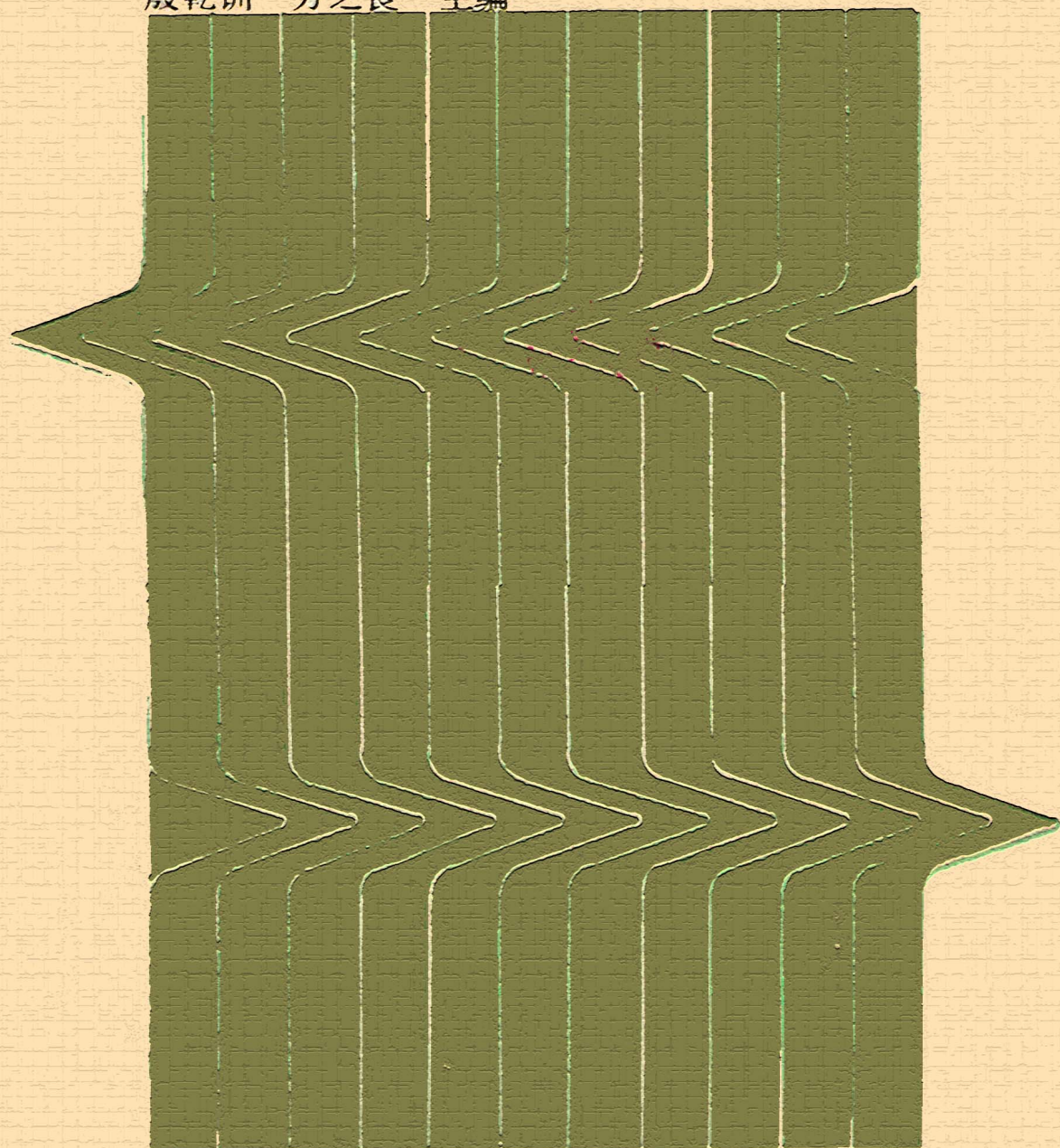


高等学校试用教材

液压传动系统

殷乾训 方之良 主编



人民交通出版社

高等学校试用教材

液 压 传 动 系 统

Yeya Chuandong Xitong

殷乾训 方之良 主编

人民交通出版社

内 容 简 介

本书共三篇。第一篇介绍液压传动系统的基本回路；第二篇分析典型工程船舶及工程机械的液压传动系统；第三篇介绍液压传动系统的设计计算和维护管理。

本书为交通部所属院校《流体传动与控制》专业的教学用书，亦可供从事液压传动教学、科研工作的技术人员参考。

高等学校试用教材

液压传动系统

殷乾训 方之良 主编

人民交通出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经销

人民交通出版社印刷厂印刷

开本：787×1092 1/32 印张：11.75 字数：282千

1989年12月 第1版

1989年12月 第1版 第1次印刷

印数：0001—2200册 定价：2.35元

出版说明

根据国务院国发〔1978〕23号文件批转试行的《关于高等学校教材编审出版若干问题的暂行规定》，中国船舶工业总公司承担了全国高等学校船舶类专业教材的编审、出版的组织工作。自1978年以来，完成了两轮教材的编审、出版任务，共出版船舶类专业教材116种，对解决教学急需，稳定教学秩序，提高教学质量起到了积极作用。

