

高等学校试用教材

# 工程机械液压与液力传动

(下 册)

吉林工业大学等校编写

**工程机械液压与液力传动**

**(下 册)**

吉林工业大学等校 编写

\*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

\*

开本  $787 \times 1092 \frac{1}{16}$  · 印张  $14 \frac{1}{2}$  · 字数 353 千字

1979 年 7 月北京第一版·1979 年 7 月北京第一次印刷

印数 00,001—65,000 · 定价 1.35 元

\*

统一书号: 15033 · 4830

# 目 录

第七章 液压传动基本回路	1
§ 7-1 压力控制回路	1
§ 7-2 速度控制回路	6
§ 7-3 方向控制回路	17
第八章 工程机械液压系统分析	23
§ 8-1 液压系统的型式及其评价	23
§ 8-2 推土机液压系统	31
§ 8-3 单斗挖掘机液压系统	33
§ 8-4 轮式装载机液压系统	48
§ 8-5 汽车起重机液压系统	61
第九章 液压系统设计计算	80
§ 9-1 液压系统设计计算时应注意的问题	80
§ 9-2 液压系统设计计算内容	81
第十章 工程机械液压随动系统	91
§ 10-1 液压随动系统的基本概念	91
§ 10-2 液压随动系统在工程机械中的应用	94
第十一章 液压传动系统的安装、使用和维护	104
§ 11-1 液压传动系统的安装、清洗和试压运转	104
§ 11-2 液压系统的使用和维护	106
§ 11-3 液压传动系统常见故障与排除方法	108

## 第二篇 液力传动

第十二章 概述	110
§ 12-1 液力传动的应用和特点	110
§ 12-2 液力传动的基本概念	111
第十三章 液力流体力学基础	114
§ 13-1 液体在工作轮中的运动	114
§ 13-2 液体在相对运动中的能量转换	119
§ 13-3 作用在工作轮上的力矩方程	124
§ 13-4 相似原理及其在液力传动中的应用	131
第十四章 液力偶合器	134
§ 14-1 液力偶合器的特性	134
§ 14-2 液力偶合器与发动机的共同工作	143
§ 14-3 对液力偶合器特性曲线的要求及满足要求的措施	148
§ 14-4 安全型液力偶合器的结构及其应用	150
§ 14-5 液力偶合器的选择与设计	154

第十五章 液力变矩器 .....	157
§ 15-1 液力变矩器的特性 .....	157
§ 15-2 液力变矩器基本性能的评价和分析 .....	171
§ 15-3 液力变矩器的结构型式和特性 .....	179
§ 15-4 YB-355-2型液力变矩器的结构介绍 .....	185
§ 15-5 工程机械用变矩器结构的探讨及其在车辆和工程机械中的应用 .....	193
§ 15-6 液力变矩器与内燃机的共同工作 .....	200
§ 15-7 液力变矩器的选择 .....	206
§ 15-8 变矩器和发动机匹配计算中应注意的几个问题 .....	211
§ 15-9 液力变矩器的补偿和冷却系统 .....	217
附录: 液压图形符号 .....	220

## 第七章 液压传动基本回路

随着我国液压技术的迅速发展,采用液压传动的工程机械与日俱增。这些机械所用的液压系统各不一样,但仔细分析,总不外乎是由一些基本的回路所组成。每个基本回路在系统中一般只用来完成某一项作用,例如限压、变速或换向等,亦有兼双重作用的,例如限速锁紧或缓冲补油等。按其作用的不同,液压传动基本回路大致可归纳为:压力控制回路,速度控制回路和方向控制回路等。

学习和掌握液压传动基本回路的组成、原理及其特点,是为了能在实际工作中,灵活运用这些基本回路的知识去分析、了解和设计具体的液压系统。但必须指出,任何一个具体的回路方案都不是固定不变的,随着人们对液压技术的进一步认识,必然会创造出更先进的液压元件,组成更合理的具体回路。

液压基本回路的原理图通常是用简化示意的方法来表示,凡与该回路作用原理无关紧要的一些元件和附件,图中均予省略。

### § 7-1 压力控制回路

压力控制回路主要是借助各种压力控制元件来控制液压系统中各条油路的工作压力,以达到能够满足各执行机构所需的力或力矩、能合理使用功率以及保证系统工作安全等目的。

#### 一、调压回路

液压系统中各回路的实际工作压力取决于负载的大小,负载主要是执行机构所承受的工作负载,此外尚包括执行机构由于自重和机械摩擦所产生的运动阻力,以及油液在管路中流动的沿程阻力和局部阻力等。负载越大,油压相应越高。调压回路的作用就是限定液压系统的最高工作压力,使系统压力不超过压力控制阀的调定值。

液压系统一般是利用溢流阀来调定系统的最大工作压力,如图 7-1 所示,由于系统压力在泵出口处相对为最高,故溢流阀通常设在泵出口附近的旁通油路上。当负载  $R$  迫使主油路的压力  $p$  上升至调定压力时,泵输出的液压油全部从旁路溢流阀流回油箱,于是主油路的压力便被限制在调定压力值不再继续上升,对整个液压系统起到了安全保护作用,发动机也不致因过载而熄火或损坏。

但是应该看到,溢流阀的溢流实质上是一种能量损失,损失的压力能大部分转化为热能,导致油温升高。

图 7-2 是具有两级不同调定压力的调压回路,可用于执行机构进程和回程所需工作压力相差悬殊的工况。例如自升塔式起重机的顶升液压缸(如图 7-2),当塔架爬升时,需要高压油进入液压缸的上腔,这时系统工作压力由高压溢流阀  $A$  控制;当爬升完毕,需要提升活塞杆以便引入塔身的中间节时,只需低压油进入液压缸下腔,可操纵二位电磁阀使阀  $A$  远控口接通低压先导阀  $B$ ,于是系统压力改由阀  $B$  控制,当压力上升到阀  $B$  的调定值(低压)时,阀  $A$  主阀即溢流。由于在活塞杆的提升过程中为低压溢流,溢流损失相对较小,故可节约部

