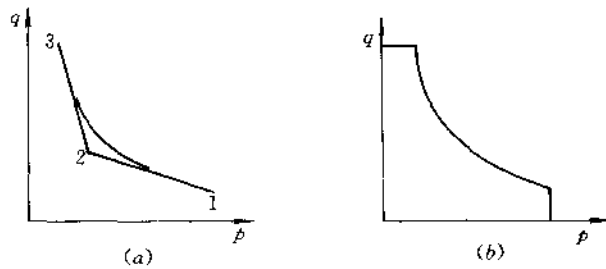


图 32.1-6 恒功率曲线

32.1.3 恒流源

一个“理想”恒流液压源,能把与压力波动无关的恒定流量的油液输送到控制阀。

(1) 定量泵恒流源

图 32.1-7 是最简单的恒流源原理图,它仅由定量泵和安全阀组成。恒速原动机驱动定量泵排出恒定流量的油液,安全阀限制系统的最高压力。在安全阀限定的压力范围内,无论压力如何波动,油液输出油液的流量始终是恒定的。

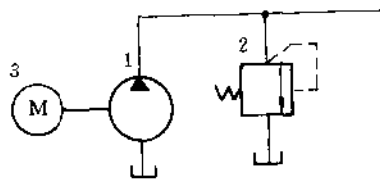


图 32.1-7 定量泵恒流源原理图
1—定量泵;2—安全阀;3—机速动力源

(2) 定量泵限流阀恒流源

某些场合定量泵由变速原动机驱动(如汽车发动机),随着原动机转速变化,定量泵的转速也变化,从而输出时流量也变化。为使泵输出的流量保持恒定,在

系统中增加限流阀。配有有限流阀的恒流源原理图见图 32.1-8。

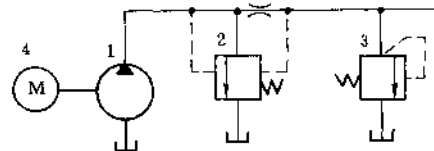


图 32.1-8 定量泵限流阀恒流源
1—定量泵;2—限流阀;3—安全阀;4—变速原动机

一般将限流阀和安全阀合为一体称调节阀,调节阀结构图见图 32.1-9

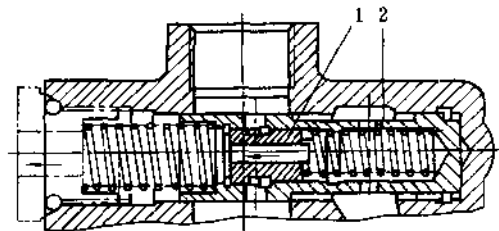


图 32.1-9 调节阀结构图
1—限流阀;2—安全阀

图中限流阀2由弹簧、阀套组成,阀套上开有节流孔2。油液流经节流孔在阀套内外产生压力差,流量越大阀套内外的压差也越大,当作用于阀套外端面的力,大于作用于内端面的力与弹簧力之合力时,阀套左移阀口打开,使高压腔与低压腔相通,油液流向泵的入口,起到限流的作用。限流阀与定量泵同装于一体的恒流泵原理图示于图32.1-10。

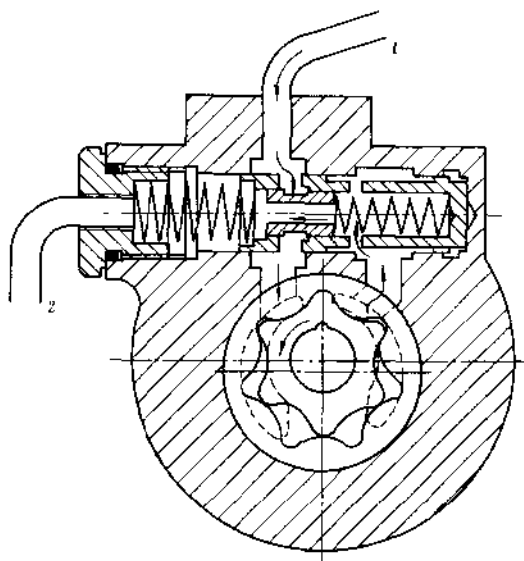


图 32.1-10 恒流泵原理图
1—自油箱来;2—至控制阀

(3) 带流量补偿的定量泵

定量泵如其原动机转速不变的话,就是一恒定流量能源,但是由于存在泄漏,流量不可能绝对不变。而

且任何驱动泵的原动机,如电机、内燃机等,它们的输出转速都会随负载的增加而下降,所以就出现了稳流量的泵,或曰流量补偿式泵。工作原理如图32.1-11所示,图32.1-11(a)为稳流量要求不高的常见于中低压变量叶片泵构成的稳流量泵。图32.1-11(b)利用变量泵变量机构实现流量补偿。图中固定节流孔为薄壁刀口型,以减低温度变化对流量的影响。其工作原理就是利用节流口两端压力差来作为流量的检测参数。图中 p_1 与 p_2 之差与阀芯的弹簧力相平衡,从而驱动阀芯使变量缸移动来相应改变泵的流量。这种结构多用于高压柱塞泵,流量稳定性较好。

32.2 液压回路

32.2.1 减压回路

在液压系统中遇到需要不同恒定压力的执行元件时,尤其是局部需要的压力低于主能源的压力时,常常利用减压回路。例如在机床液压系统中,夹紧回路压力常低于进给回路的压力。图32.2-1是由减压阀构成的减压回路,因其是利用节流的方法减压,能量损失不可避免。在大流量或压力降高的场合一般不益采用。

图32.2-1(a)中主回路压力由溢流阀调定,定值输出减压阀出口压力低于主回路压力。这种回路使用时,由于减压阀是常开式阀门,其负载压力过低时,要防止对主回路压力的影响。图32.2-1(b)是带有额外先导阀的减压回路,此先导阀即为远程调压阀,它可使减压阀获得两种压力值,与图32.2-1(a)并无本质区别。图32.2-1(c)为采用比例减压阀形成的减压回路。能按要求随时调整减压后的压力值,成本比常规减压阀高得多。

