

液压传动实用技术

姚春东 刘明珍 编著

刘国志 审

石油工业出版社

内 容 提 要

本书共分六章，内容包括液压传动概述、液压流体力学基础、液压系统的基本回路分析、典型液压传动系统分析、液压伺服控制基本回路及系统分析，以及液压传动系统的设计与使用。重点介绍了应用于各行各业的各种实用回路，以及常用的典型液压系统的分析与评价。

本书可作为工科大学非机械设计与制造专业学生的教材，也可供现场从事液压传动设计、使用，以及从事液压传动设备技术改造的工程技术人员参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

液压传动实用技术/姚春东等编著.

北京:石油工业出版社,2001.7

ISBN 7 - 5021 - 3375 - 5

- . 液...
- . 姚...
- . 液压传动 - 基本知识
- . TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2001) 第 25161 号

石油工业出版社出版

(100011 北京安定门外安华里二区一号楼)

河北省徐水县印刷厂排版印刷

新华书店北京发行所发行

*

787×1092 毫米 16 开本 9.5 印张 240 千字 印 1—800

2001 年 7 月北京第 1 版 2001 年 7 月河北第 1 次印刷

ISBN 7 - 5021 - 3375 - 5 TE·2531

定价: 25.00 元

目 录

第一章 概 述.....	(1)
第一节 液压传动的应用及发展现状.....	(1)
第二节 传动的类型及液压传动的基本原理.....	(2)
第三节 各种传动方式的比较.....	(3)
第四节 液压传动系统的组成及工作原理.....	(4)
第五节 液压系统图及图形符号.....	(6)
第二章 液压流体力学基础.....	(8)
第一节 液压油.....	(8)
第二节 液体压力和静压强公式	(17)
第三节 连续性原理与伯努力方程	(20)
第四节 流体的动量法则	(23)
第五节 实际流体能量损失	(23)
第六节 液压冲击与气穴现象	(28)
第三章 液压系统的基本回路	(31)
第一节 方向控制基本回路	(31)
第二节 压力控制回路	(32)
第三节 卸荷回路	(36)
第四节 限速回路	(38)
第五节 多油缸顺序动作回路	(39)
第六节 调速回路	(43)
第七节 增速回路	(55)
第八节 速度换接回路	(57)
第九节 同步控制回路	(60)
第十节 浮动回路	(62)
第十一节 油马达控制回路	(64)
第四章 典型液压传动系统实例分析	(68)
第一节 液压系统的形式及其评价	(68)
第二节 液压随动恒功率控制系统	(76)
第三节 Baker 修井机起升系统	(78)
第四节 推土机液压系统	(80)
第五节 单斗挖掘机液压系统	(82)
第六节 QY3 型汽车起重机液压系统	(83)
第七节 YT4543 型动力滑台液压系统	(86)
第八节 CB3463 - 1 型六角车床的液压系统	(90)
第五章 液压伺服控制基本回路及系统	(98)

第一节	液压伺服控制的基本概念	(98)
第二节	伺服控制基本回路.....	(101)
第三节	液压伺服系统在工程机械中的应用.....	(116)
第六章	液压传动系统的设计与使用.....	(123)
第一节	液压传动系统的设计.....	(123)
第二节	液压传动系统的安装与调试.....	(130)
第三节	液压传动系统的使用与维护.....	(135)
附录	常用液压系统图形符号.....	(138)
参考文献	(146)

前 言

液压传动技术由于其独特的优越性，使其得到了越来越广泛的应用。在机械、冶金、航空、航海、石油机械等各个行业，尤其在各种自动化生产装备和生产线中都得到了广泛的应用，极大地提高了生产效率、产品质量和制造精度。

近年来，液压传动技术在油田现场的应用也越来越广泛，如测井车、捞油车、修井作业机、井口机械化设备等都采用了液压传动技术，而且越来越多地将机械传动与控制的设备改造为液压传动与控制的驱动方式，极大地提高了设备的自动化水平与动作的准确程度。在进行液压设备的设计和技术革新时，掌握液压传动系统的设计方法、选用合适的液压回路来组成合理的液压系统是设计工作的关键之一。

本书以介绍液压传动实用技术为目的，按照系统的理论体系精炼地叙述了液压技术的一些主要问题。尽可能全面地介绍了应用于各行各业的实用液压基本回路的工作原理、功能、特点及应用；详细地分析了典型液压系统的功能、特点；较全面地介绍了液压伺服控制基本回路的工作原理及特点；最后介绍了液压传动系统的设计与使用方面的知识，为读者掌握液压控制系统原理、设计与使用提供了方便。

本书系统性较强，内容结合实际，理论分析严谨、精要。讲述方法由浅入深，是一本适合于工科类大学生及现场工程技术人员学习液压技术与液压控制系统的精要教材。

由于作者水平有限，书中的缺点和错误在所难免，恳请读者批评指正。

编著者
2000年12月

第一章 概 述

第一节 液压传动的应用及发展现状

像机械传动一样，液压传动也是传送动力的方法之一。它是靠密封容器内受静压力的液体传送动力的（图 1. 1）。在液压系统中，油泵将具有一定转矩 M 和转速 n 的电动机的机械能，转变成具有一定压力 p 和流量 Q 的液压能，通过控制阀的调节，借助执行机构（油缸和油马达）还原成所需要的移动或回转的机械能。由于这种动力的变换和传递是依靠液压油作传动介质的，所以叫液压传动。

液压传动技术是在 18 世纪末出现的。1795 年，英国制成了世界上第一台工业设备水压机。19 世纪末，德国制造了液压龙门刨床，美国制造了液压六角车床和液压磨床。但由于当时没有成熟的液压元件，因而液压技术并未得到普遍使用。

20 世纪初，由于精研加工工艺的成熟，为液压元件向高压、高效率的发展创造了条件，因而在第一次世界大战到第二次世界大战期间，液压技术被用于军事上而得到很大发展。在这期间出现了动作准确、反应迅速的液压传动装置，并用于大炮、飞机、坦克上，而且在舰艇上也出现了电液伺服阀和伺服系统。第二次世界大战后，将这些军事上应用的成果转用到民用工业，并且由于控制论的发展以及高性能液压油不断使用和液压元件结构的不断改进，液压技术得到了飞速的发展。20 世纪 50 年代初，液压技术已开始应用到各行各业，如机床、汽车、工程机械等。在这期间出现了仿形机械、自动机床、各种流水作业线以及自动传动器的液控系统。到了 20 世纪 60 年代以至最近二三十年以来，由于空间技术、大型舰船以及电子技术的发展，液压技术的发展又达到一个全新的阶段。目前，液压技术广泛用于机械制造、冶金、造船、石油化工、建筑、汽车、工程机械、注塑、纺织、食品加工及其它部门。在国防方面，如飞机、舰艇、大炮、坦克上的应用以及原子能方面的应用仍是一个重要的技术领域，已经出现了反应灵敏、动作准确的液压随动系统。特别是比例阀的出现和发展，它与电子技术结合起来，可以大面积地实现生产过程的自动化。现在，在生产中应用着工作压力 $400 \times 10^5 \text{ Pa}$ 以上、流量 1000 L/min (16.67 L/s) 以上、功率 368 kW 以上的高压大功率元件。液压马达可以做到重量只是同功率电动机的 $10\% \sim 20\%$ ，体积是同功率电动机的 $12\% \sim 13\%$ 。液压元件和系统达到了小型化、集成化。例如美国生产的 Allison 传动器，实现一个 5 挡（或以上）变速箱的动力换挡、自动跳挡的液压控制系统，全部元件和系统采用集成板结构，其面积只有 1 ft^2 ，厚度只有 1 in 。其它如静压轴承、静压导轨、静压丝杆等都在生产中得到成功应用。近年来又出现了交流液压技术，如液压镐及原子能工业中的机械手。此外，液压射流技术也获得了应用和发展。

总之，液压传动与伺服控制技术是近代工业技术中的一个重要分支。可以相信，随着它与迅猛发展起来的电子技术及计算机应用技术的日益紧密结合，将有更新、更高的发展。随着国民经济的发展，液压传动与伺服控制技术将会在更多方面进一步显示出其强大的威力和优越性。

第二节 传动的类型及液压传动的基本原理

一部机器一般都有传动机构，借助传动机构以达到对动力进行传递和控制的目的。传动的形式有多种，按照传动所采用的机件或工作介质的不同可分为机械传动、电气传动、气压传动和液体传动。

机械传动：是通过轴、齿轮、齿条、蜗轮、蜗杆、皮带、链条和杠杆等机件直接传递动力和进行控制的一种传动方式。它是发展最早而应用最为普遍的传动形式。

电气传动：是利用电力设备并调节电参数来传递动力和进行控制的一种传动方式。

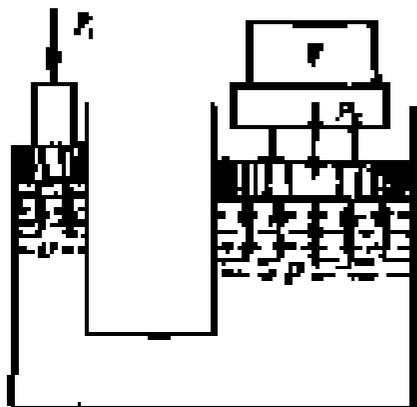
气压传动：是以压缩空气为工作介质进行能量传递和控制的传动方式。

液体传动：是以液体为工作介质进行能量传递和控制的传动方式。

在液体传动中，按其工作原理的不同又可分为液力传动和液压传动。液力传动主要是利用液体动能的传动方式，如液力耦合器和液力变矩器。这种传动机构实际上是一组离心泵与涡轮机组，也称为涡轮式传动。液力传动的工作原理是基于流体力学的动量矩定律。液压传动主要是利用液体静压能来传递能量的一种传动方式，也称为静液传动或容积式传动。

以上几种传动可以单独应用，也可以联合使用。本书着重讨论液压传动的工作原理及其工作特征。

图 1.1 为液压传动基本原理图。在两个互相连通的密封液压缸中装有油液，在液压缸的上部装有活塞，小活塞和大活塞的面积各为 A_1 、 A_2 ，在大活塞上放有重物 W 。如果在小活塞上加力 P_1 ，在小液压缸中油液的压力为



$$p = P_1 / A_1 \quad (1 - 1)$$

根据帕斯卡定律，这一压力 p 将要传递到液体中的所有各点，因此也传到大的液压缸中去。这时在大活塞上所产生的作用力

$$P_2 = pA_2 \quad (1 - 2)$$

将式 (1 - 1) 代入式 (1 - 2)，得

$$P_2 = A_2 P_1 / A_1 \quad (1 - 3)$$

P_2 如果足以克服重物所产生的作用力，就可以把重物抬起。从式 (1 - 3) 可以看出，如果 A_2 很大， A_1 很小，则只需要很小的力 P_1 便能获得很大的力 P_2 推动重物 W ，可见这是一个力的放大机构。显然，如果重物 W 很重，即外界负载很大，则阻止油液运动的阻力很大，液压缸中的油压 p 必须相应升高才能推动大活塞运动；如果外界负载很小，油液只要有很小的压力就能够推动大活塞运动，液压缸中的油压也就不会继续升高。这就说明了系统中的油压是由外界负载决定的。

另外，若小活塞在 t 时间内向下移动一段距离 h_1 ，小液压缸排出油液的体积为 $A_1 h_1$ ，而大活塞一定要上升一段距离 h_2 并且 $A_1 h_1 = A_2 h_2$ ；即小液压缸排出油液的体积等于进入大液压缸油液的体积。将此式两端同除以时间 t ，整理之后可得

$$v_2 = v_1 A_1 / A_2 \quad (1 - 4)$$

式中 v_1 ——小活塞的运动速度；
 v_2 ——大活塞的运动速度。

由于 A_1 / A_2 小于 1，则 $v_2 < v_1$ ，由此可见这又是一个速度变换机构，相当于一个减速传动机构。

由式 (1 - 4) 可得

$$v_2 A_2 = v_1 A_1 = Q \quad (1 - 5)$$

式中 Q ——进出液压缸的流量。

由式 (1 - 5) 可以看出，当液压缸面积一定时，活塞运动的速度取决于流量。

由上述液压传动原理，可归纳出液压传动的基本特点为：

- (1) 采用液体作为传动介质；
- (2) 必须在封闭的容器内进行；
- (3) 以液体静压能为主；
- (4) 油压 p 是由外界负载 P 决定的。
- (5) 活塞运动的速度 v 取决于流量 Q 。

第三节 各种传动方式的比较

前面已经叙述了机器传动的几种方式，它们各有其特点、用途及适用范围。

机械传动的优点是传动准确可靠、操作简单、负载对传动特性几乎没有影响、传动效率高、制造容易和维护简单等。缺点是一般不能进行无级调速，机械无级变速装置虽然能够无级调速，但多应用在小功率的传动中。此外，机械传动远距离操作困难，结构也比较复杂。

电气传动的优点是能量传递方便（导线柔软、连接方便）、信号传递迅速、标准化程度高、易于实现自动化等。缺点是运动平稳性差，易受外界负载的影响；惯性大、换向慢，电气设备和元件要耗用大量的有色金属，成本高；受温度、湿度、振动、腐蚀等环境影响较大。

气压传动的优点是结构简单、成本低、易于实现无级变速；气体粘性小，阻力损失小，流速可以很高，如可以使气动内圆磨头的转速每分钟达 10 万多转、气动凿岩机冲击次数每分钟高达 3500 次；能防火、防爆，可以在高温下工作。缺点是空气容易压缩，负载对传动特性的影响较大，不宜在低温下工作（凝结成水，结冰）；空气不易被密封，气压传动系统的工作压力一般小于 $0.7 \sim 0.8 \text{ MPa}$ ，只适用于小功率传动。

与其它传动形式（如机械传动、电力传动、气压传动）相比较，液压传动有下列优点：

(1) 液压传动装置能在运行过程中进行无级调速，调速方便且调速的范围比较大，达 $100 : 1$ 至 $2000 : 1$ 。

(2) 在同等功率的情况下，液压传动装置的体积小，重量轻，惯性小，结构紧凑（如液压马达的重量只有同功率电动机重量的 $10\% \sim 20\%$ ），而且能传递较大的力或力矩。

(3) 液压传动装置工作比较平稳，反应快，冲击小，能高速起动、制动和换向。液压传动装置的换向频繁，回转运动每分钟可达 500 次，往复直线运动每分钟可达 $400 \sim 1000$ 次。

(4) 液压传动装置的控制、调节比较简单，操纵比较方便、省力，易于实现自动化。当

与电气装置配合使用时，更能实现复杂的顺序动作和远程控制。

(5) 液压传动装置易于实现过载保护。由于采用油液作为工作介质，液压传动装置能自行润滑，故使用寿命较长。

(6) 液压传动装置由于其元件实现了系列化、标准化、通用化，故易于设计、制造和推广使用。

(7) 液压传动装置能很方便地实现直线运动和回转运动，液压元件的排列和布置也具有很大的机动灵活性。

(8) 在液压传动装置中，由于功率损失等原因所产生的热量可由流动着的油液带走，因此，可以避免在系统某些局部部位产生过度温升现象。

液压传动的主要缺点为：

(1) 液压传动装置以液体为工作介质，无法避免泄漏。液体的泄漏和液体的可压缩性使液压传动无法保证严格的传动比。

(2) 液压传动装置由于在能量转换及传递过程中存在着机械摩擦损失、压力损失和泄漏损失而总效率降低，不宜作远距离传动。

(3) 液压传动装置对油温和负载的变化都比较敏感，不宜在低温及高温条件下工作。液压传动装置对油液的污染亦比较敏感，要求有良好的过滤设施。

(4) 液压传动装置要求有单独的能源（例如，液压泵站），液压能不能像电能那样从远处送来。液压元件制造精度要求高、造价贵，须组织专业生产。

(5) 液压传动装置出现故障时不易追查原因、迅速排除。

总之，液压传动的优点较多，其缺点则随着生产技术的发展正在逐步加以克服，因此液压传动在现代化的生产中有着广阔的发展前景。

第四节 液压传动系统的组成及工作原理

在现实应用中，一个液压传动系统往往比较复杂。下面通过一个简化了的磨床工作台的液压传动系统，来概括地说明液压传动系统的组成及工作原理。

图 1.2 是其工作原理图。由图可见：液压系统由油箱 1、滤油器 2、液压泵 4、溢流阀 8、开停阀 11、节流阀 13、换向阀 15、液压缸 19 等元件，以及连接这些元件的油管 3、5、9、10、12、14、18、27、29 和 30 等组成。液压泵 4 由电动机带动旋转，从油箱 1 中吸油。油液经滤油器 2 通过油管 3 进入液压泵后，被输送到油管 10，在图 1.2 (a) 所示的状态下，它流经开停阀 11、油管 12、节流阀 13、油管 14、换向阀 15、油管 18 进入液压缸 19 的左腔，推动活塞 25、活塞杆 26 以及和活塞杆相连的工作台 20（连同装夹在工作台上的工件 23）一起向右移动。这时，液压缸右腔的油液从油管 27、换向阀 15、油管 29 排回油箱。这样实现了用液压来驱动机床部件的运动。

工作台的侧面装有挡块 21 和 24，当工作台向右移动到其左挡块 21 碰着换向杆 17 时，换向杆 17 绕其支点 16 顺时针方向转动，拨动换向阀阀芯 28，使之移向左位，成为图 1.2 (b) 所示的状态。这时，从油管 14 输来的压力油经换向阀 15 后，由油管 27 进入液压缸的右腔，推动工作台等向左运动，并使液压缸左腔的油液由油管 18、换向阀 15、油管 29 排回油箱。此后，当工作台向左移动到其右挡块 24 碰着换向杆 17，使它逆时针方向转动而使阀芯 28 移向右位，回复到图 1.2 (a) 的状态时，工作台又向右移动。如此循环往复，工作台

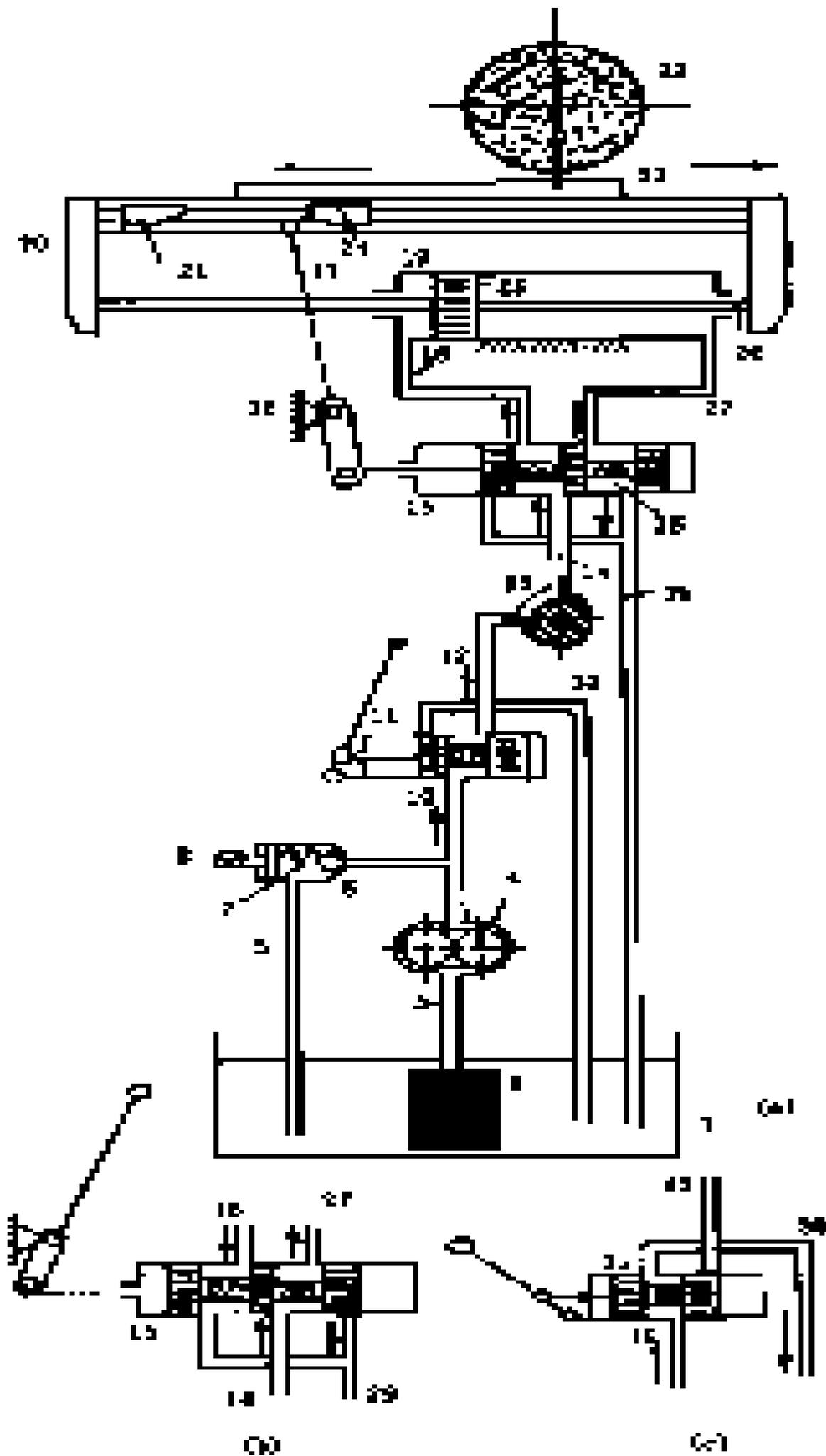


图 1.2 磨床工作台液压系统工作原理图 (半结构图)

- 1—油箱；2—滤油器；3—吸油管；4—液压泵；5—回油管；6—钢球；7—弹簧；8—溢流阀；
 9、10、12、14、18、27、29、30—油管；11—开停阀；13—节流阀；15—换向阀；16—支点；17—换向杆；
 19—液压缸；20—工作台；21、24—挡块；22—砂轮；23—工件；25—活塞；26—活塞杆；28—阀芯

不停地左右移动，磨削加工就可以持续地进行下去。

工作台移动速度的快慢是通过节流阀 13 来调节的。节流阀像个自来水龙头，可以开大，也可以关小。当它开大时，通入液压缸的油液增多，工作台移动速度就加快；当它关小时，移动速度就减慢。

工作台移动时，为了克服导轨的摩擦力、砂轮 22 和工件 23 间的切削力等，液压缸需要有一个足够大的推力；这个推力是由油液压力产生的（油液的压力越大，工作台受到的推力亦越大）。另外，液压泵输出的油液除了通过油管 10 输向液压缸外，还通过油管 9 进入溢流阀 8。当油流的压力升高到稍稍超过溢流阀中弹簧 7 的调定压力时，钢球 6 被顶开，油液经油管 5 排回油箱，这时油液的压力不再升高，维持定值。在这里，溢流阀在控制油液压力的同时，还起着把液压泵输出的多余油液排回油箱的作用。

当需要短期停止工作台运动时（如在装卸工件或测量尺寸时），可以拨动开停阀 11 的操纵手柄，使其阀芯位于左位，如图 1.2 (c) 的状态。这时，液压泵输出的油液由油管 10、开停阀 11、油管 30 直接排回油箱，不再输到液压缸中去，工作台停止运动。

液压系统中的滤油器 2 的作用是滤去油中的污杂物质，保证油液清洁，使系统工作正常。

从上面这个简单的液压传动系统例子中可以看到：

(1) 液压传动是依靠运动着的液体的压力能来传递动力的，它与依靠液体的动能来传递动力的“液力传动”（如水轮机、液力变矩器等）有质的不同。

(2) 液压传动系统工作时，液压泵先把电动机传来的机械能转变为油液的压力能；油液在被输送入液压缸后，又通过液压缸把油液的压力能转变成驱动工作台运动的机械能。

(3) 液压传动系统中的油液是在受调节、控制的状态下进行工作的，液压传动和液压控制常常是难以截然分割的。

(4) 液压传动系统必须满足它所驱动的部件（在上例中是机床工作台）在力和速度方面提出的要求。

从上面的例子可以看出，液压传动系统有以下 4 个主要组成部分：

(1) 能源装置：它是把机械能转换成油液压力能的装置。一般最常见的形式就是液压泵，它给液压系统提供压力油，使整个系统能够动作起来。

(2) 执行装置：它是把油液的液压能转换成机械能的装置。在上例中，它是作直线运动的液压缸，在其它场合还有用于转动的液压马达及摆动液马达等。

(3) 控制调节装置：它们是控制液压系统中油液的压力、流量和流动方向的装置。在上例中，是开停阀、溢流阀、节流阀、换向阀等液压元件的总称。这些元件是保证系统正常工作必不可少的组成部分。

(4) 辅助装置：它们是除上述三项以外液压系统中需要的其它装置。如上例中的油箱、滤油器、油管等。它们对保证液压系统可靠、稳定、持久地工作有重大作用。

第五节 液压系统图及图形符号

液压系统的结构图绘制起来十分费事，而且只能供一般地了解外形结构、组装和维护之用。当要求了解系统的工作原理时，必须使用图 1.2 那样的系统图。这是一幅半结构式的工作原理图，直观性强，容易理解，但绘制起来还是比较麻烦，特别是液压元件数量较多时更

是如此。为了适应液压技术的迅速发展，我国已制订了一套液压及气动图形符号（GB786—76），可以方便而清晰地表达各种类型的液压系统。图 1.3 即为用这套符号绘制出来的上述磨床工作台的液压系统。由于符号表示的是元件的职能而不是它的结构，因此图面显得特别简洁。有些液压元件的职能如果无法用这些符号表示，仍可以采用其结构示意图。

因此，为了能够读懂并能够准确无误地绘出液压系统图，必须掌握各液压元件的职能符号。常用液压元件的职能符号见附录。

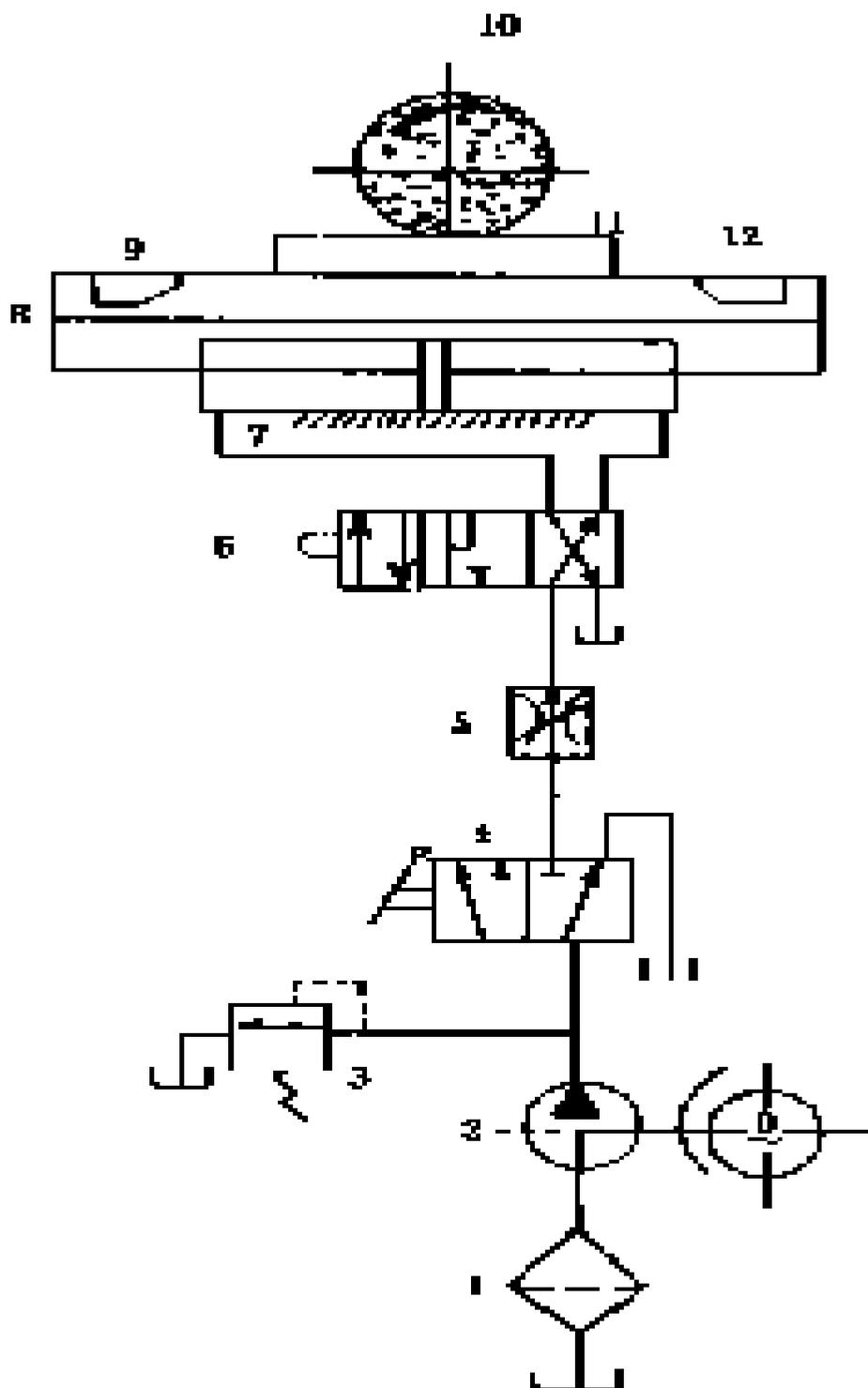


图 1.3 磨床工作台液压系统工作原理图（职能符号图）

- 1—滤油器；2—液压泵；3—溢流阀；4—开停阀；5—节流阀；6—换向阀；
7—液压缸；8—工作台；9—挡块；10—砂轮；11—工件；12—挡块

第二章 液压流体力学基础

第一节 液 压 油

一、液压油的性质

在液压传动装置中，通常都采用矿物油（石油基液体）作为工作介质，它不但能传递能量，而且对液压装置的机构与零件起润滑作用。液压系统中液体的压力、流速和温度在很大范围内变化着，油的质量优劣直接影响着液压系统的工作，因而对工作液体性质的研究和选择是不容忽视的。

1. 液压油的物理性质

(1) 重度和密度：

重度：液体单位体积的重量称为重度。

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad (2-1)$$

式中 G ——液体的重量，N；

V ——液体的体积， m^3 。

矿物油的重度 $\gamma = 8400 \sim 9500 N/m^3$ 。

密度：液体单位体积的质量称为密度。

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2-2)$$

式中 m ——液体的质量，kg；

V ——液体的体积， m^3 。

矿物油的密度 $\rho = 850 \sim 960 kg/m^3$ 。

由于重量等于质量乘重力加速度 g ，即 $G = mg$ ，所以

$$\gamma = \frac{mg}{V} = \rho g \quad (2-3)$$

上式表明了重度与密度的关系。重力加速度 g 的数值为 $9.81 m/s^2$ 。

液压油的密度和重度都随压力和温度的变化而变化。液体的密度和重度随温度变化甚微，所以在一般使用条件下，油液的密度可视为常数。

(2) 压缩性：



液体受压力作用发生体积变化的性质叫压缩性。液体的压缩性极小，在很多场合下，可以忽略不计。但在受压体积较大或进行动态分析时就有必要考虑液体的可压缩性。液体的相对压缩量与压力增量成正比，如图 2.1。

图 2.1 压力升高时油
液体体积的变化

$$-\frac{\Delta V}{V} = \beta \Delta p \quad (2-4)$$

式中 V ——增压前液体的体积， m^3 ；
 ΔV ——压力增量 p 时，因压缩而减小的体积， m^3 ；
 p ——压力增量，Pa；
 β ——液体压缩率或称压缩系数。

式 (2 - 4) 中 β 为正值，而当压力增加， p 为正值时，体积总是减少，即 ΔV 为负值，所以在上式的左边要加一负号。 β 的物理意义是：液体的压力增加为单位增量时，体积的相对变化率。

β 与压缩的过程有关，等温压缩与绝热压缩系数值不同，但液压油的等温和绝热压缩系数差别很小，故工程上通常不加以区别，常用液压油的压缩率为 $\beta = (5 \sim 7) \times 10^{-10} m^2/N$ 。

压缩系数 β 的倒数称为容积弹性模数，其值为

$$E = \frac{1}{\beta} = (1.4 \sim 1.9) \times 10^9 N/m^2 \quad (2 - 5)$$

从上式中可以看出，油的弹性模数约比钢的弹性模数小 100 ~ 150 倍。当油中混有空气时，可压缩性将显著增加。例如油中混有 1% 空气时，则容积弹性模数降低到纯油的 5% 左右；油中混有 5% 空气时，容积弹性模数降低到纯油的 1% 左右，故液压系统在使用和设计时应努力设法不使油中混有空气。

(3) 粘度：

粘度的定义及其单位：粘性是液体流动时在液体分子间所呈现的内部摩擦力。粘性是液压油的各种物理性质中最重要的特性，也是选择液压油的一个非常重要的依据。粘性的大小可用粘度来表示。

图 2.2 (a) 所示是平行平板间液体的流动，设上平板以速度 v 相对下平板运动，紧贴于上平板上的油液粘附于上平板上，其速度为 v 。紧贴于下平板上的油液粘附于下平板上，其速度为零，中间油液的速度按线性分布。我们可以把这种流动看成是许多无限薄的油层在运动，如图 2.2 (b) 所示。当运动较快的油层在运动较慢的油层上滑过时，两层间由于粘

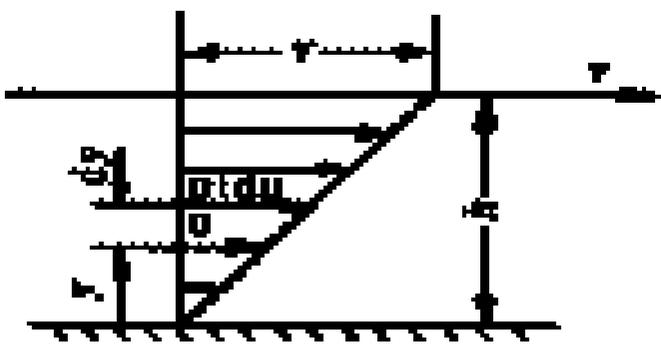


图 2.2 (a) 平行平板间液体的流动

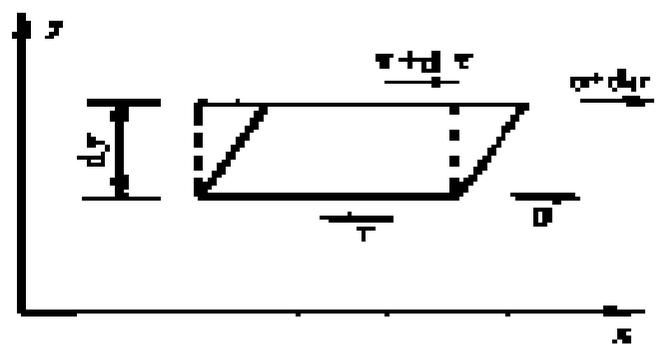


图 2.2 (b) 粘性液体两无限薄层间滑移变形

性就产生内摩擦力的作用。根据实际测定数据得知，油层间的内摩擦力 F ，与油层的接触面积 A 及油层的相对速度 du 成正比，而与此二油层的距离 dy 成反比，即

$$F = \mu A \frac{du}{dy}$$

以 $\tau = \frac{F}{A}$ 表示切应力，则有

$$= \mu \frac{du}{dy} \quad (2-6)$$

$\frac{du}{dy}$ 称为速度梯度，又称剪切率， μ 是一比例系数，称为绝对粘度，又称动力粘度。当速度梯度变化时， μ 为不变常数的液体称为牛顿液体， μ 为变数的液体称为非牛顿液体。除高粘度或含有特种添加剂的油液外，一般的液压油均可视为牛顿液体。粘度有如下几种表示方法：

A 动力粘度 μ 。在物理意义上讲，即是面积各为 1cm^2 和相距 1cm 两层液体，当其中的一层液体以 1cm/s 的速度与另一层液体作相对运动时所产生的摩擦力。

动力粘度的物理单位为达因·秒/厘米²，又称“泊”。百分之一“泊”称为“厘泊”。在国际单位制中，绝对粘度的单位为帕·秒。国际单位和物理单位换算关系如下：

$$1 \text{ 泊 (达因·秒/厘米}^2) = 0.1 \text{ Pa}\cdot\text{s}; \quad 1 \text{ 厘泊} = 0.1 \times 10^{-2} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

B 运动粘度。在计算中经常采用运动粘度。它是液体的动力粘度与其密度之比值

$$= \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{m}^2/\text{s}) \quad (2-7)$$

式中 μ ——液体的动力粘度， $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ；

ρ ——液体的密度， kg/m^3 。

运动粘度在物理单位制中为厘米²/秒，这个单位习惯上称为沱 (St)。沱的单位太大，应用不便，常用厘沱来表示：

$$1 \text{ 厘沱} = 10^{-2} \text{ St} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

运动粘度没有什么特殊的物理意义，只是因为液压系统的理论分析和计算中常常碰到绝对粘度和密度的比值，因而才采用运动粘度这个单位来代替 μ/ρ 。它之所以称为运动粘度，是因为在它的单位中只有长度与时间因次的缘故。

C 相对粘度。动力粘度和运动粘度是理论分析和推导中经常使用的粘度单位，它们实际上难以直接测量，因此工程上常采用另一种可以用仪器直接测量的粘度表示法，即相对粘度。

相对粘度是以相对于水的粘性的大小来表示该液体的粘度的。相对粘度又称条件粘度。各国采用的相对粘度单位有所不同。有的用赛氏粘度，有的用雷氏粘度，我国采用恩氏粘度。

恩氏粘度的测定方法如下：测定 200cm^3 某一温度的被测液体在自重作用下流过直径 2.8mm 小孔所需的时间 t_A ，然后测出同体积的蒸馏水在 20°C 时流过同一孔所需时间 t_B ($t_B = 50 \sim 52\text{s}$)， t_A 与 t_B 的比值即为流体的恩氏粘度值。恩氏粘度用符号 $^\circ\text{E}$ 表示。被测液体温度 t 时的恩氏粘度用符号 $^\circ\text{E}_t$ 表示。

工业上一般以 20°C 、 50°C 、 100°C 作为测定恩氏粘度的标准温度，并相应地以符号 $^\circ\text{E}_{20}$ 、 $^\circ\text{E}_{50}$ 和 $^\circ\text{E}_{100}$ 来表示之。

工作液的粘度对液压装置的工作影响很大。粘度越大则液体通过缝隙的漏泄越小，但液体流经管路孔道时的摩擦阻力增加，粘度过大还易使液压泵吸油不足，所以应选择粘度适当的工作液体。一般说来，对于高压系统及工作温度较高时选择粘度较大的油液，反之则应选择粘度较小的油液。

调合油的粘度及调合率的计算：有时，一种液压油的粘度不合乎某种用途的要求，必

须用几种液压油调合以达到所要求的粘度。如用两种液压油调合成调合油，其粘度的计算公式如下：

$$\varphi = \frac{a\varphi_1 + b\varphi_2 - c(\varphi_1 - \varphi_2)}{100} \quad (2 - 8)$$

式中 φ_1 、 φ_2 和 φ ——分别表示第一种油、第二种油及两种油调合后的恩氏粘度 ($\varphi_1 > \varphi_2$)；

a、b——两种油液各占的百分比；

c——系数，其数值可参阅表 2 - 1。

表 2 - 1 系数 c

a (%)	10	20	30	40	50	60	70	80	90
b (%)	90	80	70	60	50	40	30	20	10
c	6.7	13.1	17.9	22.1	25.5	27.9	28.2	25	17

(4) 空气溶解量：

液压油中所含空气的量（以体积百分比计）叫含气量。空气在油中的状态可分混入和溶解两种，混入油的空气以直径 0.25 ~ 0.5 mm 的气泡状态悬浮于油中，它对液压油的容积弹性模数和粘度产生很大影响。溶解于油中的空气呈均匀的溶解状态，它对液压油的容积弹性模数和粘度不产生影响。

油中空气的溶解量正比于绝对压力，在一个大气压和常温下，按体积百分比计的空气溶解量对矿物油系液压油为 5% ~ 10%，合成型液压油 5%，水、乙醇系为 1% ~ 2%，油中水型乳化液为 5% ~ 7%。

压力加大时，部分混入空气将溶入油中，其余的仍以气相存在。混入的空气量增加，则油液的容积弹性模数急剧下降，油液中的压力波传播速度减慢。油液的粘度将按下列经验公式计算：

$$\mu_B = \mu_0 (1 + 0.015 B) \quad (2 - 9)$$

式中 B——混入空气的体积百分比；

μ_0 ——液压油中没有混入空气时的动力粘度；

μ_B ——含有 B% 的混入空气时的动力粘度。

如果压力低于某一压力 p_B 值时，则油液中过饱和的空气发生气泡而加速分离出来，这个压力称为空气分离压。影响空气分离压的因素是因油液的种类、空气溶解量和温度而不同，油温越高，空气溶解越多，则空气分离压越高。

(5) 其它物理性质：

比热容：单位质量的液体增加每单位温度所需的热量叫做比热容 c。对矿物油系液压油可取

$$c = \frac{1}{15} (0.403 + 0.00081 t) \times 4186.8 \text{ J (kg} \cdot \text{)} \quad (2 - 10)$$

式中 t——温度，；

ρ_{15} ——在 15 时的油的密度，kg/L。

导热系数：液体的导热系数系指在沿热流方向单位温度梯度（即在单位长度内温度降

低 1) 下, 单位时间内通过单位面积的热量。用 表示。

$$= - \frac{dH}{dA \cdot dt \cdot \frac{d}{d}} \quad (2 - 11)$$

式中 H——热量, J;

t——时间, h;

——温度, ;

A——截面积, m^2 ;

——s截面的法线方向距离, m。

对矿物油系液压油, 在常温下可取: $= 0.116 \sim 0.151 \text{ W/ (m} \cdot \text{)}$ ($= 1.17 \times 10^{-3} \sim 1.51 \times 10^{-3} \text{ J (cm} \cdot \text{s} \cdot \text{)}$)。

流动点和凝固点: 液体趋于冷却时, 即逐渐失去流动性, 直至凝固。这时的温度叫凝固点。比凝固点高 2 5 的温度值就叫做流动点。在选择工作油时其流动点必须至少要比最低使用温度还要低 10 。

闪点和燃点: 油液加热时, 当挥发出来的气体接近火焰时有闪光发生, 此时油温称闪点。闪点高的油液挥发性小, 受热安定性好, 储存和运输较安全。

对油液继续加热到油液能自行连续燃烧的温度叫做该油液的燃点。燃点高的油液难以着火燃烧。

润滑性: 油液的润滑性是指油液在金属摩擦表面形成牢固油膜的能力。油膜的强度和厚度主要取决于油液的油质。若油膜的强度不足以承受工作负载的压力致使金属表面互相接触, 将导致摩擦力急剧增加, 零件迅速磨损。油液的润滑性对于液压装置具有重要意义。

2 液压油的化学性质

用于液压传动的工作液体可分为矿物油与植物油两大类。一般说来, 植物油为非饱和碳氢化合物, 性质活泼易氧化变质, 但其润滑性良好。矿物油基本上属于饱和碳氢化合物, 性质稳定, 但其润滑性稍差。液压传动系统中大多采用矿物油, 有时掺入少许附加物以改善其润滑性能。

(1) 热稳定性:

液压油在温度升高时发生化学变化的程度叫热稳定性, 如不发生变化或变化很少则稳定性好。大多数常用的液压油是有机化合物的混合物, 当温度升到一定程度时可能产生裂化作用, 使平均分子量减少而产生一些较高挥发性的物质。另外还可能产生一些聚合作用, 聚合产生一些树脂状物、焦油, 甚至焦炭。温度升高时也可能是裂化和聚合作用同时发生。在实际系统中, 由于和金属以及其它起催化剂作用的物质相接触, 反应的过程会大大加快, 它所产生的物质和外来的杂质, 诸如水分和尘粒等混在一起, 形成了一种渣泥物。渣泥物一部分是悬浮在液体中, 一部分是沉积在系统的各个部分。当温度增加到某一极限温度以上时, 反应速度变得更快, 从而使液压油工作性能很快丧失。

(2) 氧化稳定性:

液压油与空气或其它氧化物发生反应的程度叫氧化稳定性。不易氧化变质的油就是化学安定性好。液压油氧化后通常都将使油液的粘度增加并生成酸性化合物, 引起液压系统中金属部分的腐蚀现象。并且氧化物的化学性质一般比热解作用的产物更为活泼, 所以更容易产生渣泥, 温度增高液压油的氧化作用就剧烈。

大多数液压油是一种碳氢化合物的矿物油，其中有些碳氢化合物仍然是非饱和的，易与氧发生作用。而尘埃、污垢、铁锈和金属屑等机械杂质又作氧化过程的催化剂，使油液加速氧化。一般希望油液能在 90 以下化学性能稳定，保证正常工作。

(3) 水解稳定性：

液压油遇水分解变质的程度叫水解稳定性。水在液压油中大部分可能沉在油箱底部，但有一部分水会象乳化液一样环流着，而成为油中渣泥的一个成分。水分也会使酸性的油的氧化物的腐蚀性大为增加。在低温时，油液析出的水点凝成坚硬的细冰粒，将严重划伤机件的工作表面。

(4) 相容性：

液压油抵抗常用于系统中的各种材料起化学反应的能力叫相容性。液压油与它接触的颜料、油漆、电绝缘物质以及密封件、软管、蓄压器膜片等要起反应。如不起作用或很少起作用则表明相容性好。

(5) 毒性：

液压油应该是没有毒性的，因为人们完全与它避免接触是不可能的。目前使用的大多数液压油其毒性是微不足道的。但也有一些例外情况，如三甲本磷酸酯是石油类油液中很普通的一种附加物，它是具有毒性的，有些情况下其蒸汽也有毒性，使用时不可不加关注。

3 液压油的性能要求

液压系统是依靠液压油来传递的，液压油是系统的重要组成部分，它的性能会严重影响液压系统工作。从液压传动系统使用油液的要求来看，可归纳成下面几点：

(1) 适宜的粘度和良好的粘温性能，在工作温度变化范围内，粘度变化范围要小。一般液压系统所用的液压油粘度大多在 2°E_{50} ($1.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$) 到 8°E_{50} ($6.0 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$)，液压油的粘度指数值要求在 90 以上，优异者在 100 以上。

(2) 具有对热、氧化、水解的良好稳定性，油液的使用寿命要长。

(3) 具有良好的润滑性及很高的油膜强度，能使系统中的各摩擦表面获得足够的润滑，而不致磨损。

(4) 不得含有蒸汽、空气及其它容易气化和产生气体的杂质，空气溶解度小，起泡性小而消泡容易。吸水性小，易与水分离。

(5) 尽量减少油中的杂质，不允许有沉淀，以免磨损机件、堵塞管道及液压部件，影响系统正常工作。

(6) 对液压系统所用的各种材料（包括金属、塑料、油漆、橡胶及其它），液压油应有良好的相容性。

(7) 满足防火、安全的要求，油的闪点要高。

为了使液压油满足各种不同的性质，如抗氧化、抗磨损、防泡沫、防锈蚀、低凝固点和高粘度指数等。可以在油中添加各种添加剂来改善油液的性能。

二、液压油的选用原则

在液压传动系统中通常都采用矿物油作为工作液体。常用的有液压油、汽轮机油、柴油机油，有时也采用变压器油。应用较广的是 15、22、32 号液压油。8 号、11 号柴油机油及 22 号、30 号汽轮机油。但上述所介绍的工作油液大多用于一般液压传动中。由于这种油液中没有或很少加入添加剂，传动时易产生泡沫，声响大，粘温性能差，低温时粘度提高快等缺点，已不能满足近代液压传动用油的要求。因此石油工业部门生产了多种专用液压油，由

于在油中加入了各种添加剂，使性能得以改善。

我国随着液压传动技术的发展，试制成了多种专用液压油，有上稠、兰稠等数种牌号。这种油的抗氧化性、防锈、粘温性能好，可用于低温。工作时泡沫少，声响小。

几种国产油的主要质量指标如表 2 - 2 所示。按油泵类型推荐用油粘度见表 2 - 3。国产液压油的牌号和详细技术性能指标可参阅有关资料。

表 2 - 2 几种国产油的主要质量指标

主要指标		运动粘度 $\times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (50)	闪点 (开口) (不低于)	凝 点 (不高于)	酸 值 mg KOH/g (不大于)	机械杂质 %
牌 号						
汽轮机油	22 号	20 ~ 30	180	- 15	0.02	无
	30 号	28 ~ 32	180	- 10	0.02	无
HV 液压油	15 号	13.5 ~ 16.5	120	- 25		无
	22 号	19.2 ~ 24.2	140	- 25		无
	32 号	28.2 ~ 35.2	160	- 20		无
	46 号	41.4 ~ 50.6	160	- 20		无
精密机床 液压油	20 号	17 ~ 23	170	- 10		无
	30 号	27 ~ 33	170	- 10		无
	40 号	37 ~ 43	170	- 10		无
稠化液压油	上稠 20—1	12.51	163.5	- 33	0.237	无
	上稠 30—1	18.67	185.5	- 49	0.131	无
	上稠 50—1	40.56	174	- 48.5	0.123	无
	上稠 90—1	60.81	217	- 27.5	0.063	无
航空液压油	10 号	10	92	- 70	0.05	无

表 2 - 3 按油泵类型推荐用油粘度表

油 泵 类 型		环境温度 14 ~ 38 时粘度 $\times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (50)	环境温度 38 ~ 80 时粘度 $\times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (50)
叶片泵	$70 \times 10^5 \text{ Pa}$ 以下	17 ~ 29	25 ~ 44
	$70 \times 10^5 \text{ Pa}$ 以上	31 ~ 40	37 ~ 54
齿 轮 泵		17 ~ 40	63 ~ 88
径 向 柱 塞 泵		25 ~ 44	40 ~ 98
轴 向 柱 塞 泵		17 ~ 62	40 ~ 98

液压油的选择与具体使用条件有关。周围环境温度高，应采用高粘度的矿物油；周围环境温度低，应采用低粘度的矿物油，如在机床液压传动中，冬季可用 15 号液压油，夏季用 22 号液压油，酷热时用 32 号液压油。一般压力高时用高粘度的液压油；压力低时，用较低粘度的液压油。如压力低于 $70 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时，可用在温度 50 时粘度为 $(20 \sim 38) \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 的液压油；压力在 $(70 \sim 200) \times 10^5 \text{ Pa}$ 时，可用在温度 50 时粘度为 $60 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (不