分动力，减少油液发热。

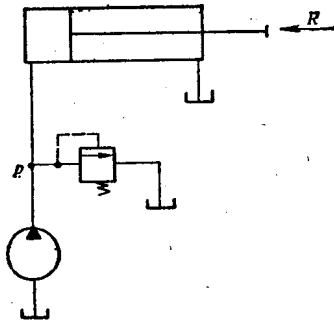


图7-1 单级调压回路

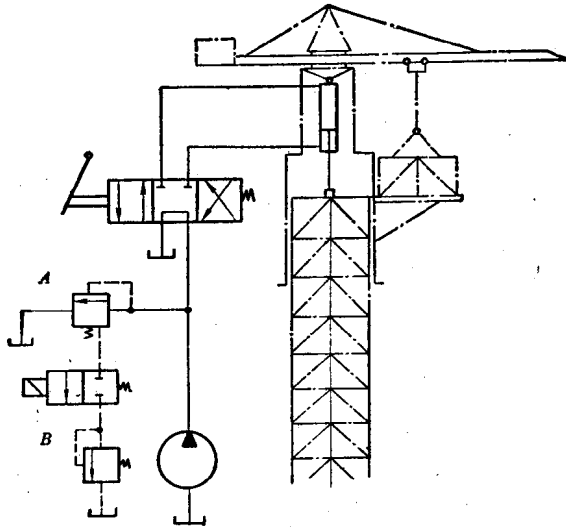


图7-2 两级调压回路

## 二、减压回路

为了使结构紧凑和自重减轻，工程机械的液压传动大多选取高压系统。但在系统中，往往有部分油路如像控制油路、润滑油路、夹紧油路、离合器油路和制动器油路等一些辅助油路，却要求使用低压。这时，可考虑采用减压回路来满足要求。减压回路的作用就是利用减压阀从系统的高压主油路引出一条并联的低压油路作为辅助油路，这样便可减省一台低压液压泵。

图7-3即为液压起重机起升机构离合器所采用的减压回路。离合器为常开的内涨式离合器，由弹簧液压缸A操纵，它靠液压接合而用弹簧脱开，由于摩擦片能承受的比压较小，不能直接取用主油路中的高压油，须从减压阀引出低压油（压力一般为20~30公斤力/厘米<sup>2</sup>）。卷筒外缘有常闭的外抱式制动器，由弹簧液压缸B操纵，它靠弹簧抱紧而用液压松闸，故可直接取用主油路的高压油。回路的工作过程是这样的：如图示位置，液压泵卸荷，缸A脱开，卷筒由缸B制动；操纵三位阀换向，液压马达空转，卷筒仍处于制动状态；再操纵二位阀换向，主油路的油压 $p_1$ 松开缸B启闸，而减压油路的油压 $p_2$ 则压紧缸A，离合器使卷筒与液压马达的驱动轴相接合，于是卷筒开始卷扬。这时，主油路的压力 $p_1$ 取决于卷筒负载，并由溢流阀调定其最大工作压力，减压油路的压力 $p_2$ 则由减压阀调定。减压阀的二次压力 $p_2$ 基本上不受一次压力变化的影响，故离合器能以所需的稳定压力进行工作。回路中的液控单向阀起锁紧保压作用，使离合器在卷扬过程中不致因油路的意外降压而丧失接合力。

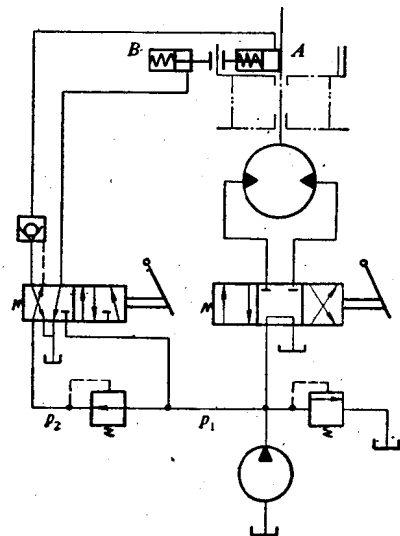


图7-3 用减压阀减压回路

### 三、增压回路

增压回路是实现液压放大的回路，它能使系统的局部油路或某个执行元件获得压力比液压泵工作压力高若干倍(可达2~7倍)的高压油，或用于气—液传动，利用压缩空气(压力一般为6~8大气压)来获得较高的压力油，避免另置价格较贵的高压泵，使系统简单经济。凡具有负载大、行程小和作业时间短等工作特点的执行机构，如像制动器、离合器等，均可考虑采用增压回路。此回路中实现压力放大的主要元件是增压器(又称增压泵或增压缸)。

图7-4为起重机抛钩装置采用单作用增压器的增压回路。单作用增压器是由串接在一起的大小两个液压缸组成，利用大小活塞的作用面积差来产生压力差，当向大缸输入低压油(或压缩空气)时，即能从小缸获得高压油。从图中可以看到，当换向阀接左位时，压缩空气进入增压器大缸左腔，推活塞右移，增压器小缸右腔便输出高压油，供给常闭式制动器液压缸，压缩弹簧松闸，于是卷筒浮动，吊钩借自重快速下降。倘若压缩空气的压力为 $p_1$ ，增压器大缸左腔的活塞作用面积为 $S_1$ ，小缸右腔的活塞作用面积为 $S_2$ ，制动器液压缸得到的液压为 $p_2$ ，从力的平衡关系可知

$$p_1 S_1 = p_2 S_2$$

$$p_2 = \frac{S_1}{S_2} p_1 = K p_1 \quad (7-1)$$

式中，增压比 $K$ 即压力放大的倍数，它等于增压器大小活塞作用面积之比。当换向阀移至右位时，压缩空气进入增压器的活塞杆腔，两边活塞作用面积不等形成差动，活塞左移，制动器液压缸在弹簧力作用下恢复制动工况，油箱中的油液通过单向阀向增压器小缸右腔补偿泄漏。这种采用单作用增压器的增压回路，由于是循环间歇压油，因此不能得到连续的高压油。

图7-5所示为一种采用双作用增压器来获得连续高压油的增压回路。双作用增压器是由一个大缸和两个小缸组成，在活塞往返移动过程中，两边小缸交替输出高压油。在图示位置时，液压泵输出的低压油通过电磁换向阀进入增压器大缸右腔，又经单向阀A进入右边小缸一齐推活塞左移，于是增压器左边小缸输出的高压油经单向阀B进入系统的高压油路。当活塞移至左边尽端时，行程开关操纵电磁阀换向，使活塞右行，增压器右边小缸紧接着输出高压油，直至活塞移至右尽端时，行程开关操纵电磁阀复位，开始第二循环，如此往复循环，即可获得连续的高压油。