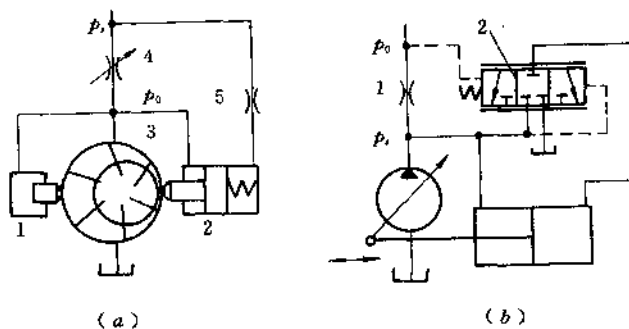


图 32.1-11

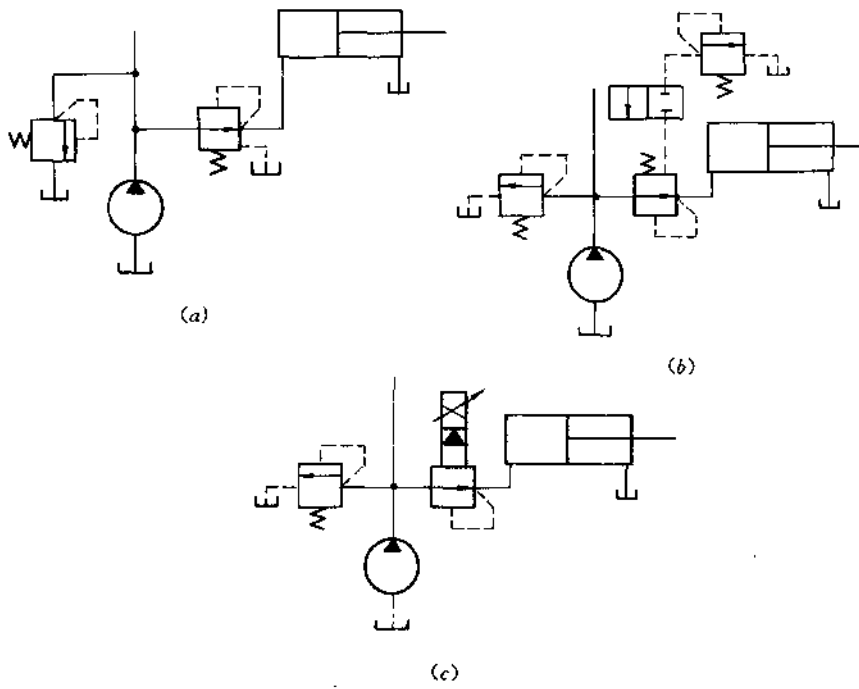


图 32.2-1 减压回路

32.2.2 增压回路

某一局部在一定阶段,往往需要高于能源压力,此时,就需采用增压回路。在压力机液压系统中,常采用

增压回路,既减小了压力机的体积,又降低了系统的能源压力。图 32.2-2 给出了用增压缸实现增压的回路,增压倍数取决于增压缸尺寸。32.2-2(a)是单向

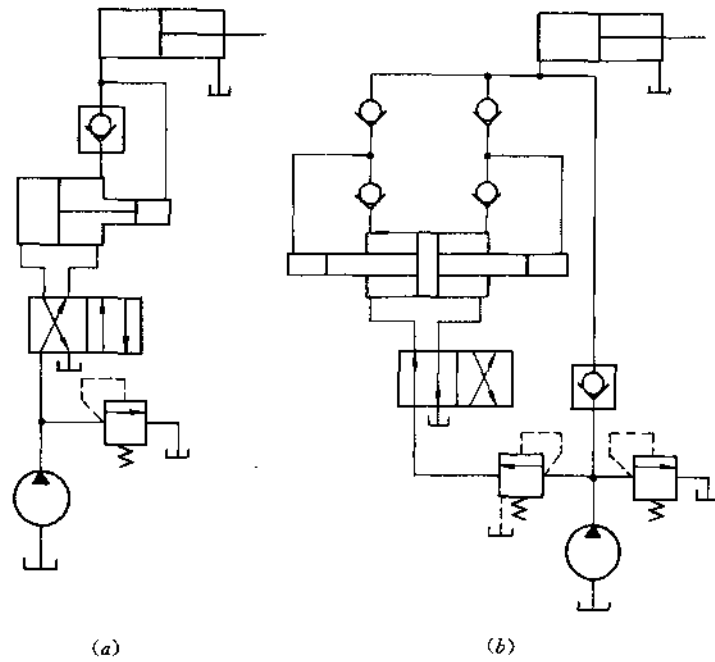


图 32.2-2 增压缸增压回路

增压缸增压回路,多用于增压行程不大的场合。溢流阀用来调定液压泵的压力,二位四通阀用来控制增压动作。图 32.2-2(b)是双向增压回路。它可满足增压行程很长的要求。图中液压泵直接给执行液压缸充液,当系统压力超过顺序阀的调定压力后,双作用式增压缸在二位四通换向阀控制下,使液压缸增压。溢流阀用来限制液压泵最高压力,起安全阀作用。

图 32.2-3 是利用刚性联接的变量马达和定量泵,使能源液压泵和压力得以提高,并输送到执行液压

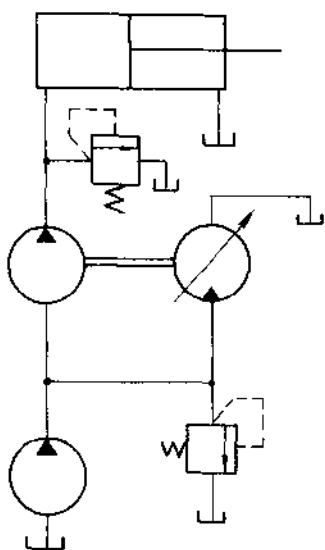


图 32.2-3 独特的增压回路

缸中。因变量马达的出口接回油箱,入口为能源泵的低压流体,根据转矩公式若不计刚性联接的变量马达和定量泵的容积和机械效率,可知,其增压倍数为 $1 + (V_M/V_p)$,式中 V_M 为变量马达的排量, $0 \leq V_M \leq V_{Mmax}$; V_p 为与变量马达刚性联接和定量泵的排量。本回路适用于要求连续增压的工况。

32.2.3 保压回路

在压力机类型的液压系统中,常常需要使工件在恒力或恒定压力下保持一段时间,在这种情况下就必须采用保压回路。由于对压力恒定值、保压时间长短等要求不同,保压回路的方法亦多种多样,下面仅列举几种典型的回路。要指出的是,由于保压时间长或其它原因而用泵直接保压的不在所列回路中。

图 32.2-4 中展示了几种常见的保压回路。其中图 32.2-4(a)采用带电触点压力表来维持压力在一定范围内不变。若压力低于下触点的调定压力值时,因电路接通使泵启动,维持压力高于此调定值。同样,当压力升至上能点接触时,电路断开,使泵停止,执行元件的压力值由单向阀保持,直至压力下降至下能点调定值。很明显,这种保压回路的压力值变化允许较大,起码大于 $0.1 \sim 0.2 \text{MPa}$ 时才能选用。优点是功率损失较小,保压的时间不限。

在图 32.2-4(b)中液压缸的压力由蓄能器保持,最大压力由压力继电器调定,继电器发讯时,二位二通阀可使泵卸荷。压力继电器未发讯时,泵给蓄能器充液、升压。本回路的优缺点与图 32.2-4(a)的回路类似。