为了进一步做好这一工作，中国船舶工业总公司成立了“船舶工程”、“船舶动力”两个教材委员会和“船电自动化”、“惯性导航及仪器”、“水声电子工程”、“液压”四个教材小组。船舶类教材委员会（小组）是有关船舶类专业教材建设的研究、指导、规划和评审方面的业务指导机构，其任务是为作好高校船舶类教材的编审工作，并为提高教材质量而努力。

中国船舶工业总公司在总结前两轮教材编审出版工作的基础上，于1986年制订了《1986~1990年全国高等学校船舶类专业教材选题规划》。列入规划的教材、教学参考书等共166种。本规划在教材的种类和数量上有了很大增长，以适应多层次多规格办学形式的需要。在教材内容方面力求做到两个相适应：一是与教学改革相适应；二是与现代科学技术发展相适应。为此，教材编审除贯彻“打好基础，精选内容，逐步更新，利于教学”的原则以外，还注意了加强实践性教学环节，拓宽知识面，注重能力的培养，以适应社会主义现代化建设的需要。

这批教材由各有关院校推荐，同行专家评阅，教材委员会（小组）评议，完稿后又经主审人审阅，教材委员会（小组）复审。本规划所属教材分别由国防工业出版社、人民交通出版社以及各有关高等学校的出版社出版。

限于水平和经验，这批教材的编审出版工作还会有许多缺点和不足，希望使用教材的单位 and 广大师生积极提出宝贵意见，以便改进工作。

中国船舶工业总公司教材编审室

1988年3月

前 言

本书是根据交通部高等院校流体传动与控制专业《液压传动系统》课程的教学大纲编写的, 1983年3月内部出版, 经80级至84级等年级的流体传动及控制专业和其他专业本科学生使用, 此外, 曾为交通部基建局, 水电部十三局等单位几期工程技术人员进修班所采用。这次重新编写, 正式出版。

书中较详细地阐述了液压传动系统的基础理论知识, 并注重理论联系实际, 对于工程船舶、港口装卸机械的典型液压传动系统, 着重进行了分析, 并力求反映国内外先进水平和发展趋势。

本书除可作为高等院校流体传动及控制专业教材外, 有关专业也可按其教学大纲内容进行选用, 亦可供从事液压技术的人员参考。

本书由武汉水运工程学院流体传动及控制教研室殷乾训、方之良主编。共分三篇, 第一篇一至四章由胡培金、周正华、殷乾训编写, 第五章由舒惠平编写; 第二篇一至四章由方之良编写, 第五章由周正华编写; 第三篇由殷乾训编写。

1987年本书经中国船舶工业总公司教材编审室评审, 编委们提出了不少宝贵的意见, 书稿经哈尔滨工业大学叶文柄主审, 在此一并致谢。

由于编者水平有限, 书中难免存在不少缺点和错误, 敬请读者批评指正。

编 者

1988.5

目 录

第一篇 液压传动系统的基本回路

第一章 压力控制回路	3
§1-1-1 调压回路	4
§1-1-2 减压回路	4
§1-1-3 增力与增压回路	5
§1-1-4 卸荷回路	7
§1-1-5 泄压缓冲及补油回路	11
§1-1-6 平衡回路	15
第二章 方向控制回路	15
§1-2-1 换向回路	16
§1-2-2 锁紧回路	18
§1-2-3 顺序回路	19
§1-2-4 浮动回路	23
§1-2-5 安全回路	25
第三章 速度控制回路	27
§1-3-1 调速回路	27
§1-3-2 增速回路	28
§1-3-3 同步回路	33
第四章 液压系统速度调节与稳定	38
§1-4-1 节流调速回路	38
§1-4-2 容积调速回路	52
§1-4-3 容积节流调速回路	66
第五章 液压系统节能技术	72
§1-5-1 概论	72
§1-5-2 提高液压元件和管路的效率	72
§1-5-3 提高液压回路的效率	74
§1-5-4 电液比例控制节能回路	79
§1-5-5 液压系统能量回收	81
§1-5-6 液压系统节能举例	83

第二篇 典型液压系统分析

第一章 耙吸式挖泥船液压系统	85
----------------	----

§2-1-1	概述	85
§2-1-2	吸泥管绞车系统	91
§2-1-3	波浪补偿器	94
§2-1-4	吊架液压缸系统	98
§2-1-5	大泥门系统	99
§2-1-6	小泥门系统	102
§2-1-7	锚机系统	104
§2-1-8	吊杆绞车系统	105
§2-1-9	绞盘机系统	107
§2-1-10	船首横向推进系统及泥浆管系闸阀系统	107
第二章	微机控制的绞吸式挖泥船液压系统	108
§2-2-1	概述	108
§2-2-2	绞刀系统	112
§2-2-3	横移绞车系统	114
§2-2-4	钢桩系统	116
§2-2-5	锚机系统	119
§2-2-6	绞刀架绞车系统	121
§2-2-7	绞盘机系统	124
§2-2-8	主钢桩台车系统	125
§2-2-9	甲板回转吊及应急系统	126
§2-2-10	绞刀自动控制器	128
第三章	打桩船液压系统	132
§2-3-1	概述	132
§2-3-2	绞车液压系统	134
§2-3-3	桩架液压系统	135
§2-3-4	机械手液压系统	138
第四章	起重船液压系统	139
§2-4-1	概述	139
§2-4-2	全船液压系统简介	141
§2-4-3	主绞车液压系统	142
第五章	起重装卸机械液压系统	145
§2-5-1	叉车液压系统	145
§2-5-2	起重机液压系统	150
§2-5-3	集装箱跨运车液压系统	155