### 四、卸荷回路

卸荷回路的作用即在不熄发动机的情况下，使液压泵卸荷。所谓卸荷是指液压泵以最小输出功率运转，也就是液压泵输出的油液以最低压力(克服管路阻力所需之压力)流回油

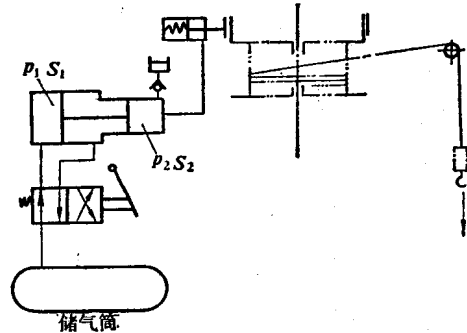


图7-4 间歇增压回路

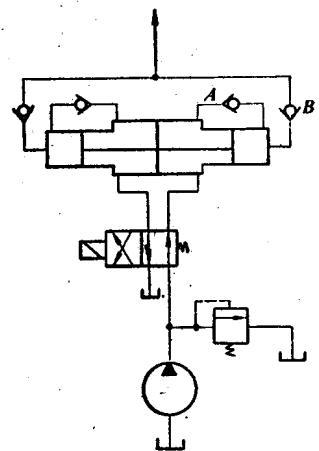


图7-5 连续增压回路

箱，或以最小流量（补偿系统泄漏所需之流量）输出压力油。这样可以节省动力，减少发热。

利用滑阀机能卸荷是工程机械最常用的卸荷方法，此法简单可靠。图 7-6 所示即为利用三位四通换向滑阀卸荷的回路，滑阀机能必须是 M、H 或 K 型，多路阀的卸荷回路如图 7-7 所示，当滑阀处于中间位置时，液压泵输出的油液通过换向阀的流道直接流回油箱，实现液压泵卸荷。

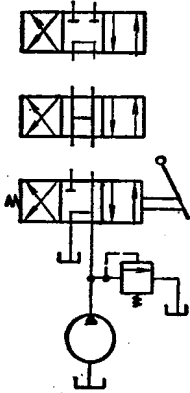


图7-6 利用滑阀机能卸荷

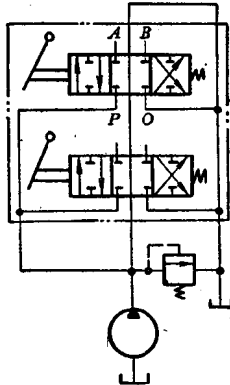


图7-7 多路阀卸荷回路

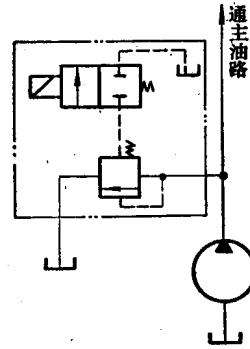


图7-8 利用电磁溢流阀卸荷回路

溢流阀固然可用手调卸荷，但动作缓慢，不能适应频繁的或紧急情况下的卸荷，且每次卸荷后又需重新调压。有一种电磁溢流阀（图 7-8），它是由常闭式二位电磁滑阀和先导式溢流阀组成的复合阀，可遥控。需卸荷时，可按电钮使电磁滑阀换向，溢流阀遥控口与油箱接通，立即完全打开溢流口使液压泵卸荷。溢流阀遥控口的流量很小，故只需选用小通径的电磁滑阀。

图 7-9 所示，为双泵系统利用卸荷阀，使其中低压泵在进入高压工况时自动卸荷的回路。图中高压小流量泵 1 和低压大流量泵 2 系由同一台发动机驱动，系统最大工作压力由溢流阀 3 调定。当工作负载较小时，泵 2 输出的油经单向阀 5 与泵 1 合流，共同向系统供油，实现轻载快速运动。当工作负载增大，系统压力超过卸荷阀 4 的调定压力时，控制油路自动打开卸荷阀 4，使泵工卸荷，这时单向阀关闭，由泵 1 单独向系统供油，实现重载低速运动。这种回路能随负载变化自动换挡，因而无论是重载或轻载都能较充分地发挥发动机的最大有效功率，但是当负载压力接近卸荷阀的调定压力时，容易出现速度不稳定。

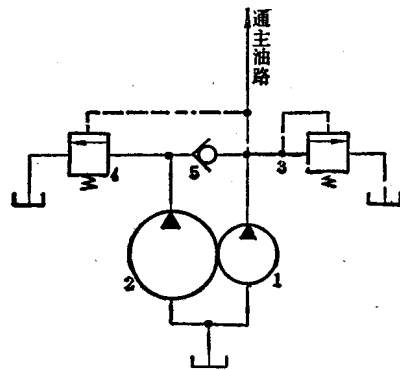


图7-9 利用卸荷阀的卸荷回路

有些工作机构如像离合器，当它接合后仍要求在较长时间内保持一定压力，却并不需要继续进油或进油甚微。这时，液压泵输出的油势必全部或大部从溢流阀流回油箱，造成能量损失和系统发热。利用 M 型滑阀机能虽可使泵卸荷并切断执行元件的进回油路保持压力，但不可避免会有泄漏，压力不能持久。在这种情况下，可采用蓄能器保压，如图 7-10 所示，液压泵输出的油液在进入系统同时充入蓄能器，当压力达到所需工作压力值时，压力继电器接



电，使二位电磁阀换向，于是溢流阀打开液压泵卸荷。这时，单向阀将上下油路隔断，系统压力及其所需的微小流量均由蓄能器保证。当蓄能器压力随油的逐渐输出而降低至一定程度时，继电器断电，溢流阀关闭，液压泵就恢复供油。

对于采用限压式变量泵的系统来说，这种泵能在保持系统压力的情况下实现卸荷。例如在液压钻机的下压回路（图7-11）中，限压式变量泵可按实际工况的需要，调定最大供油压力，使钻机在正常运转中保持一定的下压力，同时，由于钻进阻力较大，进程缓慢，下压回路所需的流量极微，因此泵虽然是在高压下工作，但由于压力反馈的作用，输出流量很小，故基本上处于卸荷状态。

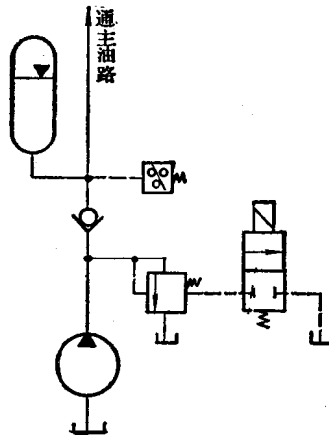


图7-10 利用蓄能器保压的卸荷回路

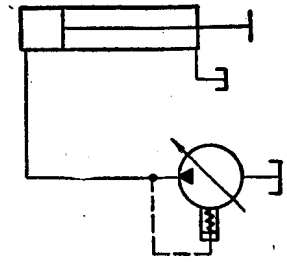


图7-11 利用限压式变量泵保压卸荷回路

### 五、缓冲补油回路

工程机械在作业过程中经常会遇到一些预计不到的冲击载荷，此外，执行机构在骤然制动或换向时，运动部件和油流的惯性作用也会给系统带来很大的液压冲击。这种冲击促使系统的局部油路压力剧升，有可能超出系统正常工作压力的若干倍，导致系统中的元件和管路发生噪声、振动或破坏，严重危害系统工作的平稳和安全。在这种情况下，系统必须考虑缓冲措施。