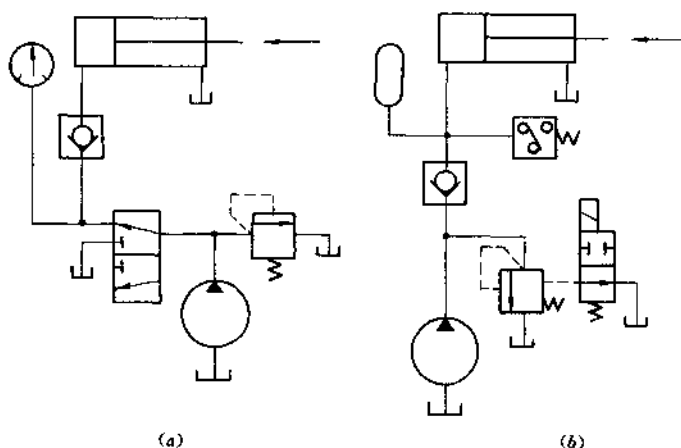


图 32.2-4 典型的保压回路

32.2.4 卸压回路

在液压缸中保持高压后,为避免减压冲击,需要缓慢地释放液体的高压。

在图 32.2-5(a)中当液压缸由开泵保压状态变为缓慢减压状态是靠三位四通阀由右位回到中位实现的,此时压力液体通过可变节流阀、单向阀和三位四通

阀中位流回油箱。卸压的快慢可由节流阀开口大小决定。压力继电器在压力低于调定值时,可发讯使三位四通阀切换到左位,使液压缸活塞快速上升。

图 32.2-5(b)与图 32.2-5(a)不同之处在于卸压后,顺序阀关闭,液控单向阀打开,回路转换成活塞上升的动作。

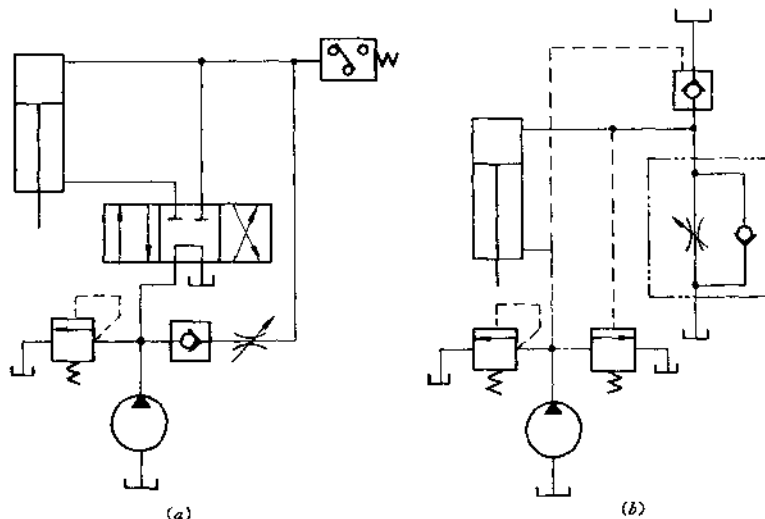


图 32.2-5 典型的卸压回路

32.2.5 卸荷回路

当系统只需少量的功率输出或不需输出功率时,使液压泵无功运转或在相当低的出口压力下运转,以减少系统的功率损失和噪声,延长泵的使用寿命。

图 32.2-6 显示了四种使泵卸荷的回路。图 32.2-6(a)利用换向阀中位机能,使泵卸荷,除了图 32.2-6(a)中所示的 M 型机能外, H 型、K 型机能亦可实现卸荷功能。图 32.2-6(b)用小流量的二位二通阀将溢流阀遥控口与油箱沟通,从而溢流阀全打开,使泵得以卸荷。厂家往往把此二位二通阀与溢流阀做成一体,俗称电磁溢流阀。图 32.2-6(c)是在双泵供油的系统中,利用高压使低压泵的溢流阀打开,使低压大流量泵卸荷。图 32.2-6(d)是在多执行元件的系统中,将控制这些执行元件的换向阀中位同时全部接通油箱,使泵卸荷。

32.2.6 平衡回路

当执行机构在不运动时深受重力负载,为了平衡此重力负载,维持执行机构不动采用平衡回路。最常用的办法就是在液压回路中加上平衡阀。也就是说平衡回路实质上是起平衡重力负载的作用。

平衡回路对闭锁性要求、可靠性要求都较高。所以阀口多用密封性好的锥阀型式。平衡阀实际就是单向顺序阀或液控单向阀。图 32.2-7(a)和(b)分别为上述两种阀构成的液压平衡回路。

32.2.7 调速回路

在液压系统中最重要就是要控制对象的速度

(1) 节流调速回路

利用节流口过流断面面积的变化来调节执行元件(液压缸或液压马达)的速度,统称为节流调速。下面以液压缸为例来说明节流调速回路的类型和主要特点。

图 32.2-8 中列出了节流调速三种基本类型,即按节流阀在液压缸的进口、出口和旁路来分类的。即进口节流调速,出口节流调速和旁路节流调速。图 32.2-8(a)利用串接在进油路的节流阀进行调速,能源由定量泵并联溢流阀构成。多用于功率小、低速的机床低压系统中,调速范围较大、效率低不能承受反向负载。因用节流阀速度刚性也不理想。这种回路若用调速阀代替节流阀,可使速度刚性良好,但节流损失会更大。此种回路能源亦可用限压式变量泵来代替,可

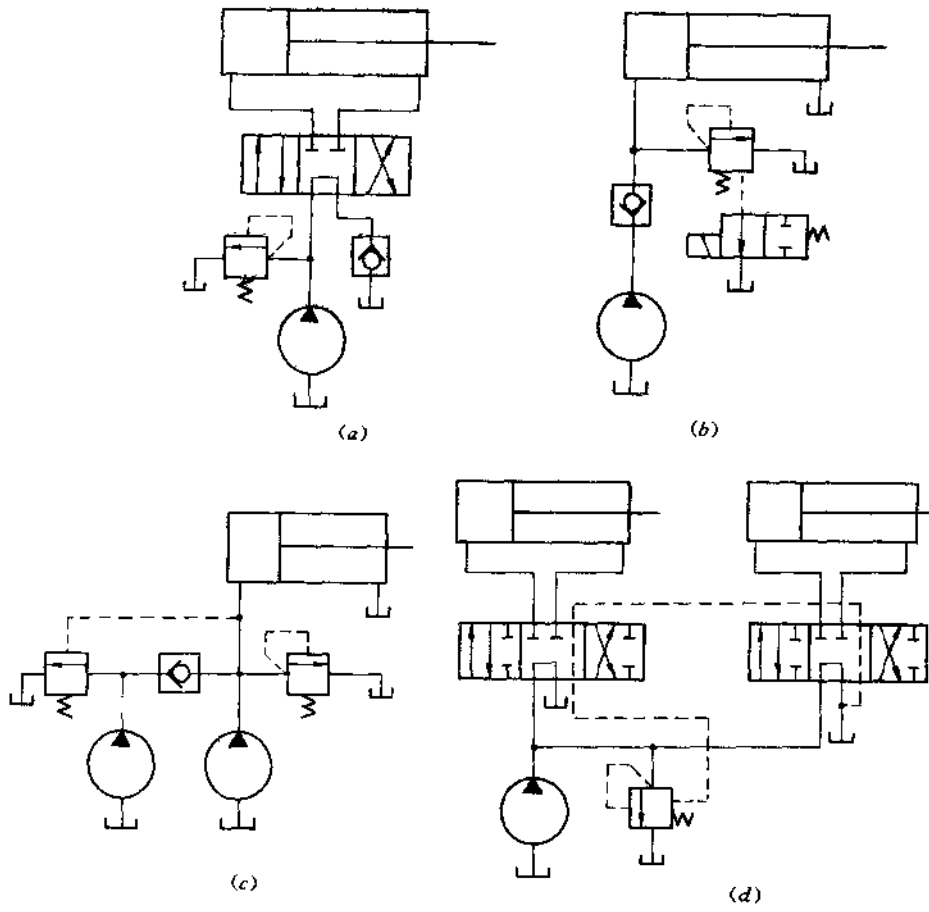


图 32.2-6 典型的卸荷回路

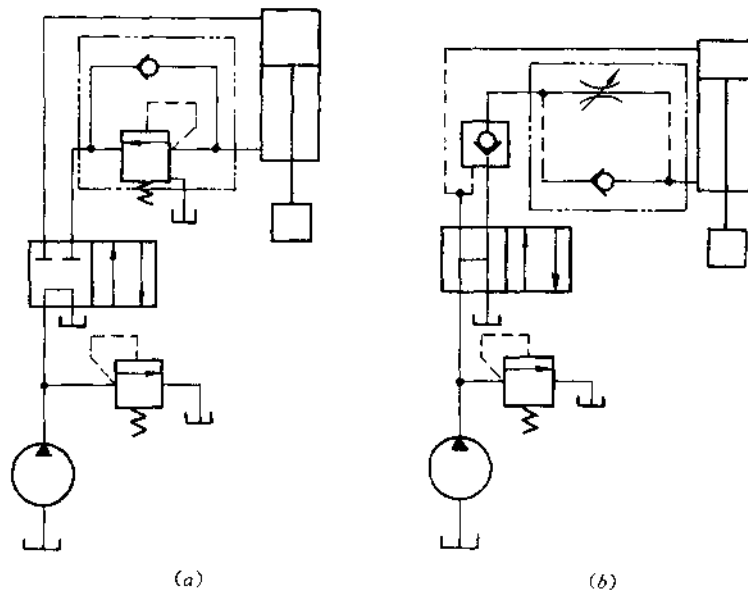


图 32.2-7 典型的平衡回路

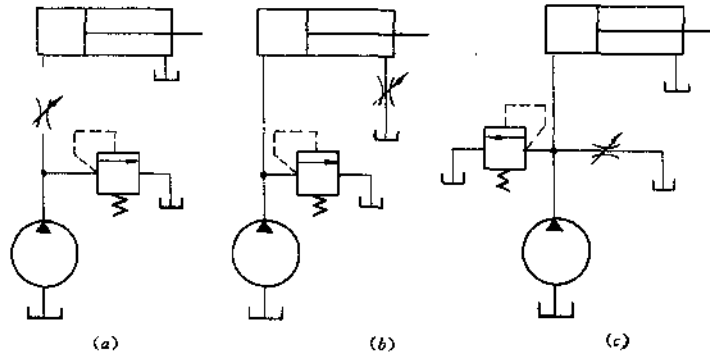


图 32.2-8 节流调速基本回路

改善整个回路的效率,避免溢流损失。

这种回路用在中等功率时可用溢流节流阀取代节流阀和溢流阀,速度刚性可以改善,效率较高。

图 32.2-8(b)为出口节流调速回路,其基本特点同上,但因节流阀装在液压缸出口油路上,故可承受及向负载。同样,用调速阀代替节流阀可改善速度刚性。

图 32.2-8(c)图是把节流阀与液压缸并联,常称旁路节流调速。图中溢流阀作安全阀使用,正常工作时不工作。本回路效率较高,但调速范围较小,不易承受反向负载,承载能力还与速度有关,适用于高速,中等功率场合。若用调速阀代替节流阀也可改善速度刚