大于 $100 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) 的液压油。此外在低压执行机构的速度很高 ($v \approx 8 \text{ m}/\text{min}$) 时, 采用低粘度的液压油。当在元件中液压油的相对漏失量很大时, 宜采用粘度较高的液压油。当转速或运动速度很高时, 若用粘度很高的液压油, 可能破坏液压泵的吸油作用, 这是应该注意的。根据油泵类型推荐用油粘度如表 2 - 3 所示。

为了便于在实践中选用较合适的液压油, 现将常用的普通和专用液压油的性质扼要地介绍如下:

1. 普通油

(1) 全损耗系统用油 (相当于原机械油的质量水平): 按 40℃ 运动粘度分为 15、22、32、46、68、100、150 七个牌号, 牌号上所标明的号数、就是它在温度 40℃ 时运动粘度的平均值。全损耗系统用油为工业用中质润滑油, 在液压传动中应用也很普通, 但不能作导轨油和精密机床液压用油。氧化稳定性差, 常用于条件要求不高的地方。

(2) 汽轮机油 (又名透平油): 因加入抗氧化添加剂, 抗空气氧化性强, 在高温下酸值也不会增高, 与混入的水分能迅速完全分离, 有高的抗乳性。酸性低, 灰分少, 无机械杂质以及水溶性的酸和碱。它为浅黄色透明液体, 比全损耗系统用油纯净, 用于要求比较高的液压传动系统中。

(3) 变压器油: 经过高度精制, 没有机械杂质和水分, 粘度较低。因加入抗氧化添加剂, 有高度抗氧化性。

(4) 11 号汽缸油: 是一种重质工业用润滑油, 适用于低速, 重负荷及周围环境温度很高的液压传动系统中。

(5) 柴油机油: 该类油品是由精制矿物油或精制矿物油与合成油, 加入多种优质高效添加剂调合而成的多级油。该类油品具有优良的清净分散性、抗磨性、抗氧抗腐性和润滑性能。能保持活塞及零件清洁, 减少发动机及零件磨损, 可延长油品使用寿命。具有优良的低温性能及节能效果。常用于拖拉机、工程机械及起重运输机械的液压传动系统中。夏季常用 11 号、冬季常用 8 号。

一般普通油用作液压油, 由于没有或很少加入专门的添加剂, 传动时易产生泡沫, 声响大, 粘温性能差。

2 专用液压油

(1) HV 液压油: 采用深度精制的矿物油为基础油, 加入多种高性能的复合添加剂调制而成。具有良好的抗磨性、抗泡性、抗氧、防腐性破乳化性和超级低温性能。产品质量相当于 ISO VG15、VG22、VG32、VG46 的粘度等级。

(2) 稠化液压油: 凝固点低, 氧化稳定性好, 油中加有增加润滑性、防锈蚀和增加粘度指数剂, 消泡性好, 可用于低温。它常用于建筑机械、工程机械和船舶机械等液压系统中。

(3) 航空液压油: 是一种经过特殊加工的润滑油。油中加有增加粘度指数和润滑性剂, 凝固点低, 粘温性能很好。无腐蚀, 不损伤密封物, 具有良好的润滑性能, 通常染成红色, 俗称红油。常用于航空液压系统中。

航空液压油在 -30℃、-20℃、0℃、37.8℃、98.8℃ 时的运动粘度分别为 177、98、42、13.3 及 4.75 ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)。

(4) 精密机床液压油: 是一种高度精制的润滑油, 油中加有抗氧化、抗磨损、抗泡沫、防腐蚀及改进粘度指数等添加剂。粘温性能好, 粘度指数较高。适用于精密机床液压系统, 但不能用于低温。

精密机床液压导轨油：与上述性能及适用范围相同，并具有良好的防爬性。

(5) 专用锭子油和合成锭子油：是高度精制的锭子油，具有很低的凝点，良好的润滑性及防腐性。是一种高级油，主要用在液压传动系统中。

(6) 舵机液压油：适用于船舶舵机的液压系统，是一种专用液压油。

三、改善液压油性能的添加剂

通常用来改善油液性能的添加剂有下列几种：

1. 抗氧化剂

常用的抗氧化剂有：受阻酚；芳族胺；二烷基或二芳基二硫代磷酸锌盐等。用来抑制油液的氧化过程，使油液的使用寿命得以延长。

2 防锈蚀剂

常用的有长链脂族脂类，低分子量琥珀酰亚胺类，天然磺酸盐类，磷酸胺类等。能吸附于金属表面形成一层牢固的吸附膜使金属不与水及酸接触，从而达到防锈的目的。在一般情况下，防锈蚀剂都与抗氧化剂共用。

3 增加润滑性剂和耐高压添加剂

常用的增加润滑性剂有猪油、油酸（易氧化）、鲸鱼油（溶性差）、三甲酚磷酸酯等。它们能在常温常压下吸附于金属表面形成牢固的吸附膜，从而减少摩擦力和磨损。

常用的耐高压添加剂有三甲苯磷酸脂、氯化石蜡（含氯 40% 以上）、二烷基二硫代磷酸锌等。它在表面光洁度不好或压力太大、部分金属摩擦面有瞬时高温、润滑油膜被撕裂破损的情况下使用。它在高温、高压下能分解并与金属作用，生成一种低溶性磷化物或卤化物，填入金属表面的低凹处，从而改进表面光洁度并将油膜破裂处覆盖。

4 增加粘度指数剂

常用的有聚甲基丙烯酸酯类、聚异丁烯、聚丙烯酸酯类、乙烯/丙烯共聚物等。用来增加油液粘度对温度的稳定性，以扩大油液的工作温度区域。所有的增加粘度指数剂都是具有大分子量的长链状聚合物，把它们加入油中后该油液即表现为非牛顿液体。在承受剪切作用时，长链状的分子被拉长并平行于流线方向排列，一些环状大分子链被拉断，其结果是使粘度和粘度指数都全面降低。当剪切率不太大时，这种粘度的变化是立刻可以复原的，但当剪切率很大时，粘度降低可能达到 40% 并会保留一段时期，其中一部分降低是持久性的。因而在选择增加粘度指数时应尽量采用抗剪切性能较稳定的。

5 消泡剂

常用的有三甲基硅酮胶、二烷基正磷酸盐、三烷基硫化磷酸盐、氯化后的油类、磺化后脂性酸类、氨基盐以及某些皂类。消泡剂能使油中微小气泡破裂或合并，并迅速浮出油面而消除。

6 去垢剂

常用的有磺酸盐、硫代磷酸盐和硫化酚盐等。能借助于吸附作用附于渣泥粒子表面上，因而防止渣泥粒子的长大，使它保留在油中而不沉积在机器部件上，然后通过过滤器滤出。

7. 流动点下降剂

常用的有聚甲基丙烯酸烷基酯类、聚合马来酸酯类等，流动点下降剂可扩大液压油在寒冷地带的使用范围。通常，增加粘度指数剂，均具有使液压油流动点下降的特性，但用量要远比专门的流动点下降剂大得多。

第二节 液体压力和静压强公式

一、液体压力

1. 液体压力（压强）的定义

考察连通器的大活塞缸部分，如图 2-3，重物 G （包括活塞重量）压在活塞底面的液面上，被该液面上的液体力 F 托起而平衡，即 $F = G$ 。

定义：液体中单位面积上的液体力称为液体压强，用 p 表示，液压传动中简称压力。

对液体的任意点处

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{F}{\Delta A} = \frac{G}{A} \quad (2-12)$$

在压力均匀的液面上

$$p = \frac{F}{A}$$

式中 A ——活塞（受力液面）面积；
 ΔA ——包含任意点的微小面积；
 F ——微小面积上的液体力。

“压力”即“压强”。压力单位为 Pa（帕）或 MPa（兆帕）。

连通器大活塞底面上的液体压力为：

$$p = \frac{F}{A} = \frac{G}{A} \quad (2-13)$$

2 液体压力的性质

研究液体压力及压力的传递特性时，假定液体是不可压缩的。液体不能承受拉力和剪切力，是只能承受压力的无粘性理想液体。实际上也近似如此。

液体压力有如下性质：

- (1) 液体压力恒垂直于固体壁表面。
- (2) 静止液体内任一点的压力为一定值，与方向无关。即该点处任意方向上的压力大小相同。
- (3) 帕斯卡原理——加于密封容器（或系统）中液体某表面上的压力，将以相同的大小均匀地传递到容器内的所有各点。

二、静止液体内部压力与静液压强公式

对液体取前面的假设。静止状态的液体受两种形式的外力：一种是在液体界面上其它介质作用于液体的表面外力（如连通器活塞底液体面上受的力）；另一种为液体所受的地球引力，即重力。两种外力都在静止液体内部产生液体压力。

1. 液体自重产生的压力

不考虑液体的表面外力，即假定自由液面的大气压为零。可导出液体内部任一点的自重压力

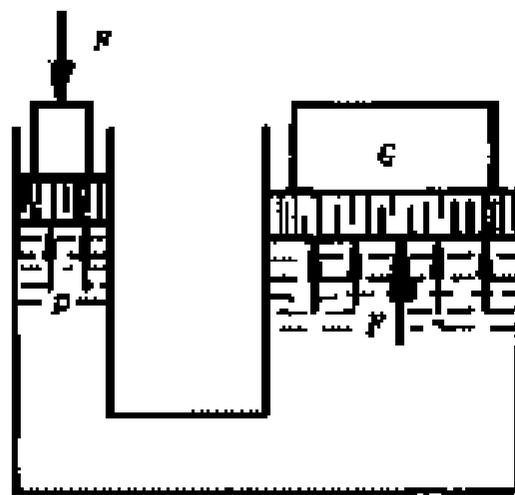


图 2-3 连通器

$$p = \rho \cdot h \quad (2 - 14)$$

液体自重产生的压力等于离开自由液面的高（深）度 h 与液体重度 ρ 的乘积。自重压力与液体种类有关。式 (2 - 14) 仅对同种液体而言。不同液体须分层研究，层间压力的传递按表面力产生的压力加以考虑。从式 (2 - 14) 得出两点推论：

(1) 液体自重压力与液体体积（容器形状）无关，只决定于与自由液面的高度差 h （同种液体内）。

(2) 由于自由液面是等压面，重力场中的静止或匀速直线运动的液体内，根据式 (2 - 5)，水平面也是等压面。

2 液体对与其接触的界面的液体力

液体力为液体作用在该表面（界面）上压力的总和。

设界面上任一微元 dA 上的压力为 p ，则作用于该微元上的液体力为 $dF = p dA$ 。界面上总面积 S 上的总液体力为

$$F = \int_S p dA = \bar{p} \cdot S \quad (2 - 15a)$$

如果 S 为等压面，总液体力为

$$F = \bar{p} S \quad (2 - 15b)$$

式中 \bar{p} ——界面上液体的平均压力。

3 表面外力产生的压力

液体表面（界面）受外力作用时，液体内部产生相应的压力，以抵抗外力作用，如连通器的活塞对底层液面施力，底层液面产生压力 p ，抵抗外力的作用。这是普遍发生于液压传动中的情况。

表面力产生的压力用式 (2 - 12)、(2 - 13) 计算。根据帕斯卡原理，只要液体界面上受力产生多大的压力，则液体内部所有各点都必须包含这个压力数值。

液体的表面力有下列三种作用方式：

(1) 通过液压机械，如油缸活塞、柱塞……对密闭液体系统的某界面施加作用力。液压传动技术多采用这种形式。

(2) 通过气体对密封液体表面加压，如压力容器、蒸汽锅炉、气液储能器等。

(3) 通过不同质的液体使密封液体表面产生压力。用于一些低压压力检测仪器。

后 2 条要求不同质气体、液体相互不相溶混。

4 静止液体内部压力、静液压强公式

静止液体在自重和界面力作用下，液体内部产生相应的压力，任意点处压力为这两种压力的叠加。故液体内部任一点压力 p_i 为

$$p_i = p_0 + \rho h_i \quad (2 - 16a)$$

式中 p_0 ——液体界面上外力产生的压力；

ρ ——液体自重产生的压力；

h_i ——液体内部任意点距自由液面的高度差。

在液体内部引入坐标系， xoy 平面放在任一水平面内，如图 2.4。液面上气压为 p_0 ，自由液面的坐标高度为 H 。任选三点 A 、 B 、 C ，其坐标高度分别为 z_A 、 z_B 、 z_C 。由式 (2 -

16a) 可得

$$p_A = p_0 + \rho (H - z_A)$$

$$p_B = p_0 + \rho (H - z_B)$$

$$p_C = p_0 + \rho (H - z_C)$$

归纳为一般式

$$p_i = p_0 + \rho (H - z_i)$$

选定坐标后，H 为常值。上式变为

$$p_i + \rho z_i = p_0 + \rho H = \text{常数值}$$

或
$$p_1 + \rho z_1 = p_2 + \rho z_2 = \dots \dots \quad (2 - 16b)$$

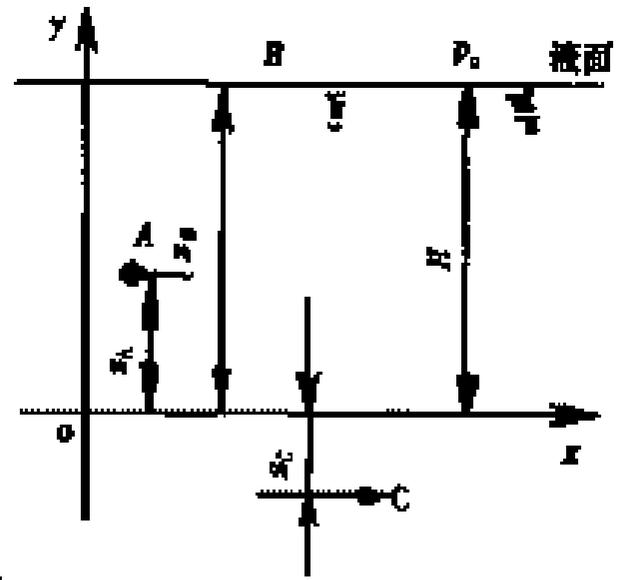


图 2 4 静止液体与坐标

式 (2 - 16) 称为静液压强公式。其意义是重力场中静止液体内各点处的单位体积液体的压力能 p_i 与单位体积液体的位能 z_i 之和均为常数值。该常数值可用自由液面上液体的单位体积能量力 $p_0 + \rho H$ 来表示。

三、大气压力、绝对压力与相对压力

1. 大气压力

由空气重量产生的压力叫大气压力。处于地球上的任何物体都必须承受这个压力。空气的密度随高度增加而变稀薄，大气压力随地势增高而变小。

将 0 时的海平面的气压数值作为一个标准大气压的数值。

“毫米水银柱”是低压测量中常用的一种压力表示方法。用水银测压计测液体压力时，不同液体压力对应不同的水银柱高度，故直呼其高度。这是一种用液体自重压力来标识的压力名称。因此，其压力的数值为

$$\begin{aligned} h \text{ (毫米水银柱)} &= p = \rho_{Hg} h \times 10^{-3} \\ z \text{ (毫米某种液柱)} &= p = \rho_{液} h \times 10^{-3} \end{aligned} \quad (2 - 17)$$

由物理学知，温度 0 ，重力加速度 $g = 980.665 \times 10^{-2} \text{ m/s}^2$ ，水银重度 $\rho_{Hg} = 133322 \text{ N/m}^3$ ，故而

$$1 \text{ 标准大气压} = 760 \text{ mm Hg} = \rho_{液} h \times 10^{-3} = 101325 \text{ Pa}$$

为计算方便，工程上取 1 工程大气压为 98066.5 N/m^2 。

2 绝对压力、相对压力

(1) 以绝对真空为零点而计量的压力叫绝对压力 p_i 。考虑大气压影响，在测量计算时，大气压不为零值参与计算，即得出绝对压力的数值。1 标准大气压 = 101325Pa 就是一个绝对压力数值。

(2) 以大气压为零而计量的压力叫相对压力，也称表压 p_c 。工程上常用相对压力。工程上用压力表测量压力。工业用压力表在大气压中标定为零压，所以，只能测得相对压力，故称表压。“大气压为 0”是一个相对压力。

相对压力有正、负之别；如果流体压力高于大气压力，其相对压力为正值，取高于大气压力的部分。如果流体压力低于大气压力，其相对压力为负值，取低于大气压力的部分。

负的相对压力的绝对值（低于大气压力的部分）叫真空度，用“V”表示。

真空度 > 0 。高于大气压力的压力不存在真空度概念。绝对压力、相对压力和真空度的

相互关系如图 2 5 所示。请注意箭头方向。真空度的最大值不得超过当地的大气压值。
在工程计算中，无特别说明均指相对压力。

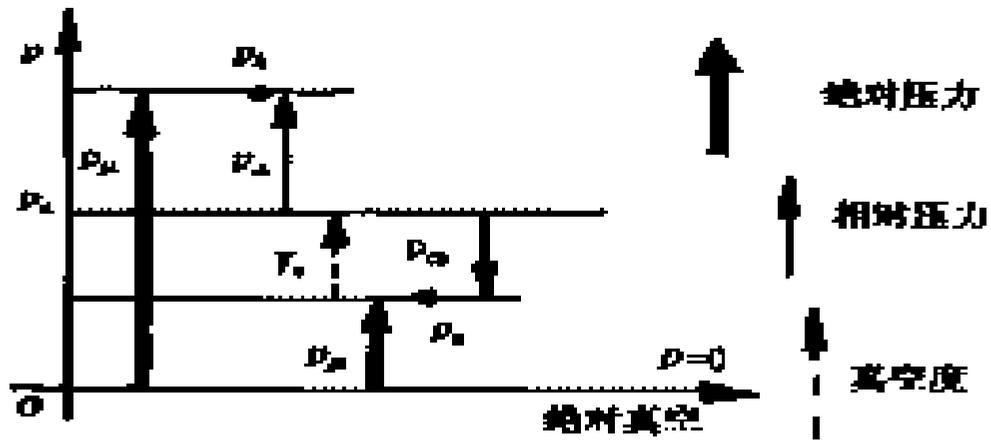


图 2 5 绝对压力、相对压力和真空度的相互关系图

第三节 连续性原理与伯努力方程

一、连续性原理

在理想流体中，研究一个控制体积（被研究的充满连续流体的任意划定的空间体系）。体系中有流量流入、流出。但流体质量在体系内均匀分布。

单位时间内流过某过流断面的流体体积称为体积流量，简称“流量”，用 Q 表示。

单位时间内流过某过流断面的流体质量叫质量流量，用 M 表示。

流出该体系表面积的流体净流量为

$$Q = \int_S (\text{珑} \cdot \text{珑}) dS = \int_{S_1} (\text{珑} \cdot \text{珑}) dS + \int_{S_2} (\text{珑} \cdot \text{珑}) dS = Q_{\text{出}} - Q_{\text{入}} \quad (2 - 18)$$

- 式中 S ——体系总的表面积；
 珑 ——表面积上的流速矢量；
 珑 ——表面积的法向矢量；
 S_1 ——流出区域总表面积；
 S_2 ——流入区域总表面积。

如果某截面积 A 上的流速与该截面垂直且均匀分布，则流量(无论流入或流出)可写成

$$Q = Av$$

故平均流速

$$v = Q / A \quad (2 - 19)$$

即横截面积 A 上的平均流速 v 可通过该截面的流量 Q 来计算。

在 t 时间内，流出控制体积的净流体质量为 $[\int_S (\text{珑} \cdot \text{珑}) dS] t$ ；体积内流体质量的减少量为 $-\frac{1}{t} \int_S dV t$ 。由质量守恒定律得

$$M = \int_S (\text{珑} \cdot \text{珑}) dS = -\frac{1}{t} \int_S v dV$$

由于流体质量在体系内均匀分布，变为

$$M = \int_S (\rho \cdot \rho) dS = - \frac{d}{dt} (V)$$

即流出控制体系的净质量流量等于该体系中质量对时间的变化率。上式还可写成

$$\int_S (\rho \cdot \rho) dS = - \frac{d}{dt} (V) = - V \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{dV}{dt} \quad (2 - 20a)$$

式中 V ——控制体系的容积。

右边第一项表示流体的压缩流量，由 $\rho = \rho_0 (1 + \frac{1}{\beta} p)$ 可得；右边第二项表示体系容积发生变化所形成的流量。

当体系内流体质量均匀分布时，可变为

$$\int_S (\rho \cdot \rho) dS = Q_{出} - Q_{入} = - V \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{dV}{dt} \quad (2 - 20b)$$

对不可压缩流体， $\frac{d\rho}{dt} = 0$ ，(2 - 20) 式可变为

$$\int_S (\rho \cdot \rho) dS = - \rho \frac{dV}{dt} \quad (2 - 21)$$

式 (2 - 20)、(2 - 21) 称为连续性方程。

1. 控制体积不变的连续性原理

对不可压缩流体，当管道、元器体内的流体容积不变化（无能量输入、输出的部分）时，式 (2 - 21) 变成

$$\int_S (\rho \cdot \rho) dS = 0$$

即 $Q_{出} = Q_{入} \quad (2 - 22)$

这是液压传动中最基本的原理之一。

2. 可变体积内的连续性方程

对于有能量交换的流体系统，由元件内壁包围的流体空间是变化的，而流体不可压缩。由式 (2 - 21) 得

$$Q = - \rho \frac{dV}{dt} \text{ 或 } Q = - \frac{dV}{dt} \quad (2 - 23)$$

即有能量交换的流体系统，流出的净流量等于其体积变化率的负值或体积减少的速率。

这就是液压泵或液压马达（包括液压缸）的流量等于容积变化的理论根据。所以，液压传动也称为容积式传动。

3. 连续性原理的应用

(1) 管道流动（不可压缩流体，刚性管，不分支），如图 2.6 所示。

过流断面上使用平均流速，由于

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n$$

所以 $v_1 A_1 = v_2 A_2 = v_3 A_3 = \dots = v_n A_n \quad (2 - 24)$

即流过同一通路上任意过流断面的流量相等。

(2) 连通器，如图 2 7 所示。

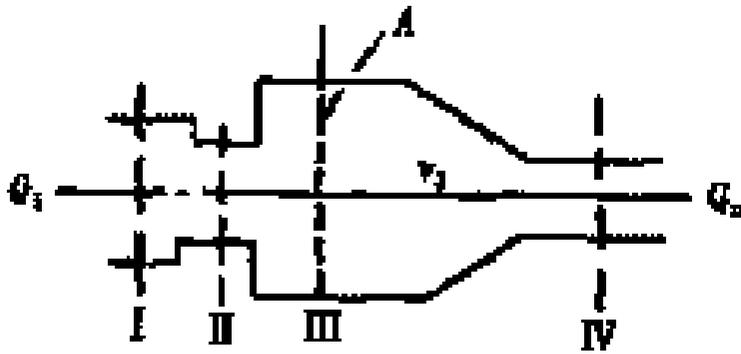


图 2 6 管道流动

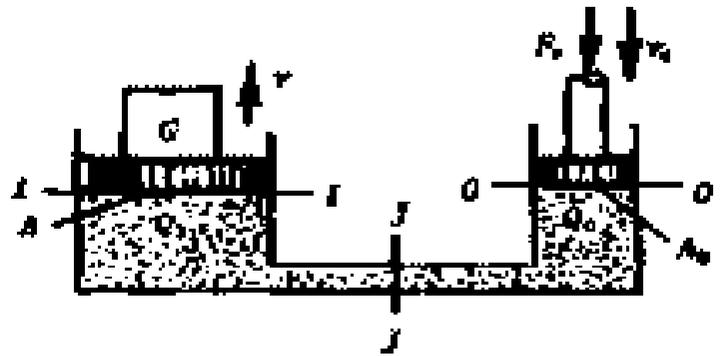


图 2 7 连通器连续性原理图

由连续性原理可知 $Q_0 = Q_1 = Q_2$, $v_0 A_0 = v_1 A_1 = v_2 A_2$, 说明系统中油泵和油缸部分的容积变化率均与流量相等。故而，连通器大、小活塞（油缸活塞与泵活塞）运动速度之比等于它们底面积（过流面积）的反比。

由上述可知，连续性原理将流体中各处的流速与输入、输出运动速度联系起来。

二、伯努里方程及其应用

研究重力场中的理想流体，利用能量守恒定律可得到很有用处的基本方程——伯努里方程。

1. 伯努里方程

在同种连续理想流体中

$$z + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2g} = C \text{ (常数)}$$

或写成

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2g} = \dots \quad (2 - 25)$$

式中， z 、 $\frac{p}{\rho}$ 、 $\frac{v^2}{2g}$ 分别为单位重力流体的位置势能、压力能、动能。

式 (2 - 25) 说明单位重力流体的总机械能各处不变，即流动中流体的三种机械能相互转化，总值不变。

(1) 三项能量的量纲都是 [m]。分别叫“××水头”，都用相对基准面的高度表示。

(2) 对静止液体， $v = 0$ ，式 (2 - 25) 变成

$$z + \frac{p}{\rho} = C \text{ (常数)} \text{ 或 } z_1 \frac{p_1}{\rho} = z_2 + \frac{p_2}{\rho}$$

即静止液体是流动液体的特殊情况，静压力方程是伯努里方程的特例。

(3) 实际流体的伯努里方程

实际流体有粘性，流动存在摩擦损失。损失的能量也用单位重力流体的能量 [m] 表示，称作损失水头 h [m]。当考虑能量交换时，伯努里方程变为

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2g} \pm W = z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2g} + h \quad (2 - 26)$$

式中 W —— 输出（取负号）或输入（取正号）系统的外加能量。

2 伯努里方程的应用条件

伯努里方程描述了流体各种机械能之间的相互联系，使流体受力与运动、流速、流量与压力联系起来，成为工程中求解流体参数的重要手段。

伯努里方程的应用条件：

(1) 恒定流动；

(2) 不可压缩流体，不适用于气体；

(3) 流动不发生突然变化或有其它能量损失，也没有能量输入或输出，否则伯努里方程将取 (2 - 26) 式。

第四节 流体的动量法则

采用动量法则研究流体与固体壁的相互作用，在很多情况可以获得简单的解决。

从理论力学知道，物体的动量为 $m\vec{u}$ 。根据牛顿运动定律，有 $\vec{F} = \frac{d(m\vec{u})}{dt}$ ，即刚体所受外力之和等于运动刚体的动量对时间的变化率。此动量法则运用于不可压缩流体的恒定流动，可得到简单形式。

研究一段流束或管道内流动。任意情况下的动量方程为

$$\vec{F} = \int_A \rho(\vec{u} dA) = \int_A \rho dQ \quad (2 - 27)$$

采用过流断面上的平均流速，并考虑连续性原理，有

$$\vec{F} = Q(\vec{u}_2 - \vec{u}_1) = \sum_{i=1}^n \rho Q_i \quad (2 - 28)$$

式中， \vec{u}_1 、 \vec{u}_2 分别为进口、出口的流速矢量。

式 (2 - 28) 说明，固体界面对流体的作用力 \vec{F} 的方向与动量改变量的方向相同；流体对固体界面的作用力方向与 \vec{F} 方向相反。

第五节 实际流体能量损失

流体的能量由流体具有的机械能和流体能（流量）两部分组成。损失的能量也表现为两种形式：因流体机械能改变（降低）的能量损失叫作流动的阻力损失。由于流体量的减少（泄漏）的能量损失叫作损失流量或漏损流量。

一、实际流体与阻力损失

实际流体是有粘性的，流动液体内部存在切应力。实际流体在流动中存在两种形式的阻力损失：一种是流层与流层之间或流层与界面之间摩擦的阻力损失，例如流体在简单光滑管道中流动的损失，叫作沿程阻力损失；另一种是在流体动量发生变化的地方，流体受到固定壁面的外力作用，产生的损失叫局部阻力损失，如弯头、阀口、变径接头处等。

无论沿程阻力损失，还是局部阻力损失，都可以用压力能（损失压差）来表示。在液压系统中，管路输送液体，若流量、管径不变，流速及动能一般不变化（变化数值很小），即液压系统装置各处高差很小， $z_1 = z_2$ ， $v_1 = v_2$ ，故式 (2 - 26) 变为

$$W_{\lambda} - W_{\text{出}} = (p_2 - p_1) + h \quad (2 - 29)$$

该式说明系统输入与系统输出的能量差，一部分用于提高液体的压力能，另一部分用以克服系统的各种阻力损失。

考虑无能量交换的管路体系，式 (2 - 29) 变为

$$p_1 - p_2 = p = h \quad (2 - 30)$$

阻力损失表现为损失压降 (损失压差) p ，即进、出口油压之差，亦即单位体积流体的阻力损失能量。

因此，液压传动中，管路进口油压 p_1 总要高于出口油压 p_2 。

阻力损失又分为沿程阻力损失压差 p_f 和局部阻力损失压差 p_j 。它们都与实际流体的流动状态有关。

1. 实际流体与流动状态

大量的观察、试验发现，实际流体存在有秩序流动和紊乱流动两种状态，分别叫层流和紊流。

通过观察透明管道中的流体流动发现，随着管内流速的提高，流动逐渐由稳到乱，如图 2 8 所示。

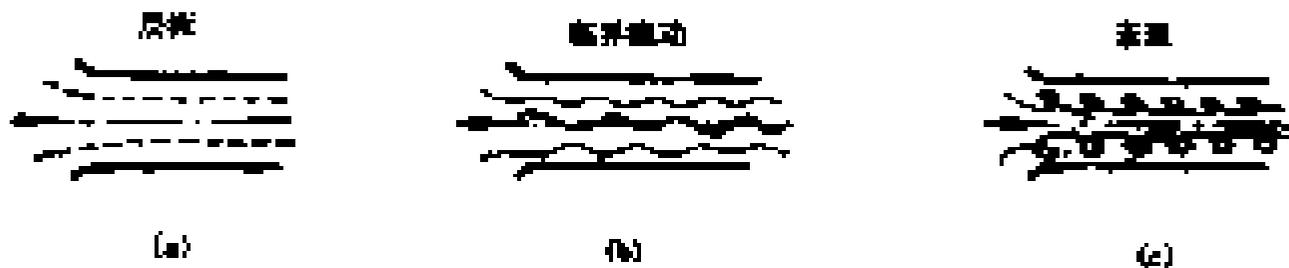


图 2 8 流动状态变化

由实验得到的能量损失的一般表达式为

$$\text{层流状态 } h = K_1 v$$

$$\text{紊流状态 } h = K_1 v^2$$

$$\text{一般形式 } h = K v^{\lambda} \quad (\lambda = 1 \sim 2)$$

计算阻力损失时，必须首先确定流动状态。流动状态可由称为雷诺数的流动特征数来判别。

2 雷诺数与流动状态

通过大量试验，雷诺提出一个判别流动状态的无量纲数，称为雷诺数。

$$Re = \frac{v d_H}{\nu} \quad (\text{无量纲}) \quad (2 - 31)$$

式中 v ——流动流体的平均流速；

ν ——流体的运动粘度；

d_H ——流道过流断面的特征几何尺寸。

对圆管， $d_H = d$ (管道直径)；对非圆截面流道，特征几何尺寸用“水力半径 R ”表示。

对流体流动，雷诺数有两个临界数值，称为上临界点和下临界点。流体雷诺数低于下临界值，流动为层流。雷诺数高于上临界值，流动为紊流。在此区间内，流动呈临界状态。

圆截面的直管，雷诺数的下临界值为 2320。一般用下临界雷诺数区分层流和紊流。

下临界值也称临界雷诺数。

工程上，将 $Re = 2000$ 作为圆管流动的临界值。

几种异型流道的临界雷诺数：

同心环缝 $Re_{cv} = 1100$ ；滑阀阀口 $Re_{cv} = 260$ ；偏心环缝 $Re_{cv} = 1000$ ；带沉割槽的偏心环缝 $Re_{cv} = 400$ ；带沉割槽的同心环缝 $Re_{cv} = 700$ 。

3 流动状态与阻力损失压差

阻力损失压差与流体流动状态有关。由 (2 - 29)、(2 - 30)，并考虑流量与流速的比例关系，得

$$\text{层流} \quad p = K_2 v = K_3 Q$$

$$\text{紊流} \quad p = K_2 v^2 = K_3 Q^2$$

$$\text{一般写成} \quad p = K_2 v = K_3 Q \quad (\lambda = 1 \sim 2) \quad (2 - 32)$$

阻力损失压差就是管路或阀口前后的压力差。上式也是流体通过管路或阀口的流动特性方程（流压特性）的一般描述式。

在实际计算时，不同管路、阀口的流量 - 压力特性的具体形式各不相同。由于流动的复杂性，这些具体的特性能用理论推演出来的极少，大多采用理论与实验结合的办法。

在工程上，管路系统一般按沿程阻力损失和局部阻力损失分别计算，采用半经验公式。

二、沿程阻力损失

1. 沿程阻力损失压差 p_l

工程上计算管路流动的沿程阻力损失压差时，习惯上写成动能的倍数形式

$$p_l = \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (2 - 33)$$

式中 λ ——管道阻力系数；

L ——管路长度；

d ——管路内径；

v ——管路断面的平均流速。

λ 值与 Re 有关，其关系由实验得到。

(1) 层流情况 $Re < 2320$ ：

$$\lambda = \frac{64}{Re} \text{ 或 } \lambda = \frac{75}{Re} \quad (2 - 34)$$

(2) 紊流情况 $2320 < Re < 8000$ ：

光滑金属圆管：

$$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (2 - 35a)$$

当相对粗糙度 $\frac{\Delta}{d} < 0.00001$ ， $10^5 < Re < 10^7$ 时，

$$\lambda = 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237} \quad (2 - 35b)$$

其中 λ 为绝对粗糙度。铸铁管 $\lambda = 0.28 \text{ mm}$ ；钢管 $\lambda = 0.04 \text{ mm}$ ；铜管 $\lambda = 0.0015 \sim 0.01 \text{ mm}$ ；铝管 $\lambda = 0.0015 \sim 0.06 \text{ mm}$ ；橡胶管 $\lambda = 0.03 \text{ mm}$ 。

2 层流管路中的沿程损失压差和流量

在液压传动的管路中，流速一般不高，流动多属层流。一般按式 (2-33)、(2-34) 计算。下面用理论方法导出流速在管内断面上的分布规律和 (2-33) 式的具体形式。

取管道中某圆柱体积为研究对象，如图 2-9 所示。圆柱液体表面受压力和粘性摩擦力。

$$\text{力平衡} \quad y^2 (p_1 - p_2) - 2 y L \mu \frac{du}{dy} = 0 \quad du = - \frac{y(p_1 - p_2)}{2 \mu L} dy$$

边界条件 $y = d/2$ 时， $u = 0$

积分得

$$u = \frac{p_1 - p_2}{4 \mu L} \left(\frac{d^2}{4} - y^2 \right)$$

此式说明管中流速沿过流断面的分布为旋转抛物面。

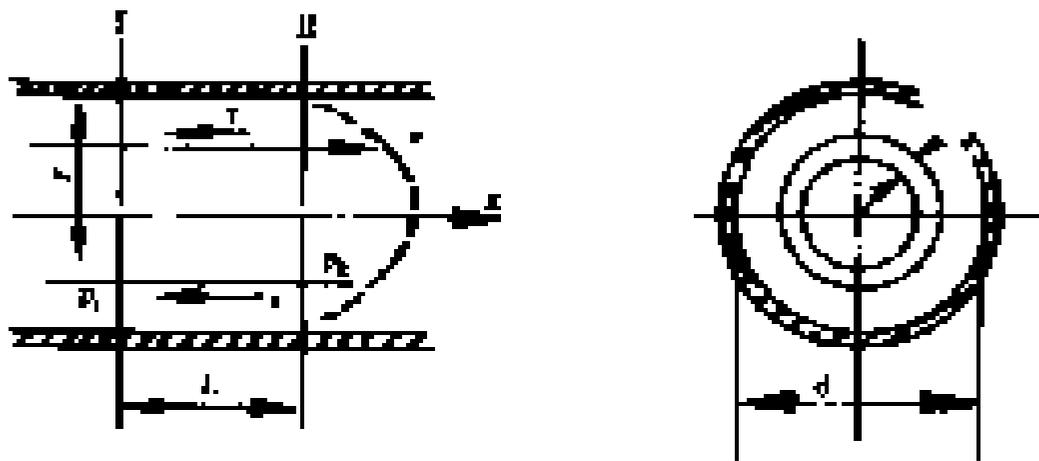


图 2-9 层流管路流动

在过流断面上取微小圆环，面积为 $2 y dy$ ，通过微小圆环面积的流量为

$$dQ = \frac{p_1 - p_2}{4 \mu L} \left(\frac{d^2}{4} - y^2 \right) 2 y dy$$

积分得

$$Q = \frac{d^4 (p_1 - p_2)}{128 \mu L} \quad (2-36)$$

或写成

$$p_1 - p_2 = \frac{128 \mu L}{d^4} Q \quad (2-37)$$

$$p_1 - p_2 = \frac{32 \mu L}{d^2} v \quad (2-38)$$

与式 (2-33) 联立可得

$$\lambda = 64 / \text{Re}$$

三、缝隙漏损流量

在液压传动中，通过高、低压腔之间缝隙流出的流量称为漏损流量。在多数情况下损失压差（缝隙两端的高、低压力之差）容易测量；某些情况下，可以计算出漏损流量或得出其漏损流量的一般表达式。

小缝隙的高度比长度小很多，液体在缝隙中流动为层流。可由量纲理论导出其流量关系式。

按照量纲理论，连续、稳定的物理过程中，相互关联的各量间可以写成其幂指数的乘积形式。漏损流量 q_L 可写成

$$q_L = f(B, h, p, \mu, L) = KB^{K_1} h^{K_2} p^{K_3} \mu^{K_4} L^{K_5}$$

式中 B ——缝隙的宽度；
 h ——缝隙的高度；
 p ——缝隙两端腔的压力差；
 μ ——缝隙中流过液体的动力粘度；
 L ——缝隙的长度。

$K, K_1, K_2, K_3, K_4, K_5$ 均为待定系数。

量纲理论还认为，物理等式两边的量纲必须相同。故取上式两边的量纲等式如下

$$\frac{m^3}{s} = [m]^{K_1} [m]^{K_2} [Pa]^{K_3} [Pa \cdot s]^{K_4} [m]^{K_5}$$

与式 (2 - 36) 的量纲相比可得 $K_1 = 1, K_5 = -1$ 。量纲相同即等式两边同类量纲的幂指数相等，可列出如下等式

$$K_1 + K_2 - 1 = 3, \quad K_3 + K_4 = 0, \quad K_4 = -1$$

解得 $K_2 = 3, K_3 = 1$ ，则上式写成

$$q_L = \frac{B^3}{12 \mu L} p = L_p p \quad (2 - 39)$$

式中 L_p ——漏损系数，即漏损流量 q_L 与两端压差 p 的比值， $L_p = \frac{B^3}{12 \mu L}$ （显然，不同情况的 L_p 值不相同）。

式 (2 - 39) 即为缝隙漏损流量的半经验公式。

从式 (2 - 39) 可知，缝高 B 对漏损流量影响很大。为减少 q_L ，要求 B 尽量小。这是要求液压元器件公差配合精度较高、加工精密的原因。

液压元器件的漏损流量都可以用式 (2 - 39) 来一般地描述。

四、局部损失压差与小孔节流

1. 局部损失压差

在弯管、接头、阀口、断面变化等处，由于液体与固体界面的相互作用，加剧了相互间摩擦，造成局部压力损失。工程上，局部损失压差按下式计算

$$p_i = \frac{\rho v^2}{2g} \quad (2 - 40)$$

式中 K_x ——局部阻力系数。

不同流动界面处的 K_x 值各不相同，使用时查找有关资料，按相应界面情况选取。

2 小孔节流

液流经过小孔，受到小孔界面的阻碍，产生局部阻力损失，小孔前后形成压力降，这种现象叫做小孔节流。该小孔叫节流孔。

小孔形状很多，通过小孔的流动状态各不相同，一般地用式 (2 - 41) 描述：

$$Q = K_x A \sqrt{p} \quad (2 - 41)$$

层流 $Q = K_x A \sqrt{p}$

紊流 $Q = K_x A \sqrt{p}$

(1) 管形节流孔 (孔径很小，长度较大， $L/d > 4$ ，也称为阻尼孔)，流动为层流。

$$Q = K_d A \sqrt{p} \quad (2 - 42)$$

即通过阻尼孔的流量除与过流面积成正比外，还与两端压降成正比。

(2) 锐边节流孔 (薄壁孔口， $L/d < 0.5$)。实际流体在通过锐边节流孔时，有一定收缩系数，实际通过的流量较上述流量少，引入流量系数 C_d ，孔口节流流量公式为：

$$Q = C_d A \sqrt{2g} \sqrt{p} = C_d A \sqrt{2} \sqrt{p} \quad (2 - 43a)$$

式中 C_d ——流量系数，0.60 ~ 0.65，一般取 0.62 (小孔圆角或倒角时， $C_d = 0.8$ 、0.9 或更大)；

A ——节流孔口截面积；

p ——节流孔口前后压力降， $p = p_1 - p_2$ 。

式 (2 - 43a) 还可写成如下形式

$$Q = C A \sqrt{p}, C = C_d \sqrt{2} \quad (2 - 43b)$$

引入面积梯度的概念。面积梯度 $w = dA/dx$ ，即面积梯度是节流口面积 A 对输入变量 x 的变化率。如果面积对输入变量 x 的变化均匀， $w = \text{常数}$ ， $A = wx$ 。

$$Q = C_d w x \sqrt{2} \sqrt{p} = C_1 x \sqrt{p} \quad (2 - 43c)$$

式中 $C_1 = C w = C_d w \sqrt{2}$ 。

节流小孔即节流阀孔 (口)。通过小孔的流体的流量 - 压力特性即阀孔 (口) 的流量特性方程。常见的三种情况分别由式 (2 - 39)、(2 - 42)、(2 - 43) 三式来描述。

第六节 液压冲击与气穴现象

一、液压冲击

在液压系统工作过程中，由于运动部件急速换向或关闭压力油路时，在管路内形成一个

很高的瞬时压力峰值，这种现象称为液压冲击。液压冲击常伴随巨大的振动和噪音，使液压系统产生温升，有时会使密封装置、管路和元件损坏，并使某些元件（如压力继电器、顺序阀）产生误动作，影响系统的正常工作。因此在设计和使用液压系统时必须考虑防止和减少液压冲击现象。

1. 液流忽然停止时产生的液压冲击

这种液压冲击与阀门关闭的迅速程度有关，设通道关闭时间为 t ，冲击波从起始点（关闭位置）开始，再返回到起始点的时间为 T ，即一个周期的时间；则 $T = 2l/c$ ， l 为冲击波传播的距离，即相当于从冲击的起始点（阀口关闭的地方）到液压缸或蓄能器等容量较大的区域之间的管道长度， c 为压力波在管道中的传播速度。如果管道关闭的时间 $t < T$ ，称为瞬时关闭，这时液流由于速度改变所引起的能量变化，将全部转变为液压能，这种液压冲击称为完全冲击；若通道关闭的时间 $t > T$ ，称为逐渐关闭，这时液流由于速度改变所引起的能量变化，仅有一部分能量转变为液压能，这种冲击称为非完全冲击。

由于液压冲击为一衰减过程，故冲击压力按第一次冲击波计算。设管路截面积为 A ，管长为 l ，管中液体的初始速度为 v_0 ，液体的密度为 ρ ，冲击波经过传播距离 l 的时间为 t ，冲击压力升高值为 p ，利用液体动量方程得：

$$[p - (p + p)] \cdot A \cdot t = \frac{l (0 - v_0)}{t}$$

$$p = \frac{l}{t} \cdot v_0 = cv_0 \quad (2 - 44)$$

式中 c ——压力波在管中的传播速度 ($c = l/t$)。

若流速不是突然降为零而是降至 v_1 ，则上式改写为：

$$p = c (v_0 - v_1) \quad (2 - 45)$$

上两式中压力传播速度 c 是一个与液体弹性模量 K 、油管的弹性模量 E 以管道内径 d 和壁厚 δ 有关的量，其值可按下式计算：

$$c = \frac{K}{1 + \frac{Kd}{E}} \quad (2 - 46)$$

对于非完全冲击，液流由于速度改变引起能量变化仅有相当于 T/t 的部分转化为液压能，管道内压力增大值 p 可近似按下式计算：

$$p = c \frac{T}{t} (v_0 - v_1) \quad (2 - 47)$$

由上面分析可知，要减小液压冲击，可以增大关闭通道的时间，即减慢阀门关闭的速度；或者减小冲击波传播距离。例如，在液压系统中利用带阻尼器的换向阀，以减缓阀芯的换向速度，从而增大关闭通道的时间 t ，也可在管路中引起冲击的地方附近设置蓄能器，以减小冲击波传播的距离。此外，适当加大管径或采用橡胶软管也可以减小液压冲击。

2 执行机构制动时产生的液压冲击

在液压系统中，当用换向阀减小或关闭液压缸或液压马达的回油路以使运动机构制动时，由于机构的惯性运动，也会产生液压冲击。

设计液压系统时，如果已拟定了运动部件制动（或使运动速度减慢 v ）所需的时间 t ，可根据动量方程近似求得系统中产生的液压冲击压力 p ：

$$p \cdot A \cdot t = m \cdot \Delta v$$

即
$$p = \frac{m \cdot v}{A \cdot t} \quad (2 - 48)$$

式中 m ——被制动的运动部件的总质量；

v ——运动部件速度的减小值；

A ——液压缸的有效工作面积；

t ——运动部件制动或速度减慢 v 所需的时间。

从上式可以看出，要减小由于运动部件制动时所产生的冲击压力 p ，应使运动部件速度的变化比较小或延长换向时间 t 来达到，此外还可以在液压缸的回路上设置缓冲阀，以减小系统中压力的增大值。

二、气穴现象

在液压系统中，如果某处的压力低于空气分离压时，原来溶解于油液中的空气就会分离出来，导致液体中形成大量气泡的现象，称为气穴。如果液体压力进一步降低到相应温度的饱和蒸气压时，液体将迅速气化，产生大量蒸气泡，这时的气穴现象将会更加严重。发生气穴后，将使管道或元件中的油液变为混杂大量气泡的不连续状态。

当液压系统中出现气穴现象时，大量气泡破坏了液流的连续性，引起压力和流量的脉动，气泡随着油液流入高压区域时，便突然凝缩，又重新溶解于油液中，在凝缩的瞬间液体质点以高速冲向气泡的空间，使局部产生高温高压，发出噪音，并引起振动，接触到的元件表面，在高温高压的冲击下就会发生氧化腐蚀，严重时呈现麻点小坑或蜂窝状。这种由气穴造成的腐蚀作用称为气蚀。

气穴多发生在液压泵和阀口的进口处，由于阀口的通道狭窄，液流的速度增大，使油液的压力骤然下降，发生气穴。当泵的转速过高或安装高度过大，吸油不充分，形成真空也会引起气穴现象。

为了防止产生气穴，一般采取下列措施：

- (1) 减小流经小孔或缝隙的压力降，一般希望小孔或缝隙前后的压力比为 $p_1/p_2 = 3 \sim 5$ 。
- (2) 正确确定液压泵结构参数和液压泵的管路，对流速要加以限制，并尽量避免吸油通道的急弯或局部窄缝。对于高压泵可采用辅助泵供油。
- (3) 管路要有良好的密封，防止空气渗入。

第三章 液压系统的基本回路

随着我国液压技术的迅速发展，采用液压传动的工作机械与日俱增。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有的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。

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。

第一节 方向控制基本回路

方向控制基本回路用来控制液压系统中油流的接通、切断和换向，从而使执行元件实现起动、停止和换向。这一类控制回路常用的有换向、顺序、同步、自锁等基本回路。

一、换向基本回路

换向基本回路主管油路的换向和起停，可用换向滑阀或换向转阀组成。图 3 1 所示为滑阀换向基本回路。图中的换向阀为三位四通 O 形中位机能手动操纵、弹簧复位换向阀。当手柄不动，阀芯位于中位，油液在油缸中不进不出，油缸停止运行。当手柄向右扳，右位进入系统，压力油从 PB 进入油缸，从 AO 回油箱，油缸活塞回缩。当手柄向左扳，阀芯左位进入系统，压力油从 PA 进入油缸，从 BO 回油箱，油缸活塞伸出。完成停止和换向动作。

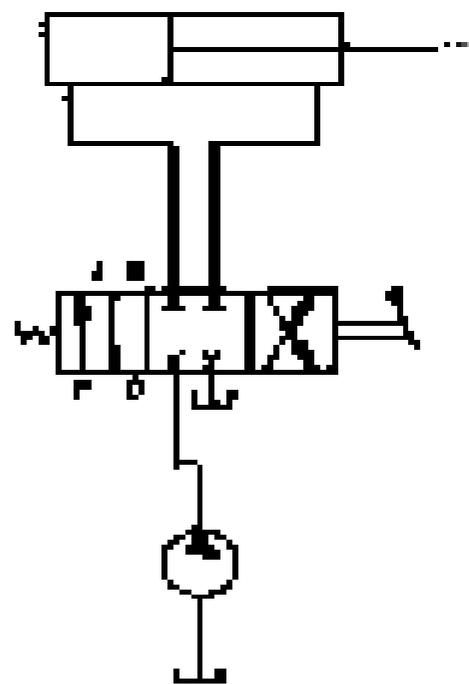


图 3.1 滑阀换向基本回路

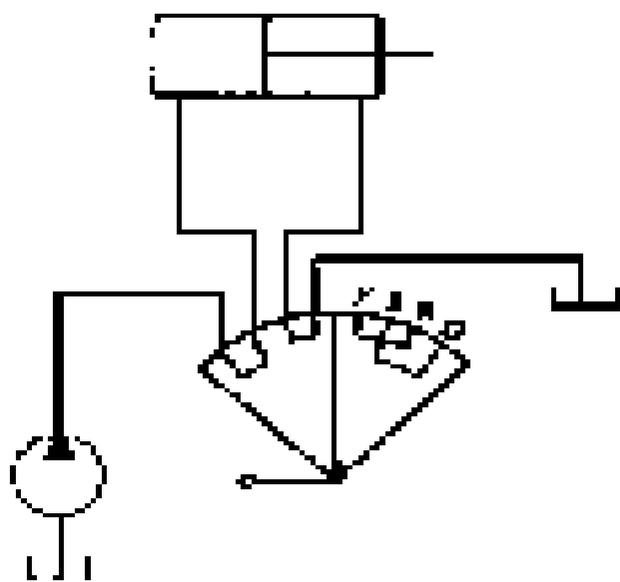


图 3.2 转阀换向基本回路

图 3 2 所示为转阀换向基本回路。当阀芯处于图示位置，压力油从 PA 进入油缸，从 BO 回油箱，油缸活塞伸出。手动换向后，右位进入系统，压力油从 PB 进，AO 回，油缸活塞回缩。通过操作手柄的动作就可以达到换向的目的。