另一方面，在液压马达进回油路均被封闭的情况下，如果某一边油路由于液压冲击，而过载溢流时，或由于负载压力不可避免地导致泄漏之后，则在另一边低压油路中势必造成某种程度的真空。系统在负压下容易吸入空气或从油液中析出空气，空气的产生又会引起噪声、振动和爬行等一系列反常现象。因此，系统在这种情况下，又须考虑补油措施。

工程机械常是把缓冲和补油同时来考虑的，并有专门的液压元件——缓冲补油阀。

目前，工程机械采用缓冲补油阀的回路大致有三种形式，如图7-12所示。

其中，第一种形式（图7-12 a）系用一对过载阀，以相反方向连接液压马达两边的油路。当一边油路过载而另一边油路产生负压时，相应的过载阀立即打开形成短路，使液压马达的进油和回油自行循环，从而过载油路获得缓冲，而负压油路又同时得到补油。这种回路结构简单反应敏捷，适用于液压马达进回油流量相等的系统，但由于液压马达的外泄漏使补油不够充分。

第二种形式（图7-12 b）是用四个单向阀和一个过载阀，将液压马达两边油路和油箱或系统的回油路连接。假如右边油路过载，部分高压油通过单向阀1打开过载阀2溢回油箱，而另一边负压油路则通过补油单向阀3从通油箱的回油路（通常具有2~5公斤力/厘米<sup>2</sup>背压）中获取补油。若是左边油路过载，根据同样原理，亦能获得缓冲补油。这种回路缓冲补油比较充分，结构也比较简单，由于两边油路共用一个过载阀，只能调定一种压力，故适用于液压马达两边油路的过载压力调定值相同的场合，例如起重机和挖掘机回转机构的液压回路等。

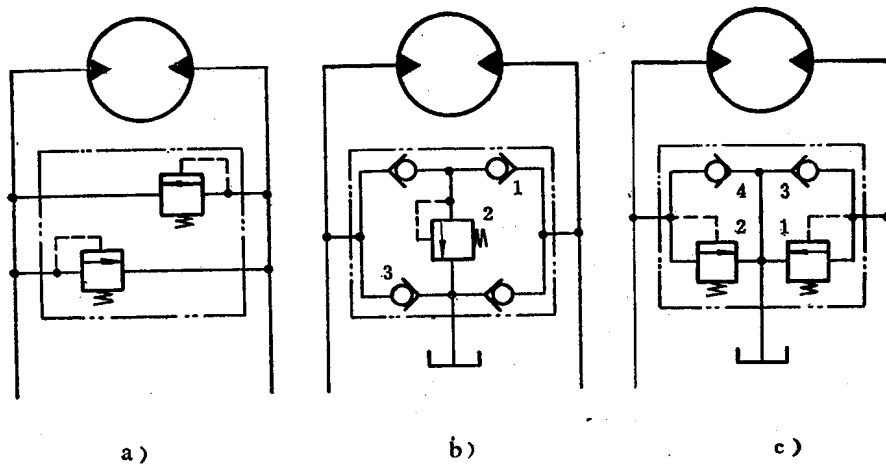


图7-12 采用缓冲补油阀的回路。

第三种形式（图7-12 c）是用两个过载阀和两个补油单向阀分别为液压马达两边油路缓冲补油，右边油路由过载阀1和单向阀3保证缓冲补油，左边则由阀2和阀4保证。这种回路能根据马达两边油路各自的负载情况分别调定过载压力值，适应性较好，应用比较普遍。

图7-13所示，为采用蓄能器实现缓冲补油的回路，在易受液压冲击或产生真空的油路上，靠近液压马达设置蓄能器，当油路压力剧升时，可由蓄能器收容部分高压油，以限制油压上升实现缓冲，当油路压力突降时，又可从蓄能器获得补油，避免产生负压，此外，蓄能器还可用来吸收泵的脉动，使执行元件工作更为平稳。但是，这种回路使系统的结构不紧凑。

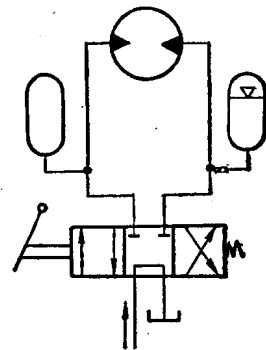


图7-13 采用蓄能器缓冲补油回路

## § 7-2 速度控制回路

液压传动系统除了必须满足主机对力或力矩的要求而外，还需通过速度控制回路来满足其对运动速度的各项要求，例如：换档、调速、限速、制动、快速下降以及多个执行元件的同步运动等。现分别例举如下：

### 一、调速回路

工程机械在作业过程中，经常由于工艺上的要求或工况的变化需要改变执行机构的运动速度，内燃机驱动的工程机械，可采取调节油门的方法来改变速度，但调速范围毕竟有限，仍需借助传动系统来扩大调速范围。采用液压传动可简单而有效地获得范围较宽的有级调速或无级调速方案。

在液压调速回路中，若不计容积效率，则执行元件的运动速度分别由下式决定：  
对液压缸

$$v = \frac{10Q}{S} = \frac{q_1 n_1}{100S} \quad (\text{米/分}) \quad (7-2)$$

对液压马达

$$n_2 = \frac{1000Q}{q_2} = \frac{q_1}{q_2} n_1 \quad (\text{转/分}) \quad (7-3)$$

式中  $v$  —— 液压缸的移动速度 (米/分);

$Q$  —— 输入执行元件工作腔的实际流量 (升/分);

$S$  —— 液压缸活塞的有效作用面积 (厘米<sup>2</sup>);

$n_1, n_2$  —— 液压泵及液压马达的转速 (转/分);

$q_1, q_2$  —— 液压泵及液压马达的排量 (毫升/转)。

由此可知, 在液压泵转速不变的情况下, 改变输入执行元件工作腔的流量, 以及改变液压泵或液压马达的排量均可实现调速。

#### (一) 有级调速回路

在多泵和多执行元件的定量系统中, 可以采用分流与合流交替或并联与串联交替等方法, 也就是通过改变油流的循环方式来实现有级调速。此外, 对于有级变量系统, 例如内曲线低速大扭矩变量马达, 则可采用变换柱塞数或作用数的方法, 也就是通过改变马达排量的方法来达到有级调速。

图7-14是靠合流阀来改变泵组联接的有级调速系统。合流阀3处于左位时, 泵1和泵2单独向各自分管的执行元件供油, 此时为低速状态; 若有一执行元件不工作, 则可将合流阀3移至右位工作, 使泵1, 泵2共同向一个执行元件供油, 此时为高速状态。调速范围视两泵的流量而定。