性和承载能力。

需要指出的是,现在常用比例流量阀取代节流阀,这样回路的速度可以用电信号无级调节。随着比例阀生产量的增加,成本下降和计算机控制的迅猛发展,这种趋势不可避免。

(2) 容积调速回路

通过改变变量泵或变量马达的排量来获取执行机构不同速度的方法,称为容积调速。因无节流损失,所以效率较高。图 32.2-9 给出了容积调速的三种基本型式,图中用液压马达作为执行元件。

图 32.2-9(a)和(b)分别给出了变量泵—定量马

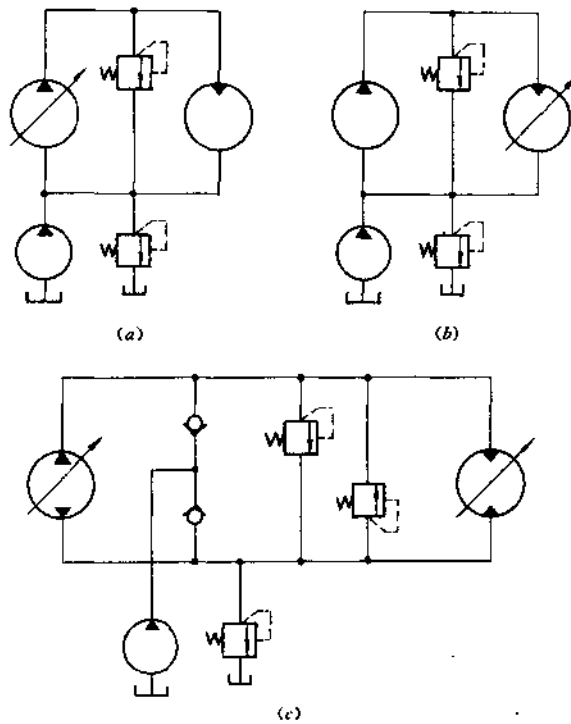


图 32.2-9 容积调速回路

达组合和定量泵—变量马达组合的两种容积调速回路,有一个小流量定量泵并联溢流阀的定压能源给低压管路供液,以保持低压恒定和补偿漏损。并都用溢流阀(当安全阀用)来限制高压油路的压力,保持系统的安全。前者调速范围大,速度刚度受元件泄漏影响。输出速度和调节变量成线性关系。后者调速范围小,输出速度和调节变量成反比关系,容积效率同样影响速度刚性。

图 32.2-9(c)为前两种回路的综合,调节程序有限制。多用于调速范围要求大的场合。

32.2.8 增速回路

在能源流量不变的情况下,使控制对象速度能够提高,可使用增速回路。增速的办法不外乎充分利用

执行元件的结构,或增加供给执行元件更及的流量。图 32.2-10(a)利用差动缸的差动连接使液压缸获得较快速度。差动连接带横向阀来实现(图中未画出换向阀)。增速比由液压缸两腔有效工作面积确定。

图 32.2-10(b)利用专门设计的增速缸来获得增速。功率利用合理,但只能单向增速,增速比由该缸的几何尺寸确定。

图 32.2-10(c)利用垂直放置液压缸的重力快速下降来获得增速,这时要增设副油箱以给快速下降时的液压缸上腔供油,避免吸空。

图 32.2-10(d)由大、小流量两个泵 p_1 、 p_2 同时供液来增速,当压力高,流量小时,横向阀使 p_1 泵卸荷。

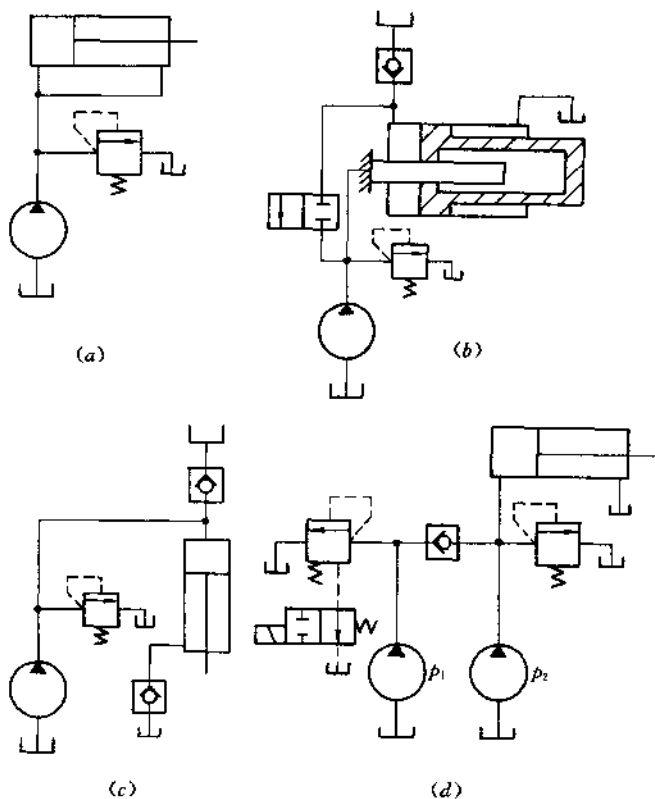


图 32.2-10 增速回路

32.2.9 换速回路

速度的切换是机器设备的普遍需要。如机床中快进—工进(慢速)—快退这个最简单的工作循环就要求速度能切换。实现速度切换最常用的办法就是利用换向阀(包括行程阀)。而电磁换向阀的换向又完全可以由行程开关控制。

图 32.2-11(a)为通过二位二通换向阀实现速度换接的简例,当快速时,二位二通阀左位工作,液压油通过二位二通阀直接推动液压缸活塞较快右行,当液压缸活塞杆到达一定行程时,行程开关接通,使二位二通阀右位工作,此时液压油要通过节流阀后进入液压缸,从而使液压缸活塞减速慢行。