二、锁紧回路

图 3.3 所示为单向锁紧油路，一般用在立式油缸的回路中，停泵时由单向阀锁紧油路，可限制活塞杆靠自重下落，防止油泵被油缸驱动倒转。

图 3.4 所示为双向锁紧油路。由两只液控单向阀组成一只液压锁，这种锁紧油路安全可靠。例如，在起重机上，起重机起吊重物时，由四只油缸作为支腿代替车轮承受负荷。为了防止支腿回缩造成翻车事故，在每只支腿上都装有双向液压锁。由于在双向液压锁中有两只单向阀，液缸活塞上、下的油液不会漏失，以避免支腿回缩。

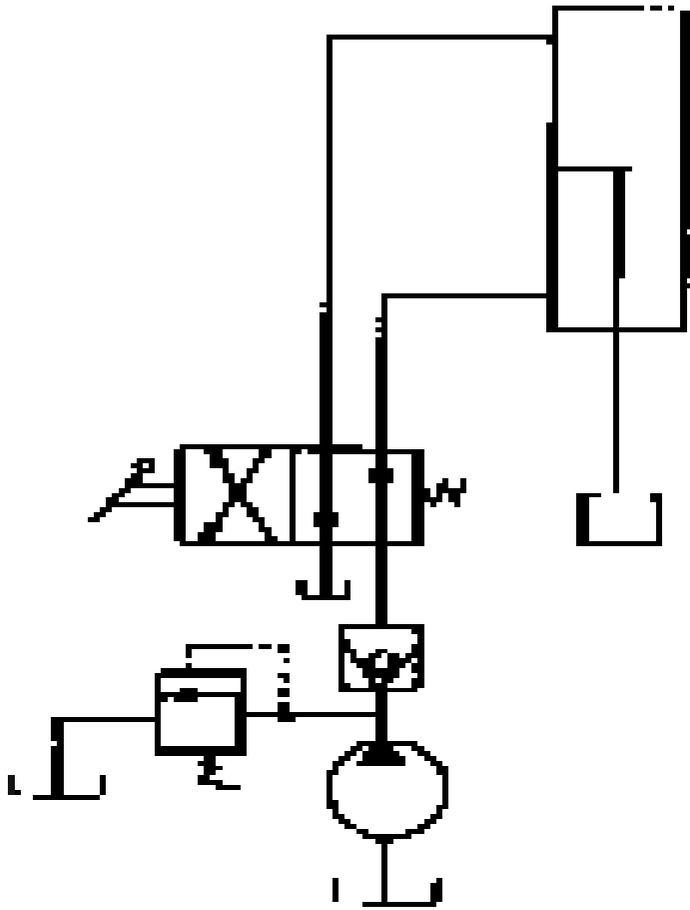


图 3.3 单向液压锁基本回路

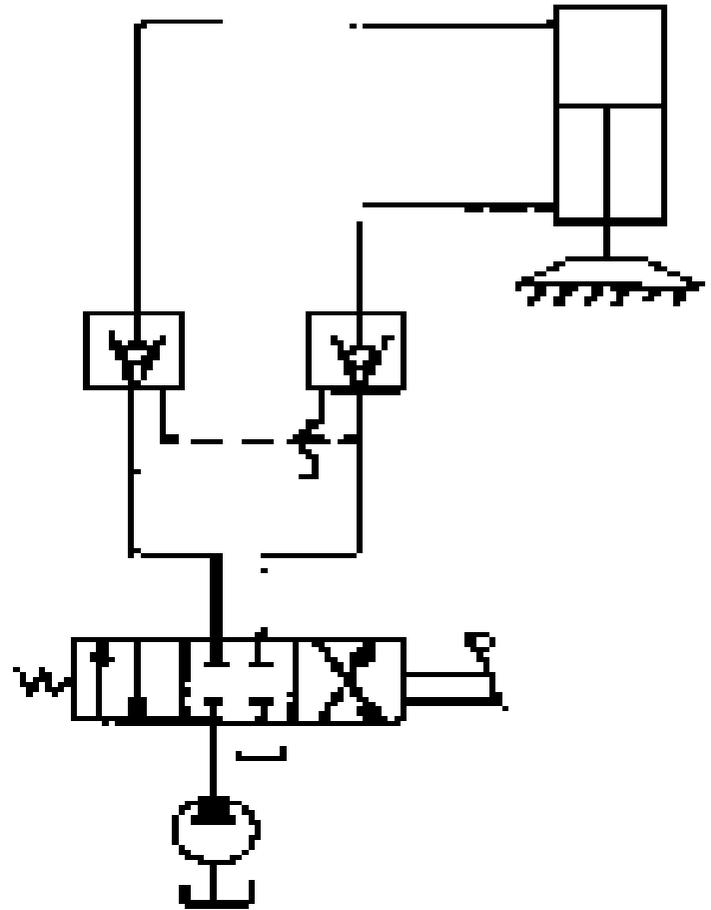


图 3.4 双向液压锁基本回路

也可以采用 M、O 型阀芯的中位机能进行油路的锁止。阀芯位于中位，重物就停止起落，悬挂在任一位置。由于阀芯和阀体间存在间隙油液有漏失，因而没有双向锁那么牢靠。

第二节 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，以求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，以及油液在管路中的流动阻力等。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。

1. 单级调压回路

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 3.5 (a) 所示，由于系

统压力在泵出口处最高，故溢流阀通常设在泵出口附近的旁通油路上。当负载 R 使主油路的压力 p 上升至超过调定压力时，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。所以图 3 5 (a) 也可称为安全调压回路。

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

2 二级调压回路

图 3 5 (b) 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，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 B 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、减少油的发热。

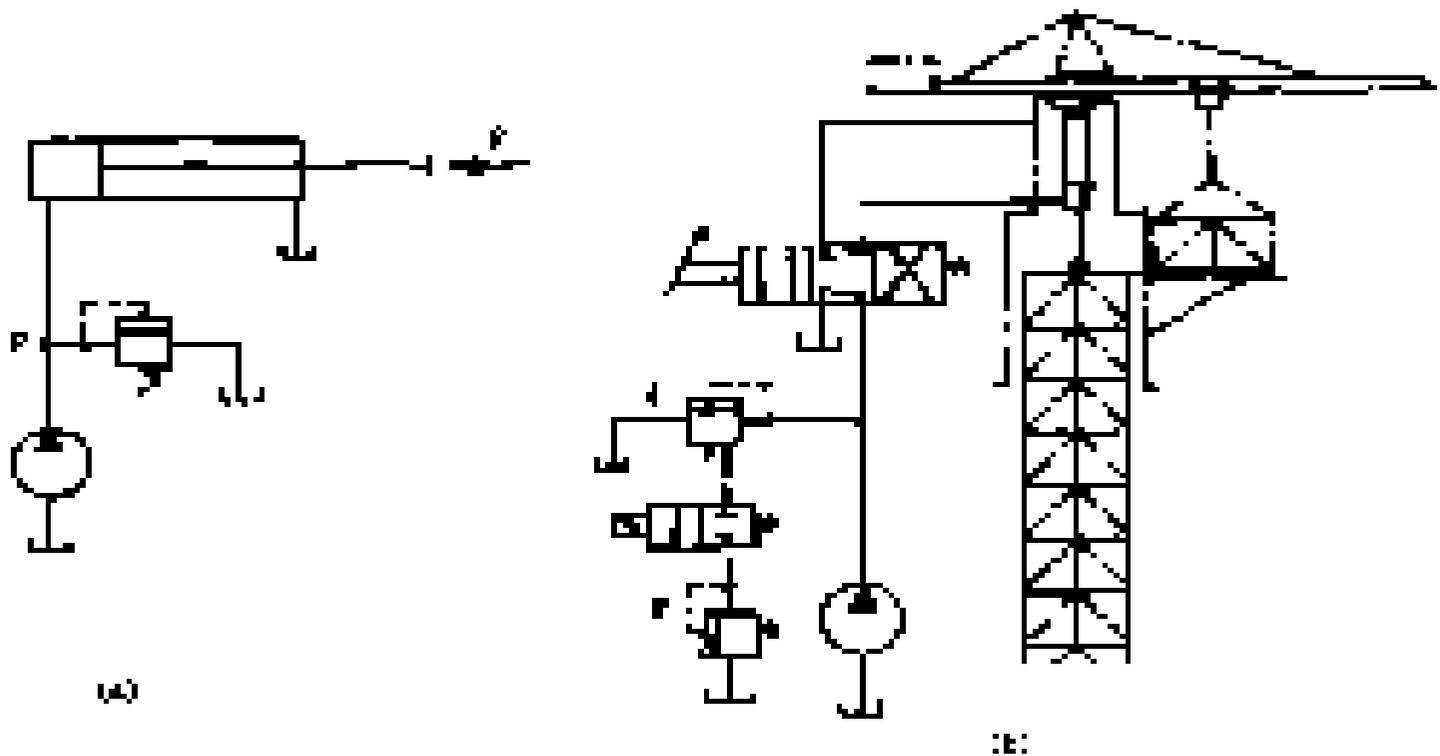


图 3.5 调压回路

(a) 单级调压回路；(b) 两级调压回路

二、减压调压回路

一个密闭系统只能建立一种油压，对于只有一个油泵的液压系统，若有两个以上的执行机构，分别需要不同的供油压力，此时需要用减压阀组成不同的压力区，这些执行机构才能同时工作，如图 3 6 所示。负载高的执行机构要放在减压阀的进油口端，负载低的执行机构要放在减压阀的出油口端。

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

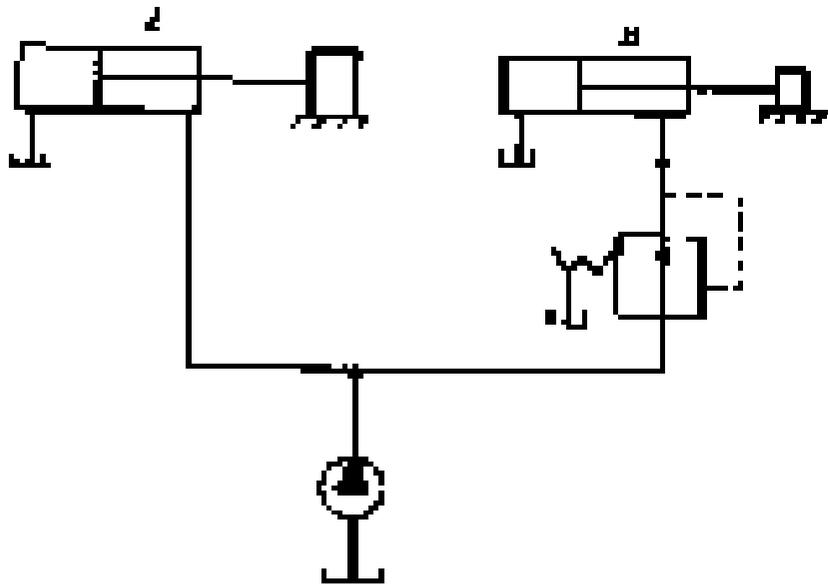


图 3.6 减压基本回路工作原理

筒卷筒由缸 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；再操纵二位换向阀的右位进入系统主油路的油压 p_1 松开缸 B 启闸，而减压油路的油压 p_2 则压紧缸 A 的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。

三、增压与增力回路

增压回路用来使液压系统中的局部油路获得比油泵工作压力高得多的压力，或用在气压与油压并用的机构中。利用压缩空气（压力一般为 $6 \times 10^5 \text{ Pa} \sim 8 \times 10^5 \text{ Pa}$ ）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，均可考虑采用增压回路。增压回路提高油液压力的主要元件是一个增压油缸，如图 3.8 所示。其中大直径缸同泵相连，小直径缸端同需要提高压力的系统相连。

因为

$$F_D p_D = F_d \cdot p_d$$

所以

$$K = \frac{p_d}{p_D} = \frac{F_D}{F_d} = \frac{D^2}{d^2}$$

压阀从系统的高压主油路引出一条低压油路作为辅助油路，图 3.7 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，不能直接用主油路中的高压油，须从减压阀引出低压油（压力一般为 $2 \sim 3 \text{ MPa}$ ）。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。油路的工作过程是这样的：如图示位置，液压泵卸荷，缸 A 脱离滚

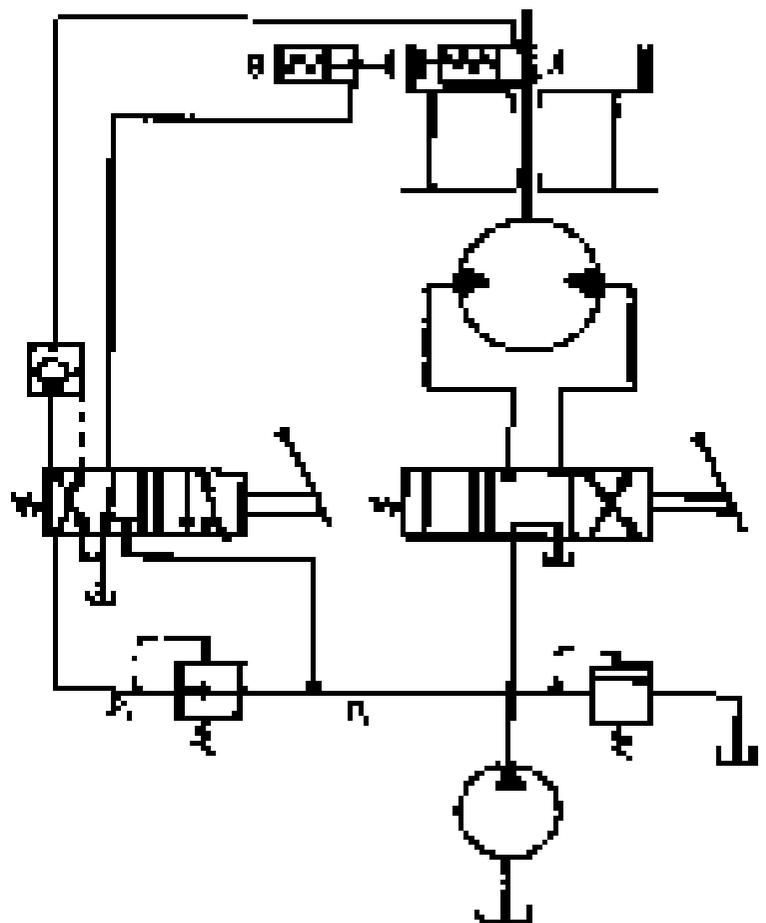


图 3.7 减压阀用于起重机的减压回路

式中 K ——小缸增压倍数；
 F_D, F_d ——分别为大、小缸活塞面积；
 p_D, p_d ——分别为大、小缸压力；
 D, d ——分别为大、小缸活塞直径。

1. 断续增压回路

断续增压基本回路如图 3 8 所示，换向阀右位通油时，油缸 a、b 的回油及补油箱的油通过单向阀进入增压缸右腔。换向阀左位通油时，增压缸的右腔排出高压油供给执行机构 a、b，达到对系统增压的目的。

增压缸的左端可以采用油压系统，也可采用气控系统。

2 连续增压回路

连续增压回路如图 3 9 所示，它是采用了双增压缸来获得连续高压的增压回路。当电磁阀断电，即处于目前工作位置，压力油从 PA 进入增压缸右腔，增压缸左腔小缸的高压油经单向阀 1 进入执行机构。当电磁阀通电换向，压力油从 PB 进入增压缸左腔，增压缸右腔小缸的高压油经单向阀 2 进入执行机构，使执行机构获得连续的增压油。

压力油从单向阀 1 排出时，单向阀 2 在压差作用下关闭。当压力油从单向阀 2 排出时，同理，单向阀 1 在压差作用下关闭。

3 用串联油缸增力的回路

如图 3 10 所示，大油缸和小油缸串联，用一根活塞杆连接。动作开始时，换向阀在左

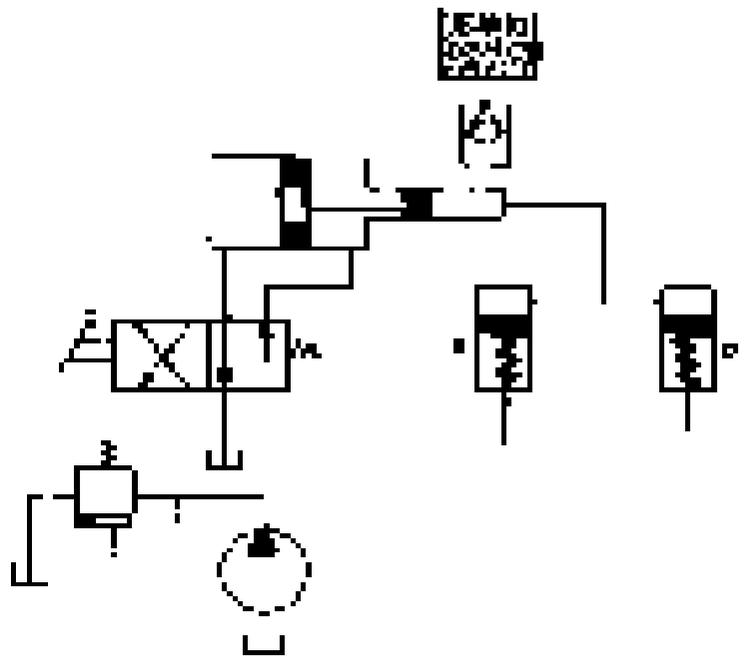


图 3 8 增压基本回路

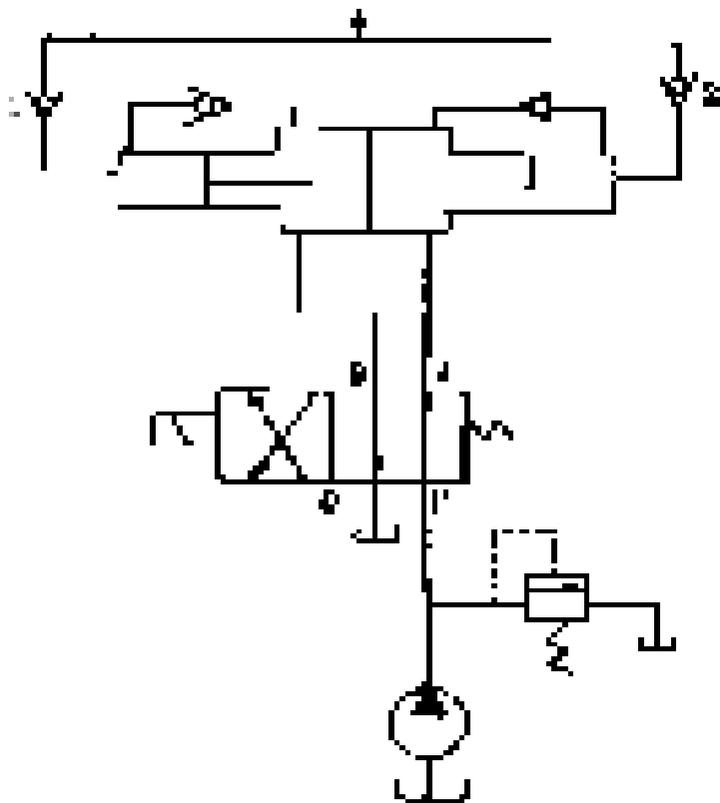


图 3 9 连续增压基本回路

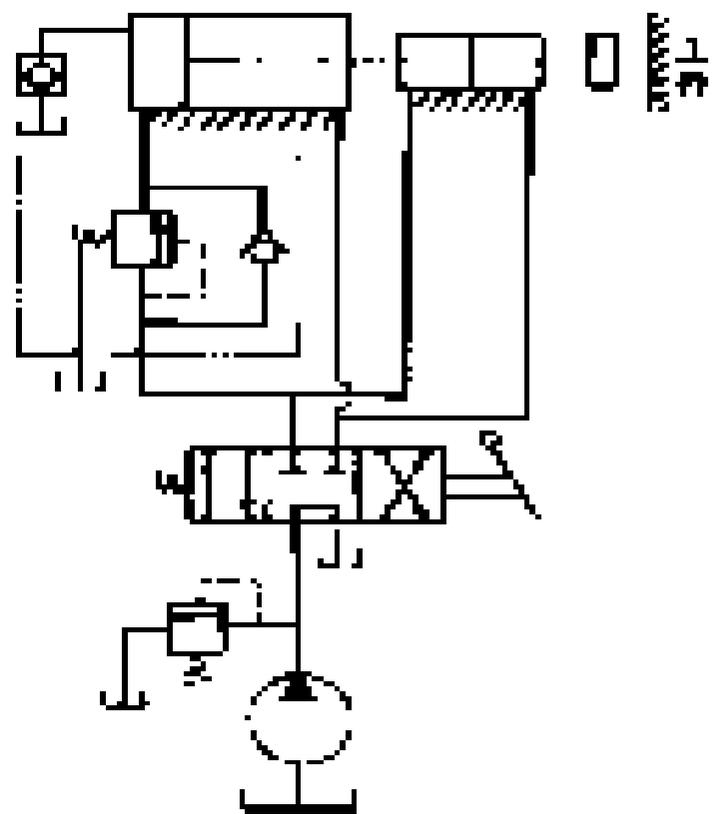


图 3 10 用串联油缸增力的回路

端位置，大油缸的油路因单向顺序阀未打开而不通，压力油只能进入小缸左腔，活塞杆带动大小活塞一起高速向右运动。此时大油缸左腔，经单向阀由补充油箱补油。当小活塞压紧工件后，负载增加，压力上升，顺序阀打开，压力油通入大油缸左腔。这时加在工件上的压紧力是作用在大小两个活塞上的力的总和。

第三节 卸荷回路

一、系统不需保压的卸荷回路

卸荷回路的作用即在不停熄发动机的情况下，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。

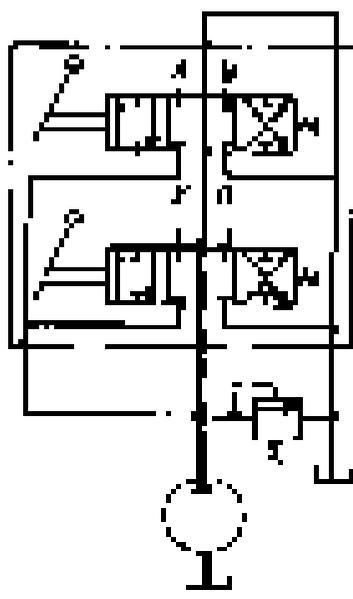
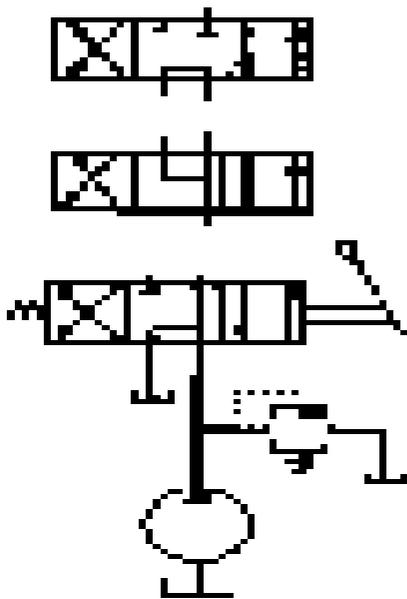


图 3.11 利用滑阀机能卸荷

图 3.12 多路阀卸荷

1. 滑阀机能卸荷回路

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 3.11 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。

2. 多路阀的卸荷回路

多路阀的卸荷回路如图 3.12 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，实现液压泵的卸荷。

3. 二位二通阀的卸荷回路

图 3.13 所示为二位二通阀的卸荷回路。给二位二通阀断电，阀右位进入系统进行溢流卸荷。通电时，二位二通阀关闭，系统继续进行工作。

4. 先导溢流阀卸荷回路

图 3.14 所示为先导溢流阀卸荷回路。在

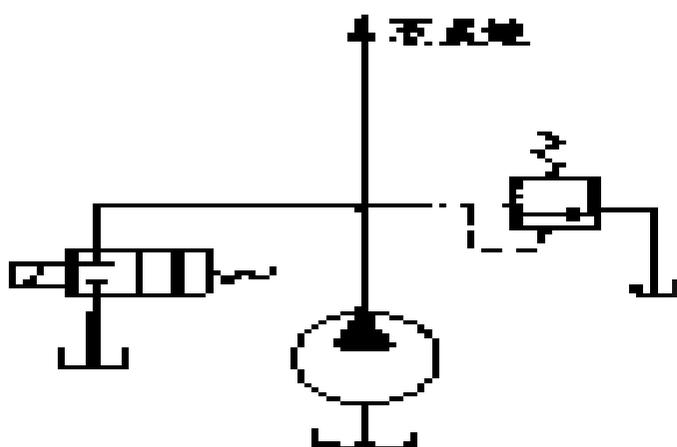


图 3.13 二位二通卸荷回路

1—油泵；2—二位二通电磁阀；3—溢流阀

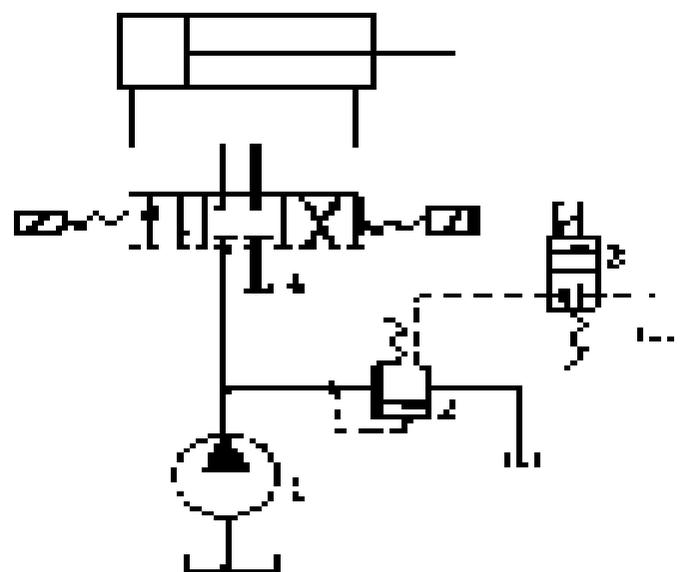


图 3.14 先导溢流阀卸荷回路

1—油泵；2—溢流阀；

3—二位二通电磁阀；4—O 形电磁阀

先导溢流阀上安放一个二位二通电磁阀，需卸荷时，给二位二通阀通电卸流，随即主油路进行卸荷。这种卸荷回路的优点是只需一只小规格的二位二通阀安装在溢流阀上，并可进行遥控卸荷。

5 卸荷阀进行卸荷的回路

图 3 15 是利用卸荷阀进行卸荷的回路，在该回路中，阀 3 开启压力高、阀 4 开启压力低。当主油路压力足以将阀 4 打开卸压时，泵 2 卸荷，泵 1 供油，系统在高压状态下工作，采用低速。当主油路压力降低时，阀 4 关闭，泵 1、泵 2 同时向系统供油，实现低压高速。

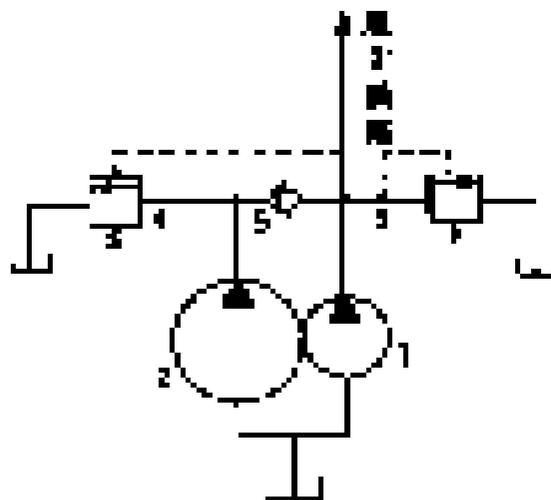


图 3.15 利用卸荷阀的卸荷回路

1—高压泵；2—低压大排量泵；

3—溢流阀；4—卸荷阀；5—单向阀

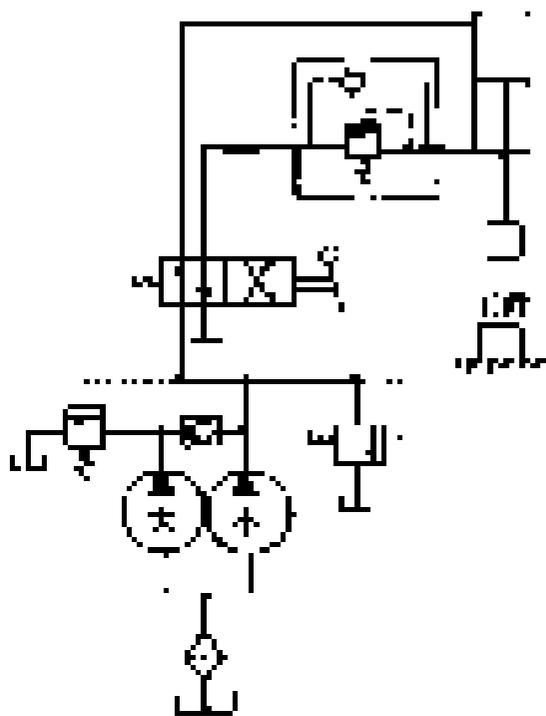


图 3.16 压力机液压系统

卸荷基本回路的应用——压力机液压系统如图 3.16 所示，卸荷阀用于压力机双联泵系统中，

它的工况是当加压头下降时，此时系统压力低，要求下降速度快。当加压头接触工件时，负荷增加，要求加压头下降速度慢。图示位置为油缸活塞向下移动工况。因为这时负载压力很低，系统压力不足以开启大泵调节阀，此时，大小两泵同时向油缸供油，满足了加压头下行速度快的要求。当加压头接触到工件后，系统压力升高，达到一定值，大泵卸荷阀被打开，大泵（低压泵）输出的油畅通无阻地流回油箱，大泵功率近似为零。而小泵继续向系统供油，满足系统压力高、速度低的要求。

二、系统需要保压的卸荷回路

有些工作机构如离合器，当它充压结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，可以采用蓄能器保压，如图 3.17，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时，压力继电器接通电磁二位二通阀换向，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至一定程度时，继电器断电，溢流阀关闭，液压泵恢复供油。

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 3.18）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。

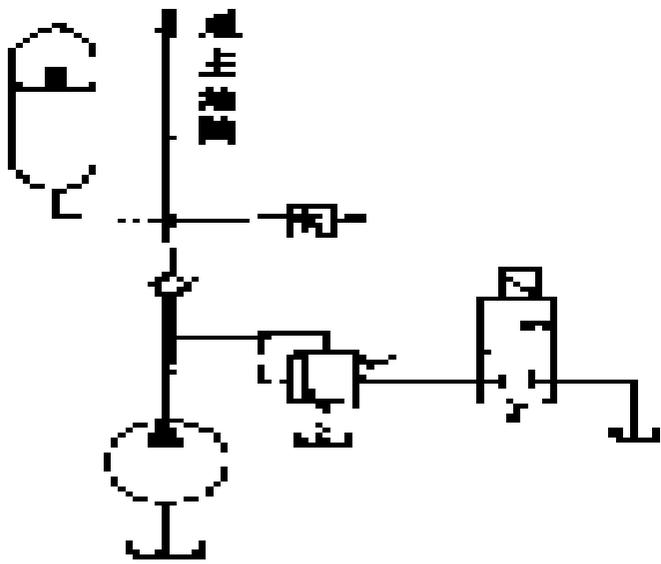


图 3.17 蓄能器保压回路

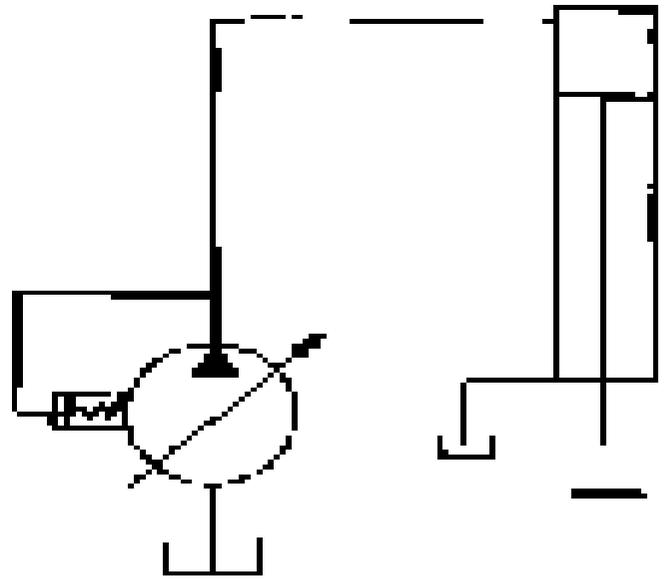


图 3.18 利用限压式变量泵保压卸荷回路

第四节 限速回路

有些工程机械上的执行元件,如像挖掘机的动臂缸和起重机的卷扬马达等,在其下降动作中,由于载荷及自重的重力作用往往会造成超速现象,即下降速度越来越快,超过了控制速度。这种现象容易导致危险的后果,因而在有可能产生意外超速的回路中,应考虑限速措施。

一、用直控单向平衡阀限速的回路

为了防止立式油缸或垂直运动的工作部件,因其自重作用而突然下落,造成事故,可以在立式油缸活塞下行时的回油路中设置适当的阻力,以产生一定的背压,阻止其下降或使下降缓慢进行。图 3 19 是利用顺序阀(平衡阀)形成背压的回路。将单向顺序阀的调定压力调整到与活塞部件的自重平衡或稍大于活塞部件自重,液缸中的油液被节流产生背压,避免活塞因自重而超速下落。

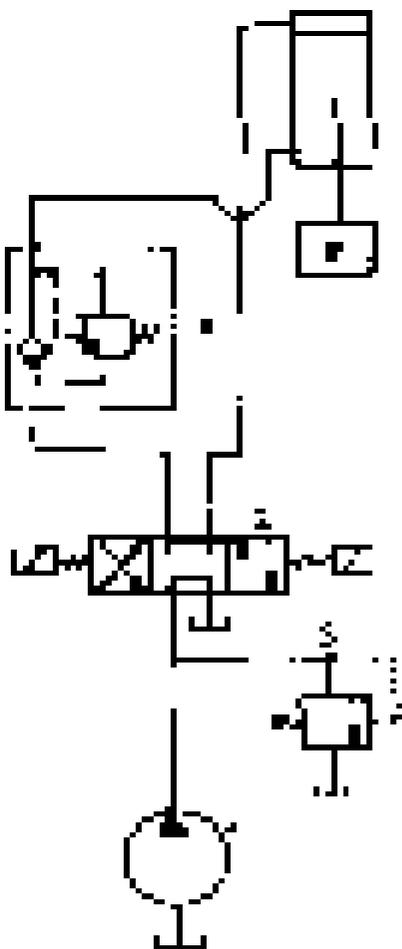


图 3.19 直控平衡阀限速回路

1—油泵; 2—电磁阀;
3—溢流阀; 4—单向平衡阀

二、采用远控单向平衡阀限速回路

图 3 20 表示液压起重机起升机构所用的限速回路,在其吊钩下降的回油路上,装了一个由内泄油的单向顺序阀构成的限速液压锁(亦称远控单向平衡阀)。换向阀于图示位置时,吊钩下降的回油路在负载作用下具有相当高的压力,这时限速液压锁起锁紧作用,以防止由于管路中的泄漏使重物产生过大的下沉量。当换向阀处于左位时,压力油从左侧油路进入液压马达,但右侧回油路尚处于被锁紧状态,须待左侧油路的油压超过限速液压锁的开锁压力(约为 20 ~ 30 MPa),然后通过控制油路打开限速液压锁,使回油形成通路,马达才能驱动卷筒使重物下降。若是马达在重物的重力作用下发生超速运转,即转速超过系统的控制速度时,左侧油路将由于泵供油不及而压力下降,限速液压锁便在弹簧力

作用下关小阀口，增加回油流阻，消除超速现象，使重物按控制速度下降。这种回路可使下降速度相对比较稳定，它不受载荷大小的影响，故在起重机的起升、变幅和伸缩臂等机构中获得普遍应用。但重物由高处向低处降落时的势能变化，将全部通过阀口的节流作用转化为热能，甚至成为起重机油温升高的主要热源。

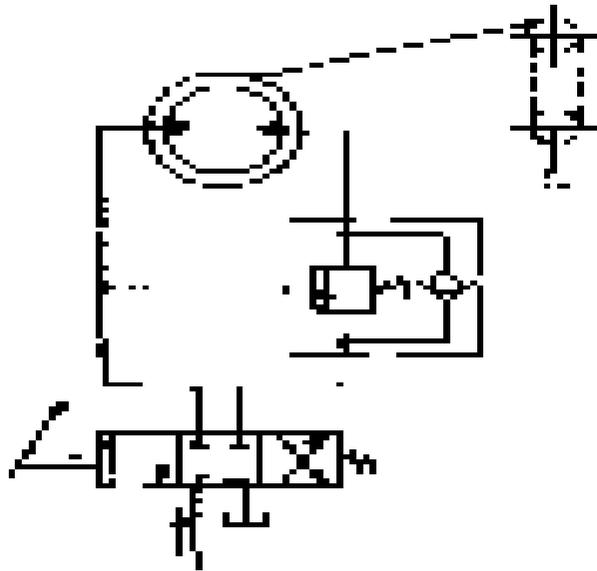


图 3.20 采用限速液压锁限速回路

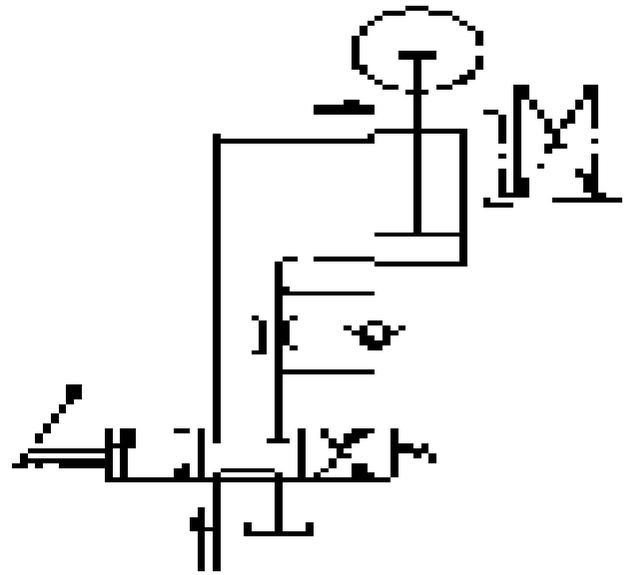


图 3.21 单向节流阀限速回路

三、单向节流阀限速回路

图 3.21 所示为叉车举升液压缸采用的限速回路，它在液压缸下腔油路上，加设一个单向节流阀。液压缸举升时，压力油可从单向阀无阻地进入液压缸下腔。下降时，下腔的回油必须经过节流阀，节流阻力使下降速度受到一定的限制。实践证明，合理调定节流口的大小，可使重物在不超过额定载荷的情况下，无论轻重均可获得大致相同的下降速度。这种方法比较简单，但因节流损失将使油温升高，只宜用于功率较小和要求不高的场合。

第五节 多油缸顺序动作回路

在多液压缸的系统中，有时需要规定某些液压缸必须按指定的顺序动作，通常是采用压力控制或行程控制的方法来控制油液流动方向的先后顺序，从而实现多缸顺序动作，这样的回路即称为顺序回路。

一、顺序阀控制的顺序动作回路

图 3.22 为液压挖掘机采用顺序阀控制前后支腿液压缸先后动作的回路。要求的动作顺序是：伸腿时，先伸前腿再伸后腿；收腿时，先缩后腿再缩前腿。也就是前腿缸 A 和后腿缸 B 必须按图示的 1、2、3、4 顺序动作。具体过程是这样进行的：当操纵换向阀处于左边位置时，缸 B 的进油路被单向顺序阀 C 阻挡，油液只能先流向缸 A 的左腔，驱动前腿外伸，待其行程终了时，油压上升到超过顺序

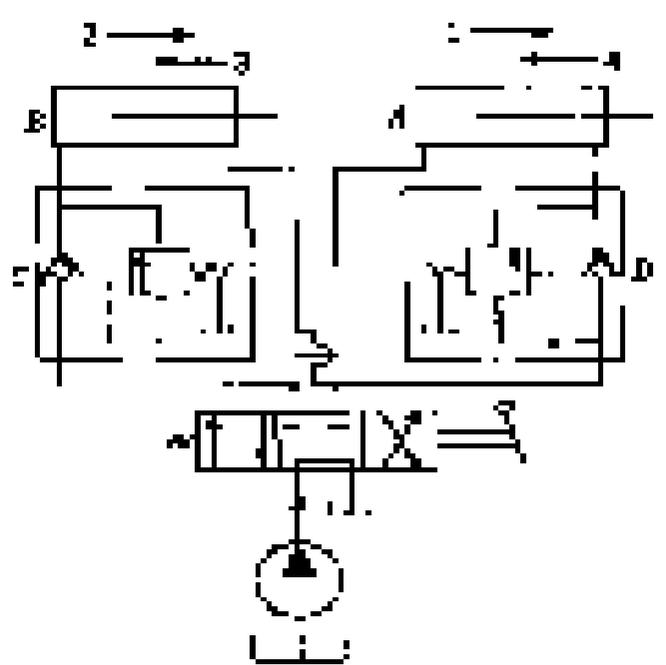


图 3.22 用顺序阀顺序动作回路

阀的调定压力，于是打开阀 C 流向缸 B，驱动后腿外伸；当换向阀换至右边位置时，情况刚好相反，后支腿先缩回，而前支腿后缩回，动作符合工作要求。但必须注意，顺序阀的调定压力必须大于前一行程所需之压力，否则就会产生误动作。这是一种属于压力控制的顺序回路，油流在通过顺序阀时有一定节流损失。

二、行程控制的顺序动作回路

图 3. 23 所示为电磁换向阀顺序动作回路。油缸的顺序动作按图中安排的顺序、
、
、
进行。其元件有电磁阀 1、2，油缸 3、4，行程开关 5、6、7、8。按油缸动作的顺序将电磁阀和行程开关电路接通。

将 1DT 的电钮起动，电磁铁推动阀芯，电磁阀 1 的左位进入系统，油缸 3 活塞杆伸出，伸至碰撞行程开关 6 时，1DT 断电、3DT 通电。1DT 断电时，阀 1 的阀芯位于中位，油缸 3 的活塞杆停止运动。3DT 通电时，电磁阀 2 的阀芯左位进入系统，油缸 4 的活塞杆伸出。伸至碰撞行程开关 8 时，3DT 断电、2DT 通电。3DT 断电时，阀 2 的阀芯位于中位，油缸 4 的活塞杆停止运动，2DT 通电时，右位进入系统，活塞杆回缩。回缩至碰撞行程开关 5 时，2DT 断电、4DT 通电。2DT 断电时，电磁阀 1 位于中位，活塞杆停止。4DT 通电时，电磁阀 2 的右位进入系统，油缸 4 的活塞杆回缩，回缩至碰撞行程开关 7 时，4DT 断电、1DT 通电，电磁阀 2 的阀芯位于中位，活塞杆停止运动。1DT 通电，阀芯左位进入系统，油缸 3 的活塞杆伸出，照此循环。电路自动的通断，油缸活塞杆将按、
、
、
的顺序不断循环。

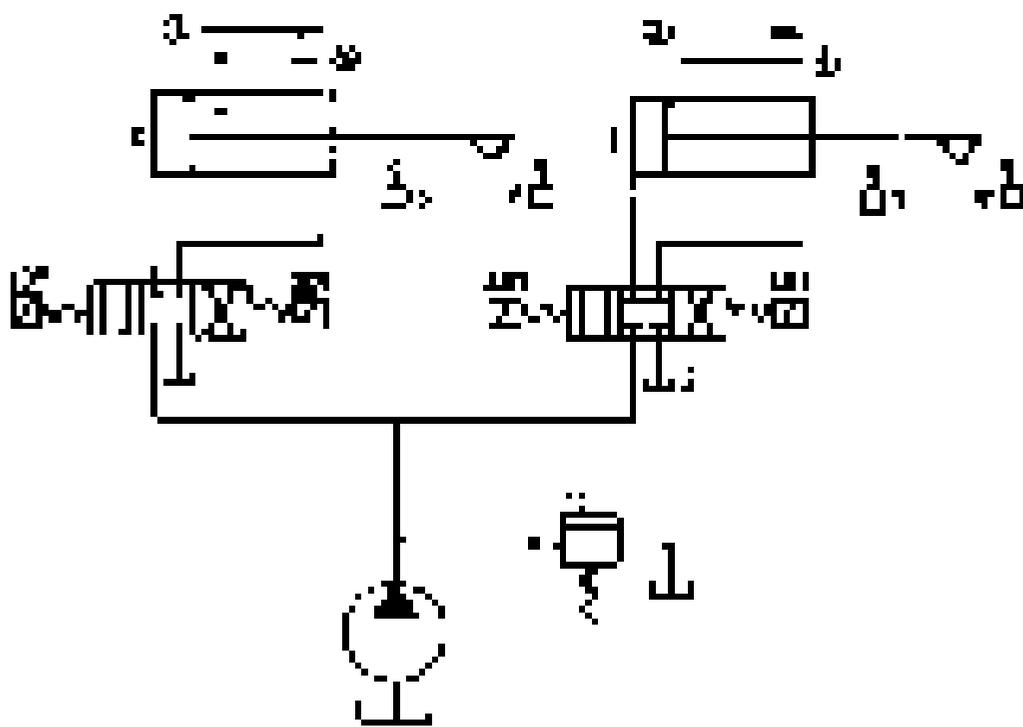


图 3. 23 电磁换向阀顺序动作基本回路

1、2—电磁阀；3、4—油缸；5、6、7、8—行程开关

电磁换向阀顺序回路的优点是，改变行程开关的距离就改变了活塞杆往复的行程。改变电路的通断顺序，就可改变油缸活塞杆运行的顺序。特别适应于循环动作经常需要改变行程和顺序的场合。

三、按时间控制的各油缸顺序动作回路

图 3 24 所示为一个按时间控制的各油缸顺序动作的回路简图。在此回路中，装上附有针式节流阀 3 的特殊滑阀 4。开始时，油缸 1 工作，同时压力油经过节流阀 3 进入滑阀 4 的

右端，使滑阀 4 缓慢向左推移（选择滑阀左端的弹簧，使弹簧力小于油缸 1 工作时压力油作用在滑阀右端的液压力）。当经过一定时间后，孔 8 与孔 7 相连通（5 截面移到 6 位置），于是油缸 2 开始动作，而上述时间的长短则决定于节流阀 3 的通流截面，并能在很大范围内调整。

上述时间控制顺序动作方式简单，但由于通过节流阀的流量受工作压力、油液的粘度等影响，所以控制时间不够稳定。

四、用压力继电器控制的顺序动作回路

压力继电器是将液压系统中的压力转换为电气信号的一个转换装置。当液压系统的压力超过或低于某一调整压力后发出电气信号。它有以下作用：系统超载时实现自动停车；工件夹紧与刀架间的安全互锁；系统超过规定压力时，起动或停止油泵；在规定压力下使电磁阀顺序动作等。

图 3 25 所示为夹紧油缸、动力头进给油缸顺序动作回路。它由压力继电器控制。它的

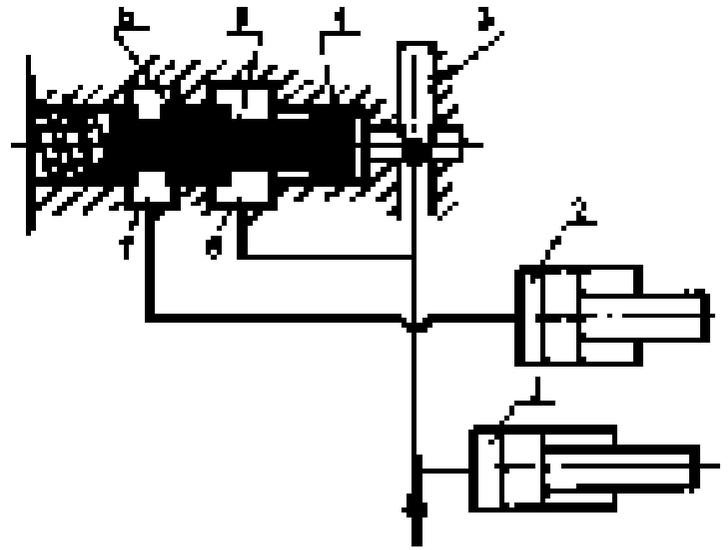


图 3 24 时间控制顺序回路
1, 2—油缸；3—节流阀；4—滑阀

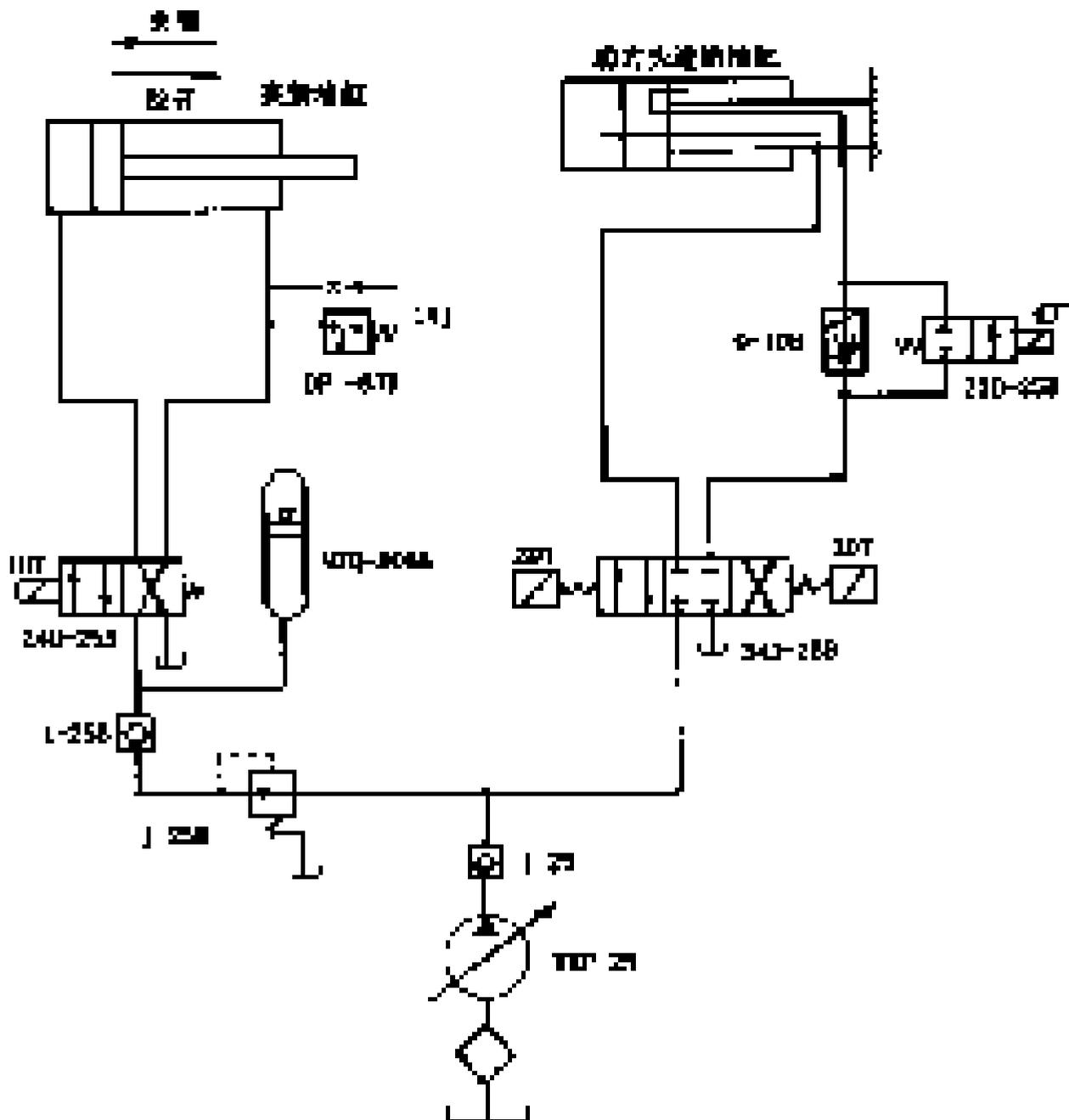


图 3 25 压力继电器控制的顺序动作回路

工作原理是，油泵启动后通过 24D—25B 阀使夹紧缸动作。工件夹紧后，夹紧缸小腔压力升高。当压力超过压力继电器 (DP₁—63) 预调值时，压力继电器动作，发出信号，使 34D—25B 阀的 2DT 通电，动力头进给油缸动作，实现快进、工进、快退的进给运动 (其动作原理详见速度变换回路)。当动力头退回原位时，1DT 通电，夹紧缸松开，一次加工循环结束。