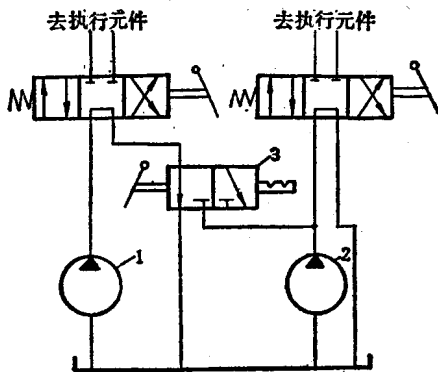


图7-14 定量泵组调速回路

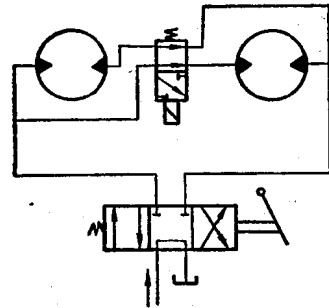


图7-15 定量马达组调速回路

图7-15是某挖掘机行走机构的调速回路 (图上仅表示单侧)。回路中, 两个相同的液压马达彼此机械地联在一起 (或为一个双排柱塞的径向马达), 共同驱动某一侧的行走机构, 由二位电磁换向阀操纵换档。电磁阀在图示位置时, 两马达处于并联状态, 输出的最大扭矩和速度分别为:

$$M_{\#} = 2 \times 1.59 \Delta p q$$

$$n_{并} = \frac{Q}{2q}$$

式中  $\Delta p$ ——并联马达的进出口压差；

$q$ ——每个马达的排量；

$Q$ ——泵供给的流量。

电磁阀换向后，两马达转入串联状态，这时输出的最大扭矩和速度分别为：

$$\begin{aligned} M_{串} &= 1.59\Delta p_1 q + 1.59\Delta p_2 q \\ &= 1.59q (\Delta p_1 + \Delta p_2) = 1.59\Delta p q \end{aligned}$$

$$n_{串} = \frac{Q}{q}$$

式中  $\Delta p_1$ 、 $\Delta p_2$ ——分别为两个串联马达的进出口压差， $\Delta p_1 + \Delta p_2 = \Delta p$ 。

显然，两马达并联时为低速档，输出扭矩可较大，换成串联后速度增加一倍，转为高速档，但最大输出扭矩则相应减小一半。两档速度的调速比  $i = 2$ 。

图7-16为某起重机起升机构的调速回路，它是通过改变径向柱塞马达的柱塞数来实现有级调速的。马达的柱塞分成 I、II 两组，各通各的油路，并由二位换向阀控制油流的循环方式。重载时，二位阀接图示位置，两组柱塞构成并联油路共同驱动卷筒旋转，输出扭矩大而转速慢，故为重载低速工况。轻载时，可操纵二位阀换向，使 II 组柱塞的进出油路自成循环而退出工作，由 I 组柱塞单独工作，这时泵来的油全部供给 I 组柱塞，马达转速相应增快，转入轻载高速工况。因此，这种回路亦有两档速度，其调速范围取决于两组柱塞的排量之和  $(q_1 + q_2)$  与 I 组柱塞的排量

$(q_1)$  之比，即调速比  $i = \frac{q_1 + q_2}{q_1}$ 。

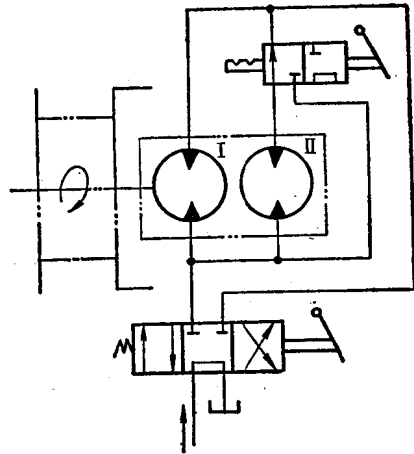


图7-16 有级变量马达调速回路

## （二）无级调速回路

液压传动的特点之一就是易于实现无级调速。根据公式（7-2）和（7-3）可知，只要调节进入执行元件的流量，或调节泵和马达的工作容积，即能实现无级调速，因此具体应用的方法大致可归纳为两类：节流调速和容积调速。

1. 节流调速回路。这种调速方法适用于由定量泵和定量执行元件所组成的液压系统。它是利用节流方法来调整主油路（接执行元件）和旁油路（通油箱）两条并联油路的相对流阻，使一部分压力油从旁油路流回油箱，从而改变进入执行元件的流量，实现无级调速。节流调速回路结构简单，操作方便，并能获得较低的运动速度，广泛应用于各种类型工程机械的液压系统。但压力油通过节流口和从旁路流回油箱均有能量损失，导致系统发热和效率降低，故只宜用于功率较小的以及非经常性调速的液压系统。

（1）节流阀调速。按回路中节流阀位置的不同，节流调速具有三种基本形式：

进油节流调速。如图7-17 a 所示，将节流阀设置在液压缸的进油路上，泵输出的油沿主油路通过节流阀进入液压缸。活塞作用面积  $S$  为已定时，进油压力  $p_1$  主要取决于负载  $R$ ，即

$p_1 = \frac{R}{S}$ , 若  $R$  不变则  $p_1$  为恒值。根据节流阀的流量特性方程  $Q = \alpha f(\Delta p)^m$  可知: 如调小节流口面积  $f$ , 将使泵的出口压力  $p_0$  值升高, 当  $p_0$  值超过溢流阀的开启压力  $p_s$  时, 一部分压力油便从溢流阀排回油箱, 这就意味着液压缸进油减少速度减慢。节流口面积  $f$  调得越小, 主油路流阻越大,  $p_0$  值相应越高, 促使溢流阀开口增大, 旁路流阻相反减小, 于是溢流阀排油更多, 而通过节流口进入液压缸的油则更少, 结果液压缸的速度越慢。直到节流口全闭时,  $p_0$  达到调定压力  $p_r$  值, 压力油全部从溢流阀排回油箱, 液压缸