若用行程阀代替行程开关,见图 32.2-11(b)。行程阀在行程变化的使用场合,明显不如行程开关方便。但两者都是由液压缸的行程发讯的。

图 32.2-11(c)为通过压力来发讯实现速度换接的例图。当泵出口压力达到顺序阀开启前,液压缸成差动连接从而快速右行,当泵出口压力足够大,且使顺

序阀开启后,液压缸有杆腔油液将通过调速阀流回油箱,速度由调速阀控制。

图 32.2-11(d)是用比例流量阀电信号的变化进行速度的无级调节。

由于液压比例阀的迅速发展,采用闭环控制来实现调速、换速的场合也越来越普遍。

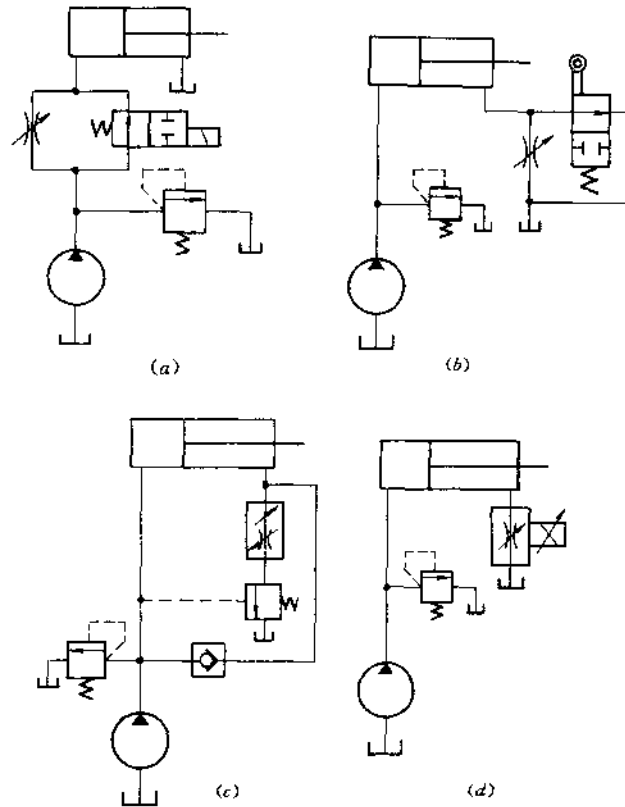


图 32.2-11 调速回路

32.2.10 缓冲制动回路

当要使运动的执行元件迅速停止或横向时都可能出现液压冲击和负压的情况,为使制动时间尽可能短、冲击尽可能小,就需要采用缓冲制动回路。

图 32.2-12(a)是电液动三位四通阀工作原理图,为保证电液动阀第二级液动阀换向平稳,在液动阀阀芯两端回路上都采用了节流阀并联单向阀的典型的缓冲制动回路。因为可调节流阀限制了回油流速,使液动阀阀芯运动速度受到限制。

图 32.2-12(b)给出了用溢流阀实现缓冲制动的回路。用于制动的溢流阀 B 的调定值要适当高于系统溢流阀 A 的工作压力。相对来说,这种回路冲击压

力较高。图 32.2-11(c)是用于液压马达双向制动的回路。用单向阀构成桥式回路,以保证制动腔和溢流阀进油口沟通,同时马达另一腔与油箱连通。

至于液压缸采用的缓冲制动回路,详见有关章节。

32.2.11 定位回路

使执行元件(多为各种液压缸)移动到某一子定位位置,并固定在此位置上,称之为定位回路。希望定位精确,可靠。图 32.2-13 给出了三个实例。其中图 32.2-13(a)利用三位四通阀不同位置使缸有三个不同位置,定位精度不高,且要持续供给液压缸压力流体。图 32.2-13(b)利用专用缸借助两个两位四通阀切换组合获得三个不同位置。定位精确,可靠。图 32.2

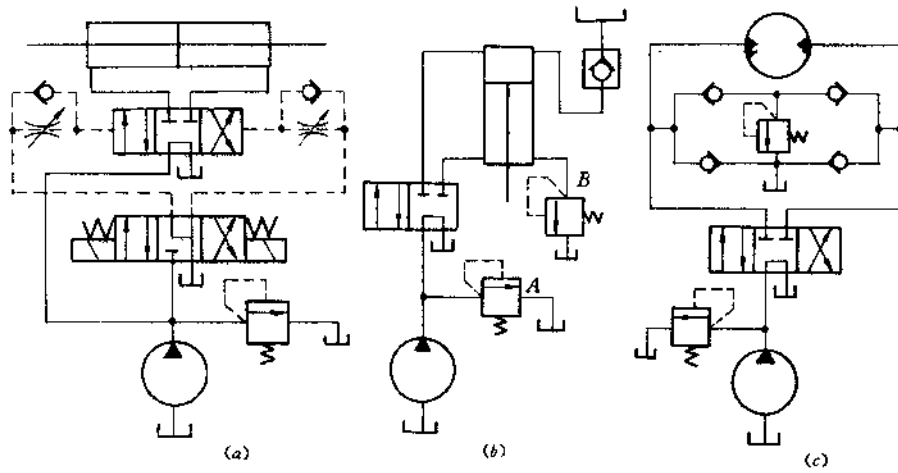


图 32.2-12

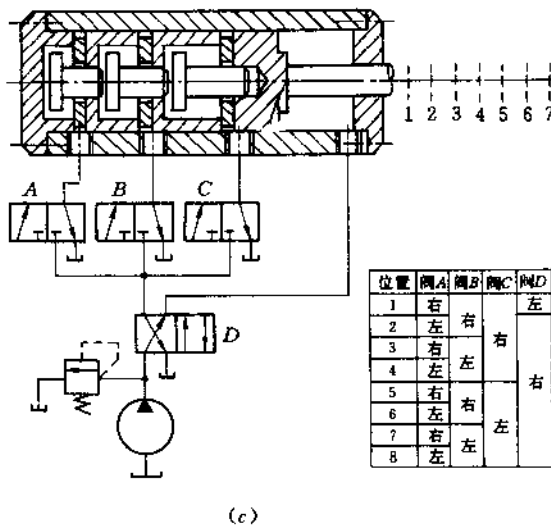
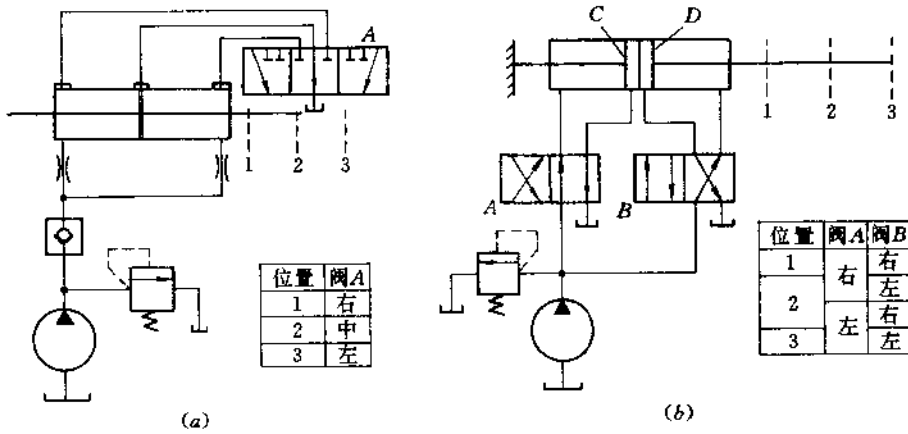


图 32.2-13 定位回路

13(c)利用步进式液压缸在多个二位三通阀切横组合下,获得多个不同位置,定位精确。图中表格给出了工作位置的实现原理。

需要特别指出的是液压回路中最常用的定位办法是用行程开关控制换向阀,此法精确且位置可调。而且电气控制便于与可编程控制器等微机接口,实现计算机控制。目前控制回路中的点位控制多用此方法实现。

32.2.12 锁紧回路

这种回路就是闭锁执行元件进、出口通道,使执行元件锁定在规定位置上,无论负载如何变化执行元件也要能保持不动。所以锁紧回路可靠性是非常关键的。广义上讲,三位换向阀中位的M型或O型也是一种锁紧回路,但因换向阀泄漏影响,锁定时间不能持久,可靠性不够高。图 32.2-14 为最常用的液控单向阀构成的锁紧回路。