此外，还有较多的回路，是采用时间继电器通过电气 (或时间程序控制器) 来控制电磁铁先后动作，保证两个工作机构的动作，按一定的时间间隔先后动作。这种时间控制顺序动作主要由电气来控制，因此可靠性决定于电气线路及元件的好坏，对液压系统本身来讲是简化了。

五、用顺序缸控制的顺序动作回路

图 3.26 所示，当 24D 电磁阀的电磁铁通电时，压力油经 24D 电磁阀进入油缸 (顺序缸) 的左腔，推动活塞按箭头 1 所示方向运动。当活塞右移至油口 BA 打开时，压力油便从油口 A 进入油缸 的下腔，推动油缸 的活塞按 2 方向移动。当 24D 电磁铁失电时，压力油进入油缸 的右腔，推动其活塞按 3 方向移动。活塞移动至油口 B 打开时，压力油从油口 B 进入油缸 的上腔，推动其活塞按 4 方向移动。这种回路靠油缸本身的结构实现顺序动作。

这种回路工作可靠，但动作的位置和顺序不能改变，适用于固定顺序动作的机构。

图 3.27 所示八工位鼓轮式组合机床鼓轮转位定位机构，就是利用顺序缸实现顺序动作的。图示在鼓轮转位状态。当所有动力头加工结束退回后，令电磁阀 (24D) 通电，压力油

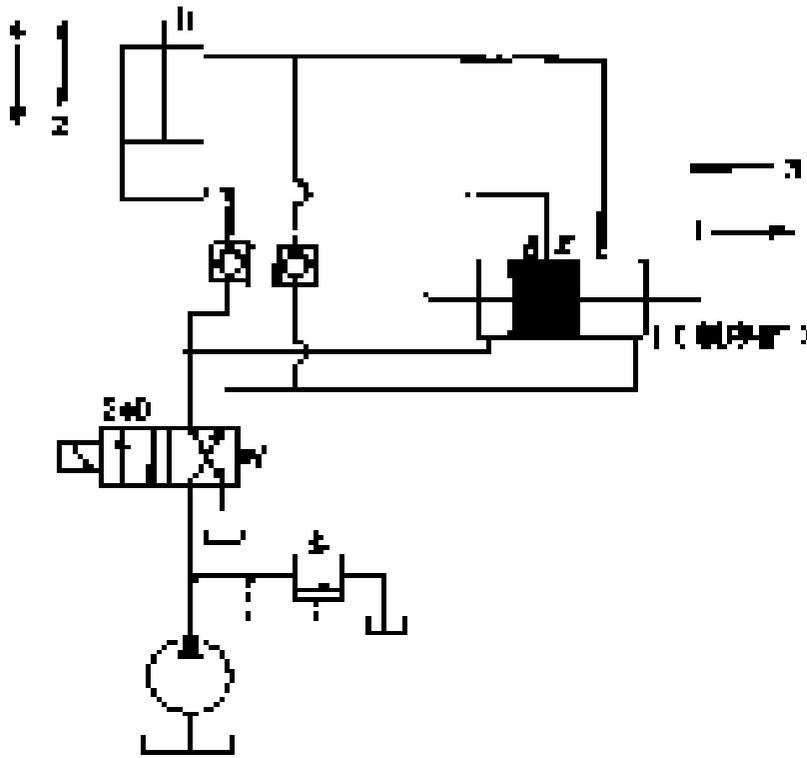


图 3.26 用顺序缸的顺序回路

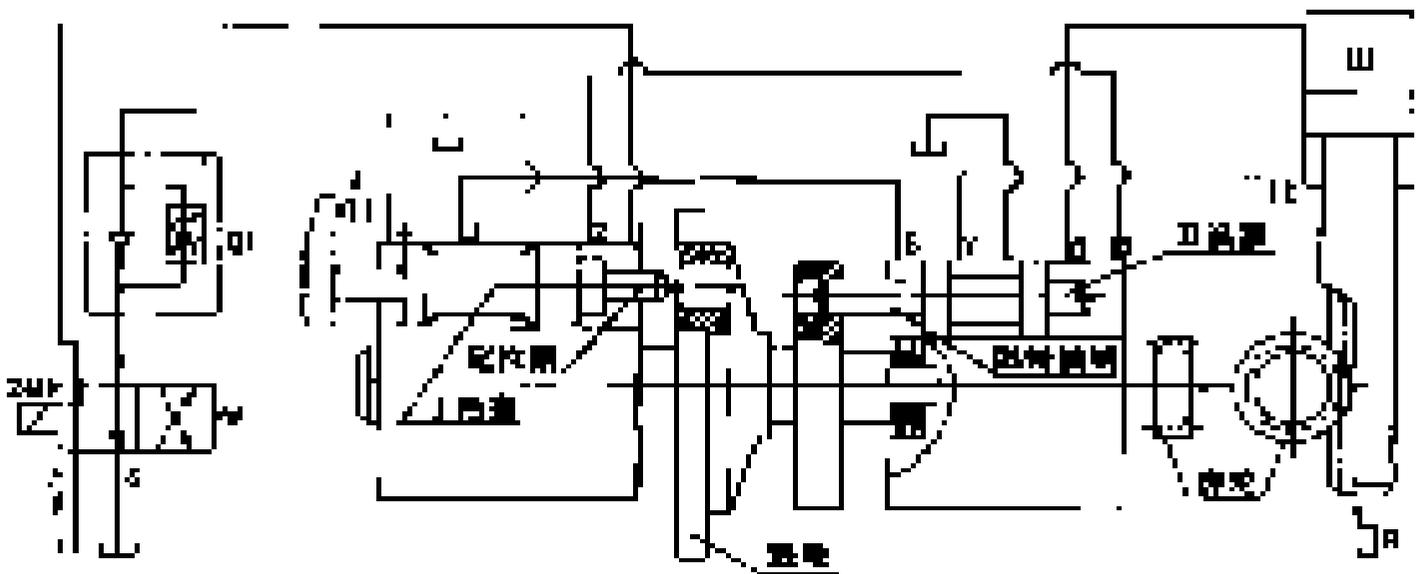


图 3.27 利用顺序缸实现顺序动作的回路

进入油口 1，推动顺序油缸活塞 向左，拔出定位销。当油口 1 与 2 接通，压力油便进入油口 5，推动顺序缸活塞 开始左移，使回转插销插入。当油口 5 与 6 接通后，压力油即进入齿条油缸 的上腔，于是齿条活塞向下运动；齿条运动的同时，带动齿轮转动，通过回转插销带动鼓轮转过一个工位，完成转位动作。当齿条向下触动行程开关 B 后，发出信号令 24D 阀换向。这时压力油经 Q1 单向调速阀中的单向阀进入油口 4，使活塞 向右运动，定位销插入鼓轮进行定位。当油口 4 与 3 接通时，压力油进入油口 8，推动活塞 向右运动，使回转插销退出。当油口 8 与 7 接通后，压力油进入齿条油缸 下腔，于是齿条活塞上升复位。由于回转插销此时已拔出，所以齿条带动齿轮反向旋转复位时，鼓轮并不反转。在活塞 向右运动时触动行程开关 A，即发出信号，令机床的动力头开始快速向工件趋近，准备加工。当动力头最后加工完毕，发出信号令 24D 阀换向即可重复上述定位、转位、顺序动作，完成八工位的转换要求。

上述几种控制方式相比较：压力控制灵敏度较高，但一般不适用于对工作部件有位置要求的场合，常用来实现互锁，安全防护等要求，如夹紧工件后再允许刀架运动的顺序动作；行程控制能直接控制工作部件的行程长度，准确性较高，可靠性好，特别是工作部件运动位置要求严格的场合采用这种方式；时间控制准确性低，一般用得不多。

第六节 调速回路

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：换格、调速、限速、制动、快速下降以及多个执行元件的同步运动等。

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

$$v = \frac{10 Q}{S} = \frac{q_1 n_1}{100 S} \quad (3 - 1)$$

对液压马达

$$n_2 = \frac{1000 Q}{q_2} = \frac{q_1 n_1}{q_2} \quad (3 - 2)$$

式中 v ——液压缸的移动速度， m/min ；

Q ——输入执行元件工作腔的实际流量， L/min ；

S ——液压缸活塞的有效作用面积， cm^2 ；

n_1 、 n_2 ——液压泵及液压马达的转速， r/min ；

q_1 、 q_2 ——液压泵及液压马达的排量， mL/r 。

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。

归纳起来，用节流阀或换向阀改变进入执行元件中压力油流量的调速方法称为节流调速；而通过改变油泵每转排量 q_1 或马达每转排量 q_2 的调速方法称为容积调速，即改变泵或马达工作容积的调速方法。

一、节流调速

节流调速用于定量泵调速系统中。其原理是利用可变液压阻力的节流阀与溢流阀（或执行元件）并联，通过改变液压阻力来控制流量，从而实现调速。

根据节流阀（或调速阀）在系统中安装位置的不同，节流调速基本回路可分为以下三种：进油节流调速基本回路、回油节流调速基本回路和旁流节流调速基本回路。

1. 进油节流调速基本回路

如图 3.28 (a) 所示，节流阀装在执行元件的进油路上，在泵与节流阀之间并联溢流阀，油泵的供油压力 p_p 由溢流阀调节，基本保持一定值。油缸右腔的油压 p_2 接近于零，油缸左腔的油压 p_1 由活塞上载荷的大小 F 来决定。 p_p 与 p_1 的差值即为节流阀前后的压力差。进入油缸流量的大小由节流阀调节，多余的油液由溢流阀回油箱。当开大节流口时，活塞运动速度加快；关小节流口时，活塞运动速度减慢。

进油节流调速的优点是：油缸回油腔和回油管路中压力较低，对其强度及密封性不要求太高。其缺点是：由于没有背压，当载荷突然变小时，会使进入执行元件中的流量突然变大，产生突然的快进，运动不够平稳。

2. 回油节流调速基本回路

如图 3.28 (b) 所示，节流阀装在执行元件的回油路上，在泵与执行元件之间并联溢流阀，油泵的供油压力 p_p 由溢流阀调节，基本保持一定值。油缸左腔的油压 p_1 等于油泵的供油压力 p_p ，油缸右腔的油压 p_2 近似于节流压差值，它的大小取决于外负荷，载荷 F 越小， p_2 的值就越大，当从无杆腔进油而载荷又很小时，由于回油腔的有效工作面积小，其回油压力 p_2 有可能会超过油泵的供油压力 p_p 。与进油节流调速回路相同，当开大节流口时，活塞运动速度加快；关小节流口时，活塞运动速度减慢。

回油节流调速的优点是：因节流阀在油缸回油路上而产生较大背压，运动较平稳。其缺点是：油缸回油腔和回油管路中压力较高，因而提高了对其强度及密封性的要求。

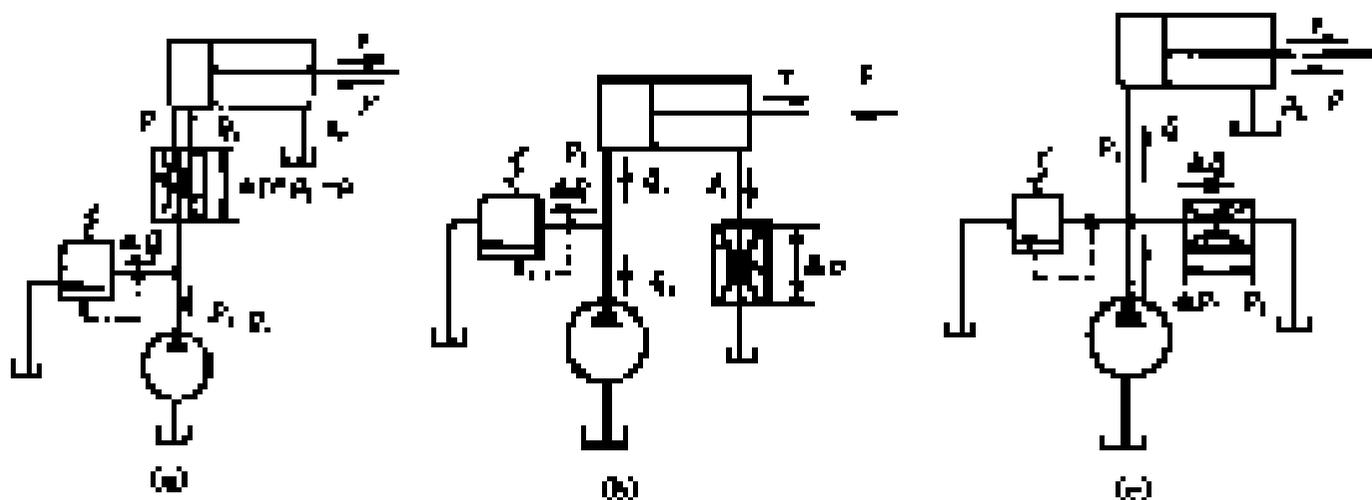


图 3.28 节流调速基本回路

(a) 进油节流调速回路；(b) 回油节流调速回路；(c) 旁流节流调速回路

以上两种节流调速基本回路中，溢流阀是常开的。它们还有一个共同的缺点是：有节流损失和溢流损失两种能量损失，因此，损失能量较多。

3 旁流节流调速回路

如图 3 28 (c) 所示，节流阀装在执行元件的并联油路上，在泵与执行元件之间并联的溢流阀是安全阀，它是常闭阀。油缸左腔的油压 p_1 等于油泵的供油压力 p_0 ，它们都取决于外负荷的大小，即泵压是一个变化的值，油缸右腔的油压 p_2 近似于零。泵排出的压力油，一部分进入执行元件，推动其运动，另一部分通过节流阀回油箱。当开大节流口时，活塞运动速度减慢；关小节流口时，活塞运动速度加快。

旁路节流调速的优点是：泵压随外负荷的减小而变小。与上述两种节流调速相比，在能量利用上较为合理，没有溢流损失，只有节流损失。另外，油缸回油腔和回油管路中压力较低，对其强度及密封性也不必要求太高。其缺点是：节流阀的流量受外负荷影响很大，因而，执行元件的运动速度受外负荷的影响也较大，特别是低速工作时速度不稳定。

当要求调速稳定性较高时，应采用调速阀或溢流调速阀取代节流阀。

4 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 3. 29 (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 引入油缸的左腔，而将油缸右腔的油从阀口 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。

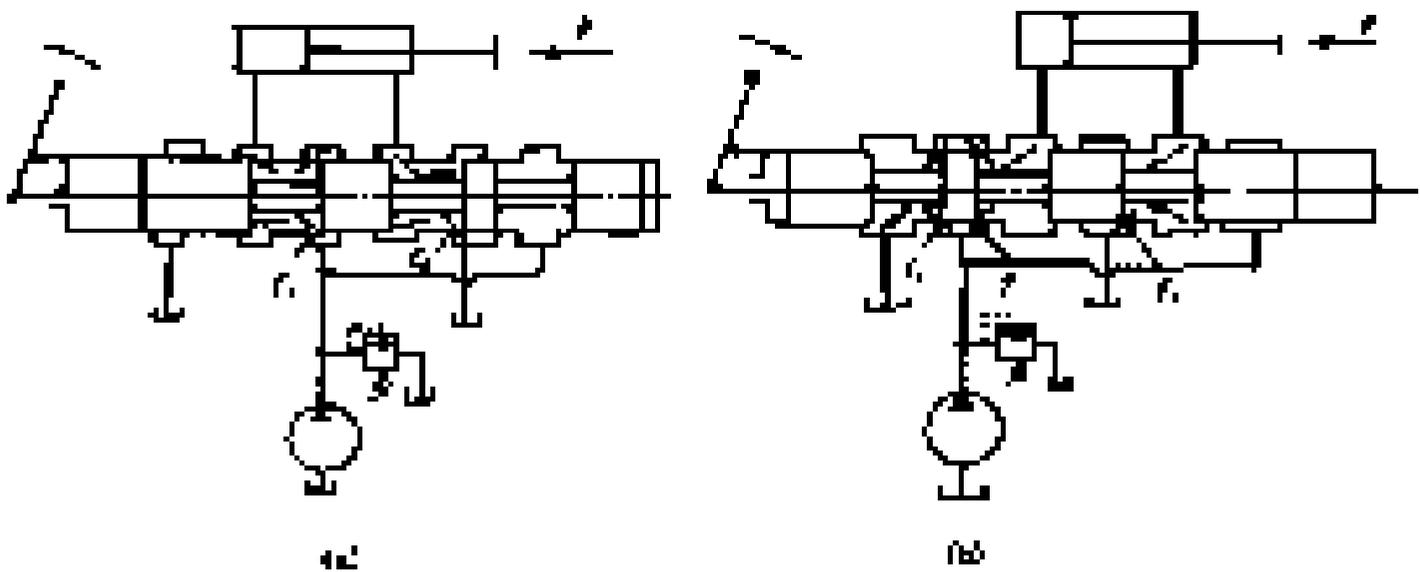


图 3. 29 使用手动换向阀调速回路

图 3. 29 (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，这时油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油缸获得增速，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。

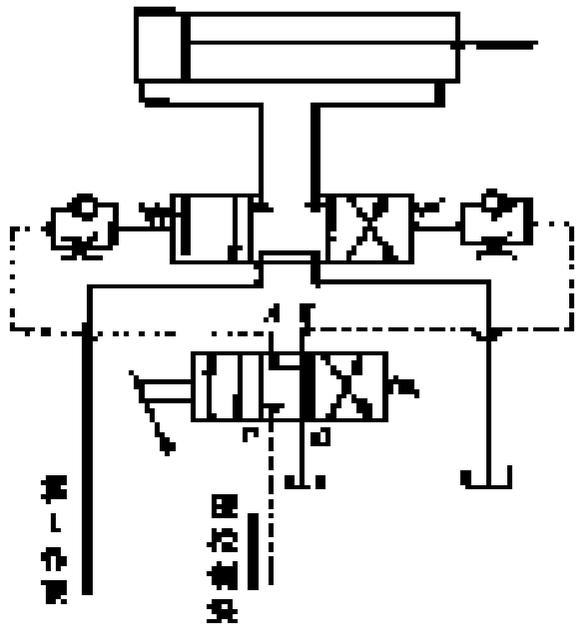


图 3.30 使用节流式先导换向阀调速回路

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 3.30 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，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。

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 3.31 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

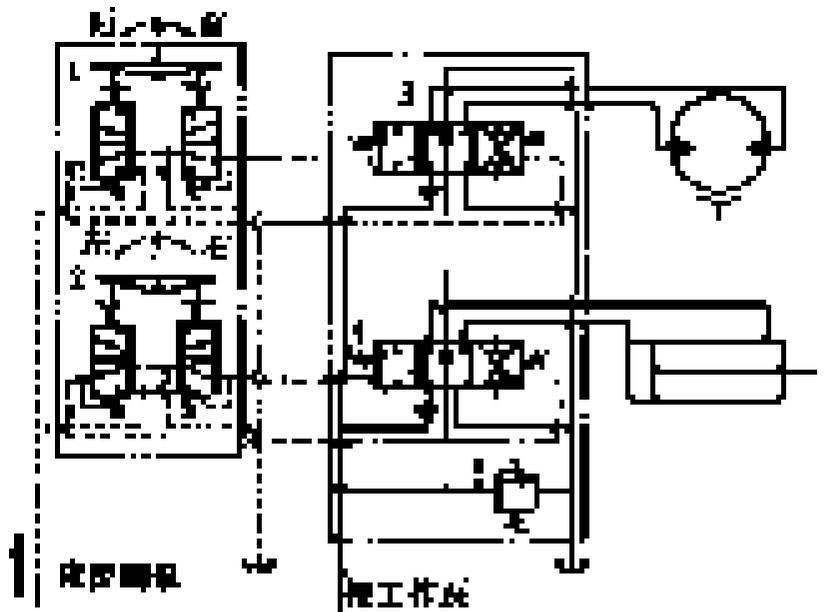


图 3.31 使用减压阀式先导换向阀调速回路
1—先导阀；2—减压阀；3、4—主阀芯

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相应的平衡位置，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。

同理，当操纵手柄左右摆动时，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。

二、容积调速

容积调速就是通过改变泵及马达的每转排量来调节执行元件速度的一种调速方法。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。

根据容积调节对象的不同容积调速可分为三种形式：

- (1) 变量泵和定量执行元件组成的调速回路——变量泵调速回路；
- (2) 定量泵和变量马达组成的调速回路——变量马达调速回路；
- (3) 变量泵和变量马达组成的调速回路——变量泵变量马达调速回路。

容积调速是实现液压传动高度自动化与自动控制的基本手段，可实现恒功率、恒扭矩、恒转速等控制。

在介绍这三种回路之前，先介绍一下容积调速的变量机构。

1. 容积调速的变量机构

(1) 手动变量机构：

图 3-32 所示是一手动变量泵，右边部分为泵体，左泵盖内装有手动变量机构。当用手

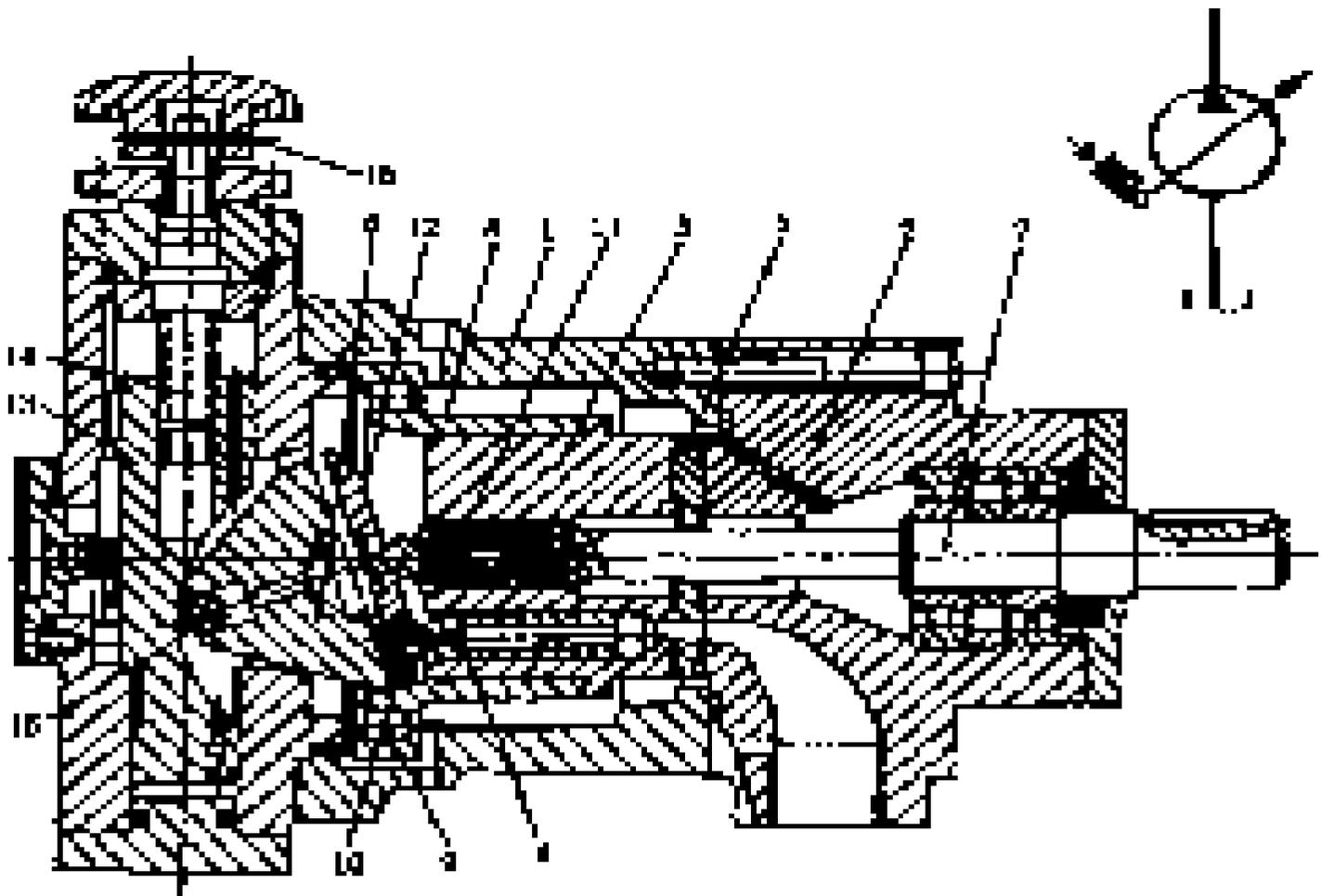


图 3-32 手动变量泵

- 1—泵体；2—右泵盖；3—泵缸；4—柱塞；5—配流盘；6—斜盘；7—泵轴；8—泵缸铜套；9—泵缸轴承；
10—滑履；11—定心弹簧；12—活塞；14—调节螺杆；15—销子；16—调节手轮

旋转手轮 16 时，手轮就带动调节螺杆 14 自转，套在螺杆上的活塞 13 随手轮的正反转做往复运动。活塞上有一固定的销子 15，通过这只销子带动斜盘（变量头）摆动，其摆动角度范围为正、负 θ 。以泵轴中心线为界， θ 角在轴心线以下，为负值； θ 角在轴心线以上为正值。手动变量机构是单一的机械传动。

(2) 手动伺服变量机构：

功率大的泵用手动变量机构不足以推动传动构件，需要借助液压的力量，因而需采用手动伺服变量机构。如图 3 33 所示，从泵体中的小孔将压力油引入 g 腔，在图示位置时，g 腔和 H 腔互不相通，此时泵的斜盘摆角 θ 被锁在某一固定位置，稳定着相应的泵排量。

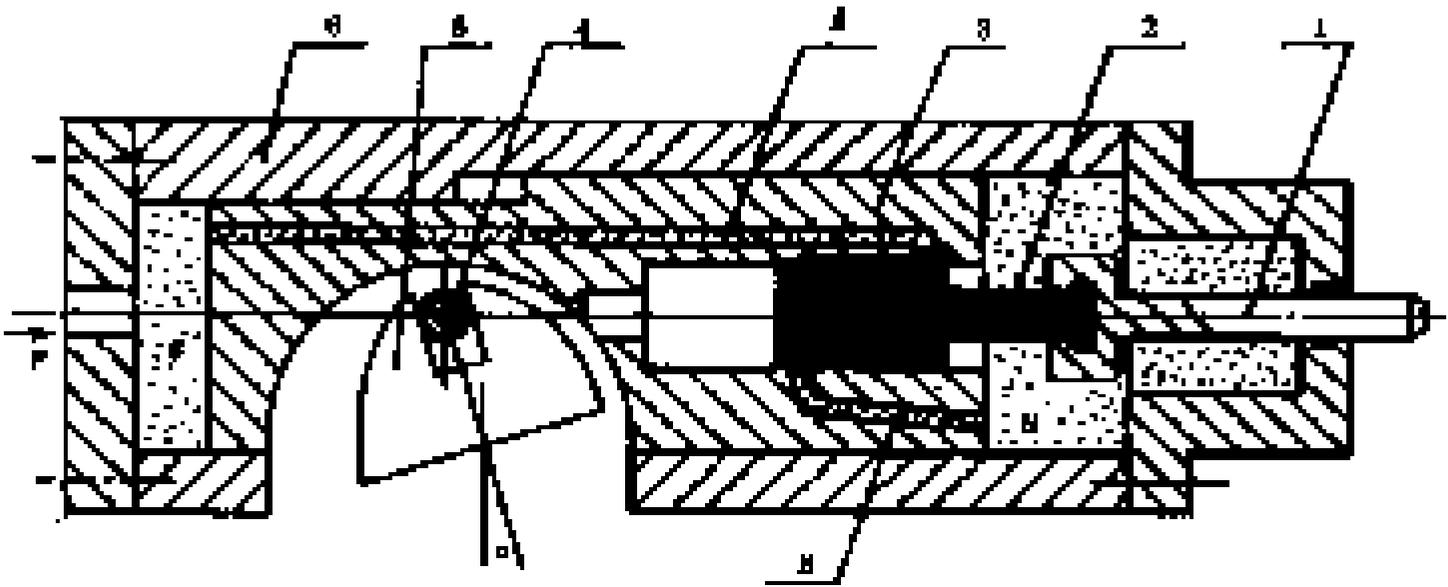


图 3 33 手动伺服变量机构

1—拉杆；2—先导阀；3—随动活塞（随动阀）；4—销钉；5—变量头（斜盘）；6—随动阀外壳

当用手向右拉动拉杆 1 时，拉杆 1 带动先导阀 2 向右移动，H 腔的油从流道 B 溢流到油箱。随动活塞 3 在 g 腔压力油 p 的作用下跟随先导阀向右移动，固定在随动阀上的销子 4 拨动变量头 5 使 θ 减小，甚至变为负值。当随动活塞向右移动相同距离时，又把 A、B 油口堵死，将 θ 锁在该位置不变。

当用手向左推动拉杆 1 时，拉杆 1 带动先导阀 2 向左移动，g 腔的油从流道 A 进入 H 腔，由于随动活塞 3 右端面积大于左端面积，因而随动活塞 3 跟随先导阀向左移动，固定在随动阀上的销子 4 拨动变量头 5 使 θ 逐渐变大。

当变量头中心线同泵轴中心线平行时， $\theta = 0$ ，即泵排量为零，泵空转无排量。

图 3 34 是手动伺服变量机构基本回路。图中三位三通手动换向阀代表图 3. 33 中的先导阀 2，油缸代表随动阀 3，换向阀上、下两条平行线及竖直在活塞杆上的垂线，表示图 3 33 中随动阀 3 既是先导阀的外壳，又是随动阀的阀芯。当手柄向右拉时，三位阀左位工作，随动活塞也右移，使 θ 减小；当手柄向左拉时，三位阀右位工作，随动活塞也左移，使 θ 增大。

(3) 液压伺服变量机构：

如图 3 35 所示，液压随动变量机构是由复位平衡弹簧 1、拉杆 2、先导阀 3、随动阀 4、外壳 5、销子 6、变量头传动件 7 等组成。

当 $p_{控} = 0$ 、 $p_{操} = 0$ 时，拉杆 2、先导阀 3、随动阀 4 均处于中位，变量头传动件 7 的中

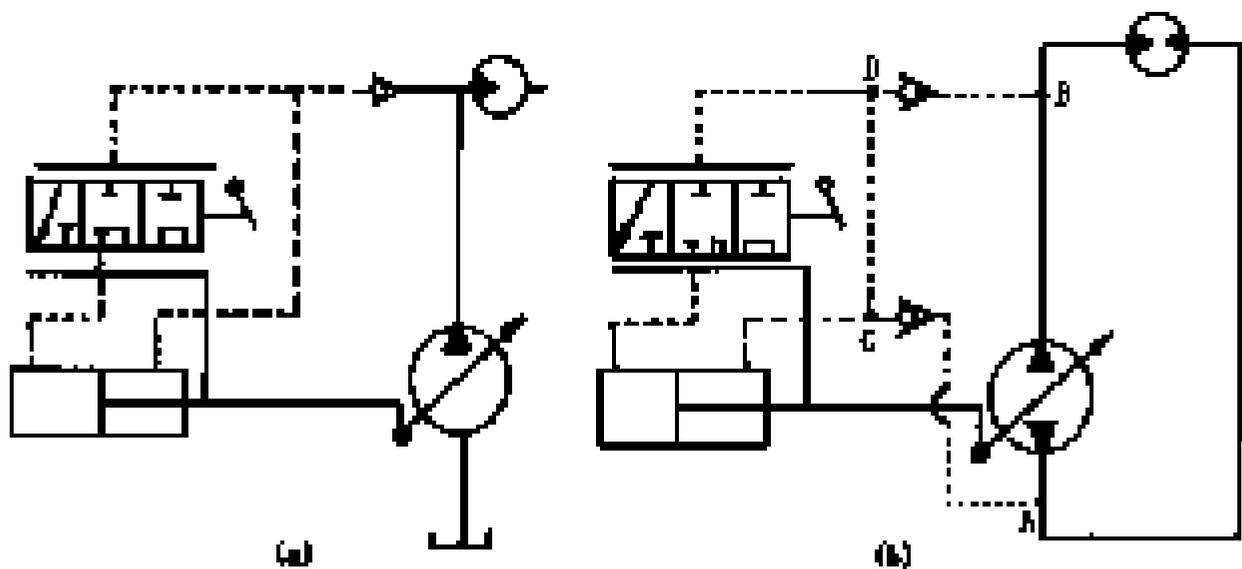


图 3.34 手动伺服变量机构基本回路

(a) 手动伺服单向变量机构；(b) 手动伺服双向变量机构

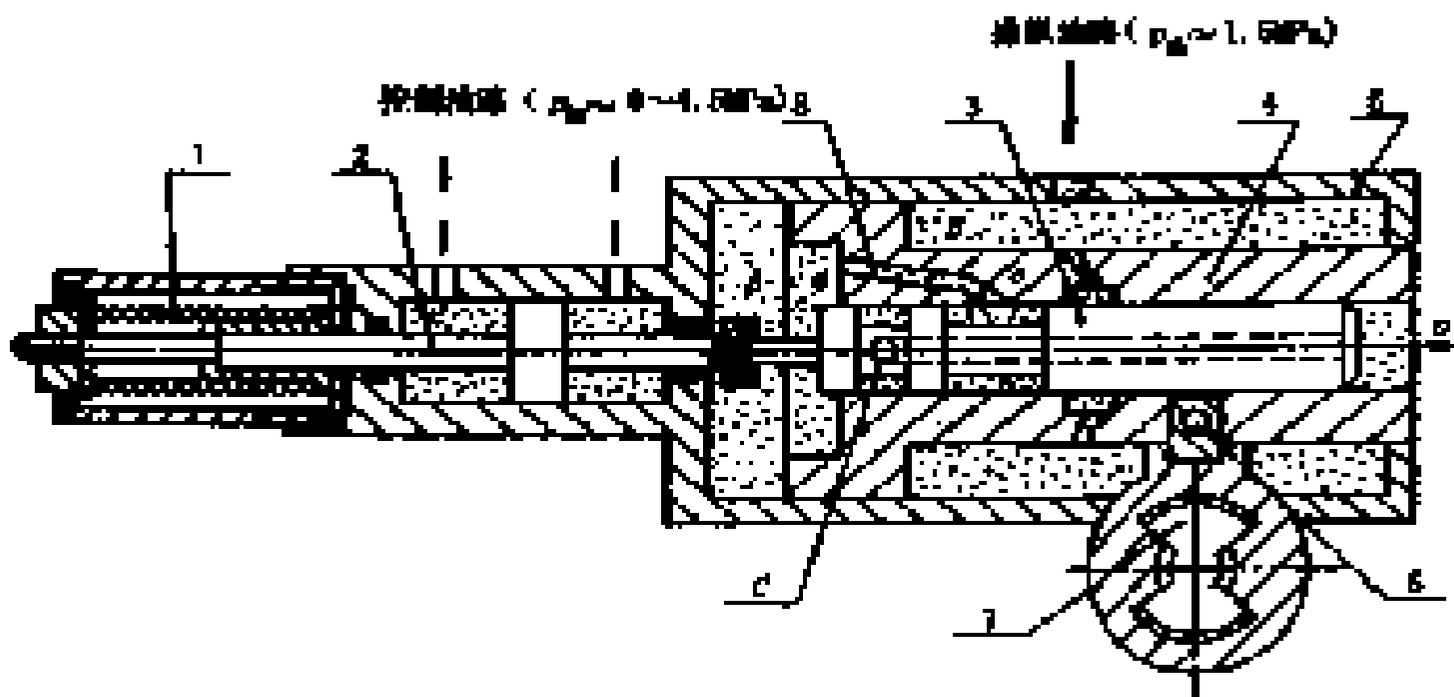


图 3.35 液压伺服变量机构

1—复位平衡弹簧；2—拉杆；3—先导阀；4—随动阀；5—外壳；6—销子；7—变量头传动件；8—油路

线同泵的轴线平行，夹角 $\alpha = 0$ ，泵空转，无油排出。

当 $p_{控}$ 从拉杆左端进压力油，右端回油时，拉杆右移，先导阀 3 跟随拉杆右移，油门 e 打开，d 关死， $p_{操}$ 进入 B 腔，通过油口 e、油道 8 进入 A 腔，随动阀在差动作用下右移，通过销子 6 使变量头传动件 7 顺时针偏转，设此时 α 为正。当 $p_{控}$ 停止供油时，拉杆及先导阀停止在某一位置不动，随动阀随动到 d、e 油门关闭为止，此时，各油路均封闭，泵变量头摆角被锁在该位置，稳定着相应的泵排量。

当 $p_{控}$ 从拉杆右端进压力油，左端回油时，拉杆左移，先导阀 3 跟随拉杆左移，油门 d 打开，e 关死，A 腔的油经过油门 d、通过油孔 C，经先导阀中心孔回到油箱，此时随动阀在 B 腔油的作用下跟随先导阀同步向左移动，通过销子 6 使变量头传动件 7 逆时针偏转，此时 α 为负。当 $p_{控}$ 停止供油时，拉杆及先导阀停止在某一位置不动，随动阀随动到 d、e

油门关闭为止，此时，各油路均封闭，泵变量头摆角被锁在某一位置，稳定着相应的泵排量。

这里，的正负取决于控制油的方向，角的大小取决于控制油压力的大小， $p_{控}$ 的压力为 $0 \sim 4.5 \text{ MPa}$ ，可使角在 $0 \sim 25^\circ$ 间相应变化。一般 $p_{操}$ 是恒定的油压，为 1.5 MPa 左右。

变量马达的调排量装置与上述变量泵的调排量原理相同。

2 容积调速基本回路

(1) 变量泵调速回路：

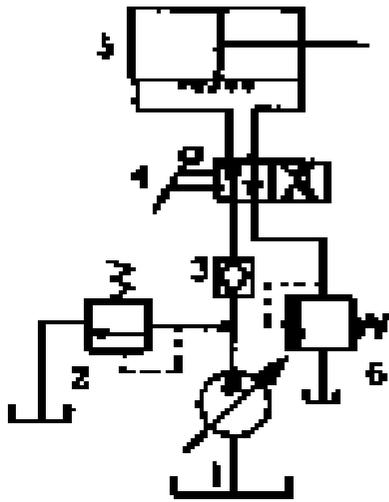


图 3.36 变量泵与油缸调速回路

- 1—单向变量油泵；2—安全阀；
3—单向阀；4—手动换向阀；
5—油缸；6—背压阀

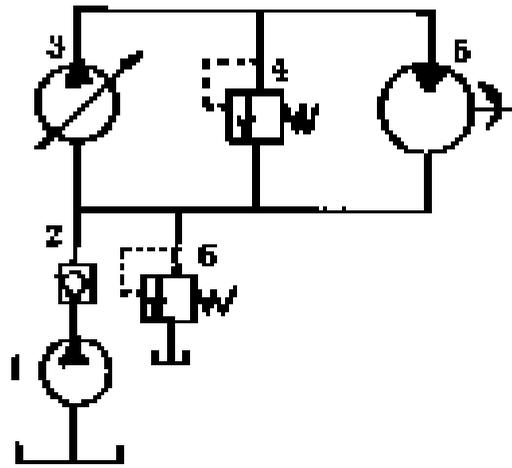


图 3.37 变量泵与定量油马达调速回路

- 1—补油泵；2—单向阀；
3—主油泵；4—安全阀；
5—液马达；6—溢流阀

变量泵与油缸的调速回路：如图 3.36 所示，改变变量泵 1 的每转排量，就可以调节油缸 5 中活塞的运动速度。二位四通手动换向阀 4 用来改变活塞运动方向。2 是安全阀，6 是背压阀，这种回路中回油管 and 油泵的吸油管是不连通的，它们分别插在油箱内，称其为开式油路。

变量泵与定量马达调速回路：如图 3.37 所示是单向变量泵与单向定量马达组成的调速回路。改变主油泵 3 的流量就可以调节液马达 5 的转速。在高压管线上接有高压安全阀 4，用以防止系统过载。

为了补充油泵和液马达的漏油，在低压管路上接有一台小容量的辅助油泵 1，向系统补油，以改善泵 3 的工作情况，并防止空气渗入管路。辅助油泵 1 供油压力的大小由溢流阀 6 来调整。这个回路中的回油管直通油泵 3 的回油腔，使系统形成封闭的循环，称其为闭式油路。油液在闭式回路内往复循环流动时有压力损失，造成油液发热，油温上升。闭式回路中散热条件较开式回路差，辅助油泵 1 和溢流阀 6 通过溢流和补油可缓解这一问题。

变量泵调速系统具有以下特性：

- A 执行元件的速度（或转速）与泵每转排量 q_1 成正比；
- B 在外负荷一定的条件下，调速的过程中，执行元件的输出扭矩（或输出力）不随泵每转排量 q_1 而变化，称为恒扭矩调速。

C 执行元件的功率与泵每转排量 q_1 成正比。

变量泵调速回路的特性曲线如图 3.38 所示。

(2) 定量泵与变量油马达调速回路

图 3.39 所示是单向定量泵与单向变量马达组成的调速回路，改变变量马达 3 的每转排量 q_2 可改变马达的转速。该回路也为闭式回路，通过补油泵 4 和溢流阀 5 为系统散热。

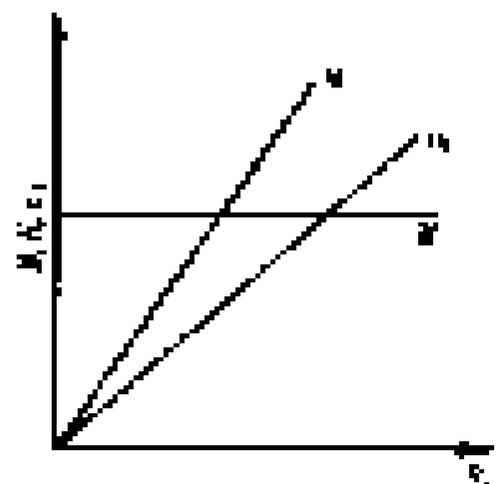


图 3.38 变量泵调速特性曲线

定量泵与变量油马达调速回路具有以下特性：

因 $n_2 = Q / q_2$ ，马达的转速 n_2 与马达的每转排量 q_2 成反比。

因泵的功率 $N_1 = p_1 \times Q$ ，如果不考虑系统损失，则马达的输出功率 N_2 等于泵的输出功率 N_1 ，马达的输出功率 N_2 不随马达的每转排量 q_2 而变化，因而称之为恒功率调速。

因 $M_2 = p \times q_2 / 2$ ，则在调速过程中马达的输出扭矩 M_2 与马达的每转排量 q_2 成正比，见图 3 40。

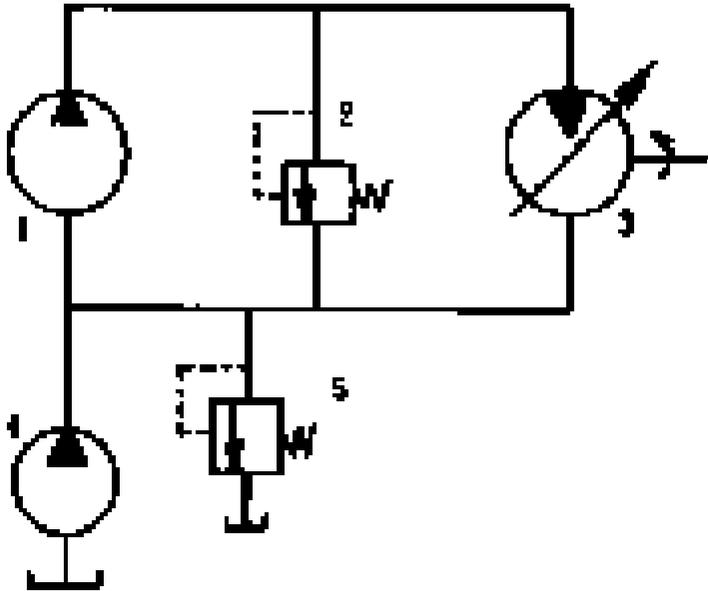


图 3.39 定量泵与变量油马达调速回路

1—主油泵；2—安全阀；3—单向变量马达；
4—补油泵；5—溢流阀

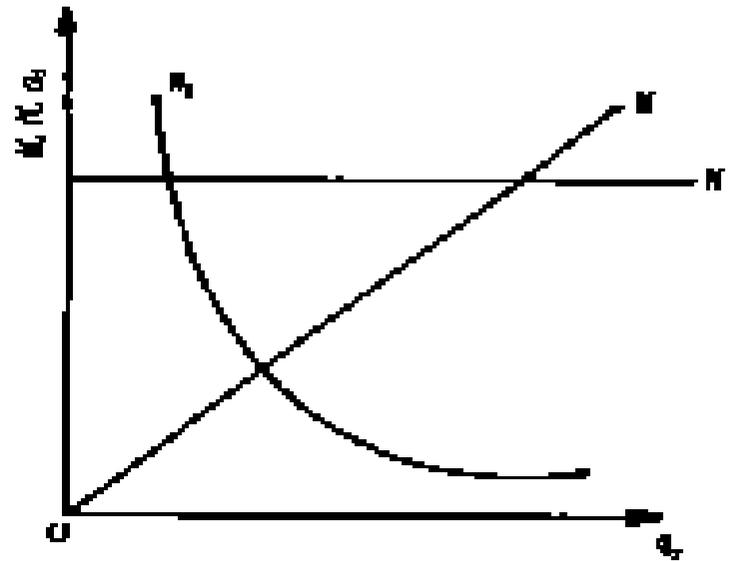


图 3.40 变量马达调速特性曲线

(3) 变量泵与变量马达的调速回路：

如图 3 41 所示，是双向变量油泵与双向变量油马达组成的闭式调速回路。4 为补油泵，其供油压力由溢流阀 5 来控制。由于可以双向供油，在补油路中增加了单向阀 6 和 8，在安全阀油路中增加了单向阀 7 和 9。

这种调速回路中，油泵的排量 q_1 和油马达的排量 q_2 都是变量，因而扩大了油马达的调速范围，也扩大了油马达扭矩和功率输出特性的选择性。

许多工作机械，例如石油钻机的起升系统，在低速时需要较大扭矩，所以，这种系统在从低速向高速调节时，可先将油马达的排量 q_2 调至最大值固定，然后将油泵排量 q_1 从最小值（零）逐渐调至最大，使马达的转速由 0 调至 n_2 （ n_2 对应于 $q_1 = q_{1\max}$ 、 $q_2 = q_{2\max}$ 时的马达转速）。这一阶段为恒扭矩调速。若要继续提高油马达的转速，可将油马达排量 q_2 由 $q_{2\max}$ 逐渐调至最小，使 n_2 由 n_2 继续增大，使调速范围加宽。在将 q_2 从最大值逐渐向最小值调节的过程中，泵排量为 $q_{1\max}$ 不变，只调 q_2 ，因而这一阶段为恒功率调速。两种不同调速阶段的调速特性曲线如图 3 42 所示。

三、节流调速与容积调速特点比较

1. 节流调速的优缺点

节流调速的优点是：结构简单，成本低，使用维护方便。所以在机床的液压系统中应用很广。其缺点是：调速稳定性差，系统效率低。液体经过节流阀时有节流损失，多余的油液通过溢流阀回油箱，有溢流损失。损失的能量转变为热能，使油液发热，当油液温升过高时，就会影响机床液压系统的工作性能，并缩短油的使用期限。因此这种调速方法多用在功