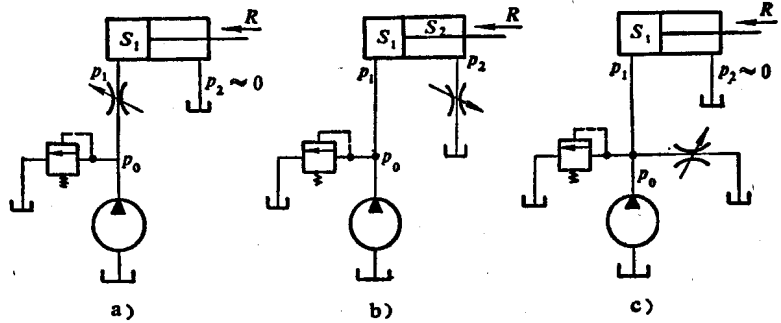


图7-17 节流阀调速回路

停止运动。由此证明, 在相应于泵出口压力为  $p_s < p_0 < p_r$  的范围内调整节流口面积  $f$  的大小, 能使液压缸从全速到接近零速之间实现无级调速 (最低可调速度取决于节流口的最小稳定流量)。这种形式调速范围较宽, 调速比可达 100 以上。存在的问题主要是: 在调速阶段泵的出口压力过高 ( $p_s < p_0 < p_r$ ), 节流和溢流所损失的能量较多, 尤其在轻载低速工况下更为明显, 造成系统发热和效率降低; 节流后的热油直接进入执行元件使内漏增加; 外负载的变化影响主油路和旁油路流阻的相对平衡, 故速度调节的稳定性差; 液压缸回油无背压, 不能承受负值载荷, 易产生前冲和爬行现象, 工作不够平稳, 一般须加背压阀。

回油节流调速。如图7-17 b 所示, 节流阀设置在执行元件的回油路上, 泵输出的油沿主油路直接供入液压缸, 缸的回油则通过节流阀流回油箱。调整节流口的通流面积  $f$ , 即能改变回油背压  $p_2$  值和泵的出口压力  $p_0$  值 ( $p_0 \approx p_1$ ), 当  $p_0$  超过溢流阀的  $p_s$  值时, 一部分压力油便从旁路溢流, 使缸减速, 待节流阀全闭时, 缸即被制动, 泵输出的压力油全部从溢流阀排回油箱。这种形式调速范围与进油节流调速基本相同, 它的特点在于节流阻尼所产生的回油背压可使液压缸的工作比较平稳, 并可在负值载荷的作用下进行调速, 此外节流产生的热油回至油箱及时获得冷却, 可减少对系统泄漏的影响。存在的问题主要有: 调速时泵的出口压力亦很高, 能量损失同样较大, 而且系统高压区的范围扩大, 泄漏量增加, 尤其在承受负值载荷的情况下, 由于活塞作用面积  $S_1 > S_2$ , 背压  $p_2$  有可能大于  $p_1$  值甚至超过系统调定压力, 这就需要提高背压区的结构强度和密封性能; 此外, 速度调节的稳定性亦受外负载变化的影响, 波动较大。

旁路节流调速。如图7-17 c 所示, 节流阀位置在回路的旁油路上, 泵输出的油分成两路, 工作油沿主油路供入液压缸, 而节流余油则从旁油路经节流阀排回油箱, 回路中的溢流阀只作过载保护用。在调速过程中, 泵的出口压力基本上等于负载压力, 即  $p_0 = p_1 = \frac{R}{S}$ 。节流阀全闭时, 旁路无油流, 液压缸获得泵的全部流量全速移动。节流阀打开后, 部分压力油从旁路流回油箱, 缸的速度减慢。节流口调得越大, 旁路流阻就越小而流量越大, 于是缸的速度相应越慢。待节流口调到旁路流量刚好等于泵的全流量时, 缸停止运动。若继续扩大节流口, 则根据流量方程可知, 将导致  $p_0$  值下降, 泵趋向卸荷。这种形式的特点是, 泵的出口

压力随着负载的减小而降低，故轻载调速时的旁路节流损失相对较低，能量利用较合理。存在的问题主要是节流口的流量受负载变化的影响大，速度稳定性相对最差，此外回油无背压，同样不能承受负值载荷，工作平稳性亦差。

(2) 换向阀调速。工程机械很少使用专门的节流阀来调速，而是靠控制手动换向阀的阀口开度来实现节流调速。按控制方式的不同，换向阀调速可分为手动控制、先导控制和伺服控制三种。

手动式换向阀是直接用手操纵杆来推动滑阀移动，因此劳动强度较大，速度微调性能较差，但结构简单，常用于中小型工程机械。图7-18 a) 所示的例子，是由手动M型三位换向阀控制的进油节流兼回油节流调速回路。按图示方向，阀芯正向右移，泵的卸荷通道已被切断，同时打开阀口  $f_1$  和  $f_2$ ，将泵供给的压力油从阀口  $f_1$  引入缸的左腔，而将缸右腔的油从阀口  $f_2$  引回油箱。调节阀口的通流面积  $f_1$  和  $f_2$ ，实质上就是借助节流阻尼来改变主油路和旁油路流阻的相对大小，重新分配油流，从而实现无级调速。这种调速回路具有进油节流和回油节流两种基本形式的综合调速特性。

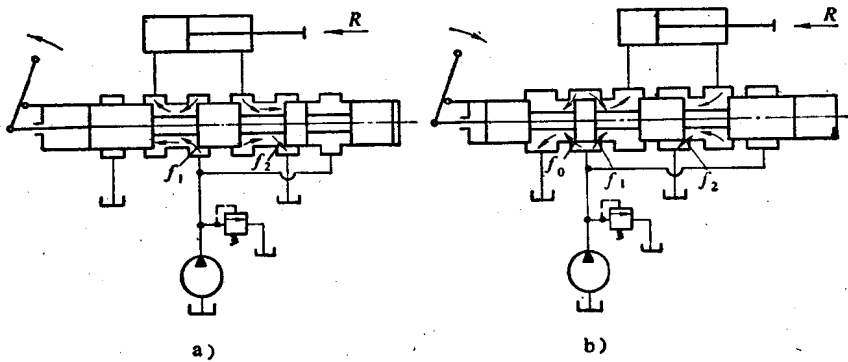


图7-18 使用手动换向阀调速回路

图7-18 b) 所示的例子，则是由M型三位换向阀控制的旁路节流兼回油节流调速回路。须注意，这里的换向阀与前例虽属同一机能，但轴向结构尺寸不同。按图示方向，阀芯正朝左移，泵输出的油进入阀内分成两路，一部分通过阀口  $f_0$  从旁路流回油箱，另一部分通过阀口  $f_1$  沿主油路进入液压缸左腔，主油路的油压是随着旁路节流阀口  $f_0$  的关小而升高，直到推动活塞工作，这时缸右腔的回油则通过阀口  $f_2$  排回油箱。随着阀芯左移，阀口  $f_0$  逐渐关小而阀口  $f_1$  和  $f_2$  则逐渐扩大，使旁路流阻增大而主油路流阻减小，于是旁路流量减少而缸获得增速，待阀口  $f_0$  全闭时，缸全速运动，从而实现旁路节流无级调速。如果液压缸承受的是负值载荷 ( $-R$ )，这时就要利用节流阀口  $f_2$  来实现回油节流调速。因此，这种调速回路在不同负载情况下，具有旁路节流或回油节流的调速特性，常用于功率较大而对速度稳定性要求不高的机械。