32.2.13 换向回路

换向回路是为改变执行元件的运动方向的。这种

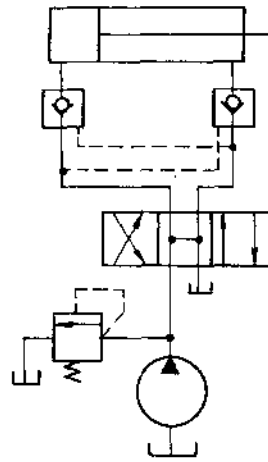


图 32.2-14 锁紧回路

回路多是用各种各样的横向阀来实现的,所以用常规换向阀的一般回路就不在这里赘述了。

图 32.2-15 中列出了几种换向回路。

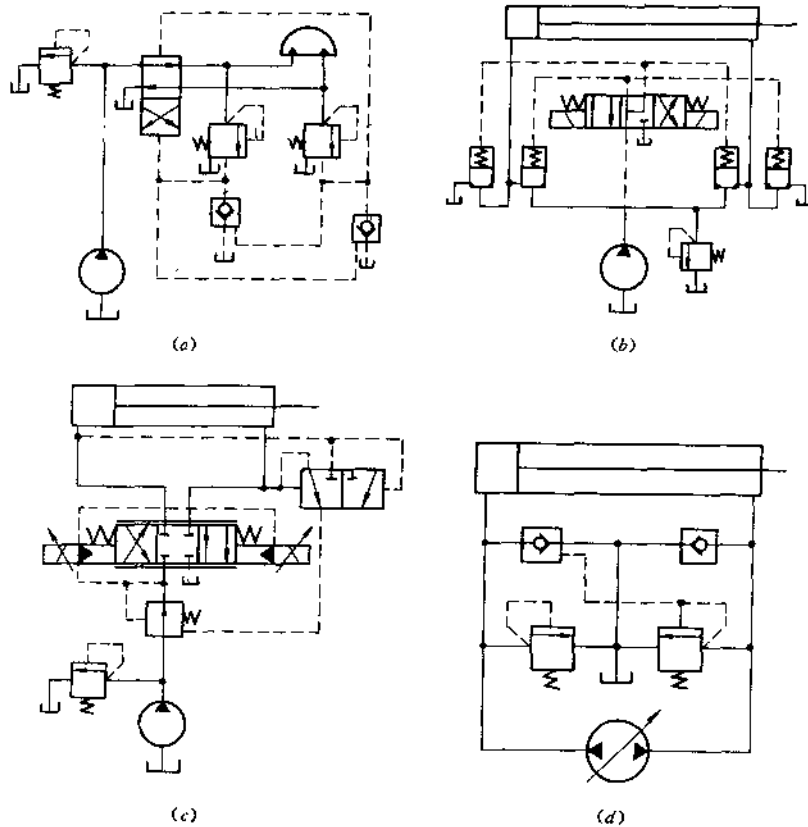


图 32.2-15 横向回路

在图 32.2-15(a)中执行元件为摆动马达在二位四通阀操作下实现往复摆动。二位四通阀在负载压力超过顺序阀调定压力时切换。本回路运动平稳,有安全保护作用。

图 32.2-15(b)为插装阀构成的三位四通阀换向回路。本回路动作平稳、用于高压、大流量的场合。

图 32.2-15(c)为电液比例阀实现的横向、调速回路。定差式减压阀为主换向阀提供压力补偿。本回路控制性能好,动作平稳,用于速度变化缓慢,运动负载质量不大的场合。

图 32.2-15(d)为双向变量泵控制液压缸的回

路,用双向变量泵实现换向和调速。本回路用于压力高,流量较大的场合,换向平稳。

32.2.14 同步回路

这种回路用来使两个以上的执行元件获得运动上的同步。因为不同的执行元件在制造质量,结构刚度、负载、摩擦、泄漏等方面都存在差异,所以需要保证同步运动的回路。本回路结构简单,使用方便,同步精度有多种多样的回路型式。

图 32.2-16(a)通过刚性联接获得液压缸的同步运动。本回路工作可靠,结构简单,但只适用于同步缸距离近而偏向载荷较小的场合。

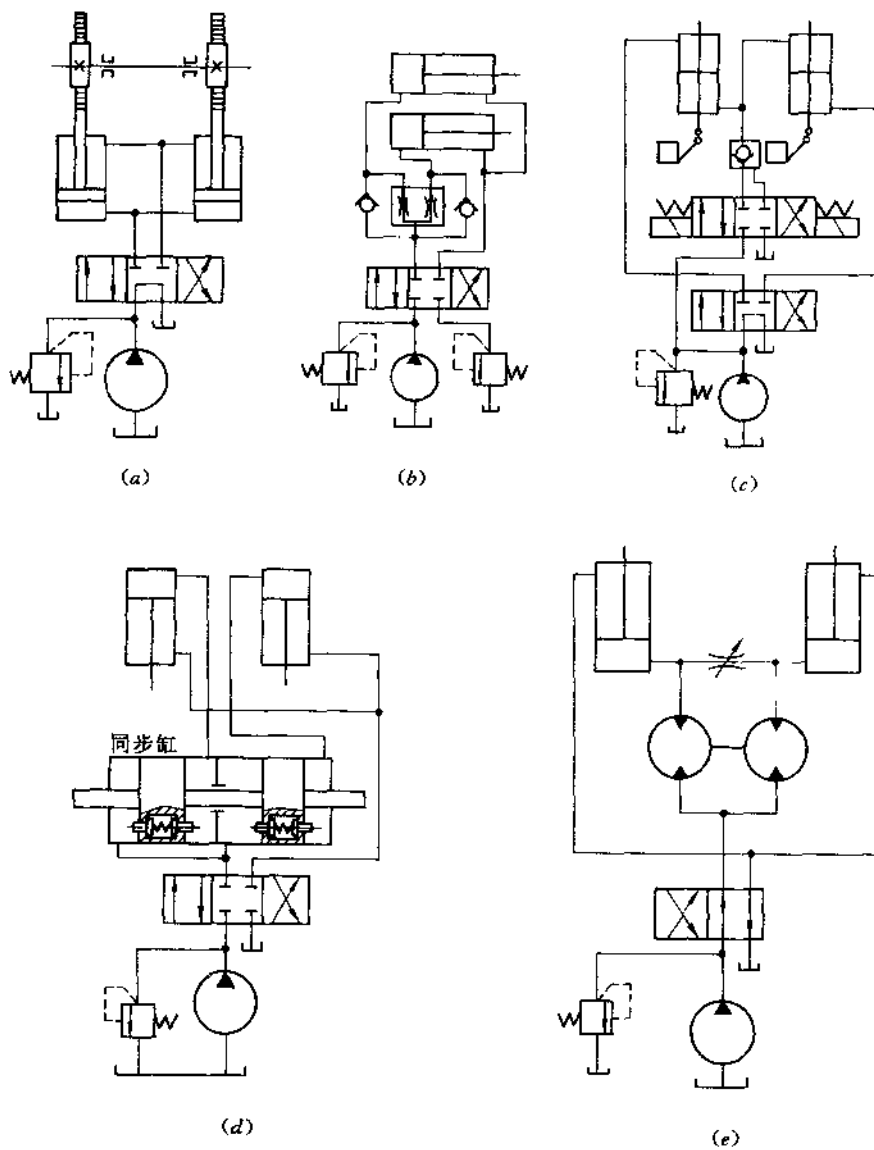


图 32.2-16 开环同步回路

图 32.2-16(b) 是利用同步阀实现单向同步运动的回路。本回路结构简单, 使用方便同步精度中等, 在行程终端可以消除位置误差, 缺点是效率低, 压力损失大, 故不适用于低压系统。

图 32.2-16(c) 用串联液压缸实现同步, 并用液控单向阀和横向阀在行程端部消除位置误差。本回路结构简单, 能适应偏载, 精度中等, 效率较高, 但要求两缸工作面积必须相等。

图 32.2-16(d) 用制造精良的同步缸获得液压缸的双向同步。同步缸活塞上单向阀的作用是在行程终端消除两缸的位置误差。本回路可承受较大偏载, 同

步精度较高, 效率也高, 但专用缸成本高, 体积偏大, 而且要求两液压缸的工作面积相等, 适于工作行程不长的场合。

图 32.2-16(e) 利用同轴相联的两个同排量的液压马达实现同步运动。节流阀的作用是在行程终端处消除两缸的位置误差。本回路因受马达排量、容积效率和负载差异的影响同步精度不高, 成本也高, 且要求两缸有效工作面积相等, 适用于行程较长的场合。