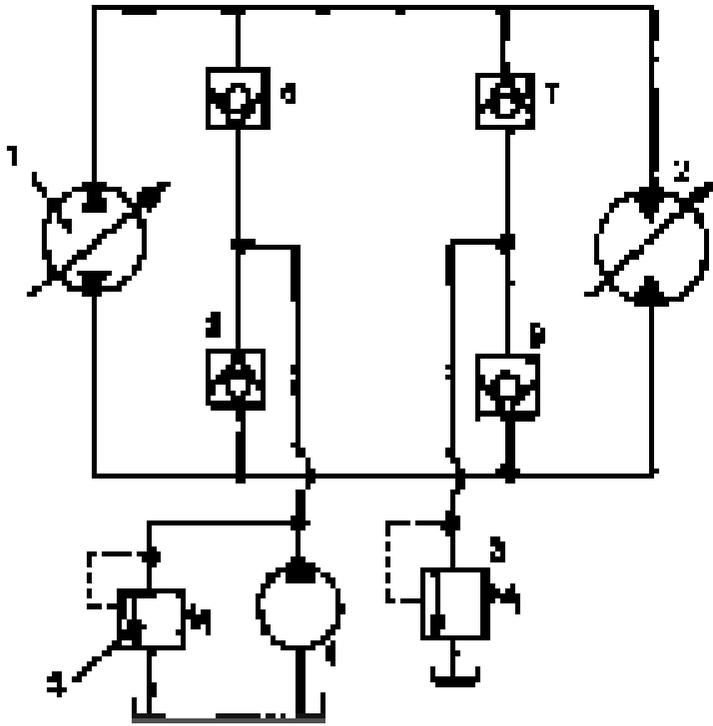


图 3.41 变量泵与变量马达的调速回路

1—双向变量泵；2—双向变量马达；3—安全阀；
4—补油泵；5—溢流阀；6、7、8、9—单向阀

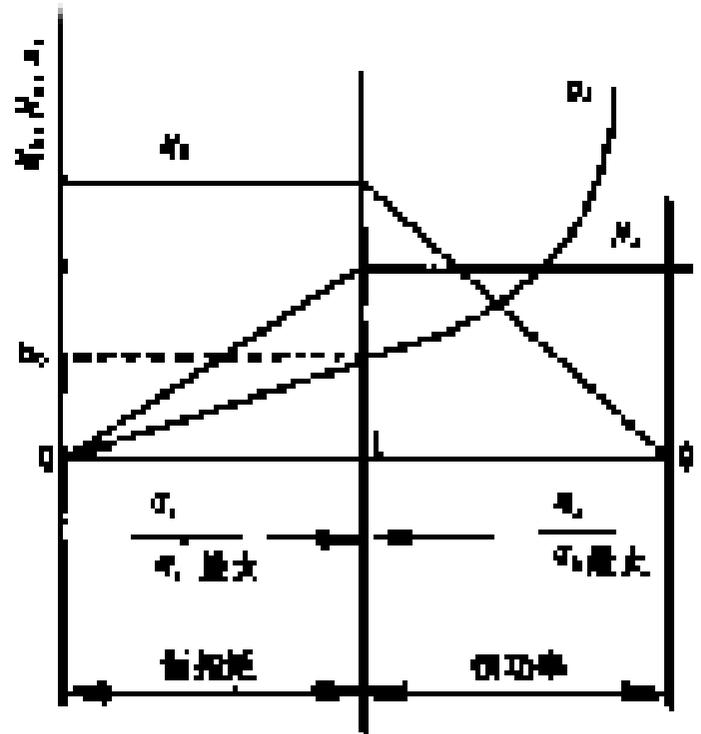


图 3.42 变量泵与变量马达的调速特性

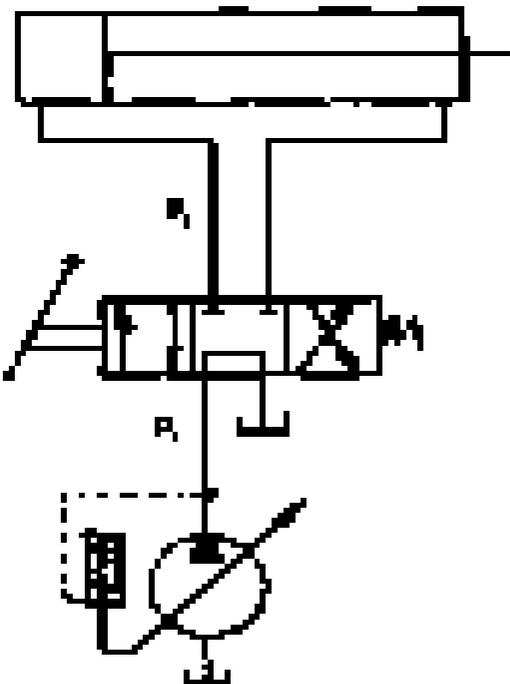


图 3.43 容积节流调速回路

率不大的场合。

2 容积调速的优缺点

容积调速基本回路的优点是：调速稳定性好，系统效率高，发热少，没有溢流损失和节流损失。适用于功率较大并需要有一定调速范围的系统中。其缺点是：变量泵和变量马达的结构较复杂，设备投资费用较高。

四、容积节流调速回路

节流调速结构简单，调速方便且有较好的微调性能，但节流和溢流的能量损失大，使油温升高。采用恒功率泵的容积调速，在其调速范围内，流量与压力按双曲线关系自动变化，基本上不存在节流和溢流损失，对发动机功率的利用比较合理，但其最小流量不可能很小，也就是调低速有困难。所谓容积节流调速，即是综合应用了这两种调速回路的特点。如图 3 43 所示在其负载不变的情况下，可利用换向阀节流调速，如将阀口关小，这时压力 p_2 不变， p_1 升高，恒

功率泵在压力 p_1 的反馈下自动调小流量实现恒推力（或扭矩）调速。当其负载发生变化时，压力 p_1 随 p_2 波动，恒功率泵相应自动调节流量实现实现恒功率调速。这种回路具有上述两种调速回路的特点，很适合挖掘机等在负载多变的工况下进行调速。

五、联合调速回路

容积调速随着负载的增加，油泵的泄漏量增加，容积效率下降，机械特性较软。采用变量油泵和节流阀（或调速阀）联合调速，油泵的供油量和供油压力，与运动部件所需要的压力和流量相适应，容积效率高，又有较硬的机械特性。

1. YBP 限压式变量叶片泵的调速回路

YBP 限压式变量叶片泵有如下特性：当油泵的供油压力超过限定的压力 p_a 时，油泵输出的流量将随压力的升高而减少。调节流量调节螺钉，可以改变油泵最大输油量。调节压力调节螺钉可以改变最大供油压力。

图 3 44 为 YBP 变量泵的调速回路。当工进时，3DT 断电，2DT 通电，压力油经单向阀 2、换向阀 3、调速阀 4 进入油缸的右腔。油缸左腔的油经换向阀 3、背压阀 5 回油箱。调节调速阀 4，使其通过流量为 Q 。这时如果泵的排油量 $Q_1 > Q$ ，则多余的油没有去路，势必使泵和调速阀之间油路中的压力升高，泵的排油量变小，一直到 $Q = Q_1$ 时为止，使泵的排油量与系统的需要量相适应。油缸的速度由调速阀调节，因而可以保证速度不受负载变化的影响。联合调速回路效率比节流调速的高，发热小。

图 3. 45 是限压式变量泵的压力——流量特性曲线。从图中可以看出，当泵的压力小于限定压力 p_a 时，油泵的流量接近于最大流量 Q_a 。

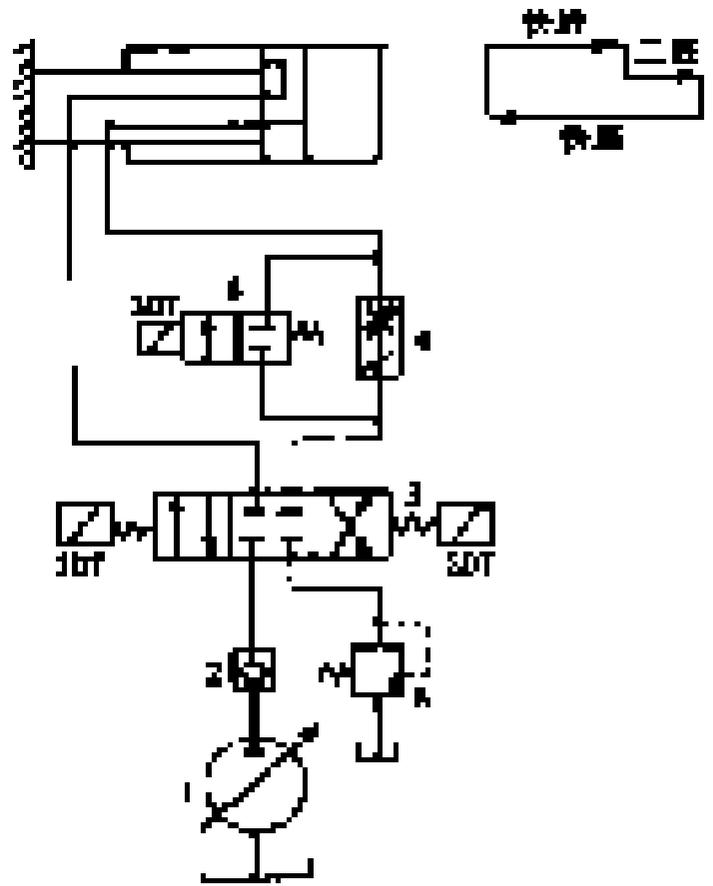


图 3 44 YBP 变量泵的调速回路
1—油泵；2—单向阀；3—O 形电磁阀；
4—调速阀；5—安全阀；6—二位二通电磁阀

油泵供油压力可以根据下述方法确定：

当工作进给时，油缸需要的流量为 Q_1 ，右腔的压力为 p_1 ，则油泵的供油压力 p_2 应调节为：

$$p_2 = p_1 + p_1 \quad (3 - 3)$$

式中， p_1 为调速阀所需要的最低压力降，一般应为 $5 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。即油泵供油压力与流量曲线应按曲线 2 调整，同时并应使 p_a 大于快速移动时所需要的压力。

当系统需要由压力继电器发信号时，油泵的供油压力应调为：

$$p_3 = p_1 + p_1 + p_2 \quad (3 - 4)$$

图 3 45 YBP 泵的压力—流量特性曲线

式中， p_2 为压力继电器可靠地动作所需要的系统压力升高值，一般 p_2 为 $(3 \sim 5) \times 10^5 \text{ Pa}$ ，油泵供油压力和流量曲线按曲线 3 调整。

油泵的供油压力和流量曲线应调整适当，压力调得过低，会使系统工作不正常；压力调得过高，多余的压力会被调速阀的减压阀消耗掉，变为热量，使系统油温升高。

2 压差式变量叶片泵调速回路

图 3 46 为压差式变量叶片泵的调速回路。

当运动部件快速移动时，油泵排出的油经管 A 进入油缸左腔，A、B、C 各点的压力相等，油泵的定子弹簧力 R 的作用下处于最左位置。此时，偏心量 e 为最大，油泵的输油量最大。

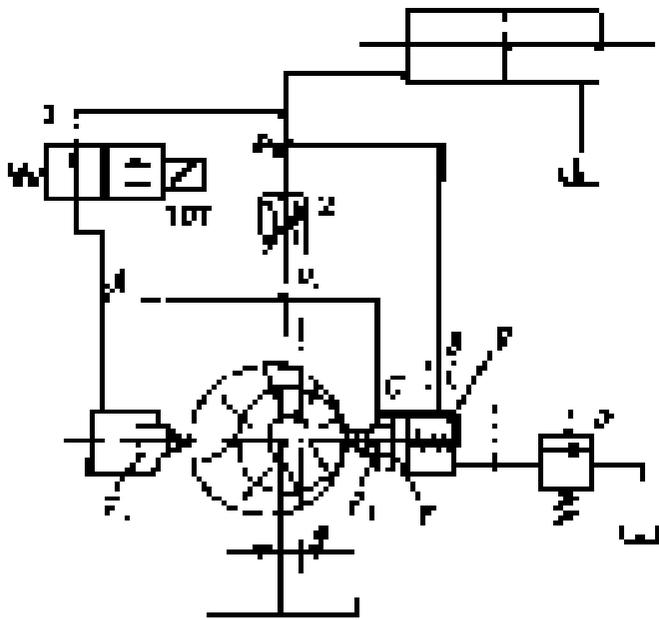


图 3.46 差压式变量泵调速回路
1—二位二通电磁阀；2—节流阀

与节流阀调定量相适应。

如果节流阀开口未变，而进出口压差发生变化（由负载变化引起的），系统能自动调节，恢复平衡。因此，能保证工作进给速度平稳。

为了保证可靠地控制定子与转子的偏心量，节流阀前后压差不能过小，以 $(3 \sim 4) \times 10^5 \text{ Pa}$ 为宜。

图 3.46 中的 B 是固定节流阻尼小孔，用以防止变量泵定子移动过快发生振荡。D 是安全阀，防止系统过载。

这种系统用于驱动组合机床动力部件，使用情况良好。

六、分段调速回路

当要求调速范围较大时，为了减小节流调速时的能量损失和容积调速时的变量泵容量，可采用多泵供油的分段调速回路。

分段调速的方法是，采用两个或三个流量不同的油泵组合成供油系统。工作时根据所需流量的大小，油泵通过组合进行供油，不供油的泵接通油箱卸荷。同时，油路上采用节流调速获得连续的无级调速。这样可扩大调速范围，减少能量损失。

图 3.47 所示为双泵分段节流调速回路。油泵 1 的流量 Q_1 小于油泵 2 的流量 Q_2 ；回路供油状态用换向阀 4 控制。当阀 4 处于位置 A 时，泵 1 供油，泵 2 卸荷；在位置 B 时，泵 2 供油，泵 1 卸荷；在位置 C 时，泵 1 和泵 2 同时供油；在位置 D 时，泵 1 和泵 2 同时供油，并且油缸 7 差动连接。因此利用阀 4 可使油缸 7 得到 4 种不同的速度。再利用装在旁路上的调速

当工作进给时，1DT 通电，阀 1 断开，压力油经节流阀 2 进入油缸。此时，由于节流作用，使 B 点压力小于 A、C 点压力，在这个压差作用下，使定子克服弹簧力推向右边，减小偏心量 e ，油泵排出的油减少，与节流阀的调节量相适应。

作用于油泵定子上的力平衡方程式为

$$p_1 F_1 + p_1 (F - F_1) = p_2 F + R$$

$$p_1 - p_2 = R / F \quad (R \text{ 为弹簧力}) \quad (3-5)$$

由此可见，节流阀进出口的压差（ $p = p_1 - p_2$ ）是固定的。因而保证了通过节流阀的流量不随负载而变化。当节流阀开口增大， p_1 将降低，定子向左移，偏心量 e 增大，油泵的输油量也增大， p_1 又上升，恢复平衡状态，使泵的排量

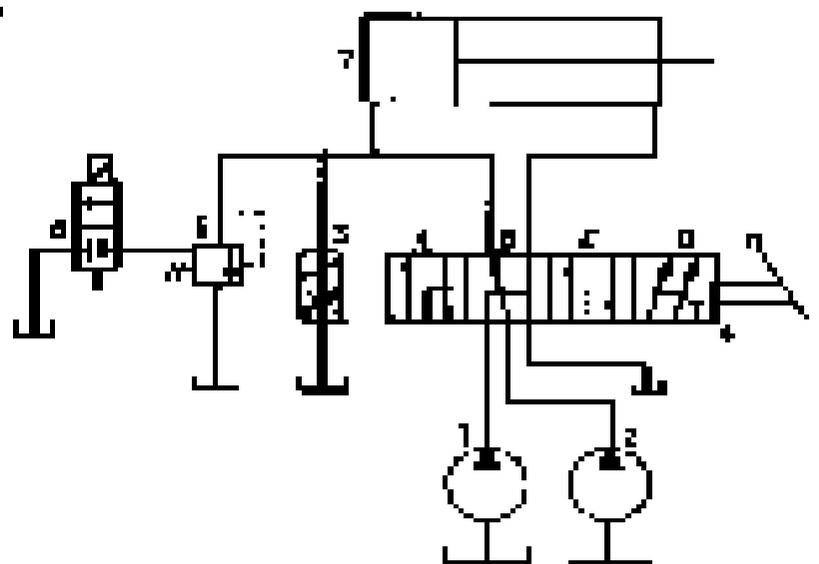


图 3.47 双泵分段节流调速回路
1、2—油泵；3—调速阀；4—手动换向阀；
5—安全阀；6—电磁换向阀；7—油缸

阀 3，就可以在上述 4 种速度之间实现无级调速。

为了防止系统过载，回路中装有安全阀 5，利用二位二通阀 6 可使系统卸荷。

图 3 48 所示为采用二位二通阀和单向阀控制变量泵 1 和定量泵 2 的分段容积调速回路。

系统在低速区段工作时，由变量泵 2 供油，此时二位二通阀 5 使油泵 2 卸荷。

系统在高速区段工作时，油泵 1 和油泵 2 同时供油。调节变量泵 1 的供油量，即可使油缸 6 在高、低速区段实现无级调速。安全阀 3 可防止系统过载。

分段调速的缺点是泵的数量较多，控制阀也较复杂，它适用于调速范围较大的中等功率的液压系统。

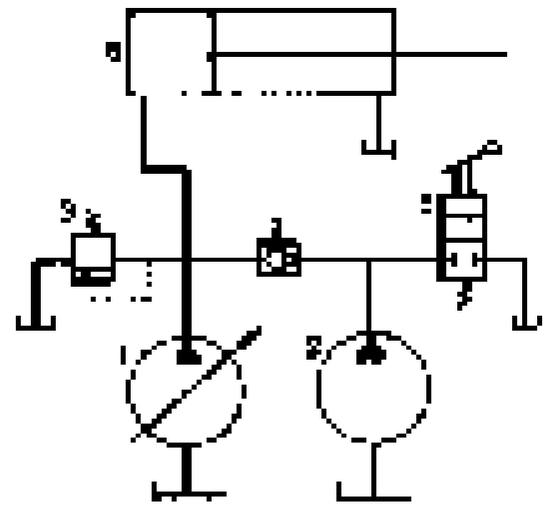


图 3 48 分段容积调速回路

1—变量泵；2—定量泵；3—安全阀；
4—单向阀；5—手动换向阀；6—油缸

第七节 增速回路

有些机构需要不同的运动速度：快速时负载轻，要求压力低，流量大；工作行程时，慢速而负载重，要求压力高，流量小。因此，在单台定量泵供油系统中，慢速运动时，势必使泵的很大部分流量从溢流阀溢回油箱，造成很大的功率损失，并使油温升高。采用增速（亦称快速）回路，就是为了满足快速运动的要求，并使系统功率损失小，快慢速度换接平稳。

实现增速的方法：

- (1) 增加输入执行元件的流量；
- (2) 改变执行元件在快速时的有效工作面积；
- (3) 两种方法联合使用。

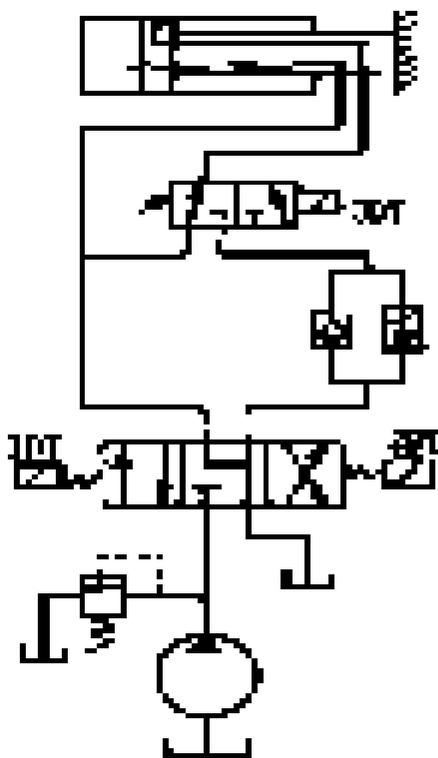


图 3 49 差动连接增速回路

一、采用差动连接油缸增速的回路

图 3 49 所示为二位三通阀实现差动的回路。此方法简单经济，但快慢速度换接时不平稳。必须注意，差动油路的换接阀和油管通道应按差动时的流量选择适当。不然流动的液阻太大，会使油泵的部分油从溢流阀溢回油箱，速度减慢，甚至不起差动作用。

二、双泵并联增速回路

图 3 50 所示为常用的一种低压大流量泵和高压小流量泵并联的增速回路。快速时，要求压力低流量大，双泵在低压下同时供油。此时 1DT、2DT 通电，油经三位四通阀 4 到油缸左腔，油缸右腔的油经二位二通阀 6 至三位四通阀 4 回油箱；快速行程结束时，2DT 断电，油缸右腔的油经过节流阀 5、换向阀 4 回油箱。此时，进油路压力升高，达到卸荷阀 3 的开启压力，将卸荷阀 3 打开，使低压大流量泵 1 卸荷，高压小流量泵 2 单独供油，实现慢速工进。工进结束时，3DT、2DT 通电，油缸快速退回。此方法速度换接较平稳、经济、

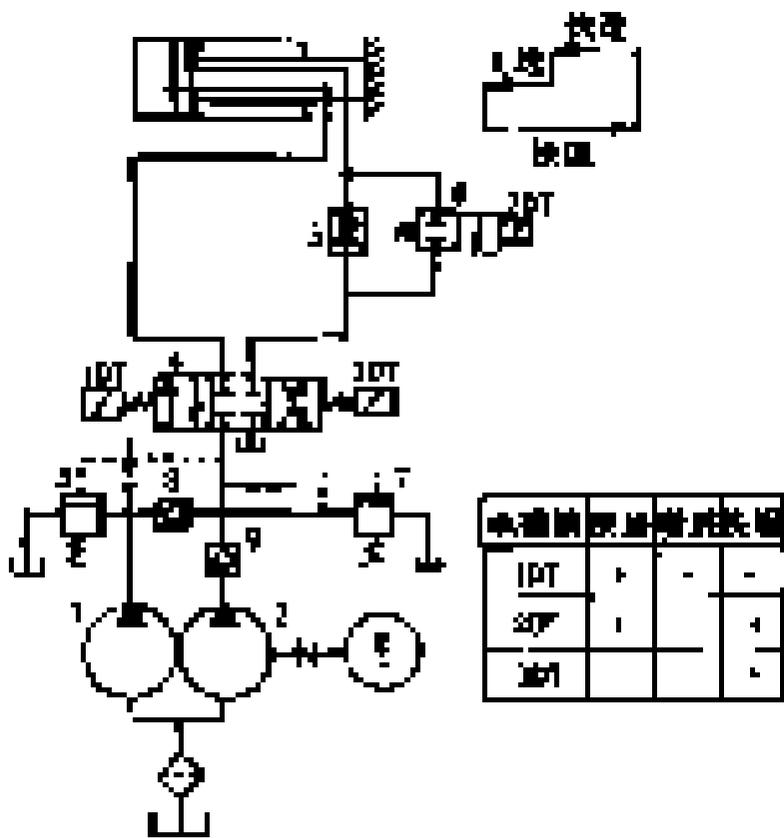


图 3.50 双泵并联增速回路

1、2—油泵；3—液控顺序阀；4—换向阀；5—节流阀；
6—二位二通阀；7—溢流阀；8、9—单向阀

时，压力升高，打开顺序阀 4，油泵的油同时进入 A、B 腔，实现慢速压实。压力继续升高，变量泵通过压力反馈，输油量减少，使压实速度减慢。快速退回时，压力油输入上油腔 C，A 腔的油通过换向阀回油，B 腔的油由于液控单向阀 5 打开而回补充油箱。此回路根据不同速度和压力，改变油缸有效工作面积和变量泵输油量，保持较高的传动效率，快、慢速度换接也较平稳。一般在高压时，变量泵的流量选用在公称流量的 15% 以上较为经济。

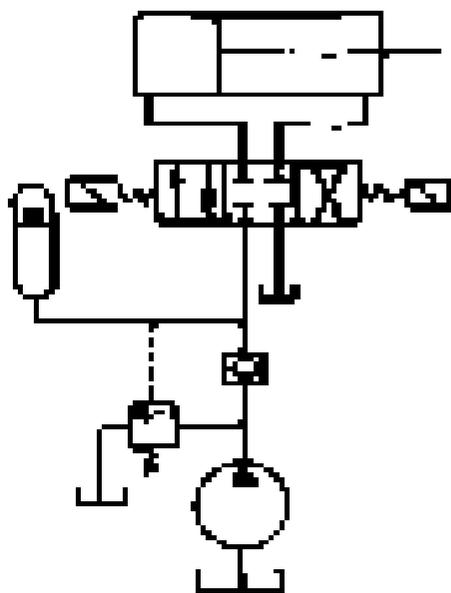


图 3.52 用蓄能器的增速回路

四、用蓄能器的增速回路

图 3.52 所示为用蓄能器的增速回路。这种回路适用于短期需要大流量的场合。

当油缸停止工作时，油泵向蓄能器充油。油压升高到液控顺序阀调定的压力时，打开液控顺序阀，油泵卸荷。

当油缸工作时，由蓄能器和油泵同时供油，使活塞获得较大的速度。这样可以采用小容量的油泵，减少能量消耗。

作为辅助动力源的蓄能器的工作容积 V_H 可由下式求得

合理，在快、慢速度相差较大的机床中应用很广泛。

三、采用快速柱塞油缸与变量泵组合的增速回路

在大型压机或塑料注射机中，快速行程时，所需油量很大。此时，除采用变量泵（或双泵）供油外，还同时采用快速时减小油缸有效面积的方法来实现增速。

图 3.51 所示的上顶式压机就是采用这种回路。快速上升时，压力低于顺序阀 4 的调整压力，压力补偿变量泵（如 YCY14-1 型变量轴向柱塞泵、YBP 和 YBN 变量叶片泵）以最大输油量往快速柱塞油缸的 A 腔供油，B 腔所需的油经液控单向阀从补充油箱中吸油。当上升到压实行程

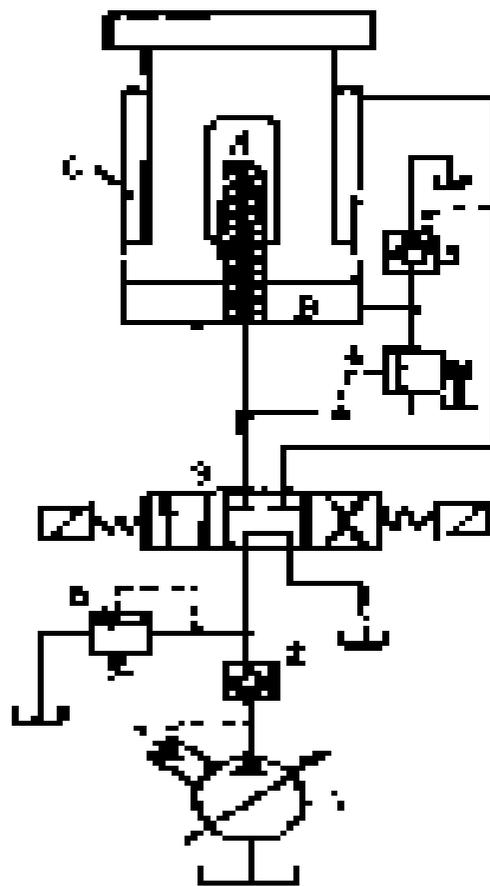


图 3.51 复合油缸与变量泵组合增速回路

1—变量泵；2—单向阀；3—换向阀；
4—顺序阀；5—液控单向阀；6—安全阀

$$V_H = \sum_{i=1}^n V_i K - \frac{\sum_{i=1}^n Q_H \cdot T}{60} \quad (3-6)$$

式中 i ——最大负荷时的工作点数；

$\sum_{i=1}^n V_i$ ——最大负荷时各工作点耗油量的总和，L；

K ——油缸漏损系数，一般取 1.2；

$\sum_{i=1}^n Q_H$ ——泵站生产率，L/min；

T ——最大负荷时泵的工作时间，s。

第八节 速度换接回路

机床切削加工过程中，刀架进给常要进行速度变换，如快速趋近变换到慢速工作进给，从第一种工作进给速度变换到第二种工作进给速度等。速度变换回路就是为了满足这个要求的。加工要求较高的机床，不允许在速度变换过程中有前冲（第一次工进变换到第二次工进时速度突然增加），换接时要平稳。

一、用单向行程节流阀的速度换接回路

图 3-53 所示的速度换接回路，可以得到快进—工进—快退—停止的工作循环。图示位置为原始位置。当二位四通电磁换向阀通电后，从油泵来的压力油进入油缸 5 的左腔，油缸右腔的油经单向行程节流阀 4、换向阀 3 回油箱。当凸块 1 未压下时，为快进。压下后，阀 4 通道减小，油缸速度受到阀 4 的限制转为工作进给。工作进给终了时，撞块碰行程开关，使电磁铁断电，阀 3 复位，泵来的油经单向阀去油缸 5 右腔，推动油缸 5 向左快退。

回路中所用单向行程节流阀 4，由单向阀与行程节流阀组合而成。它的结构原理与符号见图 3-54。当行程撞块未压下滚子时，阀芯被弹簧顶上，油从进油口经阀芯的环槽从出油口流出，实现快速进给（此时单向阀关闭）。当撞块将滚子压下一定距离时，阀芯上的三角沟槽起节流作用，得到慢速进给。快退时，油直接由单向阀通过。

节流口的大小，靠撞块控制。速度换接的快慢可由撞块的斜度来控制。如需几种进给速度，可用阶梯形撞块来实现。

采用这种换接方式，速度变换柔和，特别在移动重量、速度变化都较大的场合下优越性更明显。但在立式机床上，由于调整困难，不宜采用。

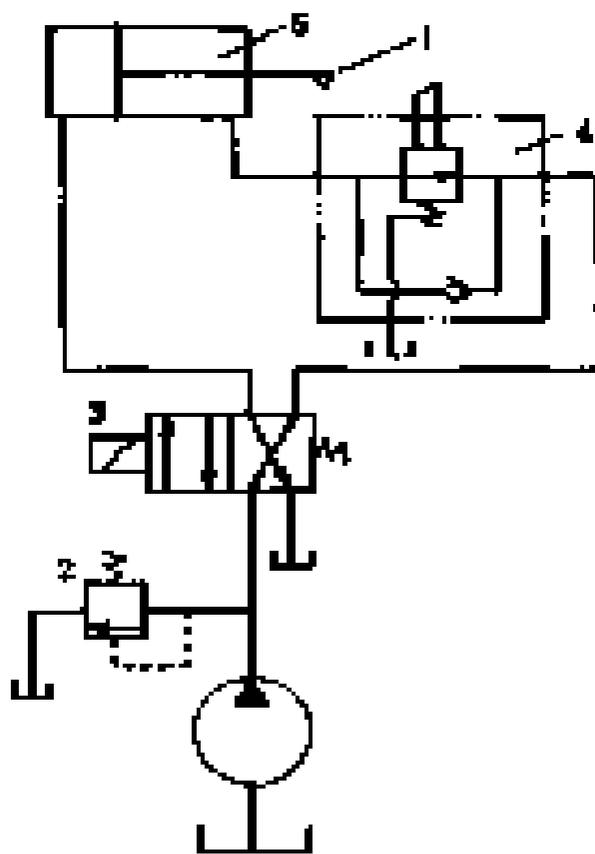


图 3.53 单向行程节流阀的速度换接回路

1—触头；2—溢流阀；3—换向阀；
4—单向行程节流阀；5—油缸

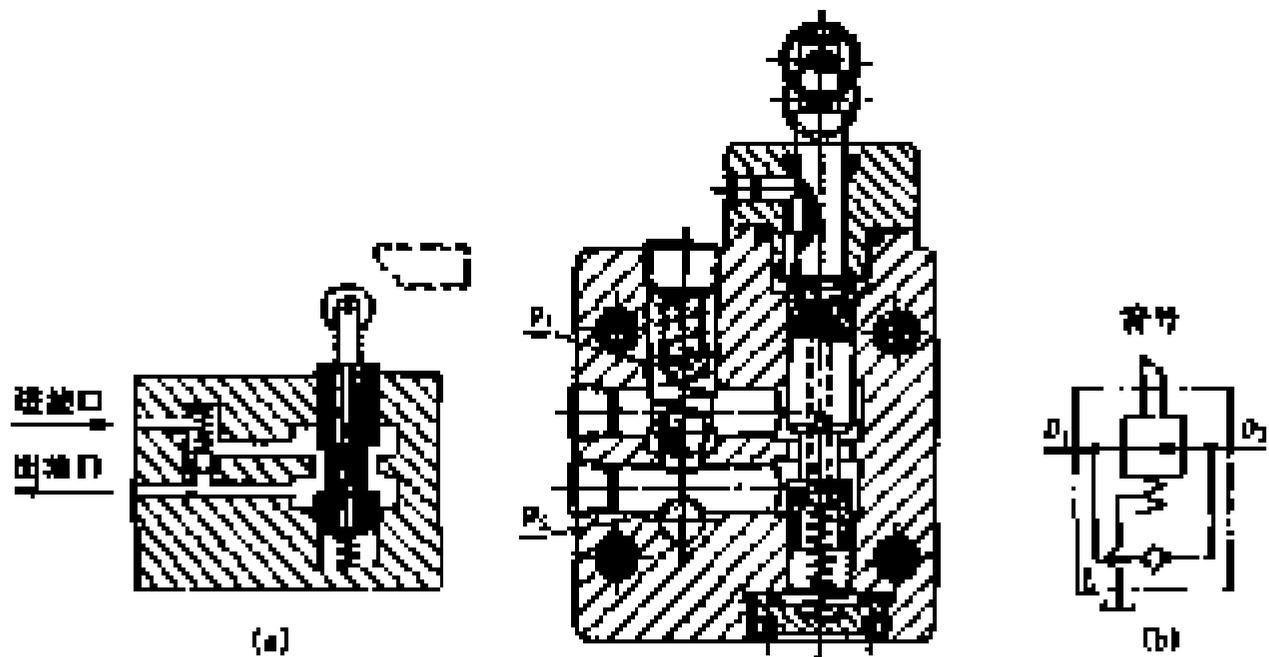


图 3.54 单向行程节流阀

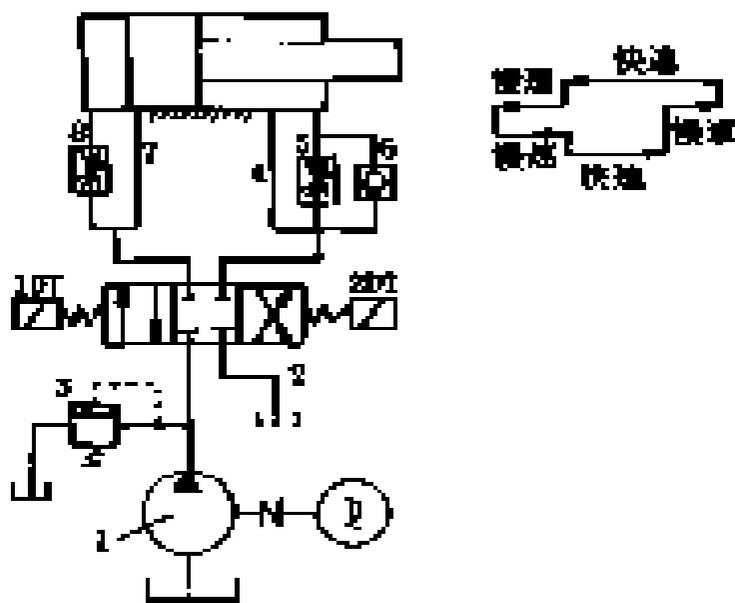


图 3.55 油缸自身结构的速度换接回路
1—油泵；2—换向阀；3—溢流阀；4、7—油管
5、8—节流阀；6—单向阀

二、用油缸自身结构的速度换接回路

图 3.55 所示，根据速度变换所需的行程在油缸壁相应位置开两个通油孔，同节流阀并联，实现快慢速度的变换。若 1DT 通电，则泵 1 供油，通过换向阀 2、节流阀 8 进入油缸左腔。此时，油孔 7 被活塞堵死，油缸右腔的油经油孔 4 回油箱，获得慢速右移。右移一定行程后，由于油孔 7 打开，活塞转为快速右移。待活塞堵住油孔 4，回油只能经节流阀 5 进入油箱，因此又变为慢速右移。换向阀换向后，油经单向阀 6 进入油缸右腔。在活塞末堵住油孔 7 时为快速左移；油孔 7 被堵住后，回油经节流阀 8 入油箱，转为慢速。这种速度换接回路结构较简单，换接可靠。它一般常用作行程固定的油缸两端的缓冲。在换接时，油口逐渐堵住，故换接较

柔和。

三、二次进给的速度换接回路

当被加工工件在需要加工孔的同时，又要刮端面或倒角时，组合机床的进给液压系统需要二次工作进给（一般第一次进给量比第二次进给量大）。实现二次进给的方法有如下几种。

1. 在出口调速的油路上将两个调速阀并联实现速度换接

如图 3.56 所示，在出口调速的油路上，两个调速阀并联，经二位三通阀分别接通回油路，实现两种不同的进给速度。图中，当 1DT 通电，油泵向油缸左腔供油，油缸右腔的油经调速阀 3、二位三通电磁阀 6 回油箱，获得第一次工进速度。若 2DT 通电，油缸右腔的油经调速阀 4 到 6 然后回油箱，获得第二次工进速度。此方法的优点是，第一次工进与第二次工进的速度互相不受影响。但在换接第二次工进时，由于换接前，调速阀的 A、C 二点压力相同，减压阀的开口量较大，转入第二次工进时，C 点压力突然下降（电磁换向阀的换向时

间小于 0.1s)，在减压阀阀芯滞后动作的影响下，节流阀前后压差较大，瞬时流量增加，在换接时，容易形成突然前冲。因此，这种换接方法应用较少。

2 进口调速的回路上并联两个调速阀实现速度换接

图 3.57 是在进口调速的回路上并联两个调速阀，通过二位五通电磁阀分别接通油缸左腔，来实现二次进给速度换接。

图中，1DT、2DT 通电时为快进，油泵输出的压力油经 2 3 5 油缸左腔。油缸右腔的油经 3 回油箱。若 2DT 断电，则压力油由换向阀 3 经调速阀 6、换向阀 4 到油缸左腔，实现第一次工进。当 4DT 通电时，压力油由 3 经调速阀 7 换向阀 4 进入油缸左腔，实现第二次工进。此种接法，在第一次工进时，调速阀 7 也有油通过。这样，调速

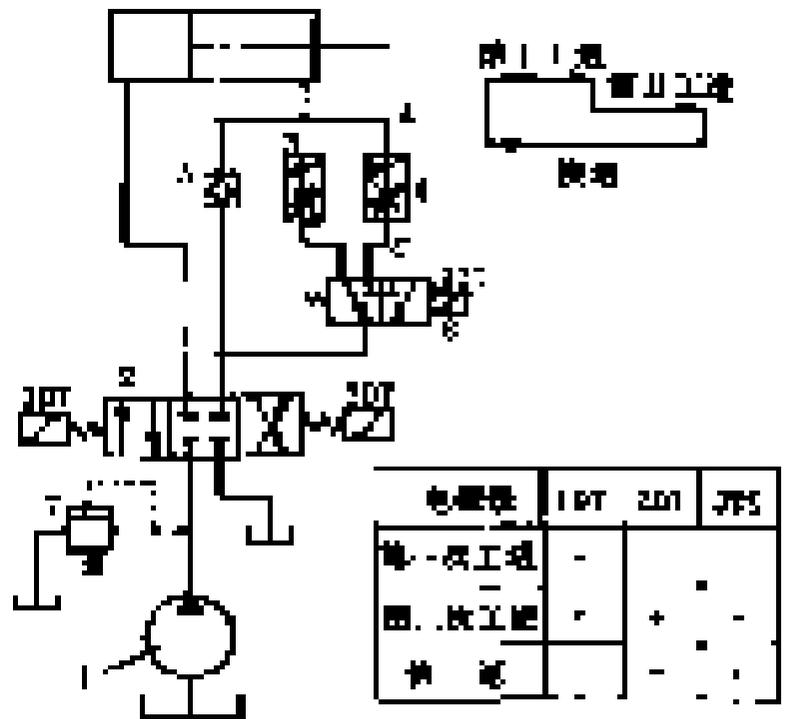


图 3.56 二次进给出口调速换接回路
1—油泵；2、6—换向阀；3、4—调速阀；
5—单向阀；7—溢流阀

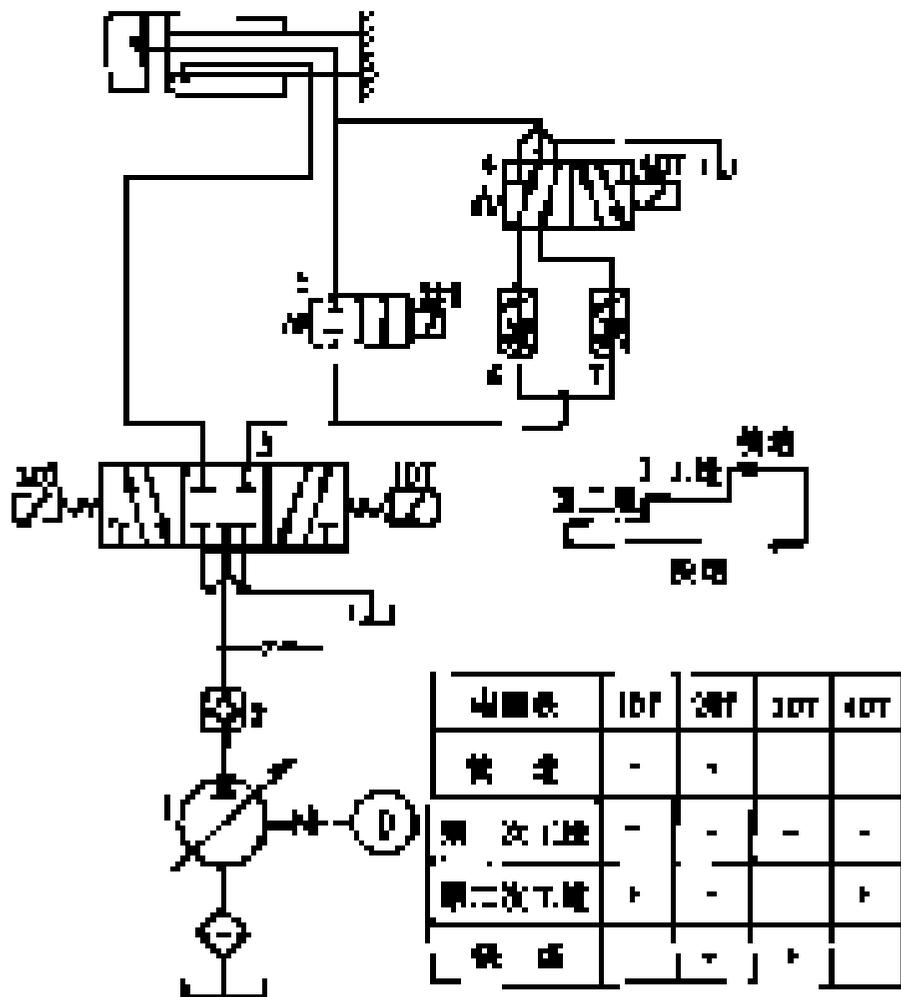


图 3.57 二次进给进口调速换接回路

阀两端压差较大，减压阀开口较小，故转入第二次工进时不会产生前冲现象，工作比较可靠。但是，有能量损失（旁路的调速阀有一定的油量流回油箱）。

3 回油路上串联调速阀实现速度换接

图 3 58 所示为回油路上串联调速阀。第一次工进时，1DT、3DT 通电，油缸右腔的油，经调速阀、换向阀 4、2 回油箱。第二次工进时，3DT 断电，油缸右腔的油经调速阀、换向阀 2 回油箱。此时，调速阀的开口必须大于换向阀 2 的开口。这种换接方法，由于第一次工进时，调速阀的两端压差很小（实际是通过二位二通换向阀 4 的压降），减压阀开口也比较大，当转入第二次工进时，也有前冲现象。

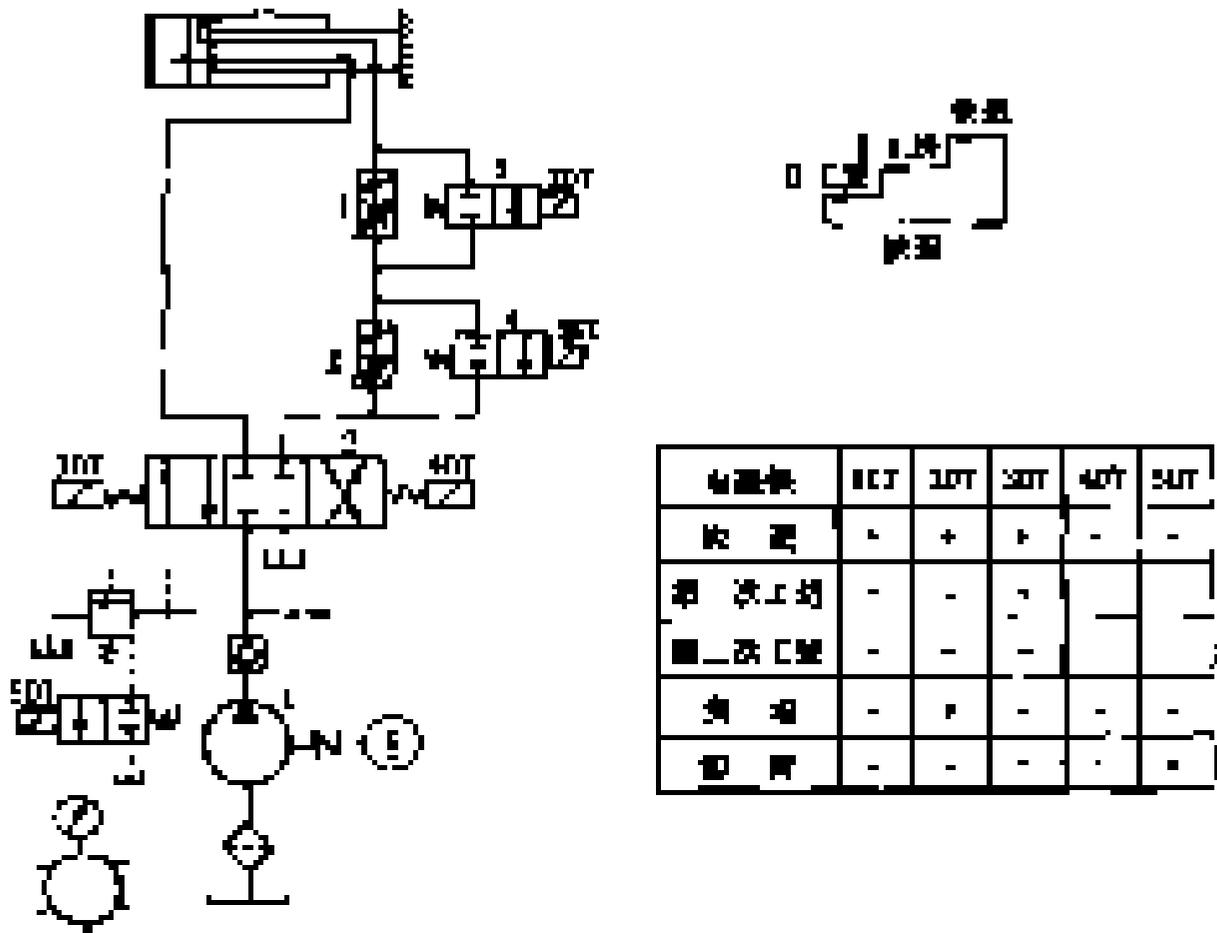


图 3 58 二次进给串联换接回路

1—油泵；2—三位四通电磁阀；3，4，5—二位二通电磁换向阀

第九节 同步控制回路

使两个或两个以上的油缸实现同步动作的回路称为同步回路，即使外负荷不相等，也保持相同的位移（位移同步）或相同的速度（速度同步）。这种回路在冲剪机床、锻压机床以及工程机械等行业应用很广。由于负载不同、油缸泄漏、摩擦力不同，以及油缸制造质量等因素的影响，很难做到完全同步。但在机械工程中的使用一般是能满足要求的。下面介绍几种实现同步的方法。

一、机械连接同步回路

图 3 59 所示是双缸同步回路，是利用刚性梁或其它刚性构件，将两液压缸用机械方法连接在一起，靠连接刚度强行实现位移同步。这种方法结构简单，但由于制造和安装有误差，两缸受力不匀，可能产生卡死现象。这种同步方法常用于起重

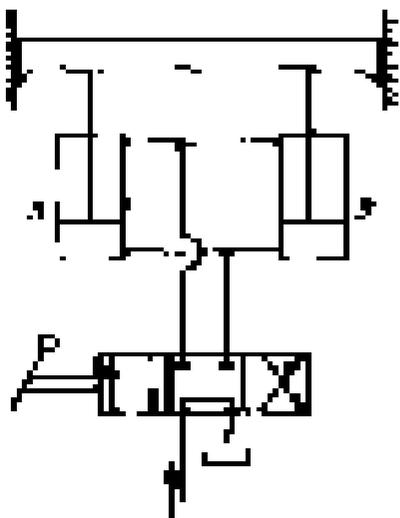


图 3 59 用机械连接同步回路

机的变幅液压缸，以及装载机的动臂液压缸和转斗液压缸等机构中。

如图所示，若 A 缸速度快，连接两缸活塞的刚性杆发生顺时针倾向卡阻，限制 A 缸加速、B 缸前进；若 B 缸加速，刚性杆反时针偏转卡阻，限制 B 缸加速、A 缸前进。达到同步的目的。

二、用同步阀控制的同步回路

图 3.60 是一种采用同步阀的同步回路，泵输出的油液进入同步阀，经同步阀中的固定节流阀分成两路，两路油量因同步阀的自动调节作用，始终保持相等，不因外载变化而变化。这样，两缸速度始终保持同步。采用同步阀的同步回路比较简单、同步精度高，但有节流损失。