目前在大型工程机械中，已越来越广泛地应用节流式先导控制或减压阀式先导控制的多路换向阀来进行换向和调速。图7-19所示，即为采用先导式换向阀的调速回路，图中的先导阀接低压控制油路，它是一个旁路节流的Y型手动三位滑阀，主阀则是M型的液动三位滑阀，接高压工作油路。当操纵先导阀换接左右工位时，控制油路便推动主阀芯向左或右移动。由于先导阀系旁路节流，控制油路中的油压是随阀内旁路节流口的关小而逐渐升高。同时在主

阀内，通过控制油路的油压与两边复位弹簧作用力的平衡，来控制主阀芯的位移量，即阀口的开度。因此，操纵先导阀的手柄即能控制主阀的移动方向和阀口开度，从而达到换向和调速的目的。当先导阀回至中位时，由于阀的机能是Y型，故A、B、O相通，主阀两端控制油压基本为零，阀芯靠弹簧力复中，于是执行元件被制动，而工作油路卸荷。这种回路是以操纵小阀来控制大阀动作，因此具有力的放大作用，操作省力。

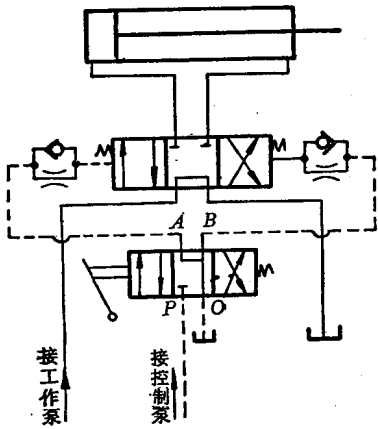


图7-19 使用节流式先导换向阀调速回路

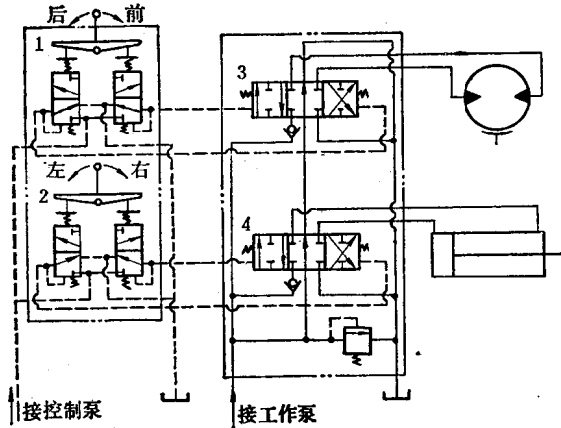


图7-20 使用减压阀式先导换向阀调速回路

图7-20所示，为液压挖掘机中常用的一种采用减压阀式先导控制的换向阀的调速回路。图中的先导阀1和2实际上是同一阀体，用一个手柄操纵，手柄可前后及左右摆动。当将手柄向前推压时，先导阀1的右侧二位阀下移接通控制油泵而左侧二位阀上移接通油箱，使主阀芯3向右作出相应的位移，于是打开主油路驱动油马达旋转。这时，控制油路建立的为克服主阀芯复位弹簧所造成位移阻力的二次压力与减压阀式先导阀手柄行程成比例。即先导阀手柄行程大控制油路的二次压力就大，相应的主阀芯位移也大。也就是先导阀手柄行程与主阀芯位移成正比。二次压力同时又控制着减压阀式先导阀的阀芯。先导阀手柄有某一位置，就有一个相应的二次压力与该阀芯上端弹簧相平衡使先导阀阀芯停留在一平衡位置，主阀芯3也停留在相应的位置上。马达即按相应的调节速度运转。如继续推压手柄，则又接通控制油路，主阀芯进一步右移，主油路阀口扩大，马达加速运转，然而二次压力又很快使二位阀处于新的平衡位置，主阀芯止步，于是马达按新调节的速度运转。需要换向时，可将手柄往后拉，使左侧二位阀接通控制油泵，右侧二位阀接通油箱，于是主阀芯左移，马达反向运转。依同理，当操纵手柄左右摆动时，减压阀2接通控制泵，使主阀芯4相应地左右移位，从而驱动液压缸伸缩或换向。由此可见，主阀芯是随手柄而动，主阀芯位移的大小和方向均可由手柄来操纵。此外，通过主阀和减压阀大小阀芯的面积差可实现力的放大，使司机的劳动强度大为减轻，通过对弹簧刚度的选择又可实现行程放大，使调速回路的微调性能得到改善。

2. 容积调速回路。容积调速回路是靠改变液压泵或液压马达的排量来实现无级调速的，它不需要节流和溢流，所以能量利用比较合理，效率高而发热少，在大功率工程机械的液压系统中获得越来越多的应用。

根据其组成的不同，容积调速回路亦有三种基本形式，即：变量泵—定量马达(或缸)容积调速回路；定量泵—变量马达容积调速回路；变量泵—变量马达容积调速回路。

(1) 变量泵—定量马达（或缸）容积调速回路。这是靠改变泵的排量来实现无级调速的回路，如图7-21 a) 所示，执行元件可以是定量马达或液压缸。

我们先从速度公式  $n_2 = \frac{Q}{q_2} = \frac{q_1}{q_2} n_1$  来分析，在泵的转速  $n_1$  不变的情况下，由于马达的排量  $q_2$  亦是不变的，所以调节泵的排量  $q_1$ ，即能改变马达的转速  $n_2$ ，马达的最大转速决定于泵的最大流量，最小转速决定于泵的最小稳定流量，变量泵一般都能在很小的流量下工作，所以这种回路调速范围较宽。

在调速过程中，若负载不变，则马达输出的扭矩  $M$  为恒值，它仅取决于负载的大小，而与转速  $n$  的变化无直接关系，所以这种回路称恒扭矩（对缸称恒推力）调速回路。

再从功率公式  $N = \frac{Mn}{974}$  (千瓦)

来看，由于马达扭矩  $M$  为恒值，所以  $N$  与  $n$  呈线性关系，即马达输出的功率  $N$  是随其转速  $n$  的加快而直线上升。图7-21 b) 所示的调速特性曲线，定性地反映了该回路在负载不变的工况下，马达输出的功率  $N$  和扭矩  $M$  随转速  $n$  调节的变化规律。