第三篇 液压系统的设计计算与维护管理

第一章	液压系统设计计算	160
§3-1-1	液压系统的设计步骤	160
§3-1-2	执行机构的负载分析	161

§3-1-3 确定系统的主要参数.....	163
§3-1-4 液压元件的选择.....	166
§3-1-5 液压系统的性能验算.....	169
第二章 液压系统的使用保养与故障排除.....	172
§3-2-1 液压系统的使用保养.....	172
§3-2-2 液压系统的常见故障及排除方法.....	173
附录：液压传动系统习题.....	176
主要参考资料.....	180

第一篇 液压传动系统的基本回路

随着液压技术的迅速发展，采用液压传动的工作机械正在不断增加。这些机械所用的液压传动系统虽然各不相同而且较为复杂，但从不同的角度出发，总可以把它们分成几种不同的型式。

若按液压系统中油液循环方式的不同，系统可分为开式系统和闭式系统。

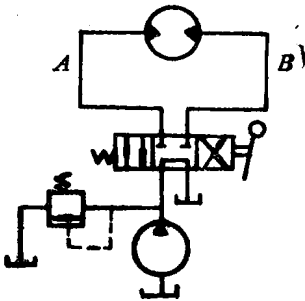


图1-0-1 开式系统

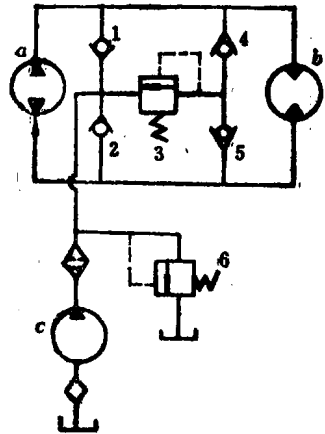


图1-0-2 闭式系统

通常认为，液压系统的主油路经油箱进行循环的为开式系统，如图 1-0-1 所示。这种系统结构比较简单。由于系统本身具有油箱，因此可以发挥油箱散热、沉淀杂质的作用。但因油液经常与空气接触，使空气容易进入系统，导致工作机构运动不平稳及其他不良后果。闭式系统与开式系统不同，如图 1-0-2 所示。它的主油路不通过油箱进行循环，液压泵 *a* 的进油口直接与液压马达 *b* 的回油口相联，形成一闭合回路。单向阀 1、2、4、5 和溢流阀 3 共同组成双向安全阀，以防止系统在工作时的压力超过安全溢流阀 3 的调整值。为了补充系统的泄漏，还设置了辅助泵 *c*，它的供油压力略高于液压马达所需的背压，其值由溢流阀 6 调定，泵 *c* 的流量比系统的泄漏量略高，从液压泵 *c* 输出出来的油经滤油器、单向阀 1 或 2 补充到系统的低压侧，多余的油液经溢流阀 6 溢流回油箱。可见闭式系统的结构较为紧凑，它和空气接触机会较少，空气不易渗入系统；加上回油路上有背压，使传动的平稳性好。但是，其油液基本上在闭合回路内循环，与油箱交换的油仅为系统的泄漏量，故系统的散热和过滤条件较开式系统差。因此，以后又出现了半闭式系统，其油路结构和闭式系统相似，不同的是系统中辅助泵输出油液的相当部分，通过换向阀注入主油路的低压边，迫使执行机构流出的热油流回油箱进行充分冷却和过滤。