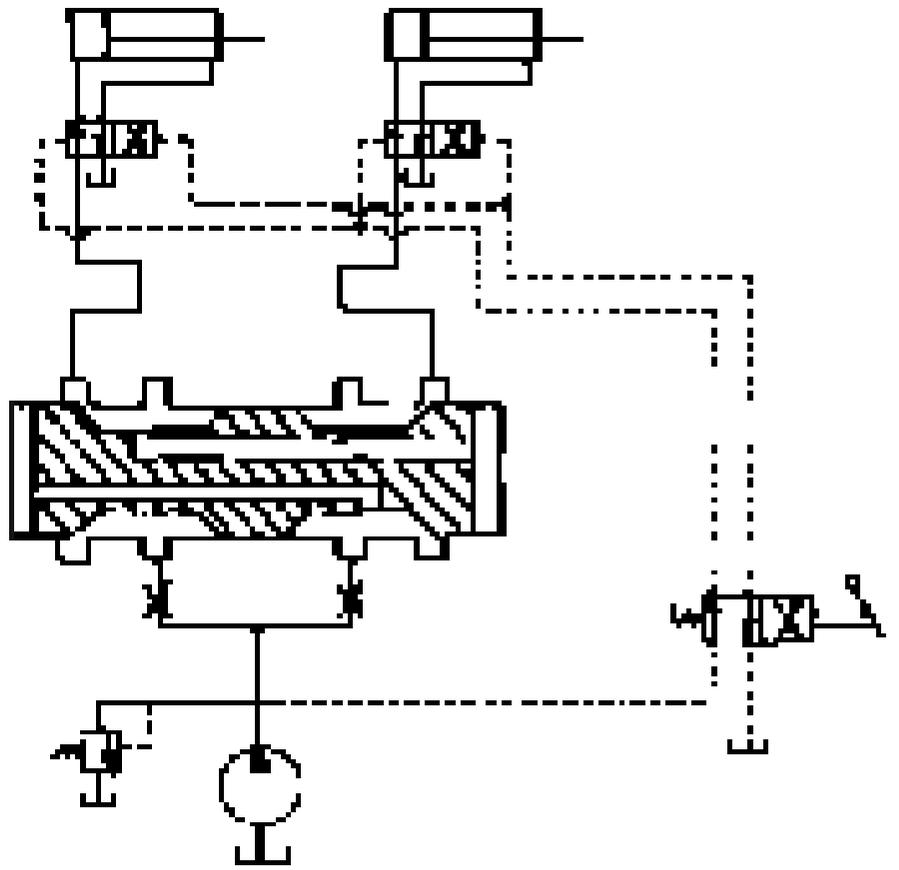


图 3.60 用同步阀的同步回路

三、并联泵的同轴同步回路

图 3.61 为某履带式挖掘机行走机构采用的双泵供油同步回路。为了防止履带在两边行驶阻力不等的情况下发生跑偏，回路中采用两个同轴等速旋转的等排量泵。分别向两侧排量相等的马达供油，从而保证履带在直行路上速度同步。这种方法同步精度受元件泄漏的影响，但无节流损失。

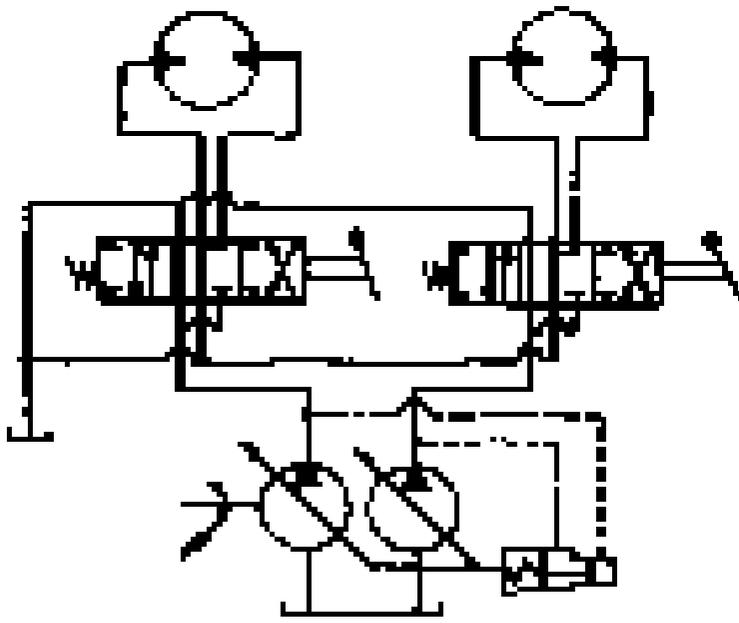


图 3.61 双泵供油的同步回路

缸和两泵 角的同步调节实现等排量的。

四、用串联油缸同步的回路

当两只油缸的有效面积相等时，采用如图 3.62 所示的串联连接方式，即可实现两个油缸运动的同步。

油缸制造精度、泄漏和油液内混有气体等因素，都会影响同步精度。因此要求油缸有较高的制造精度和密封性。

这种回路的不足之处是，油泵的供油压力要增高。若两油缸负载相同，则油泵供油压力增高的倍数为所串联油缸的数目。

等排量泵是依靠串联油

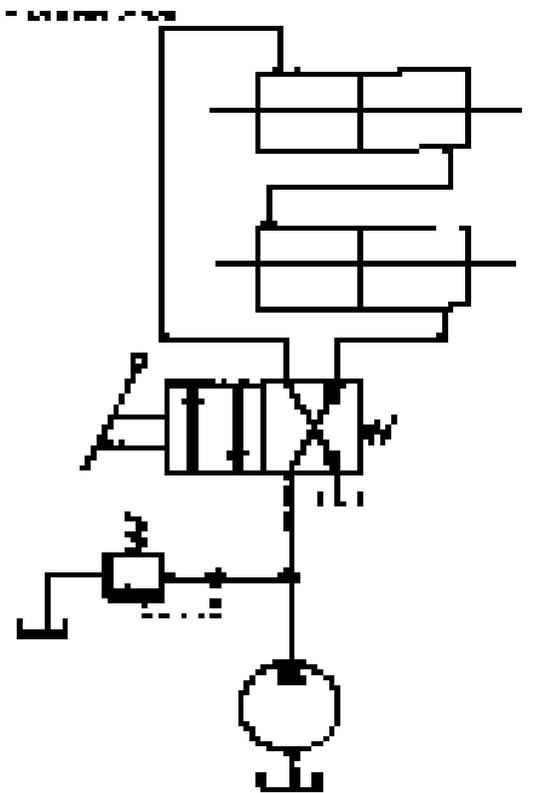


图 3.62 用串联油缸同步的回路

由于油缸不可避免有泄漏，故常设有补油装置。

五、用同步油缸或同步油马达同步的回路

图 3.63 所示为采用同步缸来实现同步动作的回路。同步缸 A、B 两腔的有效面积相等。如果两工作油缸的负载相同，则油泵的供油压力等于油缸的工作压力，故比串联油缸同步回路供油压力为低。

这种回路的同步精度取决于油缸的加工精度和密封性，一般可达到 1% ~ 2%。由于同步缸结构尺寸的限制，这种回路仅适用于小容量的场合。

图 3.64 为采用相同结构、相同排量的油马达作为等流量分流装置的同步回路。两个油马达轴刚性连接，把等量的油分别输入两个尺寸相同的油缸中，使两油缸实现同步。图中与油马达并联的节流阀用于修正同步误差。影响这种回路同步性的主要因素是：两个油马达由于制造上的误差而引起排量的差别，以及作用于油缸活塞上的负载不同引起的漏油及摩擦阻力不同。这种同步回路的同步精度比节流控制的要高。由于所的油马达一般是容积效率较高的柱塞式油马达，所以费用较高。

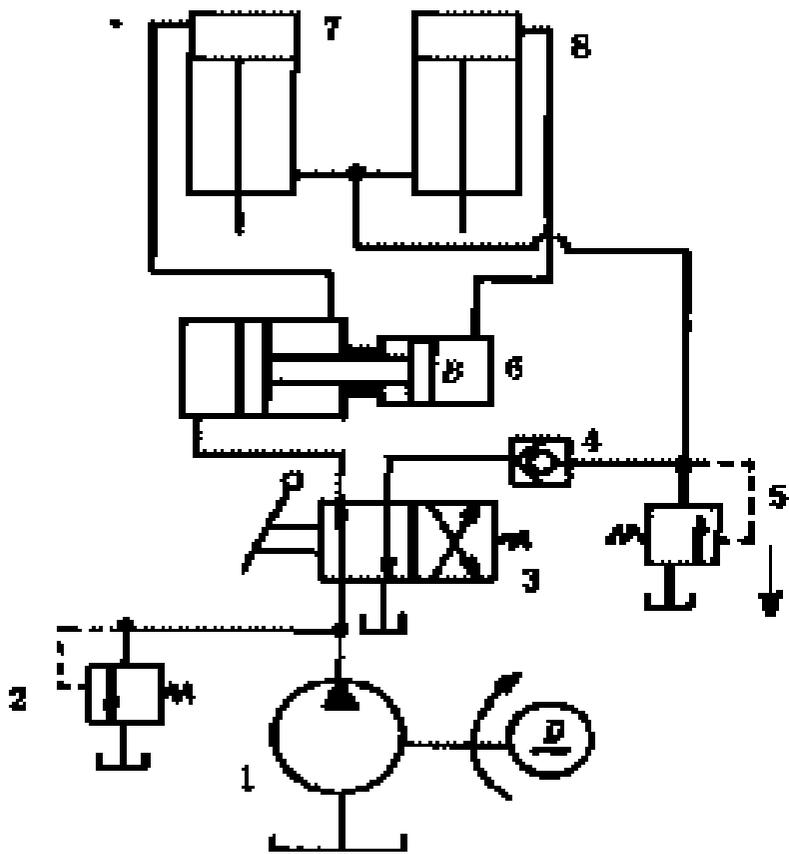


图 3.63 用同步油缸实现同步回路

- 1—油泵；2—安全阀；3—二位四通手动换向阀；
4—单向阀；5—背压阀；6—同步油缸；7，8—工作缸

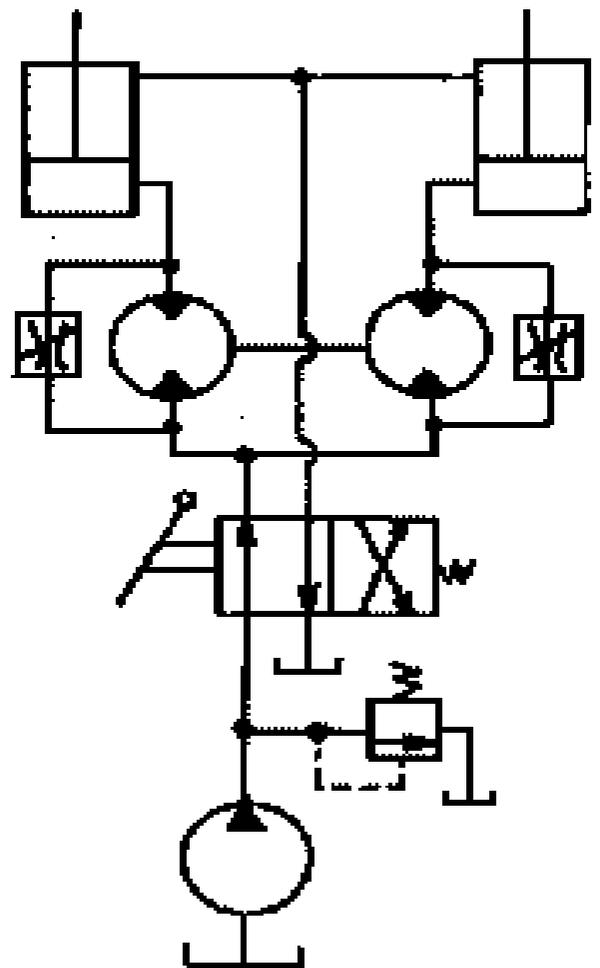


图 3.64 用相同油马达实现同步回路

第十节 浮动回路

浮动回路的作用是把执行元件的进出油口直接连通自行循环，或同时接通油箱，使之处于无约束的浮动状态。

一、用换向阀实现浮动

例如液压起重机的回转机构，在它负载回转时，如果制动过急，惯性力将产生很大的液

压冲击。为此，常采用滑阀机能为 Y 型或 H 型的换向阀。如图 3.65 所示，当换向阀回中位时，回转马达处于浮动状态，然后再用脚制动使它平稳地停止转动。

二、用二位二通阀实现浮动

在工程机械的液压系统中有时需借助重力快速运动，而不受任何速度控制的约束。例如有的起重机要求能够“抛钩”，即为了提高生产率，希望空钩能借自重快速自由下降。一般起升回路中均设有限速机构，故不能利用上述换向阀来使马达浮动。

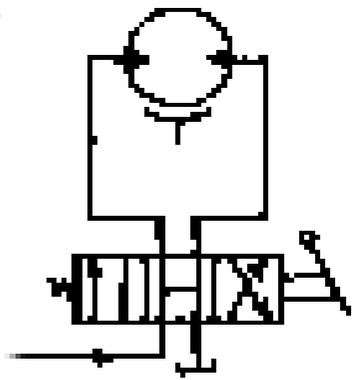


图 3.65 利用换向阀浮动回路

图 3.66 是一种利用二位二通阀实现抛钩的回路，二位阀于图示位置时，回路正常工作。抛钩时，令二位阀换向，于是主油路短路，马达进出油口自行循环，吊钩便在自重作用下快速下降，马达如有泄漏，可从回路中的补油阀得到补油不致产生真空。这种方案比较简单，但如果吊钩自重太轻而马达内阻相对较大，则有可能达不到快速下降的效果。

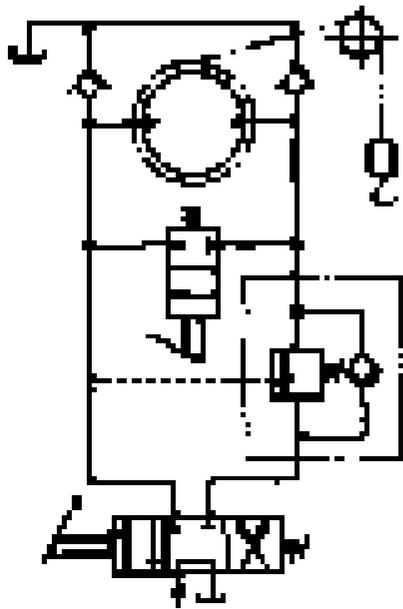


图 3.66 利用二位二通阀浮动回路

三、使内曲线低速马达的柱塞缩回缸体实现浮动

壳转式的内曲线低速马达，如向壳体内充入压力油，将柱塞压入缸体内，滚轮脱离轨道，外壳就不受约束成为自由轮。具体的回路形式如图 3.67 所示，这是起重机的起升回路，在需要马达浮动时，先通过二位四通阀使马达主油路卸荷，再通过二位三通阀从泄漏油路向马达壳体充入低压油，迫使柱塞缩入缸内，于是外壳呈自由轮状态，吊钩快速下降。

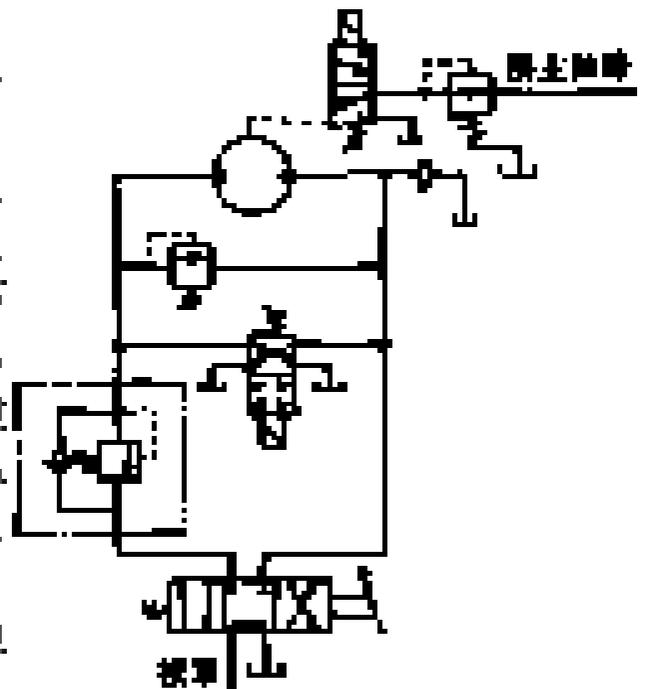


图 3.67 内曲线马达浮动回路

这种马达作自由轮的回路，还应用于带液压轮边

驱动的大型拖车，液压驱动主要起助力作用，可提高机动性和爬坡能力，平时由牵引车拖动时，则须使马达呈自由轮状态，以免产生阻力。

四、用补油阀实现液压缸浮动

装载机在卸料过程中，希望能实现“撞斗”动作，即允许铲斗靠自重快速翻转，并顺势撞击限位挡块，以便将斗内的剩料震落，用这种方法卸料既快又彻底。图 3.68 所示的回路，即装载机利用回路中双作用阀（缓冲补油阀）的补油作用，使转斗液压缸处于浮动状态，以便铲斗实现撞斗的动作。具体过程是这样的：卸料时换向阀接右位，压力油进入转斗缸的有杆腔，通过摇臂和推杆使铲斗翻转，当铲斗重心超过铰支点之

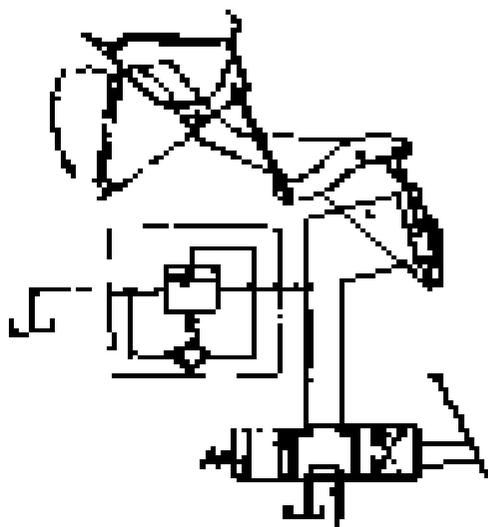


图 3.68 利用补油阀浮动回路

后，便在重力作用下加速翻转，速度逐渐超过泵供油的控制速度，由于双作用阀能及时向转斗缸的有杆腔补油，使缸浮动而斗快速翻转，直至撞及挡块为止，这时如反复换向，便可使铲斗获得连续撞击。

第十一节 油马达控制回路

一、油马达制动回路

当执行机构停止工作时，油马达由于惯性继续转动。为了使其迅速停止转动，需要设置制动装置。

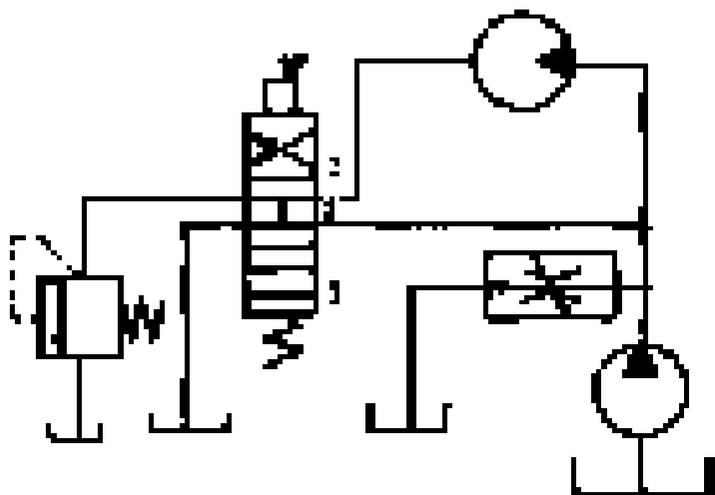


图 3.69 用溢流阀制动的回路

1. 采用溢流阀制动的回路

图 3.69 是利用溢流阀来实现制动的回路。当手动换向阀处于位置 1 时，油马达出油口接通油箱，油泵压力由溢流阀进行调节，油马达正常运转。当手动换向阀处于位置 3 时，油泵卸荷，油马达因惯性继续运转，但回油被溢流阀所阻，于是回油路压力升高，在溢流阀调定压力的液压力作用下迅速被制动。当手动换向阀处于位置 2 时，油泵卸荷，油马达的回油口接通油箱，油马达转速因机械摩擦而渐渐减慢，直到停止。

2 采用机械制动的回路

图 3.70 所示为采用机械制动的回路。当油马达回转时，进油路油压先将制动器松开，油马达开始旋转；制动时将换向阀处于中位（如图示状态），弹簧将制动油缸中的油排回油箱，并推动制动器将油马达锁紧，油泵通过换向阀卸荷。这种制动器也称为闭式制动器。

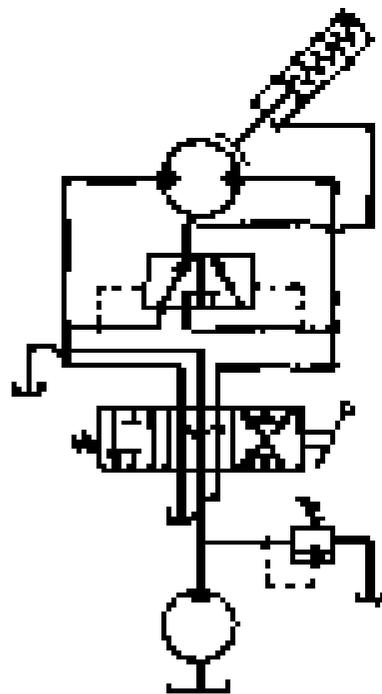


图 3.70 机械制动回路

二、油马达补油回路

在油泵和油马达构成的闭式回路中，必须设置补油装置，以补充泄漏和制动时油马达的缺油。

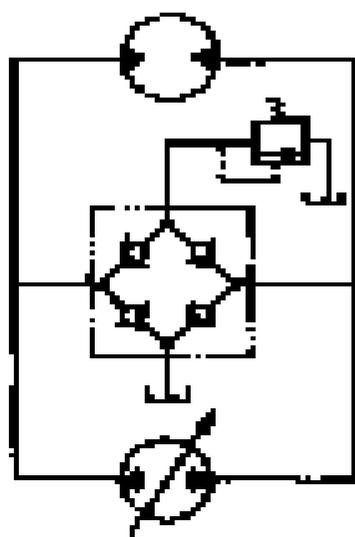


图 3.71 油箱补油回路

1. 直接从油箱补油的回路

图 3.71 所示为直接从油箱补油的回路。当油马达停止工作时，由于惯性，油马达将继续转动一个短暂时间。此时，油马达起了“油泵”的作用，使原来进油管出现负值压力，于是油液直接从油箱经单向阀吸入补充。此时，回路中溢流阀是作制动用的，油马达两个方向的制动压力相同。马达正常运转时，溢流阀作安全阀用。

2. 用辅助油泵补油的回路

图 3.72 所示为用辅助油泵补油的回路。小容量的辅助油泵，

是为了给系统补油而设置的，其输出油压由溢流阀 3 调节。这种补油方式的优点是使油泵的吸油管道（即油马达的回油管道）保持一定的压力，从而改善了油泵的工作性能。溢流阀 1 和 2 能分别控制油马达两个方向的制动。排油阀 K 是为了循环换油用的。在系统工作时，油马达的回油中始终有一部分油经 K 排出，以便进行冷却。

三、油马达的并联及串联回路

1. 油马达的并联

图 3 73 所示为油马达并联的回路。在本回路中各油马达可以独立操作。当各油马达的负载不同时，为了防止因外界负载变化而使油马达转速相互影响，在并联的两油马达进油路上设置了调速阀。

本回路油泵的供油压力应按油马达所需的最大工作压力来调节；供油流量为两油马达所需最大流量之和。

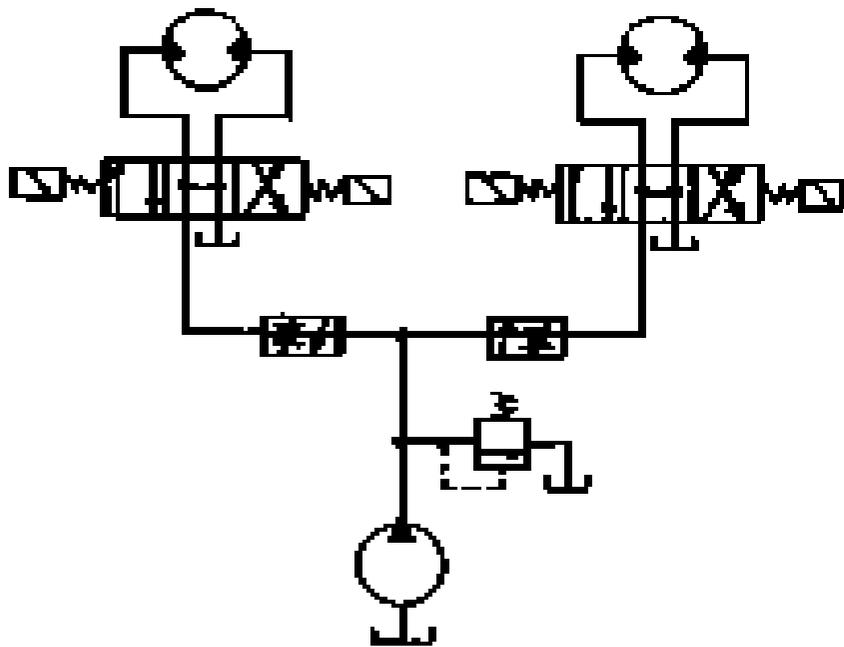


图 3.73 油马达并联回路

动时（如图示状态），溢流阀 4 的遥控口通油箱，油马达 1 的回油直接经溢流阀 4 回油箱。当操纵手动二通阀使溢流阀 3 的遥控口通油箱，则油马达 1 也停止转动。

四、油马达的缓冲与补油回路

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

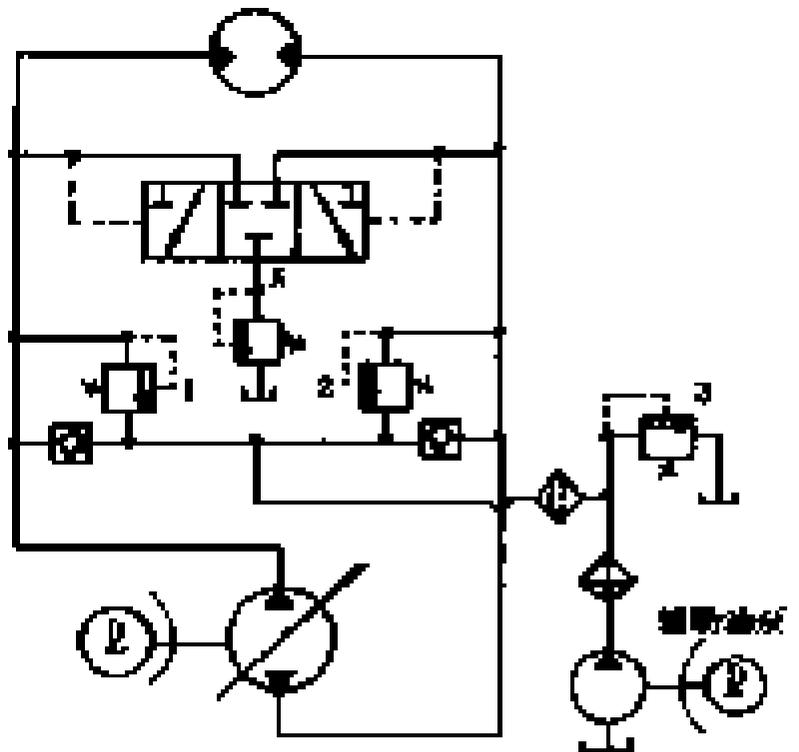


图 3 72 辅助泵补油回路

1, 2—安全阀；3—溢流阀

2. 油马达串联回路

图 3 74 所示为油马达串联回路。本回路中的油马达不能单独停止运转。由图可见，流经各油马达的流量是相同的，因此当选用相同规格的油马达时，其转速均相等。油泵的供油流量等于油马达最高转速所需的流量，但其供油压力较高，等于各油马达工作压力之和。因此一般在高转速，小扭矩的场合下使用。由于各油马达的泄漏不同，因此不能保证完全同步。

图 3 75 所示为另一种油马达串联回路。回路中油马达 1 和 2 的最大工作压力分别由溢流阀 3 和 4 调节；其转速则分别由调速阀 5 和 6 调节；当油马达 2 停止转动时（如图示状态），溢流阀 4 的遥控口通油箱，油马达 1 的回油直接经溢流阀 4 回油箱。

当操纵手动二通阀使溢流阀 3 的遥控口通油箱，则油马达 1 也停止转动。

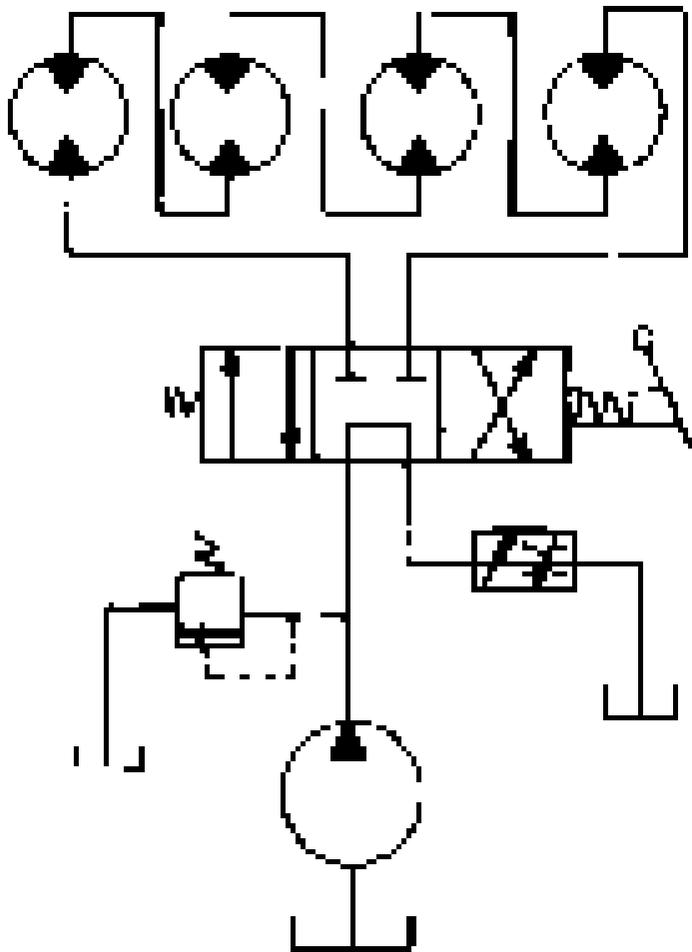


图 3.74 油马达串联回路之一

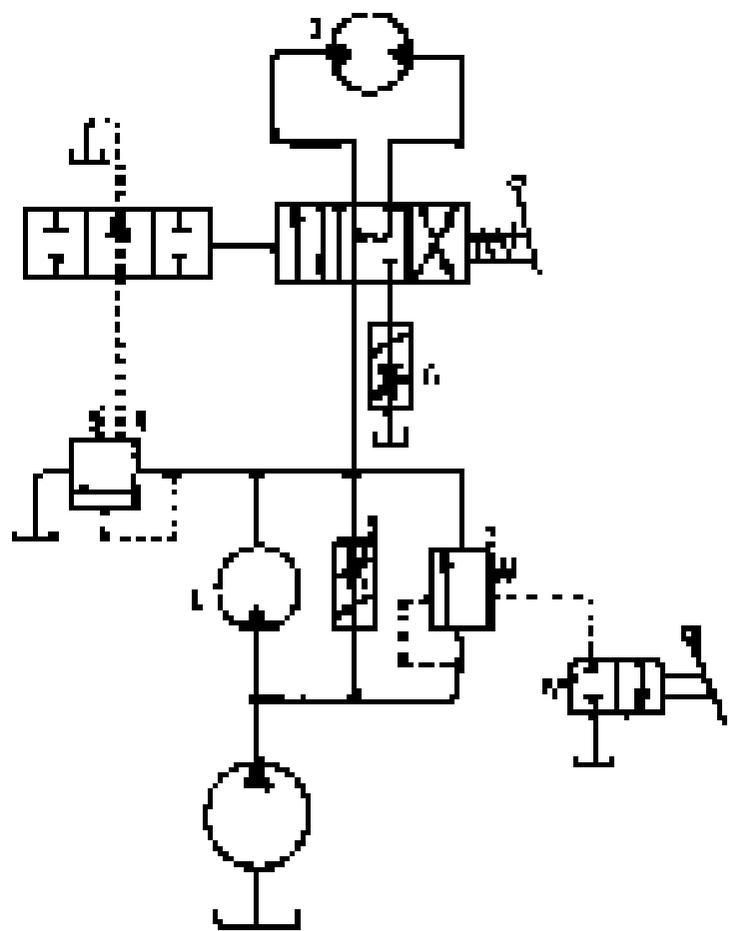
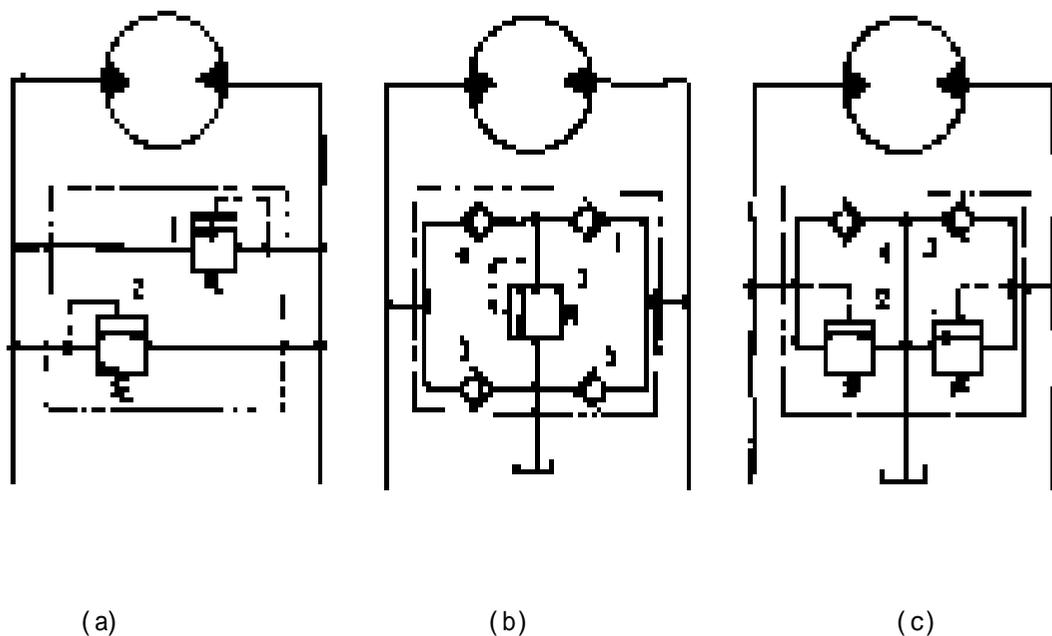


图 3.75 油马达串联回路之二

1, 2—油驱; 3, 4—溢流阀; 5, 6—调速阀

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。

目前，工程机械采用缓冲补油回路大致有三种形式，如图 3.76 所示。其中，第一种形式如图 3.76 (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



(a)

(b)

(c)

1, 2—缓冲阀 1, 3, 4, 5—单向阀; 2—缓冲阀 1, 2—缓冲阀; 3, 4—单向阀

图 3.76 缓冲补油回路

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。

第二种形式如图 3 76 (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 0.2 ~ 0.5 M Pa 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。

第三种形式如图 3 76 (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 3 77 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中，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，蓄能器还可以用来吸收泵的脉动，使执行元件工作更为平稳，但是，这种回路会使系统的结构不紧凑。

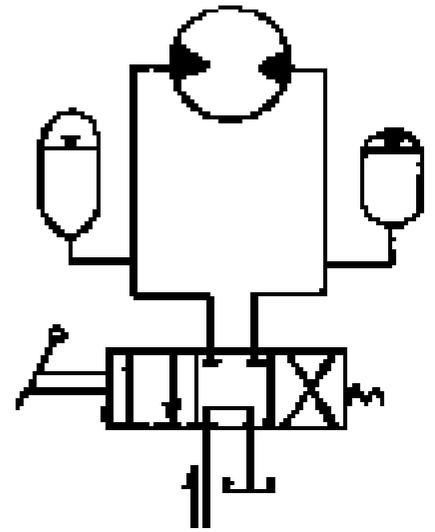


图 3.77 采用蓄能器缓冲补油回路

第四章 典型液压传动系统实例分析

第一节 液压系统的形式及其评价

一、液压系统的形式

通常可以把液压系统分成以下几种不同的形式。

1. 按油液循环方式的不同分

按油液循环方式的不同，可将液压系统分为开式系统和闭式系统。

(1) 开式系统：如图 4.1 所示，开式系统是指液压泵 1 从油箱 5 吸油，通过换向阀 2 给液压缸 3（或液压马达）供油以驱动工作机构，液压缸 3（或液压马达）的回油再经换向阀回油箱。在泵出口处装溢流阀 4。这种系统结构较为简单。由于系统工作完的油液回油箱，因此可以发挥油箱的散热、沉淀杂质的作用。但因油液常与空气接触，使空气易于渗入系统，导致工作机构运动的不平稳及其它不良后果。为了保证工作机构运动的平稳性，在系统的回油路上可设置背压阀，这将引起附加的能量损失，使油温升高。

在开式系统中，采用的液压泵为定量泵或单向变量泵，考虑到泵的自吸能力和避免产生吸空现象，对自吸能力差的液压泵，通常将其工作转速限制在额定转速的 75% 以内，或增设一个辅助泵进行灌注。工作机构的换向则借助于换向阀。换向阀换向时，除了产生液压冲击外，运动部件的惯性能将转变为热能，而使液压油的温度升高。但由于开式系统结构简单，因此仍为大多数工程机械所采用。

(2) 闭式系统：如图 4.2 所示。在闭式系统中，液压泵的进油管直接与执行元件的回油管相连，工作液体在系统的管路中进行封闭循环。闭式直系统结构较为紧凑，和空气接触机会较少，

图 4.1 开式系统

1—油泵；2—四位四通手动换向阀；
3—油缸；4—安全阀；5—油箱

空气不易渗入系统，故传动的平稳性好。工作机构的变速和换向靠调节泵或马达的变量机构实现，避免了在开式系统换向过程中所出现的液压冲击和能量损失。但闭式系统较开式系统复杂，由于闭式系统工作完的油液不回油箱，油液的散热和过滤的条件较开式系统差。为了补偿系统中的泄漏，通常需要一个较小容量的补油泵进行补油和散热，因此这种系统实际上是一个半闭式系统。

图 4.2 闭式系统

1—液压泵；2—液压马达；3—单向阀，4—补油泵；5—油箱

一般情况下，闭式系统中的执行元件若采用双作用单活塞杆液压缸时，由于大小腔流量不等，在工作过程中，会使功率利用率下降。所以闭式系统中的执行元件一般为液压马达。如大型液压挖掘机、液压起重机中的回转系统，全液压压路机的行走系统与振动系统中的执行元件均为液压马达。

闭式系统中执行元件为液压马达的另一优点是在起动和制动时，其最大起动力矩和制动力矩值相等。

2 按系统中液压泵的数目分

按系统中液压泵的数目可将其分为单泵系统、双泵系统和多泵系统。

(1) 单泵系统：由一个液压泵向一个或一组执行元件供油的液压系统，即为单泵液压系统，如图 4.3 所示。单泵系统适用于不需要进行多种复合动作的工程机械，如推土机、铲运机等铲土运输机械的液压系统。对某些工程机械如液压挖掘机、液压起重机的工作循环中，既需要实现复合动作，又需要对这些动作能够进行单独调节，采用单泵系统显然是不够理想的。为了更有效地利用发动机功率和提高工作性能，就必须采用双泵系统或多泵系统。

(2) 双泵系统：图 4.4 为双泵液压系统图。双泵液压系统实际上是两个单泵液压系统的组合。每台泵可以分别向各自回路中的执行元件供油。每台泵的功率是根据各自回路中所需的功率而定，这样可以保证进行复合动作。

当系统中只需要进行单个动作而又要充分利用发动机功率时，可采用合流供油方式，即将两台液压泵的流量同时供给一个执行元件。这样可使工作机构的运动速度加快。这种双泵液压系统在中小型液压挖掘机和起重机中已被广泛采用。

(3) 多泵系统：为了进一步改进液压挖掘机和液压起重机的性能，近年来在大型液压挖

图 4.3 单泵系统

掘机和液压起重机中，开始采用三泵系统。图 4.5 为三泵液压系统原理图。这种三泵液压系统的特点是回转机构采用独立的闭式系统，而其它两个回路为开式系统。这样，可以按照主机的工作情况，把不同的回路组合在一起，以获得主机最佳的工作性能。

3 按所用液压泵形式的不同分

按所用液压泵型式不同，可将液压系统分为定量系统和变量系统。

(1) 定量系统。采用定量泵的液压系统，称为定量系统，如图 4.3，图 4.4 所示。定量系统中所用的液压泵为齿轮泵、叶片泵或柱塞泵。

液压泵的功率是按理论功率 $N = \frac{p_{\max} Q}{450}$ 选取的。对定量泵，当发动机转速一定时，流量 Q 也一定。而压力是根据工作循环中需要克服的最大阻力确定的，因此液压系统工作时，液压泵功率是随工作阻力变化而改变的。在一个工作循环中液压泵达到满功率的情况是非常少的。

图 4.4 双泵液压系统

1—双联液压泵；2—换向阀；3—多路换向阀；4—变速阀；5—先导阀；6—行走马达；
7—缓冲制动阀；8—回转马达；9—回转马达换向阀

据统计，在挖掘机中定量泵功率的平均利用率约为 54% ~ 60% (图 4.6)。

液压系统中液压泵的理论功率与发动机有效功率之比约为 0.8 ~ 1.2。对定量泵，其功率比值可取 > 1 ，但应小于发动机的功率储备，以免突然过载时造成发动机熄火而影响正常工作。

(2) 变量系统。变量系统中所用的液压泵为恒功率控制的轴向柱塞泵，泵功率特性曲线如图 4.7 (a) 所示。从图 4.7 (b) 中可以看出，功率调节器中，控制活塞右面有压力油作用，控制活塞左面有弹簧力的作用，当泵的出口压力低于弹簧装置预紧压力时，弹簧装置未被压缩，液压泵的摆角处于最大角度，此时泵的排量也为最大。随着液压泵出口压力的增高弹簧被压缩，液压泵的摆角也就随着减小，排量也就随之减少。液压泵在出口压力和弹簧装置预紧力相平衡时的位置，称为调节起始位置。调节起始位置时，作用在功率调节器中控制活塞上的液压力称为起调压力。当液压泵的出口压力大于起调压力时，由于调节器中弹簧压缩力与其行程有近似于双曲线的变化关系，因而在转速恒定时，液压泵出口压力与流量也呈近似于双曲线的变化。这样液压泵在调节范围之内始终保持恒功率的工作特性。由于液压泵的工作压力是随外载荷的大小而变化的，因此，可使工作机构的速度随外载荷的增大而减小，或随外载荷的减小而增大，使发动机功率在液压泵调节范围之内得到充分利用。

图 4.7 恒功率控制变量泵的功率特性曲线

变量泵的起调压力 p_0 是由弹簧装置的刚度和液压系统的要求决定的。调节终了压力 p_{max} 是由液压系统决定，由安全阀调定。相应于起调压力时的摆角为最大，相应于调节终了时的摆角为最小。

变量泵的优点是在调节范围之内，可以充分利用发动机的功率，缺点是结构和制造工艺复杂，成本高。

为了防止发动机因过载而突然熄火，一般将液压泵的理论功率与发动机有效功率之比限于 0.8~1.0 之间。

4 按向执行元件供油方式的不同分

按向执行元件供油方式的不同，可将液压系统分为串联系统和并联系统。

(1) 串联系统：在系统中，当一台液压泵向一组执行元件供油时，上一个执行元件的回油即为下一个执行元件进油的液压系统称为串联系统，如图 4.8。

在串联系统中，若液压泵输出的压力油以压力 p_1 ，流量 Q_1 进入第一个执行元件，以压

力 p_2 、流量 Q_2 进入第二个执行元件。那么，在不考虑损失的情况下，对双作用单活塞杆液压缸， $Q_1 = Q_2$ 。 Q_1 、 Q_2 与液压缸活塞的有效面积 S_1 、 S_2 成正比，即

$$Q_2 = \frac{Q_1 S_2}{S_1} \quad (4 - 1)$$

在不考虑管路和执行元件中的能量损失时，第一个执行元件中的工作压力 p_1 ，取决于克服该执行元件上载荷所需的压力 p 和第二个执行元件的工作压力 p_2 ，即：

$$p_1 = p + p_2 \quad (4 - 2)$$

图 4.8 串联系统

这说明在串联系统中，每通过一个执行元件工作压力就要降低一次。

因此串联系统的特点是：当主泵向多路阀控制的各执行元件供油时，只要液压泵出口压力足够，便可实现各执行元件的运动的复合。但由于执行元件的压力是叠加的，所以克服外载荷的能力将随执行元件数量的增加而降低。

(2) 并联系统：并联系统是指在系统中，当一台液压泵同时向一组执行元件供油时，进入各执行元件的流量只是液压泵输出流量的一部分，如图 4.9 所示。并联系统的特点是：当主泵向多路阀所控制的各执行元件供油时，流量的分配是随各执行元件上外载荷的不同而变化，压力油首先进入外载荷较小的执行元件。只有当各执行元件上外载荷相等时，才能实现同时动作。液压泵的出口压力取决于外载荷小的执行元件上的压力与该油路上的压力损失之和。由于并联系统在工作过程中只需克服一次外载

图 4.9 并联系统

荷，因此克服外载荷的能力较大。

除了上述的分类以外，按调速方法的不同，液压系统又有节流调速系统和容积调速系统之分。这部分已在速度调节基本回路中介绍过，这里不再赘述。

二、液压系统的评价

随着液压技术的发展，液压传动在国内外工程机械、机床等方面应用越来越广泛。任何一种机械的液压传动系统都应满足重量轻、体积小、结构简单、使用方便、效率高和质量好的要求。其中尤应强调质量好和效率高，并在保证质量好、效率高的基础上应尽可能地采用先进技术。

液压机械性能的优劣，主要是取决于液压系统性能的好坏。而液压系统性能的好坏则又以系统中所用元件的质量好坏和所选择的基本回路恰当与否为前提。对一个液压系统的评价，应该从液压系统的效率、功率利用、调速范围和微调特性、振动和噪声等几个方面加以分析对比。

1. 液压系统的效率

在保证主机性能要求的前提下，应该使液压系统具有尽可能高的效率。液压系统效率的高低反映了液压系统中能量损失的多少。这种能量损失最终是以热的形式出现，使系统的油温升高。系统中引起能量损失的因素很多，主要有以下几个方面：

(1) 换向阀在换向制动过程中出现的能量损失：

在开式系统中工作机构的换向只能借助于换向阀封闭执行元件的回油路，先制动后换向。当执行元件及其外载荷的惯性很大时，在制动过程中压力油和运动机构的惯性都迫使执行元件继续运动，同时压入回油腔的液体，使回油腔的压力增高，严重时可达几倍的工作压力。液体在此高压作用下，将从换向阀或制动阀的开口缝隙中挤出，从而使运动机构的惯性能变为热耗，使系统的油温升高。在一些换向频繁，载荷惯性很大的系统中，如挖掘机的回转系统，由于换向制动而产生的热耗是十分可观的，有可能成为系统发热的主要因素。

(2) 元件本身的能量损失：

元件的能量损失包括液压泵、液压马达、液压缸和控制元件等的能量损失，其中以泵和液压马达的损失为最大。

液压泵和液压马达中能量损失的多少，可用效率来表示。液压泵和液压马达效率的高低，是作为其质量好坏的主要指标之一。液压泵和液压马达的效率等于机械效率和容积效率的乘积，机械效率和容积效率是与多种因素有关的，如工作压力、转速和工作油液的粘度等。

一般，每一台液压泵和液压马达在一个额定的工作点，即在一定的压力和一定的转速下，具有最高的效率，当增加或降低转速和工作压力时，都会使效率下降。

管路和控制元件的结构，同样也可以影响能量损失的大小。因为油液流动时的阻力与其流动状态有关，为了减少流动时的能量损失，可在结构上采取改进措施：对于管件，可增大截面积以降低流动速度；对于控制元件，可增大结构尺寸，以增大通流量。但增加的结构尺寸超过一定数值时，就会影响到经济性。此外，在控制元件的结构中，两个不同截面之间的过渡要圆滑以尽量减少摩擦损失。

(3) 溢流损失：

当液压系统工作时，工作压力超过溢流阀（安全阀或过载阀）的开启压力时，溢流阀开启，液压泵输出的流量全部或部分地通过溢流阀而溢流。可能出现溢流阀溢流的工况有：回转机构的启动与制动过程；负载太大，液压缸中的工作压力超过溢流阀的开启压力而仍继续工作；工作机构液压缸达到终点极限位置，而换向阀尚未改变工作位置。

在系统工作时，应尽量减少溢流损失。这可从设计因素和操作因素上采取措施。

(4) 背压损失:

为了保证工作机构运动的平稳性, 常在执行元件的回油路上设置背压阀。

背压越大, 能量损失亦越大。一般情况下液压马达的背压要比液压缸大; 低速液压马达的背压要比高速马达大。

为了减少因回油背压而引起的发热, 在保证工作机构运动平稳性的条件下, 尽可能减少回油背压, 或利用这种背压做功。

综上所述, 为了保证液压系统具有高的效率, 必须控制和减少系统与元件的能量损失, 亦即控制和减少系统总发热量。

2 功率利用

液压系统的功率利用反映了主机的生产率。一般情况下, 采用恒功率变量泵的变量系统其功率利用率要比定量系统高。在双泵系统中, 为提高功率利用率除采用变量系统外, 还可采用合流供油。

目前, 为了提高功率利用, 在国外的工程机械液压系统中, 对液压泵采用了零位起调, 即在工作压力小于液压泵起调压力时, 液压泵的流量为最小。这样可以减少低压时的功率损失。

3 调速范围和微调特性

大多数液压机械其工作机构的载荷及速度的变化范围较大, 这就要求液压系统应具有较大的调速范围。不同机械其调速范围是不同的, 即使在同一机械中, 不同的工作机构其调速范围也不一样。调速范围大小可以用速比 i 来衡量。

对液压马达:

$$i_M = \frac{n_{M \max}}{n_{M \min}} \quad (4 - 3)$$

式中 $n_{M \max}$ ——液压马达最大转速;

$n_{M \min}$ ——液压马达最小转速。

对液压缸:

$$i_G = \frac{v_{G \max}}{v_{G \min}} \quad (4 - 4)$$

式中 $v_{G \max}$ ——液压缸最大运动速度;

$v_{G \min}$ ——液压缸最小运动速度。

在调速范围内执行元件扭矩或推力的变化表示如下。

对液压马达, 用扭矩比 W_M 表示:

$$W_M = \frac{M_{M \max}}{M_{M \min}} \quad (4 - 5)$$

式中 $M_{M \max}$ ——液压马达最大输出扭矩;

$M_{M \min}$ ——液压马达最小输出扭矩。

对液压缸, 用推力比 W_G 表示:

$$W_G = \frac{P_{G \max}}{P_{G \min}} \quad (4 - 6)$$

式中 $P_{G\max}$ ——液压缸最大推力（大腔）；
 $P_{G\min}$ ——液压缸最小推力（大腔）。

微调特性反映了工作机构速度调节时的灵敏程度。不同的工程机械对微调特性有不同的要求。如铲土运输机械、挖掘机械对微调特性的要求不高，而有的机械如吊装用工程起重机对微调特性则有严格的要求。