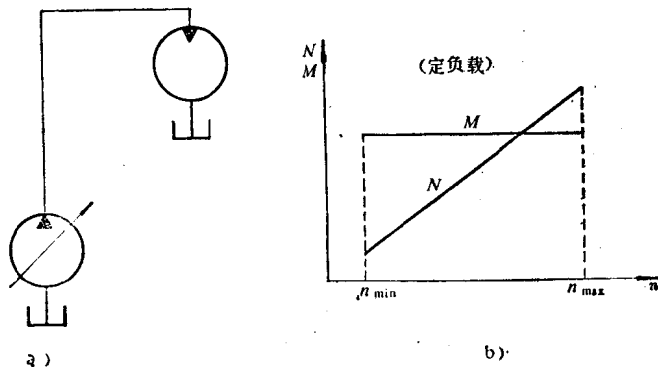


图7-21 变量泵—定量马达调速回路

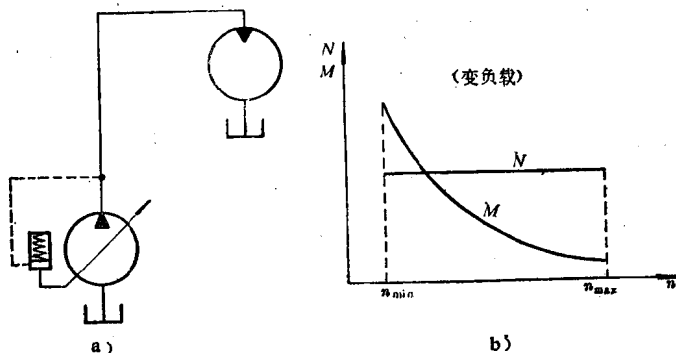


图7-22 恒功率变量泵—定量马达调速回路

以上都是针对执行元件为马达而言，如为液压缸，其情况类同。

某些工程机械由于负载情况多变，要求机构能随负载的变化自动调节速度，以保证最大限度地利用发动机功率。为此采用了由恒功率变量泵和定量马达（或缸）组成的调速回路，如图7-22 a) 所示。恒功率变量泵的工作特点在于它的排量能随负载压力的变化自动调节，以保证输入功率接近为恒值。这时，若不计效率，则马达输出的功率  $N$  基本上等于泵输入的功率，亦为恒值。所以，在变负载工况下，利用恒功率变量泵自动调速的回路称恒功率调速回路。再由马达的功率公式  $N = \frac{Mn}{974}$  (千瓦) 可知， $N$  恒定时， $M$  与  $n$  呈双曲线关系，即在恒功率变量泵的控制作用下，随着负载的变化，马达输出的扭矩  $M$  与转速  $n$  之间按双曲线关系自动调节，其调速特性曲线如图7-22 b) 所示。这种恒功率调速回路在挖掘机液压系统中应用较广。

(2) 定量泵—变量马达容积调速回路。在这种回路中，泵的流量为定值，靠改变马



达的排量来进行无级调速，变量马达可采用恒压式的，如图7-23 a) 所示。恒压变量马达的工作特点是它的排量可随负载的变化自动调节，负载增大排量增大，负载减小排量减小，而压力则保持恒定。对定量泵来说，输出的流量和压力都保持恒定的话，其输入功率亦恒定。若不计效率，马达输出的功率  $N$  就等于泵输入功率，也应为恒值。由此证明，恒压变量马达可与定量泵组成恒功率调速回路。

根据功率公式  $N = \frac{Mn}{974}$  (千瓦) 可知，在变负载的工况下，如果马达的功率  $N$  为定值，则其输出的扭矩  $M$  与转速  $n$  之间是按双曲线关系自动调节。图7-23 b) 即表示该回路在变负载工况下的调速特性。由于变量马达的排量不可能无限大，也就难以调成很低的转速，同时排量又不能太小，否则转速剧增，影响机械的正常工作，故调速比  $i$  一般不超过 3~4。此外，变量马达不能在运转中通过零点换向，须加设换向阀。

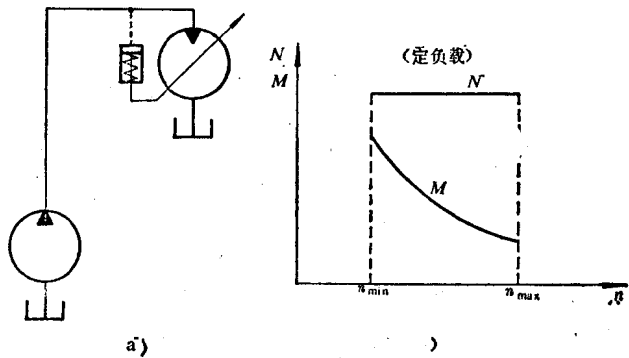


图7-23 定量泵—恒压变量马达调速回路

### (3) 变量泵—变量马达调速回路

这种容积调速回路实际上就是上述两种容积调速回路的组合，它主要是靠手动或伺服变量泵来调速和换向，并以恒压变量马达作辅助调速，如图7-24 a) 所示。调速过程一般分作两个阶段进行：在第一阶段，先将马达排量固定为最大值，靠改变泵的排量来调节马达转速，这时，随着泵的排量从  $q_{1min}$  调到  $q_{1max}$ ，马达转速

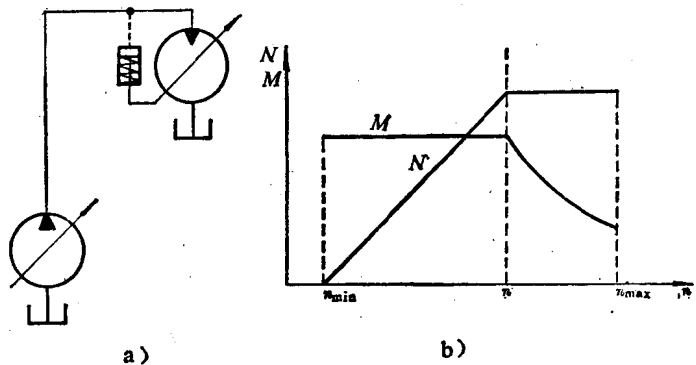


图7-24 变量泵—恒压变量马达调速回路

相应从  $n_{min}$  逐渐提高到与泵最大排量相应的转速  $n$  为止，这阶段是用手动或伺服调节，负载不变则马达输出扭矩也不变，故为恒扭矩调速阶段，调速比  $i_1 = \frac{n}{n_{min}}$ ；至第二阶段继续调速时，应使泵保持最大排量，然后改变马达排量来调节转速，随着马达排量从  $q_{2max}$  调到某限定值  $q_{2min}$ ，转速相应从  $n$  继续提高到马达所能容许的最大转速  $n_{max}$  为止，这阶段相当于定量泵和恒压马达调速，转速随负载变化自动调节，保持马达输出功率恒定，故为恒功率调速阶段，调速比  $i_2 = \frac{n_{max}}{n}$ 。这种调速回路具有较大的调速范围，总的调速比  $i = i_1 \times i_2 = \frac{n_{max}}{n_{min}}$ 。

图7-24 b) 所示的调速特性曲线，也就是前两种调速特性的组合曲线。图中前一阶段表示在定负载下的恒扭矩调速特性，用以适应低速大扭矩工况的需要；后一阶段表示在变负载