若按液压系统中液压泵的数目多少，系统又可分为单泵系统和双泵系统等。

单泵系统指的是由一个液压泵向一个或一组执行机构供油的系统，如图 1-0-1、图 1-0-2 所示的液压系统。

双泵系统实际上是两个单泵系统的组合，如图 1-0-3 所示的起重机液压系统。每台液压

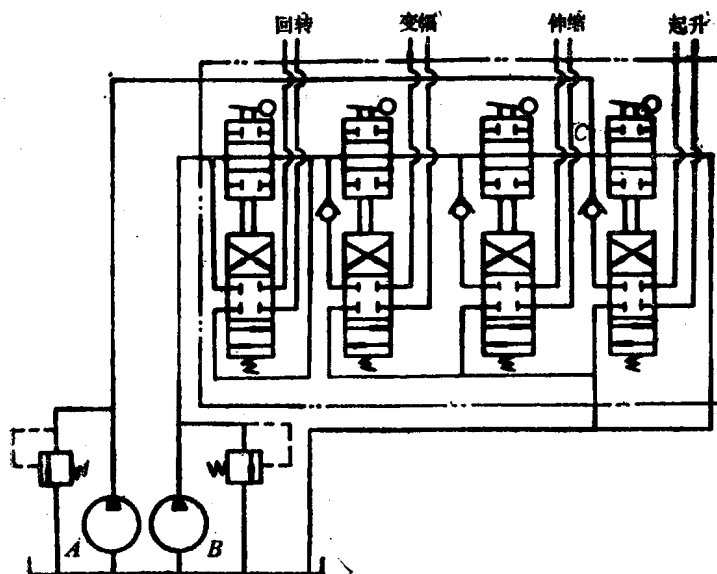


图1-0-3 双泵系统

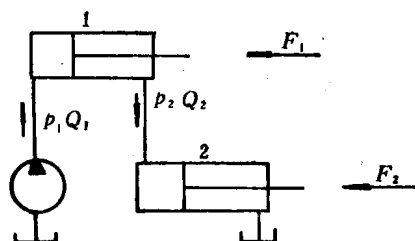


图1-0-4 串联系统

泵可以分别向对应的执行机构供油。当起升机构单独动作时，两台液压泵能在 C 点 并联合流，共同向起升液压马达供油，提高起升速度。

若按液压系统中液压泵向执行机构供油方式的不同，系统还可以分为串联系统、并联系统、独联系统和复联系统。

在具有两个以上执行机构的液压系统中，除第一个执行机构的进油口和最后一个出油口分别与液压泵及油箱连通外，其余的进出口顺次相连，即组成串联液压系统，如图 1-0-4 所示。在这一系统中，液压泵输出的压力油以压力 p_1 、流量 Q_1 进入第一个执行机构的大腔，其小腔的回油以压力 p_2 、流量 Q_2 进入第二个执行机构的大腔。当不考虑损失时，由液流的连续性原理可得

$$Q_2 = \frac{A_2 Q_1}{A_1} \quad (1-0-1)$$

并且不难得出

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1} + \frac{A_2 F_2}{A_1 A_3} \quad (1-0-2)$$

式中， A_1 、 A_2 ——分别为液压油缸 1 两腔的有效工作面积；

A_3 ——液压油缸 2 大腔的有效工作面积；

F_1 、 F_2 ——分别为液压油缸 1、2 的外负载。

从串联系统的原理图明显可知，每通过一个执行机构，工作压力就要降低一次，只要液压泵出口压力油的压力足够，便可实现各个执行机构同时动作。但由于工作压力逐次降低，也使得执行机构驱动外负载的能力依次下降。

并联系统是指在液压系统中，一台液压泵输出油口可以同时和两个以上的执行机构进油腔相通，如图 1-0-5 所示。在这种系统中，液压泵流量的供给是随各执行机构上负载大小不同而作相应改变的，其流量首先进入管路上的压力损失与驱动外负载的工作压力之和为最小

的执行机构中，以驱动这一工作机构。只有当各并联支路上的压力损失与相应工作压力之和都相等时，系统中所有的执行机构才能同时动作；这时，液压泵出口压力等于任一支路上的上述压力和。由于并联系统在工作过程中只需要克服一次外负载，因此驱动外载荷的能力较大。

还有一些液压传动系统，如图 1-0-6 所示，每一联换向阀的进油口与该阀前面的中立位置的回油口相通，而各联换向阀的回油腔又都直接与总回油口连接。使各联换向阀控制的执行机构互不相关，液压泵在同一时刻内只能向一个执行机构供油，这样的液压系统，一般称为独联系统；也叫串并联系统。

事实上，在工程船舶、工程机械及其他设备的液压系统中，往往是以上三种系统，即并、串、独联系统的不同组合，构成复联系统。如并联—独联、串联—独联、串联—并联等系统。

除了上述的种种分类之外，若按所采用液压泵的类型不同，系统还可以分为定量系统和变量系统；按调速方法的不同，系统又有节流调速系统、容积调速系统以及联合调速系统之分。这些方面的内容将在以后有关章节中逐步讲述。

任何一个完整的液压系统都必须满足执行机构提出的要求，如运动方向、速度、作用力或力矩的大小以及动作顺序等。因此，不管系统有多么复杂，它总不外是一些由液压元件组成用以完成特定功能的油路结构——液压基本回路所组成。在液压技术应用日益广泛的今天，当进行液压设备的设计和技术革新时，选用合适的液压基本回路组成合理的液压系统是设计工作的关键之一。所以，熟悉、掌握液压基本回路的油路结构就显得十分重要了。