4 振动和噪声

液压系统的振动和噪声是由组成系统各元件的振动和噪声引起，其中以泵和阀最严重。振动与噪声给液压系统带来一系列不良后果，严重时液压系统将不能工作，因此必须对振动和噪声予以控制。减少液压系统振动和噪声的关键是控制系统中各元件的振动和噪声，减少液压泵的流量脉动和压力脉动以及减少液压油在管路中的冲击。

第二节 液压随动恒功率控制系统

液压随动恒功率系统的特点是可控制工作机始终在恒功率状态下工作。这对提高时效、提高工作效率及提高设备的寿命都大有益处。

恒功率系统及其随动装置广泛应用于各行各业，这里以钻机的恒功率控制为例说明它的作用及原理。

石油钻井依靠钻头产生的力矩 M 及钻头的转速 n 进行钻进，当钻头碰到硬地层或钻压加大时，钻头上的负载增大，即转矩增大，此时，要求转速自动下降，当碰到软地层或钻压减小，钻头上的转矩减小，此时要求钻头的转速自动升高。使其钻头上消耗的功率为恒定值，这就是恒功率钻进。实现其恒功率钻进的液压系统叫恒功率控制系统。这个控制系统是以液压随动为核心达到恒功率之目的，因而称之为液压随动恒功率控制系统。如图 4.10 所示为钻井示意图。

图 4.11 所示为液压随动恒功率控制系统图。

该系统由三套油路组成。主系统由双向变量泵及马达组成，它驱动钻头转动，这是高压系统。控制系统由低压定量泵组成，控制先导阀位移，其控制压力 $p_{\text{控}}$ 约在 $0 \sim 4.5 \text{ MPa}$ 之间。操纵系统由低压定量泵组成，操纵随动阀跟踪，其操纵压力 $p_{\text{操}}$ 约为 1.5 MPa 。

图 4.11 中，由先导阀、随动阀组成的液压随动机构工作原理参看第三章容积调速一节。

图 4.10 钻井示意图

图 4.11 中的恒功率阀如图 4.12 所示，其结构及原理介绍如下：

恒功率阀由平衡阀 1、壳体 2、平衡弹簧 3、溢流阀弹簧 4、锥阀 5 组成。壳体上分别同 $p_{\text{主}}$ 、 $p_{\text{控}}$ 、 $p_{\text{溢}}$ 三条油路连接。恒功率阀的职能就是使 $p_{\text{控}}$ 值的大小同 $p_{\text{主}}$ 值成反比。当 $p_{\text{主}}$ 的压力为 0 时，弹簧 4 的预压力最强，要打开锥阀 5 的控制压力 $p_{\text{控}}$ 也最高。当主油压力 $p_{\text{主}}$ 不断升高，打开锥阀卸压，压力 $p_{\text{控}}$ 不断降低，因而， $p_{\text{控}}$ 的大小决定于 $p_{\text{主}}$ 的大小，两者的关系可由下式表示：

$$p_{\text{控}} = \frac{1}{p_{\text{主}}} \quad (4-7)$$

图 4.11 威尔逊 8085 钻机液压伺服恒功率系统

1—主油泵；2—工作马达；3、9—梭阀；4—恒功率阀；5—控制油泵；6、11—溢流阀；
7—电磁换向阀；8—二位二通卸荷阀；10—操纵油泵；12—液压伺服变量机构

图 4.11 所示的恒功率控制系统的工作原理及操作规程如下：

(1) 起动主油泵 1，操纵油泵 10，控制油泵 5，三位四通电磁换向阀 7 不通电，此时电磁阀位于中位，先导阀随之位于中位，摆角等于 0，主油泵空运转，无排量，马达不转，钻头不转，无钻进。

(2) 按 2DT 通电，三位四通电磁换向阀右位进入系统。先导阀、随动阀向左移动，设摆角为 +，主油泵供油方向由 A → B，马达、钻头为正转。若按 1DT 通电，三位四通电磁换向阀左位进入系统，先导阀、随动阀将向右移动，设摆角为 -，主油泵供油方向由 B → A，马达钻头反转。综上所述，1DT、2DT 只决定钻头的转向。钻头转速大小则要根据钻头上的扭矩大小而定。

(3) 当钻头上的力矩 M 增加时， $p_{主}$ 增加。由于恒功率阀的作用， $p_{主}$ 上升时， $p_{控}$ 下降。相应产生先导阀的位移 S 减小，随动阀跟随移动相同的位移 S 获得相应较小的排量和较小的转速。

(4) 根据 (2)、(3) 的传递关系，可实现恒功率的控制。

力矩与转速的变化过程：

若 M 、 $p_{主}$ 、 $p_{控}$ 、 S 、 Q 、 n

得 $M \propto n$

若 M 、 $p_{主}$ 、 $p_{控}$ 、 S 、 Q 、 n

得 $M \propto n$

得 $N = M \cdot n = M \cdot n = C$ (常数)

恒定功率曲线如图 4. 13 所示。

图 4. 12 恒功率阀工作原理

1—平衡阀；2—壳体；3—平衡弹簧；4—溢流阀弹簧；5—锥阀

图 4. 13 恒功率曲线

第三节 Baker 修井机起升系统

图 4. 14 所示为 Baker 修井机的起升系统，它是不压井修井作业机液压传动系统的一部分，用来提升、下放油管柱。这套系统设计比较巧妙，使用元件不多，完成的功能多，即一个元件可完成几个功能，操作又集中，这些是该系统的设计特点。

图 4. 14 修井机起升系统

1—油泵；2—O 形手动换向阀；3、4—单向阀；5—油缸；
6—二位二通液控阀；7—梭形阀；8—二位二通双液控阀；9—溢流阀

该系统具有如下功能：

- (1) 液缸可以起下油管，在起下过程中管柱可在任一位置停止和锁紧。
- (2) 提放管柱时，要求实现上行快，下放慢。
- (3) 无级调速。
- (4) 调速换向集中在一个手柄上完成操作。

(5) 系统有安全保护。

完成上述功能的工作原理：

(1) 液缸的起、下、停、锁，是由操纵三位四通换向阀 2 来实现。

起动油泵，操纵换向阀 2 上位进入系统时，压力油经阀 2、单向阀 3 进入油缸 5，油缸油流不通，导致泵压上升，在液控单向阀 4 的控制油作用下，打开单向阀，使油缸 5 的回油路畅通，实现油管柱下放。当阀 2 的下位进入系统时，泵来的油进入液控单向阀 4，进入油缸下端，此时油缸的回油路不通，泵压上升，二位二通阀 6 的控制油路压力上升，使阀 6 的右位进入系统，则油缸上部的油经阀 6 进入油缸 5 的下部，使油缸实现上升，使阀 2 的中位进入系统，靠阀 2 的 O 形阀芯机能，使油管柱暂停不动。单向阀 3、液控单向阀 4 在弹簧作用下，球阀关闭，油缸 5 的进出油路不通，油管柱被锁止在某一位置。

(2) 采用差动油路，实现油管柱下行慢、上行快。

按照油缸摆放方式，活塞杆朝上。由于油缸下腔的活塞有效面积大，上腔活塞有效面积小，若给以同量供油，则油管柱上行慢，下行快，这同工况要求上起快、下放慢正好相反，不能满足工况要求。因此，在系统中采用差动油路实现工况要求。

差动基本回路属于速度控制基本回路，工作原理如图 4 15 所示。

$$Q_1 = Q_{\text{泵}} + Q_{\text{回}} \quad (4 - 8)$$

图 4. 15 差动回路

采用差动油路，将油缸的回油 $Q_{\text{回}}$ 引入油缸另一腔，提高油缸的供油量，大大提高了活塞杆牵引速度。

在图 4. 14 系统中，是通过二位二通阀 6 来实现油缸 5 的差动。如图 4. 14 所示，当阀 2 下位进入系统，油经阀 4 进入油缸下腔，上腔回油路不通，阀 6 的控制油路油压升高，右位进入系统，油缸 5 上腔的油进入油缸的下腔，大大提高了上行速度，实现了工况要求。

(3) 无级调速。

在图 4 14 中，由换向阀 2、二位二通双液控阀 8 和梭形阀 7 组成调速回路。

如图 4 16 所示为梭形阀，它由壳体 1、钢球 2 组成。壳体上有三个孔 A、B、C 接油路管线。两油路 A、B 谁的油压高谁就同 C 油路接通。

如图 4 14，用换向阀 2 控制过流断面大小，控制泵供给油缸的流量，实现油缸的速度调节。用二位二通双液控阀 8 的控制油的压差控制溢流量 Q 的大小。

当操作人员将阀 2 全开（设阀 2 的上位进入系统）P、B 的过流断面为最大，

P、B 两点的压差最小，这两点压差分别反馈到二位二通阀 8 的两端。由于 P、B 压差最小，阀 8 不开，处于不通状态，无泄流量，此时油缸以全速运行。

当操作人员将阀 2 开到最小，P、B 的过流断面最小，P、B 两点的压差最大，这两点压差分别反馈到二位二通阀 8 的两端。由于 P、B 压差最大，阀 8 开大溢流，此时油缸的牵引速度最小。

图 4. 16 梭形阀

(a) 结构；(b) 两种元件符号

当阀 2 关闭，油缸被停止在某位置，油泵完全卸荷，阀 8 全开溢流。

由上述可知，阀 2 开口大小决定了对油缸的供油量和阀 8 的溢流量，即是决定了油缸的牵引速度。

$$Q_{\text{阀}} = KA p^m \quad (4 - 9)$$

$$Q_{\text{泵}} = Q_{\text{缸}} + Q_{\text{溢}} \quad (4 - 10)$$

(4) 由上述可知，无论是油缸的起、下、停及速度调节，均由操作人员控制阀 2 即可实现。

(5) 系统的安全由溢流阀 9 保护。当系统压力没有超过安全压力时，溢流阀不开，超过安全压力时，溢流阀卸流降压，保护系统安全。

第四节 推土机液压系统

推土机是土石机械之一。适用于建筑、水利工程、修建路堑、平整场地、露天剥离等工程的刮削、堆积等作业。在推挖重级土壤时，应预先松土。

与其它铲土运输机械相比，由于工作装置即推土板的运动较为简单，故其液压系统也较为简单。下面以 TY180 推土机为例，分析推土机的液压系统。

一、TY180 推土机主要性能参数

最大牵引力	184 kN
最大顶推力	165 kN
最大爬坡能力	30°
在横向坡度工作能力	20°
转向液压泵型号	CB - F40C
操纵系统液压泵型式	CB - F32C
推土板容量	4.37 m ³
推土板提升速度	0.56 m/s
推土板最大提升高度	1300 mm
推土板最大切土深度	530 mm
推土板回转角	25°

二、TY180 液压系统分析

TY180 推土机除了工作装置液压系统外，还有转向液压系统。

工作装置液压系统如图 4.17 所示。所有的操纵阀、压力控制阀均置于工作油箱内。液压缸包括推土缸和松土缸，组成串联油路。液压系统压力为 14 MPa，由溢流阀控制，溢流阀为先导型。操纵松土器的换向阀为三位五通换向阀，操纵推土板的换向阀为四位五通换向阀，多一个浮动位置。这是为了使推土机在平整场地时，推土板能随地面的起伏而作上下浮动。为了防止松土器因外载荷过大而损坏液压元件，特设过载阀。

TY180 推土机采用液压转向。转向系统如图 4.18 所示。系统压力为 1 MPa。液压油从后桥箱内经粗滤器进入液压泵，再经精滤器（内设安全阀）进入转向控制阀。转向时可以操纵转向阀使压力油进入左或右离合器油路，打开左边或右边的常闭式离合器进行转向。不转向时，油从旁路回油箱。在回油路上有 0.15 MPa 背压阀，以此压力对变速箱进行强制润滑。

图 4.17 TY180 推土机工作装置液压系统

1—油箱；2—滤油器；3—液压泵；4—溢流阀；5—精滤油器；6—安全阀；7—推土缸换向阀；
8—松土缸换向阀；9—过载阀；10—补油单向阀；11—松土缸；12—推土缸

图 4.18 TY180 推土机转向系统

1—油箱；2—粗滤油器；3—液压泵；4—精滤油器；5—安全阀；6—右离合器；
7、9—控制阀；8—调压阀；10—左离合器；11—背压阀；12—变速箱

第五节 单斗挖掘机液压系统

一、概述

单斗液压挖掘机由工作装置、回转机构和行走机构三大部分组成。工作装置包括动臂、斗杆以及根据施工需要而可以更换的各种换装设备，如正铲、反铲、装载斗及抓斗等。

以单斗挖掘机的反铲为例，每一工作循环的主要动作包括：

挖掘——一般以斗杆缸动作为主，用铲斗缸调整切削角度，配合挖掘。有特殊要求的挖掘动作，则根据作业要求，进行铲斗、斗杆和动臂三个缸的复合动作，以保证铲斗按特定轨迹运动；

满斗提升及回转——挖掘结束，铲斗缸推出，动臂缸顶起，满斗提升，同时回转马达启动，转台向卸土方向回转；

卸载——回转到卸载地点，转台制动。斗杆缸调整卸载半径，铲斗缸收回，转斗卸载。当对卸载位置和卸载高度有严格要求时，还需动臂配合动作；

返回——卸载结束，转台向反方向回转。同时，动臂缸与斗杆缸配合动作，使空斗下放到新的挖掘位置。

有时为了调整或转移挖掘地点，还要作整机行走。由此可见，单斗挖掘机的执行元件较多，复合动作频繁。

二、Y W - 40 挖掘机液压系统介绍

1. 主要性能参数

反铲斗容量	0.4 m ³
液压泵型式	阀式配流径向柱塞泵双排直立式
液压系统工作压力	21 MPa
额定流量	2 × 55 L/min
液压马达型式	静力平衡液压马达
回转速度	6.4 r/min
行走速度	1.7 km/h

2 系统特点

Y W - 40 液压挖掘机采用双泵双回路定量系统（图 4.19）。每个回路采用并联供油，泵 I 输出的压力油除了供回转马达、斗杆缸外，还经中央回转接头 6 供右行走马达 4。泵 II 输出的压力油供动臂缸、铲斗缸及经中央回转接头供左行走马达 1。此外，在两组换向阀中各有两片阀用连杆控制联动，可实现对动臂缸和斗杆缸的双泵合流供油，以提高其动作速度。为防止动臂下降过快，保持动作平稳，在动臂缸大腔回油口装有单向节流限速阀。

回转时单泵供油、液压制动，制动压力为 15 MPa。为了防止因突然制动而引起液压冲击，设回转制动阀起过载保护作用，并形成制动力矩，使转台转动。

行走时，工作油经换向阀组 5 和 14、中央回转接头 6、行走限速阀 2 或 3 到行走马达 1 和 4，然后又由中央回转接头、换向阀组回油箱。

背压油路可使液压马达在制动或超速吸空时进行压力补油。马达泄漏油路无背压，油液通过磁性滤油器 7 后回油箱。

液压泵为阀式配流径向柱塞泵。优点是制造简单，耐冲击，对油的过滤精度要求不高，

图 4.19 YW - 40 挖掘机液压系统

1、4—左、右行走马达；2、3—行走限速阀；5、14—多路换向阀；6—中心回转接头；7—磁性滤油器；
8—主液压泵；9—烧结式滤油器；10—冷却器；11—背压阀；12—回转制动阀；13—回转马达

工作压力比齿轮泵高，其额定压力为 21 MPa，寿命长。缺点是体积大，不能实现功率变量供油。

回转和行走液压马达采用曲轴无连杆低速大扭矩液压马达，即静力平衡液压马达。优点是制造简单、噪声低、摩擦副的磨损小、背压小。缺点是滤油精度要求较高，外形尺寸较内曲线液压马达大。

综上所述，YW - 40 挖掘机液压系统的特点是：简单可靠；工作油液通过阀的损失小；由于采用并联分流，除能同时进行两个动作的复合运动外，对单个动作可以进行合流提高工作速度，因而挖掘机的生产效率也较高；行走机构装有限速阀，可防止液压马达因超速溜坡而造成的事故；系统连续工作时液压油温升在 40℃ 左右；采用烧结式滤油器和专用油箱，可保持油路清洁延长元件使用寿命。

第六节 QY3 型汽车起重机液压系统

汽车液压起重机是我国近年来发展迅速的一种新型工程机械，目前按照国家系列标准自行设计和制造的有 3 t、5 t、8 t、16 t、65 t 等多种规格。QY3 型汽车液压起重机是系列标准中最小型的，额定起重量为 3t，最大起重高度为 14.7m，它的底盘采用上海 SH - 130 型 2

t 汽车底盘，并进行了加固。起升、制动、回转、变幅、伸臂和支腿等工作机构则全部采用液压传动。

一、QY3 型汽车起重机液压系统分析

QY3 型汽车起重机的液压传动系统如图 4.20 所示，为一串联油路的开式系统。整个系统由两台独立工作的液压泵供油，小液压泵 1 为 CB - F10C - FL 型齿轮液压泵，工作压力为 14 MPa，流量 25 L / min，分管起升、制动、变幅、伸臂用支腿等机构。各工作回路的动作情况如下：

图 4.20 QY3 汽车起重机液压系统图

1—齿轮泵；2—柱塞泵；3、4、5、6、7—M 型手动换向阀；8—转阀；9—双向马达；
10—伸缩油缸；11—变幅油缸；12—回转马达；13—支腿油缸；14—缓冲补油阀；15—平衡阀；
16—制动器；17—溢流阀；18—单向阀；19—滤油器；20—双向液压锁；21—中心回转接头

1. 支腿油路

由于汽车轮胎的支承能力有限，起重机在起吊重物时必须放下支腿作刚性支撑，而将轮胎架空。为使动作迅速，四个支腿应能同时升降，而在机架调平时，每个支腿又能单独升降，这样，换向阀至少要有 11 个工位。为使结构紧凑和操作方便起见，支腿油路采用三位滑阀和六位转阀相串联的换向方案。大泵 2 输出的压力油首先进入支腿油路，移换阀 3 至 B 位，再旋动转阀 8，即能使四个支腿同时收起和单独收起。为了防止液压支腿在支撑过程中发生“软腿”现象（液压缸上腔油路泄漏引起），或在行车过程中自行沉落（液压缸下腔油

路泄漏引起), 故在每个支腿液压缸 13 的油路中均设有双向液压锁 20。

2 起升油路

起升机构是起重机的主要执行机构, 它对液压传动系统的要求, 除了必须满足最大起重量和升降速度之外, 尚须满足调速性能好、换向冲击小、升降平稳、无爬行和超速现象以及重物停留在空中时的沉降量要尽可能小等等。本系统的起升油路采用低速大扭矩的内曲线径向柱塞马达, 结构比较紧凑。由于系统是串联油路, 所以支腿油路的回油即起升油路的进油。当换向阀 4 处于 A 位时, 液压油通过中心回转接头 21 和平衡阀 15 中的单向阀进入液压马达 9, 驱动卷筒正转, 使重物上升, 上升速度由换向阀阀口开度来调节。马达的回油是经过背压阀 18 再流回油箱。背压阀的作用主要是使马达具有 $0.5 \sim 1.0 \text{ MPa}$ 回油背压, 以防滚轮脱离滚道, 且能改善低速运转的平稳性。但是, 开式系统中的回油背压是一种能量损失, 将增加系统发热。当换向阀 4 移到 B 位时, 马达油路换向, 但这时回油路被平衡阀锁紧, 必须待左边油路建立一定压力之后, 通过控制油路打开平衡阀中的顺序阀, 使回油畅通, 马达反转, 重物才能下降。平衡阀能限制重物因自重沉降, 并防止超速下降。油路中的缓冲补油阀 14 是用来防止油路过载或产生负压, 尤其是在突然制动的情况下, 由于运动部件和油液的惯性作用, 往往使马达一边油路受到很大的液压冲击而另一边油路却出现负压。油路中出现负压时, 系统回油路中的油液在背压阀 18 压力的作用下打开缓冲补油阀中的单向阀充入负压油路。

3 制动油路

起升卷筒的制动采用常闭式的点盘制动器, 它使卷筒在平时一直处于制动状态, 只有在卷筒需要旋转时才松开。由于起升油路的后面还有其它串联的工作油路, 因此制动器 16 的工作油路必须设置双控制油路, 才能使其与起升马达 9 的工作协调。当起升油路不工作, 换向阀 4 处于中位时, 缘予以制动。当阀 4 接左或右位工作时, 阀 4 进油路的压力升高, 进油路和回油路之间形成压差, 制动器两侧控制油路压力不平衡, 将弹簧推开松闸, 以便让液压马达 9 驱动卷筒旋转。

4 伸缩油路

QY3 型起重机的起重臂 3 共有三节, 一节基本臂、一节伸缩臂和一节拆装式的副臂, 可根据需要的起重量和起重高度来确定用几节臂工作, 其中伸缩臂由伸缩液压缸 10 驱动伸缩, 起升油路的回油紧接着流入伸缩臂油路。当换向阀 5 接左或右位工作时, 液压油通过中心回转接头 21 进入伸缩臂液压缸 10 驱动伸缩臂外伸或缩回。为了防止活塞杆在油路泄漏或油管破裂等情况下自行缩回, 在液压缸大腔的油路中设置了平衡阀。

5 变幅油路

系统串联油路的最后一个油路是变幅液压缸 11 的工作油路, 变幅油路的情况基本和上述伸缩臂油路一样。根据串联系统的特点可知, 在系统压力不满载的情况下, 各串联油路均可同时动作, 例如起升油路和变幅油路同时工作, 这样可以提高工作效率, 亦是某些吊装工况所要求的复合动作。

6 回转油路

为了减少机械零部件的规格和型号, 回转机构采用了与起升机构相同的低速大扭矩液压马达, 但回转液压马达 12 所需的流量和工作压力比起升液压马达 9 以及其它执行元件来说, 要小得多, 因此专门由小液压泵 1 为之供油。

这样回转机构能与起升机构作各自独立调速和调压的联合动作, 这也是起重机所要求的

动作。考虑到回转液压马达在制动和换向时，由于惯性作用所产生的液压冲击很大，故油路中亦设有缓冲补油阀 14。

二、起重机液压系统压力选择

起重机液压系统如同其它机械液压系统一样，有向高压发展的趋势，但液压元件在克服漏损、软管爆破方面存在一定困难，特别是大直径的软管困难更大。因此现在多采用的压力为 20 MPa 左右。

三、液压泵的形式

就目前情况来说汽车起重机液压系统中，轴向柱塞泵和齿轮泵都有采用，一般用定量泵为多。即使是变量轴向柱塞泵也只作定量泵使用。这是因为一般泵距离操纵室较远不便于操纵控制，另一方面使用定量泵，用控制油门大小来改变发动机转速所得到的变量，与控制换向阀开度进行旁路节流相结合可获得适当范围的无级调速，就能满足起重机微调性能的要求。再加采用切换供油泵的办法和自由下落机构就扩大了调速范围，这样完全能达到起重机使用要求。但将造成功率损失和某些液压泵容积效率的下降。国内现在采用轴向柱塞泵较多，原因是目前高压齿轮泵压力还不到 20 MPa，而系统压力要选用 20 MPa 左右，故只能用轴向柱塞泵。在国外起重机液压系统中采用齿轮泵还是不少的，原因是：

- (1) 系统压力一般在 20 MPa 左右，高压齿轮泵还能胜任；
- (2) 齿轮泵结构简单价格便宜，对采用多泵组合系统极为有利；
- (3) 齿轮泵对油液中敏感性较差；
- (4) 体积小便于安装布置，这在采用多泵系统时尤其重要；
- (5) 使用维护简单方便。

四、油路组合

一台起重机具有起升、回转、臂架变幅和伸缩这四个执行机构。这就需要解决各机构之间油路组合问题。首先要确定液压泵的数目，是几个机构共用一个泵，还是一个机构用一个液压泵。如果用一个泵驱动几个机构，还要确定油路是并联还是串联。

中小型汽车起重机，为了简化结构，常用一个液压泵串联油路，这种油路可以把工作中经常需要组合的起升和回转动作加以组合，实现空钩和轻载荷下的联合操作，充分利用液压泵的流量和功率，缩短工序调整时间，提高作业速度。串联油路在联合操作中由于液压泵压力的限制，重载下无法实现运用组合。实践证明，在中小型汽车起重机中采用单泵串联油路是适宜的。

对于大型汽车起重机来说，情况就不同了。各机构工作载荷，运动速度和工作频繁程度差别较大，如起重机需要较大的功率，回转和伸缩则消耗的功率较小。因此，若按着起升机构选用液压泵，则进行其它动作时必然有相当一部分能量浪费掉；若按着回转或伸缩机构选用液压泵，则功率又显得不足。为了更合理地利用和分配动力及实现动作组合和调速，大型汽车起重机多采用多泵并联（或串联）油路。

闭式系统常用一个液压泵驱动一个机构。

第七节 YT4543 型动力滑台液压系统

一、概述

组合机床是一种高效率的专用机床，它由具有一定功能的通用部件和一部分专用部件组

成，加工范围较广，自动化程度较高，在机械制造业的成批和大量生产中得到广泛应用。

动力滑台是组合机床上用以实现进给运动的一种通用部件，根据加工需要，滑台上装有各种用途的主轴头，以完成钻、扩、铰、镗、刮端面、倒角、铣削及攻丝等工序。动力滑台有机械动力滑台和液压动力滑台之分，液压动力滑台上一般只装上液压缸，有时也可能再装个行程阀，至于液压泵和阀类元件则通常都安装在专门的液压泵站上。

根据组合机床的工作特点，动力滑台上的液压系统必须具备如下的一些性能：

(1) 能在变负载或断续负载的条件下工作，能保证动力滑台的进给速度，特别是最小进给速度稳定。

(2) 能承受规定的最大负载，并具有较大的“工进”调速范围，以适应不同工序的工艺需要。例如，钻孔时轴向进给力 and 进给量都较大，而精镗时进给力 and 进给量都很小。为此，像 Y T4543 型那样的液压滑台的最大进给力规定为 45 000 N，而进给范围则要求为 0.6 ~ 660 mm/min。

(3) 能实现快速进和快速退回 (Y T4543 型液压动力滑台的快速运动速度为 6.5 m/min)。

(4) 合理利用能量，提高系统效率，减少发热，合理解决工进速度和快动速度差值间的矛盾。

图 4.21 液压动力滑台的工作循环图

在电气和机械装置的配合下，动力滑台的液压系统可以根据不同的加工要求，实现图 4.21 所示的各种工作循环。

二、Y T4543 型动力滑台液压系统的工作原理

图 4.22 所示为 Y T4543 型动力滑台的液压系统原理图。由图可见，这个系统采用限压式变量泵供油，用电液换向阀换向，用行程阀实现快进和工进的变换，用电磁阀实现两个工作进给间的变换。下面以能实现二次工作进给的自动循环为例来说明系统的工作原理。

1. 快速前进

按下启动按钮，电磁铁 1DT 通电，使液动换向阀 4 在控制油路的压力作用下以其左位接入系统，变量泵 1 输出的压力油经单向阀 11、换向阀 4、行程阀 9 进入液压缸左腔，液压缸右腔的油则经换向阀 4、单向阀 12、行程阀 9 也进入液压缸左腔，实现差动连接。由于快进时组合机床不进行切削加工，滑台负载小，液压系统的工作压力较低，故顺序阀 3 关闭，变量泵在低压控制下输出最大流量，使滑台快速前进。

2 一次工作进给

当滑台快速前进到预定位置时，液压挡块压下行程阀 9，切断直通油路，这时压力油须经调速阀 6、二位二通电磁阀 8 才能进入液压缸左腔。由于液压泵供油压力升高，顺序阀 3 打开了，液压缸右腔的油经换向阀 4、顺序阀 3 和背压阀 2 流回油箱；这样就使滑台转换成第一种工作进给运动，其速度大小由调速阀 6 的开口量决定。这时变量泵因系统压力升高而

图 4.22 YT4543 型液压动力滑台的液压系统图

1—单向变量油泵；2—背压阀；3—顺序阀；4—三位五通液控阀；5—三位五通电磁阀；6、7—调速阀；
8—二位二通电磁阀；9—行程阀；10、11、13、14—单向阀；15、16—节流阀

自动减小其输出流量，正好适应第一种工作进给的需要。

3 二次工作进给

在一次工作进给结束时，电气挡块压下行程开关，发了信号使电磁铁 3DT 通电；电磁阀 8 左位接入系统，液压泵输出的压力油须经调速阀 6 和 7 进入液压缸左腔。液压缸右腔的回油路线与一次工作进给时相同，这时滑台便实现第二种工作进给，其速度由调速阀 7 的开口大小决定。

4 停留于死挡块

当滑台以第二种工进速度行进，碰上死挡块时，滑台不再前进，停留在死挡块处。

5 快速退回

滑台碰上死挡块时，液压泵还在继续供油，因此系统压力进一步升高。当液压缸左腔压

力升高到某定值时，压力继电器 YJ 发出信号，通过时间继电器使电磁铁 1DT 断电、2DT 通电，电磁阀 5 和液动阀 4 换向，它们的右位接入系统，压力油经单向阀 11、换向阀 4 进入液压缸右腔，而左腔的油则经单向阀 10、换向阀 4 排回油箱；液压缸快速后退。由于快退时滑台负载小，系统压力较低，变量泵的流量又自动增大，满足了滑台快退的需要。

6 原位停止

当滑台快速退回到原位时，电气挡块压下终点行程开关，发出信号，使电磁铁 1DT、2DT、3DT 断电，换向阀 4 处于中位，液压缸两腔油路封闭，滑台停止运动。这时液压泵输出的油经单向阀 11、换向阀 4 排回油箱，在低压下卸荷（维持一个很低的压力是为了下次起动时能操纵液动换向阀 4）。

滑台液压系统的上述工作情况，也可以用“油路动作循环表”来描述。这种表达方式清晰、醒目，能有机地反映出液压系统中各个元件的所在位置及其相互配合作用情况；当系统中出现故障时，它还有助于查出故障发生的原因。

三、YT4543 型动力滑台液压系统特点

YT4543 型液压动力滑台的液压系统主要由下列一些回路组成，即“限压式变量叶片泵—调速阀—背压阀”式调速回路、差动连接式快速运动回路、电液换向阀式换向回路、行程阀和电磁阀式速度换接回路和三位换向阀式换向回路。系统的性能主要是由这些基本回路决定的，具体特点如下：

(1) “限压式变量叶片泵—调速阀—背压阀”式调速回路能保证稳定的低速运动，较好的速度刚性和较大的调速范围。

YT4543 型液压动力滑台的最小进给速度较低 (6.6 mm/min)，进给调速范围较大，单纯容积调速回路由于存在泄漏，低速运动时稳定性较差，而且普通变量泵调速范围也嫌不够；调速阀式节流调速回路虽然速度刚性较好，调速范围也能满足要求，但由于有溢流损失，功率损耗很大（低速进给和死挡块停留时尤其严重），发热也大。由此可见，这里采用“限压式变量泵 - 调速阀”式容积节流调速回路是比较合理的。为了改善运动平稳性，并能承受反向负载，这个调速回路中增加一个背压阀亦是十分必要的。

此外，滑台液压系统采用进口节流式的调速还有以下一些优点：

起动时、快进转工进时前冲量都较小；

死挡块停留时便于利用压力继电器发出信号；

在液压缸中不致出现过大的压力（在出口节流系统中，当油腔面积比 $A_1/A_2 = 2$ ，且负载和速度同向时，液压缸回油腔中压力会比泵的供油压力大一二倍）。

(2) 限压式变量泵加上差动连接式快动回路使能量利用经济合理。

YT4543 型液压动力滑台快速运动速度约为最大工进速度的 10 倍，这里如只采用差动连接式快动回路，或流量能自动匹配的变量泵式供油回路，问题不能得到解决。限压式变量泵供油回路在快动时能输出最大流量，工进时只输出与液压缸需要相适应的流量，在死挡块停留时只输出补偿系统泄漏所需的流量，没有溢流损失，故能量损耗小。

这个系统在滑动停止时由于变量泵要输出一些流量来补偿泄漏，仍须损耗一部分功率，因此采用了换向阀式低压卸荷回路来减少这种损耗。

(3) 采用行程阀与顺序阀实现快进转工进的换接，不仅能简化机床电路，而且动作可靠，转换精度也比电气控制式的高。至于一次工作进给与二次工作进给之间的转换，则由于工进速度都较低，通过调速阀 6 的流量很小，转换过程中调速阀 7 动作滞后和滑台惯性等的

影响都很小，采用电磁阀式换接完全能保证所需的转换精度。

第八节 CB3463 - 1 型六角车床的液压系统

一、概述

CB3463 - 1 型车床是半自动程序控制转塔车床，主要用来加工盘类零件（最大加工直径 320 mm），它的工艺范围较广，能进行车外圆、车端面、切槽、镗孔及各种孔加工工序。

机床上配置了三个刀架：转塔刀架、前刀架和后刀架，利用程控插销板自动完成除了装卸工件以外的整个加工循环——转塔刀架、前刀架和后刀架根据插销板上的孔顺次进行工作。为了便于实现自动化，机床上除了转塔刀架、前刀架、后刀架都采用液压传动外，主轴的变速、刹车和工件的松开、夹紧等辅助动作也都是液动的。

转塔刀架。转塔刀架主要用来车削外圆、镗孔以及进行各种加工。它除了有一个纵向液压缸实现纵向切削外，还有一个转位液压缸和一个夹紧液压缸分别用以实现每个工步完成后转塔的转位和换刀（这里包括松开抬起、转位、夹紧三个动作）。此外，转塔还能作微抬让运动。转塔刀架的典型自动工作循环如图 4. 23 所示。

图 4. 23 转塔刀架的典型工作循环

前刀架。前刀架有纵向和横向两个液压缸，它除了可以横向车削端面和纵向车削外圆外，还能通过纵、横运动的配合车削沟槽表面，由于工件的加工面有内外面之分，机床能实现正切和内切二种工作循环（正切循环是指车削外圆、端面和外沟槽，内切循环是指车削内孔、端面和内沟槽），见图 4. 24 所示。

后刀架。后刀架也有纵向和横向两个液压缸，它的横向运动主要用来车削端面和加工沟槽，纵向运动则仅起出刀或让刀作用，所以后刀架的运动较前两种刀架简单（见图 4. 25）。

图 4. 24 前刀架的两种工作循环
(a) 正切循环；(b) 内切循环

图 4. 25 后刀架的工作循环
(a) 有让刀运动的循环；(b) 无让刀运动的循环

二、液压系统的工作原理

图 4. 26 所示 CB3463 - 1 型半自动转塔车床的液压系统原理图，其作用情况如下：

1. 刀架运动

转塔刀架、前刀架和后刀架液压系统的工作情况分别见表 4. 1、表 4. 2 和表 4. 3 所示。

2. 辅助运动

(1) 主轴变速：

这台机床主轴箱内有四个液压离合器，它们各自由单作用式液压缸及摩擦片等元件组成，分别控制着四个滑移齿轮，实现四种变速。在双速电机以及轴 II 到主轴间手动高低速挡变速机构的配合下，主轴能获得 16 级转速。

由图 4 26 可以看到，当将压力油通入液压离合器 M_1 与 M_2 时，轴 II 的转速为：

$$n = n \frac{35}{78}$$

若将压力油通入液压离合器 M_3 与 M_2 ，则轴 II 的转速为：

$$n = n \frac{54}{59} \frac{39}{74} \frac{35}{78}$$

同理，当将压力油分别通入 M_1 与 M_4 或 M_3 与 M_4 时，轴 II 还可以得到另外两种转速。下面以压力油通入 M_1 与 M_2 为例说明其油路接通情况。

当 8DT 通电时，液压离合器 M_1 充油，其油路为：

液压泵 2 单向阀 11 节流阀 10 电磁阀 8 电磁阀 7 M_1 的液压缸。

当 9DT 通电时，液压离合器 M_2 充油，其油路为：

液压泵 2 单向阀 11 节流阀 10 电磁阀 6 M_2 的液压缸。

改变电磁铁的通电组合，可以自动变换主轴的转速。

(2) 主轴刹车：

当液压离合器 M_1 与 M_3 的液压缸与油箱接通时，摩擦片在弹簧作用下分离，动力来源被切断，轴 I 空转。这时若将压力油通入液压离合器 M_2 和 M_4 ，则双联齿轮因传动比上的差值而迫使离合器 M_2 和 M_4 打滑，迅速消耗掉主轴上的惯性转矩，使主轴刹车。

主轴刹车时，6DT 通电，8DT、9DT、10DT 及 11DT 均断电，这时的油路为：

液压泵 2 单向阀 11 节流阀 10 电磁阀 8 电磁阀 6 离合器 M_2
离合器 M_4

(3) 工件夹紧

为了防止夹紧力过大使工件变形，在卡紧油中装有减压阀 5，以调节卡紧力。

三、该液压系统的特点

- (1) 各刀架均采用容积节流式调速回路，可以获得稳定的工进速度，并减少系统发热。
- (2) 各刀架均采用行程阀控制式速度换接回路，工作可靠，换接平稳，转换精度较高，并简化了电路。
- (3) 各刀架动作顺序均由电磁阀控制，这样就能通过插销板实现多种自动循环。
- (4) 转塔刀架快速进给采用了差动连接式回路，既提高了生产效率，又不致过分加大流量。
- (5) 转塔刀架在一次调整后能自动变换三种工作进给速度。
- (6) 前刀架横向液压缸油路中，装有一个手动转阀，它使横向正切循环与内切循环均为出口节流调速。
- (7) 主轴的变速和刹车油路上有液压互锁装置，保证了工作的安全可靠。
- (8) 前后刀架与转塔刀架各自用限压式变量叶片泵供油，可防止彼此干扰。

表 4.2 CB3463 - 1 型机床

循环类型	动作名称	信号来源	操纵元件工作状态									
			电磁铁					液压阀				
			1DT	2DT	3DT	4DT	18DT	单向行程调速阀 16	三位四通阀 17	三位四通阀 18	行程阀 21	二位二通阀 23
正切循环 (手调) 将阀 19 向右 拨至正切位置, 并使阀 16 处于 关闭状态	横向快进	电气发令	+	-	-	-	±	上	中	左	右	上下
	横向工进	挡块压下行程阀 21	+	-	-	-	-	上	中	左	左	下
	纵向工进	横向挡块压下触点开关	+	+	-	-	-	上	右	左	左	下
	纵向合成快退	纵向挡块压下行程开关	-	-	+	+	-	上	左	右	左右	下
内切循环 (手调) 将阀 19 向左 拨至正切位置, 并使阀 21 处于 关闭状态	横向快进	电气发令	-	-	+	-	-	下	中	右	左	下
	纵向快进	横向挡块压下触点开关	-	+	+	-	-	下	右	右	左	下
	内切工进	纵向挡块压下触点开关	+	+	-	-	-	下	右	左	左	下
	内切快退	横向挡块压下行程开关	-	+	+	-	-	下	右	右	左	下
	纵向快退	横向挡块压下行程开关	-	-	+	+	-	下	左	右	左	下
	横向快退	纵向挡块压下终点开关	+	-	-	+	+	下	左	左	左	上

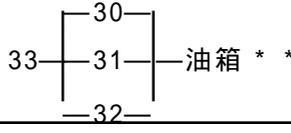
液压系统前刀架运动循环表

油 路 工 作 情 况		备 注
横 向 运 动 油 路	纵 向 运 动 油 路	
进油： 液压泵 2—18—19—20—横向缸下腔 回油： 横向缸上腔—21—18—油箱		
进油： 液压泵 2—18—19—20—横向缸下腔 回油： 横向缸上腔—19—22—18—油箱*		* 出口节流调速
进油： 液压泵 2—18—19—20—横向缸下腔 回油： 横向缸上腔—19—22—18—油箱*	进油： 液压泵 2—17—纵向缸右腔 回油： 纵向缸左腔—16—17—油箱*	* 出口节流调速
进油： 液压泵 2—18—22—19—横向缸上腔 回油： 横向缸下腔—20—19—18—油箱	进油： 液压泵 2—17—16—纵向缸左腔 回油： 纵向缸右腔—17—油箱	
进油： 液压泵 2—18—22—19—20—横向缸下腔 回油： 横向缸上腔—19—18—油箱		
	进油： 液压泵 2—17—纵向缸右腔 回油： 纵向缸左腔—16—17—油箱	
进油： 液压泵 2—18—22—19—20—横向缸上腔 回油： 横向缸下腔—20—19—22—18—油箱*		* 内切循环中内切工 进方向与横向快进方 向相反 * 出口节流调速
进油： 液压泵 2—18—19—20—横向缸下腔 回油： 横向缸上腔—19—18—油箱*		* 内切循环中内切快 退方向与横向快进方 向相同
	进油： 液压泵 2—17—16—纵向缸左腔 回油： 纵向缸右腔—17—油箱	
进油： 液压泵 2—18—19—横向缸上腔 回油： 横向缸下腔—20—19—23—油箱		

表 4.3 CB3463 - 1 型机床

动作名称		信号来源	操纵元件工作状态													
			电 磁 铁						液 压 阀							
			12 DT	13 DT	14 DT	15 DT	16 DT	17 DT	20 DT	二位 三通 阀 24	二位 四通 阀 25	行程 阀 27	专用 阀 33	三位 五通 阀 34	二位 四通 阀 25	
快速前进		按下启动按钮	-	-	-	-	-	-	-	-	右	右	下	中	右	右
*工作进给	S ₁	转塔挡块压下行程阀 27		+	-									左		
	S ₂		-	-	-	-	-	+	-	右	右	上	中	右	右	
	S ₃			-	+								右			
转塔微抬*		挡块压下触点开关	+	+	+	-	-	+	-	左	右	上	左 中 右	右	右	
快速退回		转塔微抬压下微动开关	+	+	+	-	-	-	+	左	右	上下	左 中 右	左	右	
转塔抬起		刀架后退挡块压下终点开关	-	+	+	+	-	-	+	右	左	下	左 中 右	左	右	
转塔转位		转塔上抬至最高点压下行程开关	-	+	+	+	+	-	+	右	左	下	左 中 右	左	左	
转塔夹紧 (转位缸复位)		分度挡块压下触点开关	-	-	-	-	-	-	-	右	右	下	中	中	右	

转塔刀架运动循环表

油路工作情况			备注
主油路	辅助油路		
	转塔夹紧油路	转塔转位油路	
进油： 液压泵 1—34—转塔进给缸右腔 回油： 转塔进给缸左腔—28—34—27—29—转塔进给缸右腔*	进油： 液压泵 1—26—25—24—夹紧缸上腔 回油： 夹紧缸下腔—25—油箱	进油： 液压泵 1—35—转位缸左腔 回油： 转位缸右腔—35—36—油箱	差动连接
进油： 液压泵 1—34—转塔进给缸右腔 回油： 转塔进给缸左腔—28—34—  油箱**	进油： 液压泵 1—26—25—24—夹紧缸上腔 回油： 夹紧缸下腔—25—油箱	进油： 液压泵 1—35—转位缸左腔 回油： 转位缸右腔—35—36—油箱	* 转塔刀架在一次预调后，工作中可自动变换三种进给速度，进给速度通过插销板预选 ** 出口节流
进油： 液压泵 1—34—转塔进给缸右腔 回油： 转塔进给缸左腔—28—34—  油箱**	卸荷： 夹紧缸上腔—24 夹紧缸下腔—25 > 油箱**	进油： 液压泵 1—35—转位缸左腔 回油： 转位缸右腔—35—36—油箱	* 微抬可用可不用 ** 夹紧缸上下两箱卸荷，弹簧微抬转塔刀架
进油： 液压泵 1—34—28—转塔进给缸左腔 回油： 转塔进给缸右腔—34—油箱	卸荷： 夹紧缸上腔—24 夹紧缸下腔—25 > 油箱**	进油： 液压泵 1—35—转位缸左腔 回油： 转位缸右腔—35—36—油箱	—
进油： 液压泵 1—34—28—转塔进给缸左腔 回油： 转塔进给缸右腔—34—油箱	进油： 液压泵 1—26—25—夹紧缸下腔 回油： 夹紧缸上腔—24—25—油箱*	进油： 液压泵 1—35—转位缸左腔 回油： 转位缸右腔—35—36—油箱	* 转位离合器合上
进油： 液压泵 1—34—28—转塔进给缸左腔 回油： 转塔进给缸右腔—34—油箱	进油： 液压泵 1—26—25—夹紧缸下腔 回油： 夹紧缸上腔—24—25—油箱*	进油： 液压泵 1—35—转位缸右腔 回油： 转位缸左腔—35—36—油箱	* 截流阀 36 控制转位速度
-	进油： 液压泵 1—26—25—24—夹紧缸上腔 回油： 夹紧缸下腔—25—油箱*	进油： 液压泵 1—35—转位缸左腔 回油： 转位缸右腔—35—36—油箱	* 转位离合器脱开

第五章 液压伺服控制基本回路及系统

液压伺服系统是一种使执行元件在一定准确度之下随控制元件移动的放大机构。这里并不全面深入地讨论液压伺服系统的结构和理论问题，而只是一般地介绍液压伺服系统的特点以及结构实例和应用。

第一节 液压伺服系统的基本概念

一、液压伺服系统

液压伺服系统的工作原理如图 5.1 所示，该机构有输入动作信号的输入端 1、随动阀 2、直接驱动负载的液压缸 3 以及由液压缸体与阀体构成的反馈装置。还有向随动系统供给能量的压力源 4。

在图示位置时，液压泵来的油通过 1、2、3、4 缝隙回油箱，随动阀芯处于平衡状态，液压缸静止不动。若输入运动将沿阀式随动阀向右推动某一个距离，使缝隙 2 减小，3 增大，于是液压缸右腔的油压增升，破坏了原来的平衡，造成液压缸体向右运动。由于阀体与缸体是固连在一起的，所以缸体向右移动多少距离，阀体也向右移动了同样的距离。但当阀体随缸体一起向右移动的距离与阀芯移动的距离相等时，就使缝隙 2 和 3 恢复原来的大小，液压缸便停止在这个新位置上。若连续使平衡状态受到破坏，缸体就连续跟随阀芯向右运动。液压缸缸体总是跟随阀体的移动而运

图 5.1 液压随动系统工作原理图

1—输入端；2—随动阀；3—液压缸；4—油泵

动，故称随动，这种液压传动系统称之液压伺服系统。

液压伺服系统的工作原理在于：当给一输入信号后，输入环节位置的改变，引起系统中输入环节和输出环节间的失调，这种失调称为系统的误差，这一误差使执行机构产生动作，由于执行机构的动作而消除这一误差。因此，随动系统是靠误差信号来进行工作，这个误差随着输入信号而产生，同时又由于输出环节的随动动作而使误差自动消除。

随动系统的这一工作过程可用图 5.2 的工作原理方框图来表示。

在工程机械中不少随动机构是作为助力器来使用的。此时，该图中的输入信号 y 来自驾驶员，输入信号 y 后，就引起了控制环节——随动阀和

图 5.2 液压伺服系统方框图

执行环节——液压缸之间的误差，这一误差在图 5 1 中表现为破坏了阀芯和阀体之间原来的平衡，使原来的阀口大小改变，误差信号使执行环节液压缸缸体运动，这就是输出量 x ，输出量 x 又通过反馈装置送回到控制环节随动阀，以消除误差。

从图 5 2 可看出，一个液压伺服系统一般由下列 4 部分组成：

- (1) 控制环节：用以接收输入信号，并控制执行环节的动作；
- (2) 执行环节：接收控制环节来的信号，并产生与输入信号相适应的输出量；
- (3) 反馈装置：将执行环节的输出量反过来输入给控制环节，以便消除原来的误差；
- (4) 外界能源：为了能用作用力很小的输入信号以获得作用力很大的输出量，就需要外加能源，这样就可以得到力或功率的放大作用。

二、液压伺服系统的特点

从图 5 1 所示的液压随动机构工作过程可以看到液压伺服系统有如下特点：

(1) 液压伺服系统是一个位置跟踪装置。工作液压缸的缸体位置始终跟随阀芯的位置，阀芯的位移是输入信号，缸体的移动是输出信号，所以输出量能自动地跟随输入信号动作。阀芯移动多少，缸体也移动多少，阀芯向那个方向移动，缸体也向那个方向移动，阀芯移动多快，缸体基本上也移动多快，阀芯不动，缸体也不动。可见，缸体重复了阀芯的动作。由于随动系统的执行环节或系统的输出端能以一定的准确度复现输入信号的变化规律，所以又称伺服系统、跟踪系统或跟随系统。

(2) 液压伺服系统是一个力的放大装置。工作液压缸的推力由油压决定，可以很大，而移动阀芯所需要的力却很小，甚至用一个小手指头就能推动，所以输出推力可比输入力量大几百倍甚至几千倍。

(3) 为使液压缸能克服外负荷的阻力并以一定速度移动，阀芯必须先有一定的开口度，也就是说液压缸体的移动必须落后于阀芯位移一定距离，或者说输出始终要落后于输入信号一定距离，这个微小的距离称为系统的误差。没有这个误差，执行机构便不能动作，而执行机构的动作又力图消除这个误差。因此液压伺服系统的动作总是由不平衡（存在误差）到平衡（消除误差），再由平衡到不平衡，如此周而复始才能连续工作，但不平衡是经常的，平衡是相对的，暂时的。

(4) 图 5 1 所示的液压随动机构，其液压缸体之所以能以一定的准确度跟随阀芯运动，而不象普通的液压传动系统那样控制阀与液压缸的移动完全没有联系，是因为液压缸带着阀体一起运动，将液压缸的运动回输到随动阀，从而减小或消除液压缸与随动阀动作间存在的误差，即减小或消除输出与输入信号间的误差。可见，在这个随动机构中，随动阀不仅起到控制液压泵进入液压缸的流量、压力以及液压缸运动方向的作用，而且还起到将系统的输出和输入信号加以比较以定出它们之间误差的测量元件的作用（在有些随动系统中起这两种作用的元件，往往是两个元件）。把系统的输出回送到测量元件或随动阀，使输出与输入信号进行比较的作用称为反馈。具有反馈作用或执行元件与随动阀间存在反馈联系，是液压伺服系统的根本特征。实现反馈有机械的或电气的方法。图 5 1 这个随动系统的反馈是通过机械装置来实现的，所以是机械反馈。

在各种自动控制系统中，反馈有两种类型：一种反馈是使输出与输入之间的误差进一步增加，这种反馈称为正反馈；另一种反馈使输出与输入间的误差减小以至消除，这种反馈称为负反馈。液压伺服系统中的反馈为负反馈。

液压伺服系统的优点：

液压伺服系统具有液压传动系统所固有的一系列显著优点，即传动的力或功率可很大；易于实现直线往复运动或摆动而直接驱动执行机构；调速性能好（包括无级调速、调速范围大、传动平稳、传动刚度大、起动或制动容易、反转或高频换向容易等）；重量轻、体积小、惯性小因而快速性能好；过载保护容易；易于布置等。由于液压伺服系统有上述优点，所以在工程机械中得到越来越广泛的应用。