图 32.2-17 列出了三种利用闭环的反馈信号实现同步运动的回路。

图 32.2-17(a) 利用比例变量泵 A 根据位移传

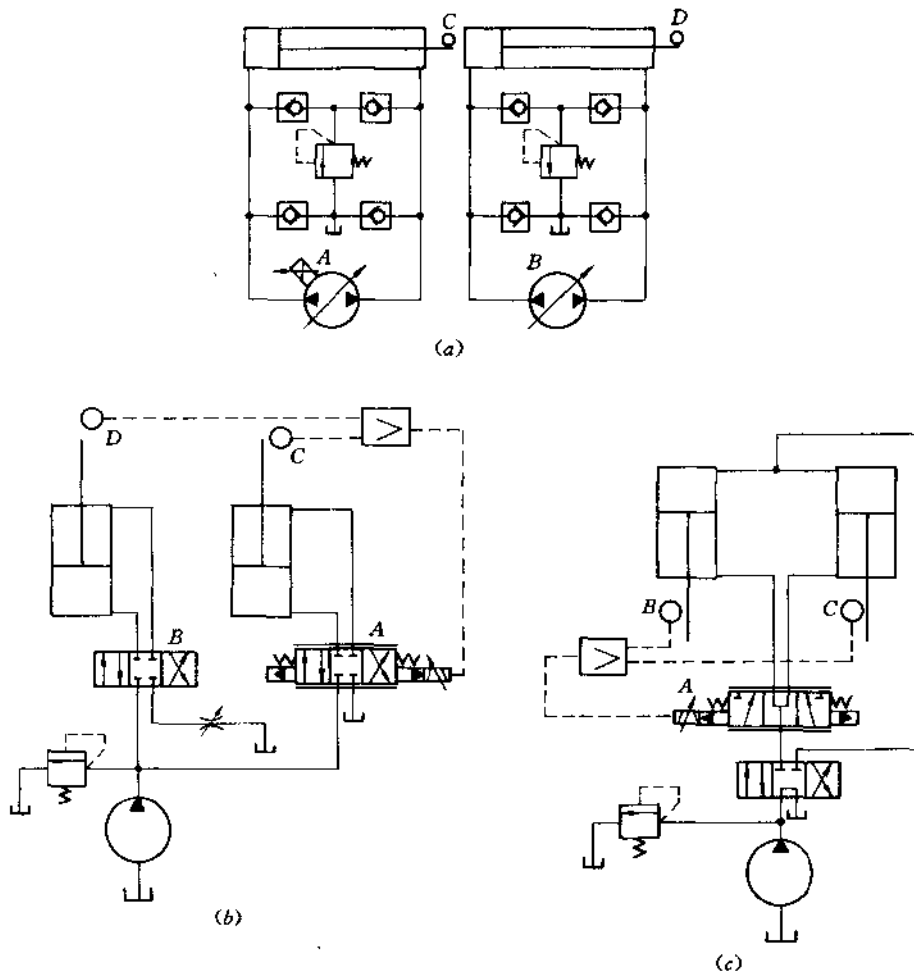


图 32.2-17 带反馈的同步回路

感器 C 和 D 的反馈信号来输出与变量泵 B 相同的流量, 从而使两液压缸同步运动。本回路同步精度高、效率高、运动速度可调, 且不易受各种干扰影响, 但价格较贵, 适用于两缸相距近, 同步精度要求高的场合。

图 32.2-17(b) 利用伺服阀 A 接收位移传感器 C 和 D 的反馈信号来保持输出流量与换向阀 B 相同, 从而实现两缸同步运动。本回路同步精度高, 价格昂贵适用场合同图 32.2-17(a)。亦可用比例阀代替伺服

阀,使之价格降低,但同步精度相应也要降低。

图 32.2-17(c)用伺服阀直接控制两个缸的同步运动,特点同图 32.2-17(b)。

32.2.15 顺序动作回路

使液压系统中的若干执行元件按规定的顺序依次动作,需要顺序动作回路。一般利用各种换向阀,尤其是电磁换向阀来完成顺序控制。在计算机控制领域也称为程序控制。用行程开关控制顺序已逐渐被计算机控制代替,故本节不对利用行程开关控制顺序的方式进行介绍了。

图 32.2-18(a)是用单向顺序阀实现两个液压缸顺序动作的。本回路功率损失大,可靠性不够好。

图 32.2-18(b)为用压力继电器操纵电磁换向阀实现顺序动作的回路。本回路的可靠性取决于压力继电器。

图 32.2-18(c)为用顺序缸实现两个以上液压缸顺序的回路。工作可靠,但行程和顺序都不能改变。本回路适用于顺序固定的专机,且压力也不高的场合。

32.2-18(d)用延时阀使两液压缸实现单向顺序动作。延时时间由节流阀调节。本回路结构简单,但可靠性差,因为延时受负载和温度影响,不宜用在延时过长的场合。值得一提的是可用时间继电器来代替延时阀来实现顺序控制,时间可以相当准确。

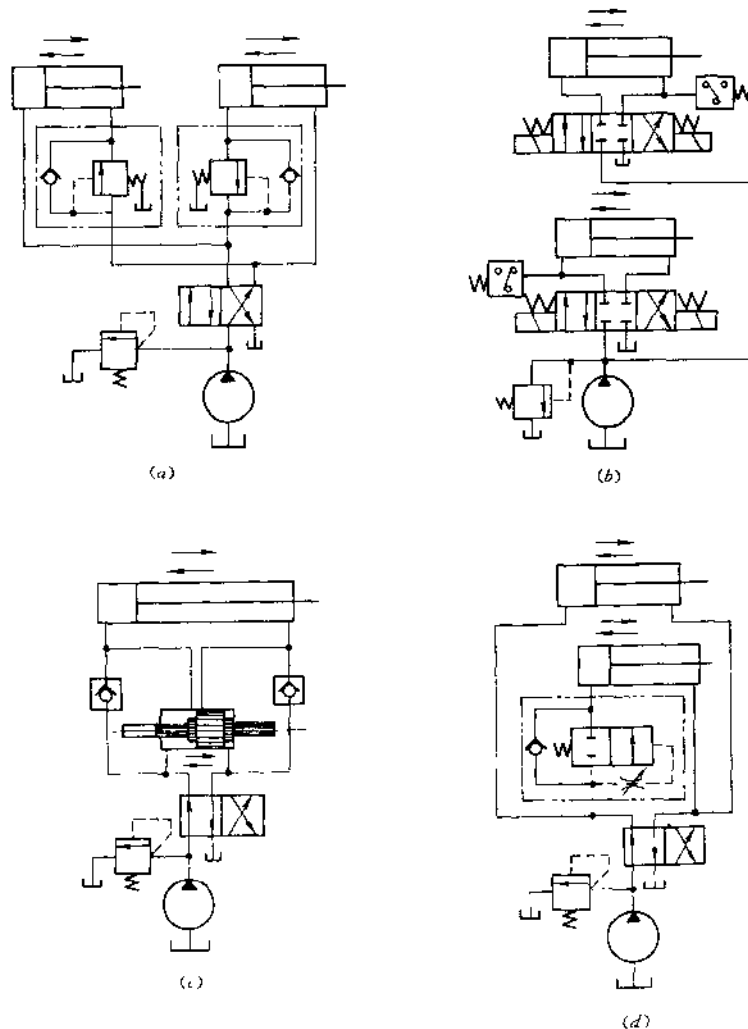


图 32.2-18 顺序控制回路

32.3 液压控制回路

本节所叙述的回路是液压控制系统的执行回路。即由液压执行元件和控制它们的液压放大元件(如液压滑阀放大器)构成的回路。

一般来说,液压放大元件有两类,即液压滑阀等节流放大元件和液压泵一类的容积式放大元件。所以就

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right) F_L}{\frac{V_t M_t}{4B_p A_p^2} s^3 + \left(\frac{K_{ce} M_t}{A_p^2} + \frac{\beta_p V_t}{4B_p A_p^2} \right) s^2 + \left(\frac{kV_t}{4\beta_e A_p^2} + \frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} + 1 \right) s + \frac{K_{ce} k}{A_p^2}} \quad (32.3-1)$$