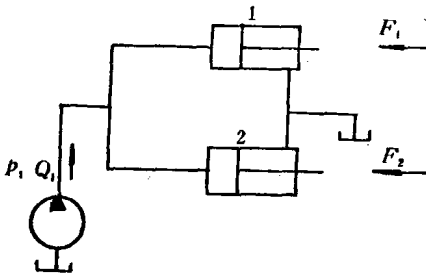


图1-0-5 并联系统

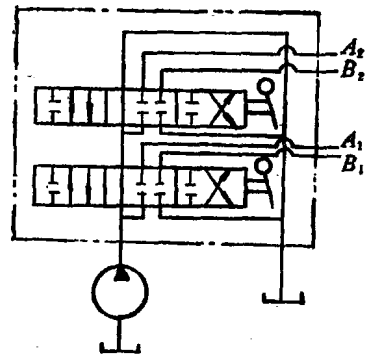


图1-0-6 独联系统

第一章 压力控制回路

压力控制回路是利用压力控制阀来控制液压系统压力的回路，可以实现稳压、减压、增压和多级调压等控制，满足执行机构在力或力矩上的要求。

§1-1-1 调压回路

液压系统的工作压力必须与负载相适应，才能节省动力损耗，减少油液发热。这就需要根据系统负载的大小来调节系统的工作压力，调压回路能控制整个系统或其局部的压力，使之保持基本不变或限定最大值。

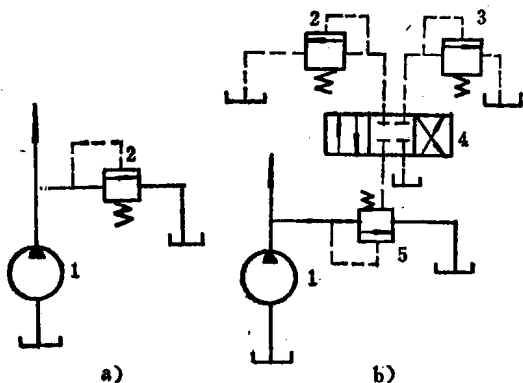


图1-1-1 调压回路

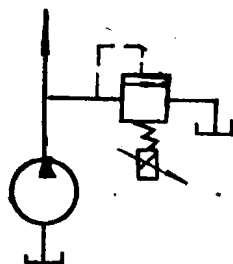


图1-1-2 无级调压回路

一、单级调压回路

如图 1-1-1a) 所示，当液压泵 1 作另一主泵的供油泵或作闭式系统的辅助泵时，溢流阀需调节呈常开状态，作定压阀用，不计溢流阀调压偏差，可以认为液压泵 1 与溢流阀 2 在系统中构成了一个定压源。当溢流阀呈常闭状态时，可以作安全阀用，以限制泵的最大工作压力，防止系统过载。

二、多级与无级调压回路

图 1-1-1b) 所示为三级调压回路。当换向阀 4 处在中位，主溢流阀 5 决定系统的压力，当换向阀 4 换向，系统的压力由远程调压阀 2 或 3 决定，远程调压阀的调整压力都必须小于溢流阀的调整压力，否则不起三级调压的作用。

若用电磁比例溢流阀代替图 1-1-1a) 中的溢流阀，如图 1-1-2 所示，可以实现远程无级调压，在这里，调节比例溢流阀输入电流，即可改变系统的压力，这种回路所用元件少，油路简单，便于使用和维修。

另外，在使用了限压或恒压式变量泵的液压回路中，当泵出口的油压力达到其调定的最大值时，泵输出的流量自动变小到零，油压再不会继续升高，同样起到防止系统过载的作用。

除采用了限压式、恒压式变量泵的调压回路之外，在用其他类型的定量泵的调压回路中，当执行机构停止运行时，泵排出的油液仍以溢流阀调定的压力经溢流阀溢流回油箱，造成功率损失而使油温升高，故需要考虑卸荷问题。

§1-1-2 减压回路

在一个液压传动系统中，往往一个液压泵同时向几个执行机构供油，而各个执行机构的

工作油压力又都不一样。如某个执行机构或某个分支油路所需的工作油压力比系统中液压泵由溢流阀调整的油压力低时，可以采取在回路中串联一个减压阀来满足工作要求，所需压力的大小，可以用减压阀调节而获得。

一、单级减压回路

图 1-1-3 所示为夹紧机构上常用的减压回路。液压泵 1 的供油压力根据动力油路上负载的大小由溢流阀 2 调定，夹紧液压缸 6 所需的压力比泵的供油压力低，这靠减压阀 3 来进行调节。单向阀 4 的作用，是当动力油路的压力降低到小于减压阀的调整压力时，使夹紧油路和动力油路隔开。

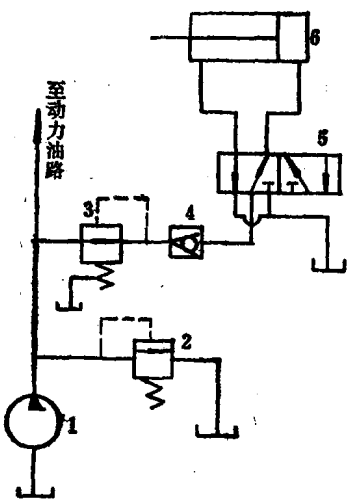


图1-1-3 单级减压回路

二、二级减压回路

如图 1-1-4 所示，它是在先导式减压阀 3 的遥控油路上接入远程调压阀 4。在图示位置，减压阀出口处压力由减压阀自身调定；当二位三通阀 5 切换后，减压阀出口油压力改由阀 4 所调定的另一个较低的压力值而确立。