- 式中 x_p ——液压缸活塞位移;
 x_v ——液压滑阀位移;
 M_t ——活塞及折算到活塞上的总质量;
 B_p ——活塞及负载等运动件的粘性摩擦系数;
 k ——负载运动时的弹性负载刚度;
 F_L ——作用在活塞上的综合负载力;
 V_t ——液压缸等效总容积;
 A_p ——活塞面积;
 β_e ——液压流体的容积弹性模量;

$K_{ce} = K_c + C_t$, 包括泄漏在内的总的压力流量系数。其中 C_t 总是泄漏系数 $C_t = C_i + \frac{C_e}{2}$, C_i, C_e 分别为内外泄漏系数。 K_c 为阀的压力流量系数, 一般取

$$K_c = - \left. \frac{\partial Q_t}{\partial p_t} \right|_{\substack{q_t=0 \\ p_t=0 \\ x=0}} = K_m$$

32.3.2 三通阀控缸

图 32.3-2 是三通阀控缸的液压回路图。其传递函数为

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A} x_v}{\frac{VM_t}{\beta_e A^2} s^2 + \left[\frac{M_t(K_c + C_t)}{A^2} + \frac{B_p V}{\beta_e A^2} \right] s + \left[\frac{kV}{\beta_e A^2} + \frac{B_p(K_c + C_t)}{A^2} + 1 \right] s + \frac{k(K_c + C_t)}{A^2}} \quad (32.3-2)$$

- 式中 A ——单杆缸无杆腔的活塞面积;
 V ——无杆腔的等效容积。
 其余参数的意义见式(32.3-1)。

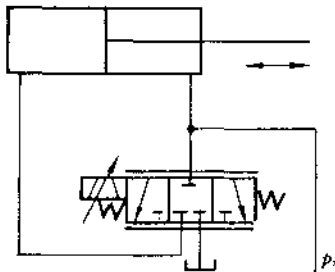


图 32.3-2 三通阀控缸

有阀控缸, 阀控马达、泵控马达和泵控缸四大类控制回路。

32.3.1 四通阀控制液压缸

四通阀控制液压缸简称四通阀控缸, 其组成回路如图 32.3-1 所示。它的能源采用恒压源。

一般四通阀多用理想的零开口阀或正开口阀。其传递函数表达式为

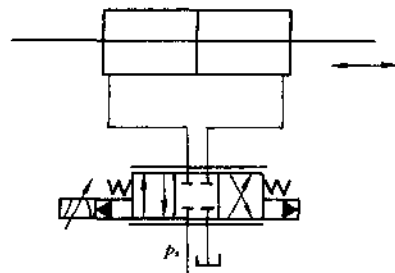


图 32.3-1 四通阀控缸

32.3.3 四通阀控马达

四通阀控马达回路图见图 32.3-3。其传递函数

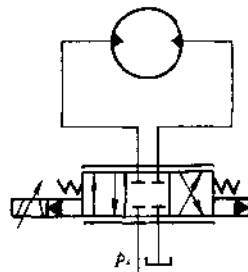


图 32.3-3 四通阀控马达

与四通阀控缸完全一样,只是输出的直线位移变为角位移而已。 传递函数表达式为

$$\theta_m = \frac{\frac{K_{\alpha} X_v}{D_m} - \frac{K_{\alpha}}{D_m^2} \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{\alpha}} + 1 \right) T_L}{\frac{V_t J_t}{4\beta_e D_m^2} s^3 + \left(\frac{K_{\alpha} J_t}{D_m^2} + \frac{B_m V_t}{4\beta_e D_m^2} \right) s^2 + \left(\frac{G V_t}{4\beta_e D_m^2} + \frac{\beta_m K_{\alpha}}{D_m^2} + 1 \right) s + \frac{K_{\alpha} G}{D_m^2}} \quad (32.3-3)$$

式中 Q_m ——马达输出角位移;
 D_m ——马达每弧度排量;
 B_m ——总的粘性摩擦系数;
 G ——负载扭转弹簧刚度;
 T_L ——作用于马达轴上的负载力矩。

其余参数的意义见式(32.3-1)

一般来说,马达腔的容积 V_t 小于缸的总容积,所以一般阀控马达的动特性要好于阀控缸。

32.3.4 泵控马达

变量泵作为控制放大元件,其快速性明显要比阀差,但因其效率高,无节流损失,在中大功率控制系统中亦常常采用这种控制方式。

变量泵控定量马达回路的线性较好。马达可双向转动。变量泵的变量控制机构,往往又是—个小功率的三通或四通阀控缸的局部回路。

图 32.3-4 给出了泵控马达回路。图中低压力供油回路、安全阀等在传动回路中已有说明。实际系统的控制信号常是由阀进入,最终由马达转给负载。但这里就包括了阀控缸和泵控马达两类基本回路,所以本节以变量泵的排量作为输入量,以马达输出角位移

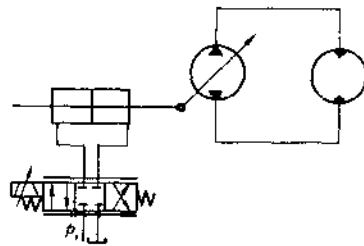


图 32.3-4 泵控马达

作为输出量表达出泵控马达的传递函数为

$$\theta_m = \frac{D_p \frac{\omega_p}{D_m} - \frac{C_t}{BC_i + D_m^2} \left(\frac{V}{\beta_e C_t} s + 1 \right) T_L}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (32.3-4)$$

式中 D_p ——变量泵每弧度排量(输入变量);
 ω_p ——变量泵转速,一般认为是常量;
 V ——高压腔液体总容积;
 ω_h ——液压固有频率;
 ζ_h ——系统阻尼比。

要说明的是 ω_h 和 ζ_h :

$$\omega_h = \left[\frac{\beta_e B [(aC_p C_m + C_t) + D_m^2 \eta_m (aC_m + 1)]}{JV (C_m a + 1)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (32.3-5)$$

式中 a ——管道阻力系数,一般情况可忽略,即视为 0;

C_p, C_m ——分别为泵和马达的泄漏系数; $C_t = C_p + C_m$;

η_m ——马达机械效率;

$$\zeta_h = \frac{[\beta_e (aC_p C_m + C_t) + BV (aC_m + 1) + aVD_m^2 \eta_m]}{2 [JV \beta_e (aC_m + 1) (D_m^2 \eta_m (aC_p + 1) + B (aC_p C_m + C_t))]}^{\frac{1}{2}} \quad (32.3-6)$$

简化后

$$\omega_h = \sqrt{\frac{\beta_e D_m^2}{JV}}$$

$$\zeta_h = \frac{C_t}{2D_m} \sqrt{\frac{\beta_e J}{V}} + \frac{B}{2D_m} \sqrt{\frac{V}{\beta_e J}}$$

和三通阀控缸一样,泵控马达实际只控制高压腔,所以 ω_h 和 ζ_h 有很大差异,动特性相对来说要差一些。

泵控液压缸与泵控马达特性类似,只是输出为直线位移,见图 32.3-5。

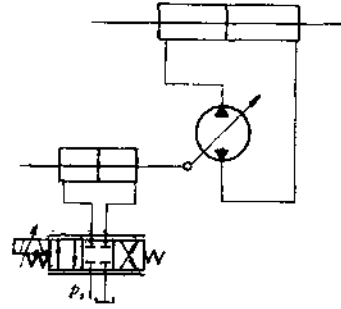


图 32.3-5 泵控制