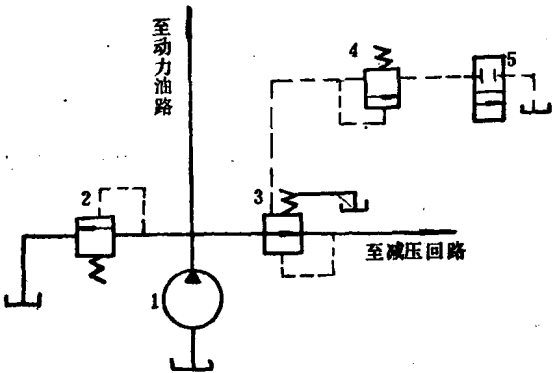


图1-1-4 二级减压回路

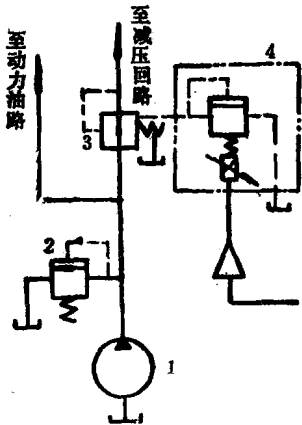


图1-1-5 无级减压回路

三、无级减压回路

在减压阀的遥控口接比例先导压力阀，如图 1-1-5 所示，可以使支路上的油压力降低，并且可以是无级地变化。这种方法容易实现遥控。

§1-1-3 增力与增压回路

增力与增压回路用来提高系统的局部压力，可以使液压泵在较低压力下工作，用普通液压泵代替了价格昂贵的高压泵，也相应地减少了功率损失。

一、增压回路

如图1-1-6所示，当电磁铁 1DT 通电时，压力油通过换向阀进入液压缸 6 的左腔，推动活塞杆快速右移。大液压缸 7 左腔形成真空，这时，因顺序阀 4 未开启，故由充油阀 5 吸油。当活塞运动至终点将工件夹紧后，系统压力升高，打开顺序阀 4，压力油进入液压缸 7 的左腔，此时的压紧力是两个液压缸作用力的合力，其值为 $p(A_1 + A_2)$ 。

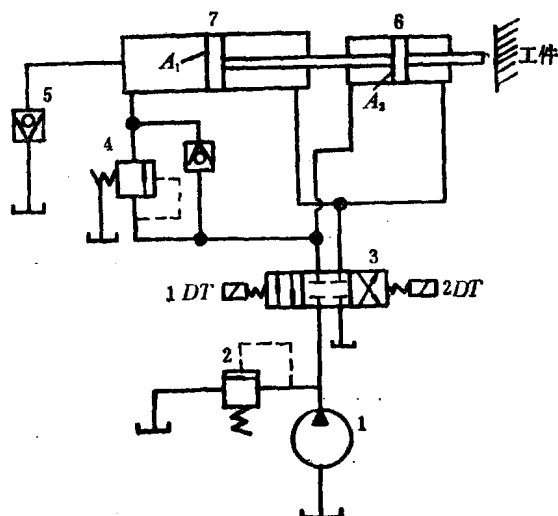


图1-1-6 增压回路

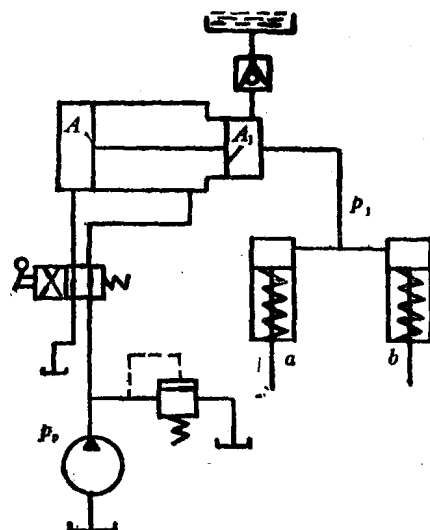


图1-1-7 间隙增压回路

这种方案的增压回路适用于地方较为狭窄、无法利用一个粗大液压缸的场合。

二、用增压器增压的回路

如图1-1-7所示，当手动二位四通换向阀的左位进入工作时，压力油进入增压器大活塞的左腔，大、小活塞一起向右移动，由原理图不难得出

$$p_d A = p_1 A_1$$

$$\frac{p_1}{p_d} = \frac{A}{A_1} = N \quad (1-1-1)$$

式中： A 、 A_1 ——分别为大、小腔有效作用面积；

N ——增压比。

于是操纵 a 、 b 两单作用液压缸的油压力为液压泵工作压力 p_d 的 N 倍。当手动换向阀处于图示位置时， a 、 b 两液压缸在弹簧力的作用下自动复位，图中补油装置用来补充高压边的泄漏。

这种间歇式增压回路适用于活塞工作行程不长的场合；目前，在液压

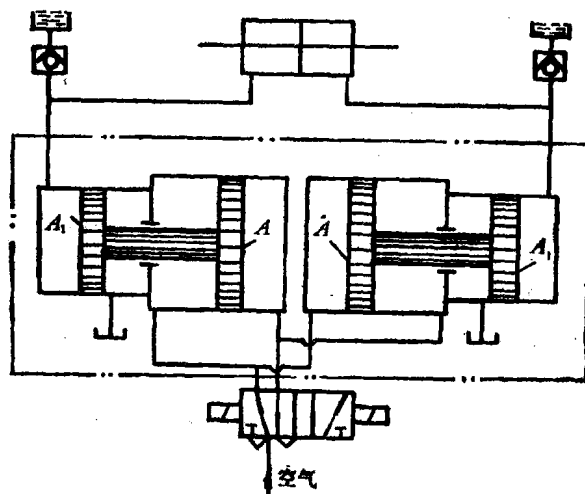


图1-1-8 连续增压回路

起重绞车的刹车装置上获得了应用。

为了获得连续的高压油，可以采用图 1-1-8 所示的用双增压器的连续增压回路。系统的动力源是压缩空气，通过换向阀和两套增压缸可以使液压缸左右两向都得到增压。

三、用液压泵增压的回路

如图 1-1-9 所示，液压泵 2 和 3 由液压马达 4 驱动，它们是利用液压泵 1 与泵 2 或泵 3 串联增压。当液压马达 4 的排量可调时，回路的工作特性能适应执行机构对速度、力矩或作用力的要求，可用于起重机的液压传动系统里。

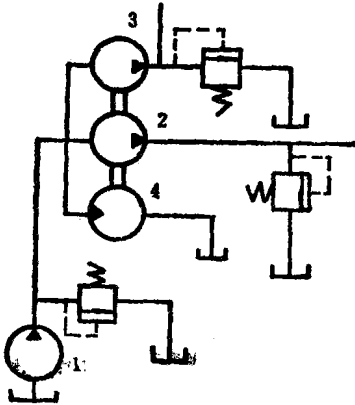


图1-1-9 用泵增压回路

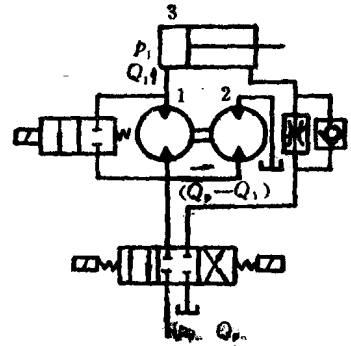


图1-1-10 用马达增压回路

四、用液压马达增压的回路

如图 1-1-10 所示，液压马达 1 与 2 的驱动轴刚性连接，马达 2 出口回油箱，马达 1 出口与液压缸 3 的左腔相通。若马达入口油压力为 p_p ，则马达 1 的出口油压力 p_1 可由下式求得，即

$$p_1 = (1 + \alpha) p_p \quad (1-1-2)$$

式中： $\alpha = \frac{q_1}{q_2}$ ——两马达排量之比。

由 (1-1-2) 式可知，当 $\alpha = 2$ 时，则 $p_1 = 3p_p$ ，达到增压目的。若液压马达 2 采用变排量的，则可通过改变液压马达 2 的排量 q_2 来改变增压压力 p_1 。图中的二位二通换向阀用来使活塞快速退回。

这种回路适用于液压泵不能实现的，而需要连续高压的场合。

§1-1-4 卸荷回路

当液压系统中的执行机构处在非工作位置时，一般都让液压泵空载运行，而不是频繁地启闭电动机；或者执行机构处在工作位置但不需要大的流量时，可以让系统中大流量泵输出的油液低压返回油箱。这样可以节省功率消耗，减少液压系统的发热，延长泵和电机的使用寿命。一般功率大于 3kW 的液压系统大多设有实现上述功能的卸荷回路。

一、卸荷方式

液压系统的卸荷，或者说液压泵的卸荷，从广义角度理解，是指液压泵的输出功率很小或为零。因此，有两种可能的卸荷方式，一种是执行机构不需要压力油，如它处在原始位置。另一种是执行机构中的油要维持一定的压力，如执行机构处在夹紧工况时。前者让液压泵输出的油液全部在很低压力下流回油箱，有的人称为压力卸荷；后者只是让液压泵输出少量的压力油，补偿系统的泄漏，使系统维持一定的压力，故称为流量卸荷。

二、不保压系统的卸荷回路

(一)利用换向阀滑阀机能卸荷的回路

当换向阀滑阀机能为M、H或K型时，换向阀处于中位，如图1-1-11所示，油口P经油口O与油箱相通，可以使系统卸荷。为了避免换向时的液压冲击，并使卸荷较彻底，一般都采用电液换向阀，这时需要有 $3 \times 10^5 \sim 5 \times 10^5 \text{ Pa}$ 的背压作为控制油压。这种卸荷方式不适于一泵驱动多个执行机构的多分支油路的场合。

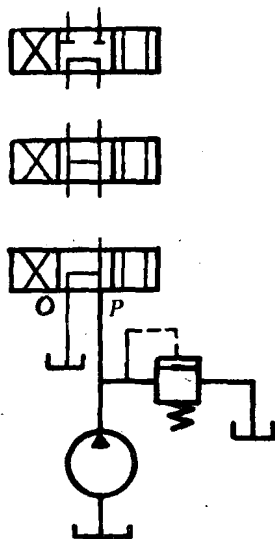


图1-1-11 利用滑阀机能卸荷

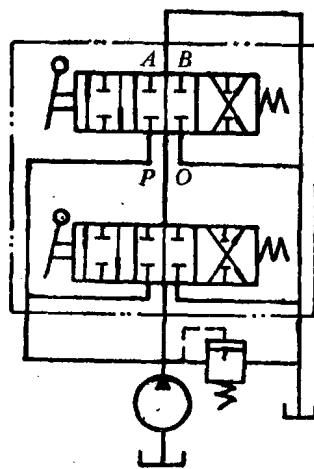


图1-1-12 多路阀卸荷回路

一般工程机械多路阀的卸荷回路如图1-1-12所示。当换向阀处于中位时，液压泵输出的油通过换向阀内的流道直接回油箱，实现系统卸荷。

(二)利用电磁溢流阀的卸荷回路

溢流阀虽然可用手调卸荷，但动作迟缓，不能适应频繁或紧急情况下的卸荷，且每次卸荷后又需要重新调压。图1-1-13所示为电磁溢流阀的卸荷回路。电磁溢流阀是由常闭式二位电磁滑阀和先导式溢流阀组成的复合阀，可以遥控。需要卸荷时，可通电使电磁阀换向，溢流阀遥控口与油箱接通，立即使溢流阀全部开启，使液压泵卸荷。从溢流阀遥控口流回油箱的流量很小，只需要用小通径的电磁滑阀。

(三)用二通滑阀的卸荷回路

如图1-1-14所示，二通换向阀2断电后，液压泵通过它卸荷。二通换向阀2的通流能力必须与液压泵的流量相适应。

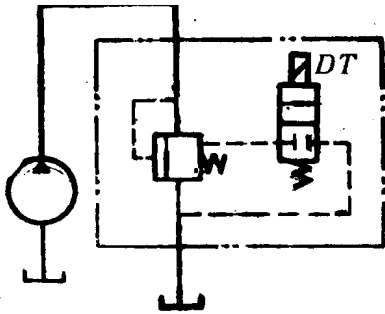


图1-1-13 电磁溢流阀卸荷回路

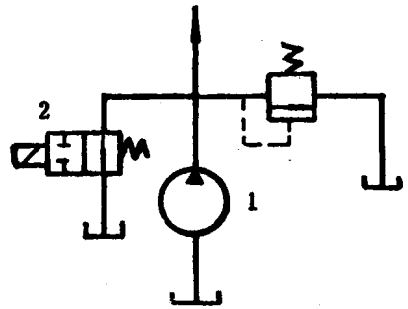


图1-1-14 用二通滑阀的卸荷回路

(四)复合系的卸荷回路

图1-1-15所示为双泵系统利用卸荷阀使其中低压液压泵在进入高压工况时自动卸荷的回路。一般图中高压小流量泵 2 和低压大流量泵 1 是由同一台电动机驱动的，系统最大工作压力由溢流阀 3 调定。当工作负载较小时，液压泵 1 输出的油经单向阀 5 与液压泵 2 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，控制油路自动使卸荷阀 4 开启，液压泵 1 卸荷，这时单向阀 5 关闭，由液压泵 2 单独向系统供油，实现重载低速运动。这种回路随负载变化自动换档，因此，无论是重载或轻载都能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，容易出现使执行机构速度不稳定的现象。卸荷阀 4 的调定值通常比溢流阀 3 的调定值低 $5 \times 10^5 \text{ Pa}$ 以上。

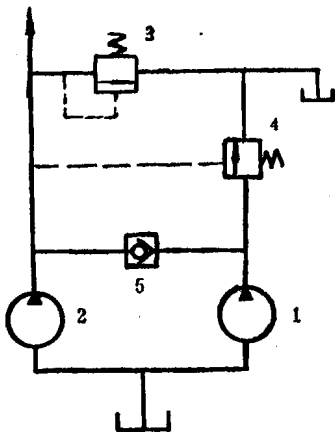


图1-1-15 复合系的卸荷回路

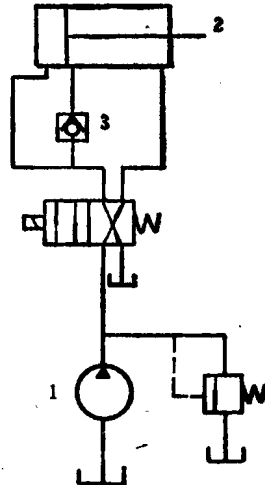


图1-1-16 用特殊结构液压缸的卸荷回路

(五)用特殊结构液压缸的卸荷回路

图1-1-16所示为用特殊结构液压缸使液压泵卸荷的回路。液压缸 2 上多一路带单向阀的旁通油路。当活塞向左移至终点时，液压缸右腔与这条旁通油路沟通，液压泵输出的油可以旁通回油箱，实现卸荷。单向阀 3 的作用是反向起阻止油液进入缸 2 的右腔。

这种回路结构简单，但活塞密封条件差，仅适用于低压系统。

(六)用旁通阀的卸荷回路

在闭式系统中，由于液压泵存在零位误差，通常用零位旁通阀使液压泵进出油口短接卸荷。