与液压传动一样，液压伺服系统的缺点是：设计、制造和维护不当时容易漏油；元件加工精度高、成本较高；需要有较高的维护调整技术。

三、随动阀的特性

液压伺服系统，按其控制元件的不同，有滑阀式与转阀之分。

滑阀式随动阀应用最广泛。这种随动阀在结构上与滑阀式方向阀很相似，都由彼此相对移动的滑阀及阀体组成，只是随动阀的配合精度较高。在方向阀中，阀芯处于中间位置时，其台肩端面与阀套沉割槽边之间的轴向重叠长度（密封长度）一般都有 2~3mm，而滑阀式随动阀，这个重叠长度一般只有几个到几十个微米，并且公差要求很严格。

滑阀式随动阀，按其阀芯处于中间位置时台肩与阀套沉割槽的重叠情况，分为：零开口的或零重叠的，其台肩宽度与阀套上的槽宽相等，如图 5.3 (a) 所示；如果台肩的宽度小于槽宽，叫做正开口的或负重叠的阀，如图 5.3 (c) 所示；台肩宽度大于槽宽的滑阀叫做负开口或正重叠的阀，如图 5.3 (b) 所示。

随动阀的特性与开口形式有直接的关系。上述三种不同开口形式的阀，其流量特性示于图 5.4 中。阀越过中间位置后，流量就按线性关系变化（即随着阀的开口量增大流量成正比增加）。

零开口随动阀：大多数的四通阀由于着重要得到线性流量特性，见图 5.4 (a) 所示，即滑阀发生微小位移时，此阀便有油液输出，随着阀开度增大，流量呈线性变化，系统的灵敏度最高，是一种最理想的

阀。但要达到此理想的灵敏度必须具有理想的几何形状。应保证控制孔口的棱边是绝对的直角，并且在阀芯和阀套间没有径向间隙，这些是几何上的完美要求，实际上是不可能达到的。实际中零开口阀即不保证绝对直角又有径向间隙所以总有泄漏，由于它的泄漏量较小，在中间位置附近仍具有比较线性的流量特性曲线。零开口的阀，由于工艺上的困难，所以用得较少。即使是零开口结构的阀，由于滑阀与阀套之间存在径向间隙，破坏了零开口的作用，使其多少具有正开口阀的倾向。

正开口的随动阀：滑阀发生微小位移时，输出的油液流量就发生变化。在靠近中间位置处流量增益较大（流量增益—在任意工作区域的某点上输出信号“输出流量”与输入信号之比叫做流

图 5.3 阀的开口形式

图 5.4 阀的流量特性

量增益), 见图 5.4 (c) 所示。越过正开口区以外流量增益降低, 中间位置时功率损失较大以及压力灵敏度低, 负载力大时容易引起误差和稳定性低等缺点。正开口阀尽管有某些缺点, 由于制造简单, 所以用得较多。工程机械中常见于液压转向系统。

负开口的随动阀: 这种阀在中间位置时, 可以切断液压泵和执行机构间的通路, 因此便于将执行机构固定在一定位置, 稳定性较高。它的缺点是阀芯要移动一小段距离后 (重叠量) 才能把阀口打开, 如果滑阀从中间起的位移不超过重叠量时, 将没有油液从阀输出, 见图 5.4 (b), 也就是说, 执行机构有一个不随较小输入信号而动作的不灵敏区。负开口阀由于流量增益特性具有死区, 因而是理想的。所以在随动系统中, 一般不宜使用负开口的随动阀。

第二节 伺服控制基本回路

一、位置控制的伺服回路

1. 用电磁换向阀继电器式的位置控制伺服回路

如图 5.5 所示是采用常开式的电气开关控制电磁换向阀来进行位置控制的伺服回路。手柄 H 的摆动通过杠杆使两个常开开关中的一个闭合, 使电磁换向阀相应的一个电磁铁通电, 电磁换向阀切换使液压缸活塞移动, 并通过机械杠杆实现反馈。当手柄 H 向左摆动某一角度, 通过连杆 1 使杠杆 2 绕 b 点顺时针转动, 杠杆 2 上的 c 点压住右边微动开关 IXK 后, 使电磁铁 2DT 通电, 压力油经电磁换向阀进入液压缸右腔, 使活塞左移, 并使杠杆 2 绕 a 点逆时针摆动, 实现反馈。当活塞到达所需的位置时, 开关断开, 活塞移动停止。

图 5.5 用电磁换向阀继电器式的位置控制伺服回路

这种控制方式的特点是活塞移动速度与偏差信号的大小无关, 当开关接通后, 活塞即以全速移动。由于运动部件的惯性, 有时会冲出使另一开关接通, 导致活塞全速反向移动, 引起振荡。因此活塞速度应较慢, 或在开关的中位有一个足够宽的死区, 使系统在零偏差信号条件下保持停止状态。

2 用伺服阀的位置控制伺服回路

(1) 电液伺服阀控制机械手的部分回路 (图 5.6):

图 5.6 电液伺服阀控制机械手的部分回路

1—步进电机；2—电位器；3—齿条

某一电液伺服控制的通用机械手，它的手臂伸缩、升降、回转及手腕回转部分用电液伺服控制，仅夹紧液压缸的油路经减压阀 C 减压后用电磁换向阀 B 控制。工作原理如下：当手臂需要向右伸出一个预定值时，步进电机 1 根据数字控制部分发出的脉冲数的指令信号，使电位器 2 的动触头顺时针旋转 θ_0 角度。由于动触头偏离了电位器的中点，动触头的引出端产生一个负值电压 u_1 ，经放大器放大为 u_2 后，输入电液伺服阀 A，使阀 A 的阀芯右移一个开口量，于是缸 活塞推动手臂向右移动。在手臂上装有齿条 3，它与电位器外壳上的齿轮啮合，因此手臂的移动转化为电位器壳（即电位器碳膜）的转角 θ ，实现反馈。手臂向右移动时，电位器碳膜顺时针旋转。当手臂到达预定的新位置时，动触头又位于电位器的中点，反馈量 θ 等于指令量 θ_0 ，即偏差信号 $e = \theta_0 - \theta = 0$ ，因此电位器没有电压输出，伺服阀由于没有信号输入而回复至中位，使液压缸 的活塞停止运动。

当手臂需要向左缩回时，工作原理与上述相同。但电位器输出正值电压 u_1 ，伺服阀 A 的阀芯左移一个开口量，使缸 活塞向左退回。

(2) 采用射流管的带材跑偏伺服控制回路 (图 5.7):

图 5.7 采用射流管的带材跑偏伺服控制回路

1—气动传感器; 2—油泵; 3—安全阀; 4—射流管;
5、6—接收管; 7—中间辊轴; 8—带材; 9—气室; 10—弹簧

用于造纸、印刷等行业中纸张、塑料薄膜等的卷绕装置, 保证在卷绕过程中带边对齐。气动传感器 1 固定不动, 液压缸 2 带动中间辊轴 7 作轴向移动, 使带材能整齐地绕在卷取辊筒上。图示的位置时, 带材没有跑偏, 压缩空气进入气动传感器 1 后, 由上端的喷气孔向下喷射, 一部分气体被带材挡住, 没有挡住的气体进入下端的接受孔, 并被引入气室 9, 气室 9 中的气压作用于薄膜上所产生的推力与弹簧 10 的弹簧力平衡, 射流管 4 的喷口对准接受管 5 与 6 的中间位置, 液压缸 2 的活塞不动。当带材向右跑偏时, 被带材挡住的气体增加, 进入接受孔的气体减少, 因此气室 9 的薄膜推力小于弹簧力, 射流管 4 向上转动, 使喷口对准接收管 5, 于是液压射流进入液压缸 2 的右腔, 使活塞带动中间辊轴 7 向左移动。当带材向左回复至原位时, 射流管 4 又回复至中间位置。反之, 当带材向左跑偏时, 同样可由气动传感器 1 检测出信号, 与调定的弹簧力进行比较, 由比较而得的偏差信号使射流管 4 的喷口对准接受管 6, 于是带材向右回复至原位。

(3) 带钢卷取机电液伺服跑偏控制回路 (图 5.8):

卷取机 1 驱动卷筒 2 旋转, 将钢带 4 绕成钢卷 3。由于辊道的倾斜与带钢厚度不均等因素, 在带钢绕卷过程中的横向跑偏是不可避免的。本回路工作时, 电磁铁 2DT 通电, 压力油将液控单向阀 E、F 打开。当带钢没有跑偏时, 带钢边缘遮住光电检测器 5 中圆镜头的一半, 光电检测器 5 中光电管的电阻刚好使电桥平衡, 电液伺服阀 A 的阀芯处于中位, 驱动卷取机的液压缸 2 不动作。如果带钢边缘向左 (或右) 跑偏 x 值时, 至光电管的光照即增加 (或减少), 光电检测器 5 即给出一个信号, 使电桥失去平衡, 电桥的输出电流经放大器放大后输入电液伺服阀 A, 阀 A 的阀芯向右 (或左) 移动一个开口量, 液压缸 2 的活塞即向左 (或右) 移动, 使卷取机与缸体 2 和光电检测器 5 一起向左 (或右) 移动, 以消除偏差。当移动至带钢边缘又遮住镜头一半时, 反馈量 y 值等于跑偏量 x 值, 电桥又平衡, 阀 A

图 5.8 带钢卷取机电液伺服跑偏控制回路一

1—卷取机；2—驱动卷筒；3—钢卷；4—钢带；5—光电检测器

因无信号输入而回复至中位，液压缸 的活塞不再移动，使带钢保持在准确的位置上，实现连续自动控制。

为了便于开始时穿带和结束时防止带钢尾部把光电检测器 5 打坏，必须把光电检测器 5 退回到卷取机的一边去，这时可将控制系统转向卷取机本身中心定位的光电检测器（图中未画出），然后使换向阀 B 的电磁铁 1DT 通电，压力油将液控单向阀 C、D 打开，这时压力油通过伺服阀 A 使缸 塞向右移动，光电检测器 5 向右退至卷取机一边。

(4) 汽车转向系统中刚性反馈液压伺服回路一（图 5.9）：

采用正开口四边式伺服阀 A 进行控制。图示位置时，液压缸 的左腔压力 p_1 小于右腔压力 p_2 ，活塞两边的面积差使活塞两边的作用力相等，即 $p_1 \times A_1 = p_2 \times A_2$ ，式中 A_1 与 A_2 分别为活塞左、右端的面积，因此缸体不移动，车轮也不回转。当方向盘向一方旋转后，转向器 1 的垂臂 2 转动，使阀芯向左移动，压力 p_2 减小，于是缸 的缸体（即阀体）亦向左移动，实现反馈，缸体移动通过销子与杆系 3 使车轮回转。当缸体的反馈量等于阀芯的移动量时，阀芯又回复至平衡位置，车轮不再回转。因此只需用很小的操纵力即可使负载很大的车轮回转，故本回路亦称液压助力器回路。

图 5.9 汽车转向系统中刚性反馈液压伺服回路一

1—转向器；2—垂臂；3—杆系

(5) 汽车转向系统中刚性反馈
液压伺服回路二 (图 5.10):

采用正开口四边式伺服阀 A 进行控制。图示的位置时，液压缸的左腔压力 p_1 小于右腔压力 p_2 ，由于活塞左边的面积 A_1 大于右边的面积 A_2 ，因此活塞两边的作用力相等，即 $p_1 \times A_1 = p_2 \times A_2$ ，因此缸的活塞不移动，车轮不回转。当方向盘向一方旋转后，丝杆 1 带动阀芯向 D_2 方向移动，由于阀 A 的开口量变化使压力 p_1 增加，压力 p_2 减小，于是缸活塞向右移动，通过杆系 4 使车轮回转。同时扇齿 3 摆动使滚珠丝杆的螺母 2 带动丝杆 1 向 D_1 方向移动实现反馈。当反馈量等于丝杆的移动量时，阀芯又回复至平衡位置，车轮不再回转，因此只需用很小的操纵力，即可使负载很大的车轮回转。

图 5.10 汽车转向系统中刚性反馈液压伺服回路二

1—丝杆；2—螺母；3—扇齿；4—杆系

(6) 伺服控制的液压机回路

(图 5. 11):

液压马达 带动凸轮转动, 使摆杆 1 带动伺服阀阀芯 2 上下移动, 从而使冲头活塞 3 上下移动。图示的位置为阀芯 2 处于中位, 冲头活塞 3 停止不动。当凸轮处于降程时, 摆杆 1 向下摆动, 带动阀芯 2 下移, 此时液压缸 a 腔与 b 腔相通, 由于 a 腔始终通压力油, 所以冲头活塞因活塞面积差而向下差动移动。当凸轮处于升程时, 摆杆 1 向上摆动, 带动阀芯 2 上移, 此时液压缸 b 腔与 c 腔相通, 而 c 腔始终通油箱, 因此冲头活塞在 a 腔油压作用下也跟随阀芯上移。当凸轮连续转动时, 冲头活塞即可跟随阀芯连续上下移动。蜗杆蜗轮是用来调节日阀芯 3 的初始位置。

图 5. 11 伺服控制的液压机回路
1—摆杆; 2—伺服阀阀芯; 3—冲头活塞

(7) 伺服阀控制的转舵回路
(图 5. 12):

图示位置时, 溢流阀遥控口经

换向阀通油箱, 定量泵 A 卸荷, 与换向阀联动的伺服阀处于零位。当舵轮 H 向左或向右转动所需角度时, 操纵泵 B 即输出油至液压缸, 于是杠杆绕 m 点转动, 使换向阀切换, 泵 A 不卸荷, 压力油经伺服阀流入双液压缸, 使舵柄 E 回转, 进行转舵。当舵按所需方向转到所定的角度时, 由于机械反馈装置的作用, 杠杆绕 n 点转动, 当换向阀一回复到中位时, 泵卸荷, 转舵完成。S 是缓冲弹簧。

3 用电液步进缸的位置控制伺服回路

(1) 用电液步进缸的位置控制伺服回路之一 (图 5. 13):

本回路利用用电液步进缸数控伺服元件来获得多位定位, 定位精度可达 0.01mm 。当步进电机 M 接受指令脉冲后, 开始旋转, 转角大小由脉冲数决定, 旋转速度取决于脉冲频率。步进电机通过齿轮副 G 带动蜗杆

图 5. 12 伺服控制的转舵回路

W 旋转。由于蜗杆 W 与反馈机构 R 相啮合，因此蜗杆在旋转的同时产生轴向位移，推动阀芯 S，打开四边滑阀的阀口，压力油经通道 b (或 a) 流入缸的一腔，而另一腔回油，活塞便向右 (或左) 带动反馈机构 R 一起移动，迫使蜗杆 W 复位，将滑阀开口关闭。这样形成了液压缸按指令脉冲跟随移动，液压缸的移动量取决于指令脉冲数。液压缸定位的次数取决于指令脉冲的发出次数。电液步进缸也可制成单杆式液压缸，使用时也可以是缸体移动。

(2) 用电液步进缸的位置控制伺服回路之二 (图 5 14):

单杆活塞的面积比为 1: 2, 左

图 5. 13 用电液步进缸的位置控制伺服回路之一

腔常通压力油 p ，右腔的压力由旋转三通滑阀阀芯控制。活塞杆静止时，右腔压力为 $p/2$ 。如果步进电机 M 顺向转动，活塞中的螺母 1 使丝杆 2 (阀芯) 右移，油口 a 与压力油相通，右腔压力高于 $p/2$ ，于是活塞左移，直至阀芯回到原始平衡位置。当步进电机逆向转动，动作相反，油口 a 通油箱，右腔压力小于 $p/2$ ，于是活塞右移直至阀芯回到原始平衡位置。因此活塞的运动跟踪步进电机的转角而运动。活塞 3 的作用是消除螺母 1 和丝杆 2 之间的间隙。

图 5 14 用电液步进缸的位置控制伺服回路之二

1—螺母；2—丝杆；3—活塞

的间隙。

(3) 用电液步进缸的位置控制伺服回路之三 (图 5 15):

固定于活塞杆上的丝杆 A 相当于一个控制阀，它由步进电机 M 驱动旋转，使伺服阀 S 的阀芯动作。套筒 B 和放大用的伺服阀 S 与液压缸缸体一起移动，伺服阀 S 两端的压力 p_1 、 p_2 由丝杆与套筒的位置差来改变。

当液压缸缸体静止时，压力油 p_0 分别经过两个阻尼孔与套筒 B 上的两个油口流回油箱，套筒 B 上的两个开口量相等，阀 S 的阀芯在弹簧力作用下处于中位，使液压缸左右腔的通道关闭。

当步进电机 M 按照指令脉冲信号旋转时，套筒 B 上右 (或左) 油口开大，左 (或右) 油口关小，使阀芯右 (或左) 端压力减小，左 (或右) 端压力增加，阀芯向右 (或左) 移

动。于是压力油 p_0 流入液压缸右（或左）腔，使缸体与套筒 B 一起右（或左）移，直至套筒 B 上的右（或左）油口关小至原来的开口量。这时，阀芯又回复到中位，将液压缸的油口关闭，使液压缸停止移动。电磁换向阀 D 用于使液压缸快速移动。

4. 液压仿形回路

(1) 用四通伺服阀控制的液压仿形回路：

用四通伺服阀控制的液压仿形回路之一（图 5.16）：

本回路是液压仿形机床的液压仿形回路。液压缸缸体固定在拖板上与拖板一起作纵向进给运动，活塞推动刀架作横向仿形运动，此运动由装于活塞杆中的伺服阀控制。弹簧使阀芯 S（触头）靠紧在样板 P 上，当拖板纵向移动阀芯沿样板 P 上移时，压力油经伺服阀流入液压缸下腔，活塞带

图 5.15 用电液步进缸的位置控制伺服回路之三

动刀具跟随阀芯上移实现反馈，工件加工尺寸减小。当触头移至样板水平段时，阀芯不动，活塞也不动，加工直径不变。当触头移至样板下降段时，阀芯下移，压力油流入液压缸上腔，活塞带动刀具跟随阀芯下移实现反馈，加工尺寸增大。

用四通伺服阀控制的液压仿形回路之二（图 5.17）：

加工开始时，伺服阀 S 的阀芯在弹簧力作用下推至下端，压力油经伺服阀流入液压缸的上腔，使活塞（与刀架连接）下移趋近工件，直至伺服阀 S 触头上的滚轮接触样板 P，阀芯回复至中位，活塞移动停止。当拖板带动刀架纵向进给时，随着滚轮沿样板 P 滑动，阀芯按样板形状动作，活塞带动刀架跟随阀芯运动，从而切削出形状与样板相同的工件。伺服阀 S 的回油经阀 B 产生背压，使仿形动作稳定。回油通过节流口 C 产生一个小的负压，将伺服阀的漏油吸回油箱，由于不必采用密封装置，因此可减少摩擦。

图 5.16 用四通伺服阀控制的液压仿形回路之一

(2) 用三通伺服阀控制的液压仿形回路 (图 5 18):

液压缸上腔面积大于下腔面积, 液压泵直接与液压缸下腔相通, 压力由溢流阀 A 调节, 而液压缸上腔的油压由伺服阀控制。伺服阀阀芯在弹簧作用下, 使触头 S 紧靠在样板 P 上, 当触头 S 下移时, 压力油通至液压缸上腔, 由于活塞两边面积不等, 活塞差动下移, 工件加工尺寸增大。当触头移至样板的水平段时, 阀芯不动, 这时液压缸上腔被封闭, 加工直径不变。当触头 S 上移,

图 5. 17 用四通伺服阀控制的液压仿形回路之二

液压缸上腔通油箱, 活塞上移, 加工直径减小。

(3) 用二通伺服阀控制的液压仿形回路:

用二通伺服阀控制的液压仿形回路之一 (图 5. 19):

液压缸上腔面积比下腔面积小, 液压泵始终与上腔相通。当阀芯在弹簧作用下使二通伺服阀关闭时, 流入液压缸上腔的油迫使下腔的油经溢流阀 B 回油箱, 活塞下移, 加工直径增大, 这时泵的供油压力大于阀 B 的调节压力。当阀芯上移时, 二通伺服阀打开, 液压泵同时接通液压缸两腔, 活塞差动上移, 加工直径减小。当液压缸两腔都不进出油时, 加工直径不变, 即阀的开口量刚好使活塞两边作用力平衡, 泵输出的油经二通伺服阀开口与阀 B 流回油箱, 这时液压缸下腔的压力为阀 B 调节的压力, 上腔为泵供油压力, 泵供油压力大于阀 B 的调节压力。

图 5. 18 用三通伺服阀控制的液压仿形回路

这种仿形装置很实用, 因为二通伺服阀简单。活塞两边始终有压力, 可保持活塞的稳定。阀 A 是安全阀, 用来防止二通伺服阀关闭时液压泵过载, 它的调节压力必须大于阀 B 的调节压力。

用二通伺服阀控制的液压仿形回路之二 (图 5 20):

液压缸下腔的面积小于上腔的面积, 液压泵始终与下腔相通。加工圆柱体时, 液压泵输

图 5.19 用二通伺服阀控制的液压仿形回路之一

图 5.20 用二通伺服阀控制的液压仿形回路之二

出的压力油经活塞杆内装的直动式溢流阀和二通伺服阀的微小开口流回油箱，活塞两边作用力相等。当阀芯下移后，通至油箱的阀口关闭，泵流量和来自液压缸下腔的油经内装的溢流阀流入上腔，活塞差动下移，加工直径增大。当阀芯上移，液压缸上腔与油箱相通，泵流量只通至液压缸下腔，活塞上移，加工直径减小。阀 A 是安全阀，用来防止二通伺服阀关闭时液压泵过载。

(4) 用喷嘴挡板控制的液压仿形回路 (图 5.21):

液压缸右腔供以恒压。一根油管通过节流阀连至液压缸左腔和喷嘴 N，它使油喷在一个支点在中间的杠杆上，弹簧使杠杆靠紧在喷嘴 N 上，因此液压缸左腔有背压作用，由于左腔面积大，活塞向右移动，直至触头与样板接触，杠杆转动使喷嘴与杠杆距离略有增大，于是左腔压力下降，直至喷口有一定的开度，使活塞两边的力平衡，活塞不动。当触头按箭头方向沿样板 P 滑动时，杠杆与喷口距离增大，液压缸左腔压力下降，活塞向左移动。当杠杆向另一方向偏离后，杠杆与喷口的距离减小，液压缸左腔压力升高，活塞向右移动。本装置很灵敏，可获得 0.012 mm 的位移。

二、速度控制的伺服回路

1. 废钢破碎机的喂料运输带的伺服控制回路

图 5.21 用喷嘴挡板控制的液压仿形回路

如图 5 22 所示，破碎机的碎料滚筒用电动机驱动，由伺服阀控制的液压马达驱动运输带 B 进行喂料。由于钢料的硬度与密度不同，喂料时滚筒电动机负载的变化引起电流变化，因此采用破碎机滚筒的驱动电流作为伺服阀的输入信号，该信号经变压器减弱为 S 后输入放大器与液压马达的测速发电机 G 提供的反馈信号进行比较，偏差信号经放大后输入伺服阀 A 自动调节液压马达的喂料速度，使滚筒驱动电动机的电流保持恒定。滚筒驱动电动机的电流越大，偏差信号使伺服阀的开口量越小。液压马达的转速越慢，则喂料速度越小。由于破碎机滚筒有自动将钢料拉入的趋势，使在喂料速度很小甚至停止时滚筒电动机的电流也很大，这时，偏差信号使伺服阀换向，液压马达反向旋转，将钢料退回，使电流在几毫秒内降低到允许值。

2 用一个二位三通伺服阀来控制液压马达的转速的回路

如图 5 23 所示液压马达 的转速用测速发电机 G 检测，并反馈至放大器中的比较环节与指令信号 S 进行比较，由比较而得的偏差信号经放大后控制伺服阀动作，使滑阀保持一定开度，因而使液压马达保持所要求的转速。

图 5. 22 废钢破碎机的喂料运输带的伺服控制回路

3 闪光焊机进给系统的回路

如图 5. 24 所示，闪光焊机置于酸洗线入口处，是用来快速焊接开卷后的带钢与轧制中的带钢设备。焊接时，带钢可继续轧制，但带钢末端被夹具固定，开卷带钢的首端由液压缸 与 按预定速度送进，进行闪光焊接。

焊接时，指令信号 C 与液压缸 与 的速度传感器发出的反馈信号 F 输入放大器，经比较而得的偏差信号放大后输入伺服阀 A，阀芯向左移动，使压力油流入缸 与 的右腔，活塞推动带钢首端迅速移动至闪光阶段位置，然后随着指令信号的变化，活塞转为慢速移动，保证焊接口有足够的时间进行闪光熔化。闪光熔化后，电磁换向阀 B 通电，控制油经阀 B 将液控单向阀 D 与 E

图 5. 23 用一个二位三通伺服阀来控制液压马达的转速的回路

打开，活塞快速向左进行顶锻把带钢焊接起来。节流阀 L 用来调节顶锻速度。两个精滤油器 H 与 J

中的一个备用件,当滤油器 H 堵塞后,可将截止阀 M 打开,并将截止阀 K 关闭,即可不停机将滤油器 H 拆下。

三、压力控制的伺服回路

1. 压力控制的伺服回路之一

压力控制伺服回路是维持液压缸中压力恒定的控制回路。如图 5 25 所示

图 5. 24 闪光焊机进给系统的回路

图 5. 25 压力控制的伺服回路之一

的回路,当液压缸中压力有变化时,由压力传感器 T 产生的反馈电信号进入放大器 B,与输入的电指令信号 S 相比较,由比较所得的偏差信号使伺服阀动作,改变液压缸中的油压 p_c ,实现液压缸中压力的恒定控制,亦即控制了液压缸的推力。

2 压力控制的伺服回路之二

如图 5. 26 所示的回路用于疲劳试验机、模拟装置等用各种形式的波形来控制力的场合以及实现高精度压力控制的场合。液压缸左腔和右腔的油压 p_c 和 p_c 由压力传感器 T 和 T 检测,检测出的电信号经放大器 A 和 A 放大后进行比较,由比较而得的偏差信号进入放大器 B 再与输入的指令信号 S 相比较,由比较而得的偏差信号使伺服阀动作,调节液压缸中的压力 p_c 和 p_c ,即液压缸左、右腔的压力

图 5. 26 压力控制的伺服回路之二

差，使与目标值相适应。

蓄能器的作用是吸收高频的压力波动，使液压缸左、右腔压力稳定，但采用蓄能器后使压力调节迟缓，系统灵敏度降低。

四、扭矩控制的伺服回路

扭矩控制常用于模拟装置和疲劳试验机上。如图 5.27 所示，液压马达带动负载 W 旋转时，由扭矩传感器 T 产生的反馈信号输入放大器 B ，并与指令信号 S 比较，得出的偏差信号经放大后控制伺服阀的力矩马达 M ，使伺服阀动作。调节液压马达进出口的压力差，使液压马达输出的扭矩与目标值一致。蓄能器的作用与图 5.26 相同。

图 5.27 扭矩控制的伺服回路

五、功率控制的伺服回路

电炉炼钢时控制电极升降的恒功率电液伺服控制系统如图 5.28 所示，用以自动调节电极的位置，避免电流电压的波动过大，从而缩短熔炼时间、提高产量、降低电耗和电极消耗。

冶炼的电流和电压分别由电流互感器 1 和隔离变压器 2 测得，经整流后进行比较。当电流和电压为要求的数值时，电阻器 3 两端的电压差为零，电液伺服阀处于零位，电极不动。炉内原料熔化后，钢液液位下降，冶炼的电流减小，此时两组整流器 4 输出的电压不等，电阻器 3 两端电位不等，输往伺服阀为负向电流，阀芯向左移动，依靠电极和柱塞缸自重的作用，液流从柱塞缸经电液伺服阀流入蓄能器 A ，电极下降，直至达到重新平衡为止。

在炉内形成熔池以后，废钢向下塌落时会将电极抱住形成短路。此时电弧电压为 0，电流剧增。电阻器 3 上电流端电位上升，电压端电位下降。输往伺服阀为正向电流，阀

图 5.28 功率控制的伺服回路

1—电流互感器；2—隔离变压器；3—电阻器；4—整流器

芯向右移动，高压水从蓄能器 B 流入柱塞缸，电极向上提升，直至平衡为止。

在整个冶炼过程中，只要电弧电压和电流偏离预定数值，电极就会自动上升或下降，从而使冶炼功率保持恒定。

六、张力控制的伺服回路

如图 5.29 所示的回路用于带料卷取机中自动调节带料的张力。来自前道工序的带料 3 由液压马达驱动的辊道输入炉子 4 后，再由液压马达驱动的辊筒 5 卷绕起来，为了保持带料在卷取过程中的张力，装有活套装置 1 与伺服控制装置。当指令信号输入伺服变量泵后，液压马达旋转使带料向右输送。如果这时伺服变量泵的输油量太小，使液压马达的转速较液压马达的转速低时，带料张力太小，活套

图 5.29 张力控制的伺服回路

1—活套装置；2—电位器；
3—带料；4—炉子；5—滚筒

装置 1 中的带料增加，杠杆拨动电位器 2 的动臂，发出反馈信号，使泵输油量增加。同时将节流阀 L 的开口关小，减少旁路回油量，于是液压马达的转速增加，加大了带料的张力。反之亦然。

七、温度控制的伺服回路

如图 5.30 所示是液压系统油温自动控制回路。液压系统的回油通过水冷却器流回油箱。油温由传感器 T 检测后转化为电信号，与预定油温的电气指令信号 S 进行比较，由比较而得偏差信号经放大后使伺服阀 4 动作，通过改变冷却水的进水量来调节油温，使油温保持在预定的数值。

八、伺服泵控制回路

1. 伺服泵控制回路之一

如图 5.31 所示，用改变变量泵 B 的偏心的方法来控制液压缸（或液压马达）的速度。输入信号 S 作用于一个活动杆，它推动伺服阀 F 的阀芯，使压力油进入液压缸

图 5.30 温度控制的伺服回路

图 5.31 伺服泵控制回路之一

，使活塞移动以改变泵的偏心，从而改变泵的流量，同时活塞又带动伺服阀阀体一起与阀芯同向移动，实现反馈。当泵 B 达到所需的流量时，伺服阀回复至中位。小容量的定量泵 A 用来补偿系统的泄漏和作为液压缸 的油压源。

2 伺服泵控制回路之二

如图 5.32 所示为采用伺服机构控制变量泵 的输油量从而改变定量液压马达转速的回路。当电磁换向阀 A 切换至左位后，变量泵 输出压力油经换向阀 A 流入液压马达 ，回油经换向阀 A 流至变量泵 吸油口，构成闭式回路。液压马达 经一对齿轮和一对锥齿轮带动从动轴 1 回转。从动轴又经蜗杆蜗轮带动凸轮 2 回转，并用电位器把凸轮曲线变换成电信号，与控制变量泵的液压缸 调定位置的电信号比较，得出的偏差信号经放大输入伺服阀，控制液压缸 活塞左右移动，从而改变变量泵 的输油量，使液压马达 按预定转速要求回转。当与凸轮同轴回转的圆盘 3 上的凸块压住行程开关 XK 后，换向阀 A 切换至中位，液压马达停止转动。阀 B 用作保护液压马达 的安全阀，起缓冲作用。泵 用作变量泵的补油和作为缸 动作的压力油源。

图 5.32 伺服泵控制回路之二

1—从动轴；2—凸轮；3—圆盘

3 伺服泵控制回路之三

如图 5.33 所示，用伺服阀来改变变量泵 的偏心，使液压马达驱动负载 M 的转速恒定。把一定的指令信号 S 输入放大器 K，并与测速发电机 T 输出的反馈信号比较，偏差信号由 K 放大后输入电液伺服阀，于是控制泵 供油至变量调节液压缸，改变主泵 的流量，使液压马达的转速恒定。液压泵 为充油泵。

图 5.33 伺服泵控制回路之三

第三节 液压伺服系统在工程机械中的应用

由于自行式工程机械的发展，尤其是重型和特种用途车辆的发展，促使了液压随动转向机构的产生。所谓液压随动转向，就是利用液压能操纵行驶方向的随动机构。液压随动转向的任务在于提高转向性能，减轻驾驶员的劳动强度。因此，工程机械广泛使用液压随动转向机构。目前用于各种车辆的液压随动转向机构种类很多。按随动系统中控制阀来分，有滑阀式和转阀式随动系统两大类。根据转向器、控制阀和液压缸的布置不同，液压随动转向机构有三种结构方案。

(1) 整体式。助力液压缸、控制阀和转向器安装在一个总成里，它的优点是结构较紧凑、连接油管短、反应迅速。地面冲击不易破坏控制阀的正常工作。缺点是转向器里的一部分零件和转向传动装置全部零件都要承受助力液压缸传递来的力，结构也比较复杂。

(2) 连杆式。控制阀和助力缸组成一体，与转向器分开安装。这种布置方式可采用任何一种标准的转向器。此外，转向器没有承受助力液压缸传来的力，因此，寿命长。同前种方案比较，这种布置的管路要长一些。

(3) 分置式。即转向器、控制阀和助力缸分开安装。这种布置的灵活性较大，除采用标准转向器外，也有可能采用通用的液压缸。铰接式折腰转向的工程机械要求转向机构有较大独立性，多数采用这种布置方案。

下面分别介绍滑阀式和转阀式液压随动机构。

一、滑阀式液压随动机构

在一些大中型履带推土机上用液压助力机构操纵主离合器和转向离合器是很普遍的，这些工作在大中型履带推土机上单凭驾驶员体力常常是不能胜任的。图 5.34 就是用于履带推土机上主离合器和转向离合器的液压助力器。主要由阀杆 4、阀套（活塞）5 和液压缸体 6 组成。

当阀杆 4 处于中位（图示状态）时，阀杆上的两个凸台均不起封油作用，因此，阀套

图 5.34 液压助力器

1—轴；2—摇臂；3—弹簧；4—阀杆；5—阀套（活塞）；6—液压缸体

(活塞) 5 两端油腔与进油道和回油道均相通，处于平衡状态，使活塞位置保持不动。

当向右搬动阀杆，此时弹簧被压缩，阀杆上的两个凸台立即关闭 B 孔和 D 孔。高压油进入活塞左端的 P 面，在 B、D 孔关闭的同时，活塞右端油路与回油路接通，使活塞右端变为低压腔。这样活塞就在左端高压油的作用下，由左向右跟随阀杆运动。阀杆向右拉动多长的距离，活塞就向右移动多长距离。活塞带动摇臂 2 绕轴 1 转动，带动拨叉拨动离合座，使离合器结合。当离合器结合后，阀杆停止移动，B、D 孔又立即开启，阀杆恢复中位，活塞两端又处于平衡状态，活塞位置保持不动。

当向左推动阀杆，此时弹簧被压缩，阀杆上的两个凸台立即关闭 A、C 孔，压力油进入活塞右端的 Q 面。在 A、C 孔关闭的同时，活塞左端油路与回油路接通，使活塞左端变为低压腔。这样活塞就在右端高压油的作用下，由右向左跟随阀杆运动。推动阀杆向左移动多长距离，活塞就向左移动多长的距离。活塞带动摇臂通过拨叉拨动离合座，使离合器分离。当离合器分离后，A、C 孔立即开启，阀杆恢复中位，活塞两端油压处于平衡状态，使活塞位置保持不动。

从上述工作过程可看出，此液压助力器是一个典型的液压随动装置。所以具有如前所述随动系统的一切特点。

二、转阀式液压转向机构

转阀式液压转向机构又叫摆线转阀式全液压转向装置。这种转向装置由转向阀与计量马达组成的液压转向器、转向液压缸等组成。这种转向装置取消了方向盘和转向轮之间的机械连接，只有液压油管连接。

方向盘和液压转向器相连，转向液压缸与转向梯形及转向轮相连，两根油管将转向器的压力油按转向要求输送到液压缸相应的腔以实现转向。图 5.35 是转阀式液压转向机构布置

示意图。与其它转向装置相比，具有操纵轻便灵活、结构紧凑、易于安装布置、发动机熄火时仍能保证转向性能等特点。存在主要问题是“路感”不明显；转向后方向盘不能自动回位以及发动机熄火时手动转向比较费力。近几年来在大型拖拉机、叉车、装载机、挖掘机和汽车超重机等大中型车辆上已开始采用此种转向机构，它是一种用在中、低速车辆上很有前途的转向装置。一般用在车速为 50km/h 以下的车辆上。

1. 转阀式转向器结构与液压系统

现在先从液压系统来说明转向原理。图 5.36 是转阀式转向机构液压系统图。整个系统是由液压泵 1、液压缸 8、转向器（包括转阀 6 和计量液压马达 5）、安全阀 2、双向缓冲阀 7 和单向阀 3、4 等组成。转向器的转阀处于中位时（图示位置），液压泵 1 来的油经转阀 6 返回油箱，低压空循环，液压泵卸荷。而液压缸 8 和计量马达 5 的两腔都处于封闭状态，这时车辆沿直线或一定转向半径行驶。

图 5.35 转阀式液压助力器机构示意图

1—液压转向器；2—齿轮泵；3—油管；
4—转向梯形；5—转向液压缸；6—油箱

图 5.36 转阀式转向机构液压系统图

1—液压泵；2—安全阀；3、4—单向阀；5—计量液
压马达；6—转阀；7—双向缓冲阀；8—液压缸

左转时，操纵方向盘使控制阀转到图示“左”的油路位置，液压泵来的油打开单向阀 3，通过控制阀进入计量液压马达的右腔。计量液压马达的转子在压力油作用下旋转，迫使转子另一侧的压力油经控制阀进入转向液压缸相应的腔而实现向左转向。这时液压缸的回油就经控制阀返回油箱。计量马达转子的转动方向与方向盘转向相同，由于计量马达的转子带动控制阀套一起转动，从而消除了控制阀芯相对于阀套的转角，而使控制阀又处于中位。

当液压泵不工作时，系统油路循环全靠手动操纵，此时计量马达作为手动泵使用，单向阀 3 关闭，而单向阀 4 打开，油在系统中自行循环。单向阀 3 是防止油液倒流而使转向轮偏转以及保护液压泵不受冲击。单向阀 4 是人力转向时使油液能自行循环。安全阀 2 限制系统最高工作压力保护系统安全；双向缓冲阀 7 用来防止在转向轮受到意外冲击时，由于油压突然升高而造成系统损坏。

图 5 37 是液压转向器结构图。阀体是转向器的壳体,所有零件都装在阀体内。阀体上有 4 个油孔:油口 A 和液压泵相连;油口 B 与油箱接通;油口 C 和 D 分别与转向液压缸的两腔相连。控制阀由阀芯和阀套组成,两者用销子 8 连接,用片弹簧 9 定位。由于阀芯上销孔比阀套销孔大,阀芯可相对于阀套左右转动各 8°左右。阀芯通过外端头与方向盘转向轴相连。阀套通过销子 8、连接轴 7 和计量马达的转子相连。计量马达的结构如图 5. 38a)所示,它由定子 5 和转子 3 组成。定子和阀体固定在一起,转子通过连接轴 7 和控制阀阀套相连。

图 5. 37 转阀式液压转向器

1—阀体 2—阀套 3—转子 4—圆柱 5—定子 6—阀芯 7—连接轴
8—销子 9—定位弹簧 10—转向轴 11—单向阀

定子有 7 个齿、转子有 6 个齿,转子以偏心距 e 为半径,围绕定子中心转动。转子围绕定子转动(称公转),同时还以反方向绕自己轴线旋转(自转)。转子自转一周的同时绕定子公转 6 周,即转子的公转转速是其自转转速的 6 倍。

转子转动时,将形成 7 个封闭容积,转子公转 1 周从 7 个齿槽空间排出油,转子自转 1 周,油从 $6 \times 7 = 42$ 个密闭齿槽中挤出。因此这种马达单位体积排量大。

计量马达进出油的配流是阀套 2 上 12 个孔 d 和与孔 d 相对应的均布在阀体上的 7 个孔 a (见图 5. 37) 来完成的。计量马达是用容积法控制流量的马达。当配流元件转阀转动时,液压马达排出一定容积的液体,从而控制进入液压缸的流量。保证流进转向液压缸的流量与方向盘转角成正比,因此将这种马达称为计量马达,同时也起反馈作用。当人力转向时,计量马达作为手动液压泵驱动转向液压缸实行转向。

图 5 38 为计量马达结构原理图,阀套和阀芯的结构见图 5 38 (b) 所示。阀套外表面上有 4 个台阶和 4 个环槽 I、J、K、L。4 个环槽分别与阀体上的 A、B、C、D 4 个油孔相对

应。阀套上的孔 b、c、d、e、f、g 是配流孔，它们与阀芯上的槽 i、j、k 和阀体上的油孔 a 配合，用来控制液流方向实现转向。

现将 12 个孔 d 分成单号 d 孔和双号 d 孔，其中单号 d 孔和孔 e 在一条直线上，双号 d 孔和孔 f 在一条直线上。12 个孔 h 和 12 个 d 相互错开 15°。各个孔和槽之间的相互位置和等分精度对转向器的性能有密切关系。

2 工作原理

中位时如图 5.39 所示状态。在定位弹簧 9（见图 5.37）作用下，阀芯和阀套处于中位。此时孔 b 和孔 h 对齐，因此进入环槽 l 的油液通过孔 b、孔 h 进入阀芯内腔，再经孔 l，槽 k 从回油口流回油箱。因为槽 k、j 既不与孔 f 相通，也不与孔 d 相通，所以这时液压缸和转子马达两腔都处于封闭状态。

图 5.39 液压转向器中位时工作状态

右转向时（图 5.40），阀芯随方向盘作顺时针方向旋转，阀套因和计量马达转子相连而暂时不转。此时，孔 b 和孔 h 开始错开，槽 i 沟通孔 c 和双号孔 d，槽 j 沟通单号孔 d 和孔 e，而槽 k 与孔 f、孔 g 相通。液压泵来油经孔 c、槽 i 和双号孔 d 相对的孔 a 进入计量马达的 3 个油腔，并迫使转子转动。计量马达另外腔的液压油被挤出，通过与单号孔 d 相对应的孔 a 以及孔 e 进入转向液压缸一腔，迫使活塞移动实现向右转向。从转向液压缸另一腔的油液经孔 f、槽 k 和孔 g 通过回油口流回油箱。

在上述过程中，由于液压泵来油先经计量马达才进入转向液压缸，推动计量马达转子自转，并带动阀套旋转其转动方向和方向盘一致，从而消除了控制阀芯相对于阀套的转角，使控制阀恢复到中位配流停止。转向轮也就被转向液压缸保持在这个转向角度上。这个随动过程是由内部的机械反馈实现的。

左转向时（图 5.40）槽 i 与孔 c、单号孔 d 相通，槽 j 与双号孔 d 相通，而槽 k 与孔 e、孔 g 相通。液压泵来油经孔 c、槽 i、单号孔 d 相对应的 a 孔进入计量马达，迫使计量马达转

图 5.40 转向时工况

子围绕定子公转。马达排出的油液经与双号孔 d 相对应的孔 a、槽 j 和孔 f 进入转向液压缸的相应腔，迫使液压缸活塞移动使转向轮向左转向。液压缸另一腔排出的低压油经孔 e、槽 k 和孔 g 从回油口流回油箱。

手动转向如图 5.41 所示。当发动机熄火或液压泵出现故障不能动力转向时，这种转向器仍能进行人力转向。人力转向时，计量马达起泵的作用。方向盘带动阀芯，通过销子、阀套、连接轴带动计量马达转子转动（参见图 5.37）。转子转动排出的压力油进入转向液压缸而使转向轮转向。人力左右转向时的液压油流动方向和动力转向时基本相同，所不同的是液压缸排油通过单向阀流回到手动泵的吸油腔，油液在转向器内自行循环。

图 5.41 手动转向工况

第六章 液压传动系统的设计与使用

第一节 液压传动系统的设计

一台机器设备的传动方式，究竟选用机械传动、电力传动还是液压传动，要根据机器工作要求经过充分的分析、比较来确定。有时一种传动方式不能满足机器的工作要求，或者机构显得过于复杂，则可将两种传动方式结合起来使用。当决定采用液压传动的方式之后，液压系统的设计任务才被提出来。这时必须明确：

- (1) 机器总体布置及工艺要求，液压执行元件的位置及空间尺寸的限制。
- (2) 机器的工作循环，液压执行元件的运动方式（移动、转动或摆动）及其工作范围。
- (3) 液压执行元件的运动速度及其变化范围。
- (4) 液压执行元件的负载及变化范围。
- (5) 各液压执行元件动作之间的顺序、转换和互锁要求。
- (6) 工作性能如工作平稳性、可靠性、转换精度、停留时间等方面的要求。

对于液压系统中工作循环较复杂的单个液压执行元件或相互动作关系复杂的多个液压执行元件来说，应绘出其完整的动作周期表，以使设计要求一目了然，便于进行工作。

液压系统设计是机器设计的一部分，它与机器设计是紧密联系的，必须同时进行。一般把设计步骤归结为如下几点：

- (1) 明确液压系统的设计要求；
- (2) 初步确定液压系统的性能和参数；
- (3) 拟定液压系统方案图；
- (4) 计算和选择液压元件；
- (5) 估算液压系统性能；
- (6) 绘制液压装置系统图；
- (7) 设计液压装置。

一、工况分析

工况分析指分析机器工作过程的具体情况，其内容包括对负载、速度和功率变化规律的分析或这些参数最大值的确定。工况分析的关键是分析负载性质和编制负载图。

作往复直线运动的液压缸的负载由 6 部分组成，它们是工作阻力（机床上指切削阻力）、摩擦阻力、惯性阻力、重力、密封阻力和背压力阻力。前 4 项为外负载，后 2 项为内负载。

1. 工作阻力 F_t

工作阻力是指沿液压缸方向上的力。此阻力可正可负：凡作用方向与液压缸（或活塞）运动方向相反者为正，相同者为负。工作阻力有基本上恒定不变的、有周期性变化的，须根据具体情况分析决定。它是液压缸负载中最主要的部分。

2 摩擦阻力 F_f

摩擦阻力是指机器工作时工作台导轨处的摩擦力或被液压缸拖动部件与静止本体之间的摩擦力。它与导轨形状、放置情况以及运动状态有关，其大小计算关键在于确定摩擦系数。

其估算公式及摩擦系数的大小可以查有关书籍和手册。

3 惯性阻力 F_m

惯性阻力是指工作部件在启动和制动过程中的惯性力，可按牛顿第二定律求出：

$$F_m = ma = \frac{F_G}{g} \cdot \frac{v}{t}$$

式中 g ——重力加速度；

t ——启动或制动时间，对机床而言，主运动取 0.25 ~ 0.5s，进给运动取 0.1 ~ 0.5s，磨床取 0.01 ~ 0.05s。

惯性阻力也是可正可负的，分析时需要注意。

4 重力 F_G

垂直放置和倾斜放置的工作部件，它的重量本身也成为一种负载，向上移动时为正负载，向下移动时为负负载。

5 密封阻力 F_s

这是指装有密封装置的零件在相对移动中产生的密封摩擦力，其值与密封装置的类型、液压缸制造质量和油液工作压力有关。详细计算比较繁琐，可将它计入液压缸的机械效率中。

6 背压阻力 F_B

这是液压缸回油路上的阻力。在系统方案、结构尚未确定以前它是无法计算的，只能先按经验数据选取一个数值暂供分析时使用，确切数值留待后面解决。

液压缸在动作循环中各个阶段的负载确定以后，清楚地表达启动、加速、恒速、制动等每一阶段的负载大小，可以画出负载图。往往横坐标取时间或液缸位移，纵坐标取力。

二、液压元件主要参数的计算与选择

1. 液压泵的选择计算

(1) 工作压力的确定：

液压泵的工作压力等于系统的压力损失和执行元件工作压力之和，即：

$$p_B = p_c + p \quad (6 - 1)$$

式中 p_B ——泵工作压力；

p_c ——执行元件工作压力；

p ——系统工作压力损失，包括直管中沿程阻力损失和弯管、各种阀、管接头处的局部阻力损失。

管路系统的压力损失，须待选好液压元件及画出管路布置图后才能进行计算。初步计算时，可粗略选取。对管路复杂、高压大流量系统取 $p = (15 \sim 20) \times 10^5 \text{ Pa}$ 。

(2) 泵流量的确定：

当液压系统工作循环中只有一个执行元件工作时，为了保证最大工作速度和考虑到系统的泄漏，液压泵的流量应大于执行元件最大速度时所需的流量；当工作循环中有几个执行元件同时工作时，液压泵的流量应大于复合动作时所需的最大流量，并考虑到系统的泄漏。

当总流量波动范围不大时，泵流量可按下式选取：

$$Q_B > K Q_{\max} \text{ m}^3/\text{s} \quad (6 - 2)$$

式中 Q_B —— 液压泵流量；

Q_{max} ——系统中同时动作的各执行元件最大流量之和；

K ——考虑到系统泄漏的系数（取 1.05 ~ 1.2）。

当流量范围波动很大，最好采用蓄能器。在装有蓄能器的系统中，液压泵的供油量可根据系统在一个工作循环中的平均流量来选取，即：

$$Q_B = \sum_{i=1}^n \frac{K V_i}{T} \quad (6-3)$$

式中 K ——工作油泄漏系数，一般取 $K = 1.05 \sim 1.2$ ；

V ——执行元件在工作循环中的总耗油量；

T ——工作循环时间；

n ——执行元件个数。

(3) 液压泵的选择：

选泵时，首先应按调速方式决定采用定量泵或变量泵，其次，可按系统最大工作压力确定泵的型号，按系统所需最大流量确定泵的规格。选用时，应注意使系统压力一般不超过泵的额定工作压力。对于经常处于满载连续工作的液压系统，则应控制在液压泵额定压力的 70% ~ 80%，以保证泵有较高的容积效率和较长的使用寿命。但也应防止选用额定压力远大于最大工作压力的泵，因为高压泵不仅成本高，尺寸及重量大，并且在低压工作时总效率低，亦即泵只是在其额定压力附近工作时，其能力才能得到最好的发挥。

(4) 泵的功率确定：

按下式计算：

$$N_B = \frac{p_B Q_{BH}}{\eta_B} \times 10^{-3} \text{ kW} \quad (6-4)$$

式中 p_B ——泵工作压力，Pa；

Q_{BH} ——泵的额定流量， m^3/s ；

η_B ——泵的总效率。

各种液压泵在额定压力下的总效率，根据产品说明书确定，或参考表 6.1 选取。一般取 $\eta_B = 0.7 \sim 0.85$ ，泵规格大时取大值，规格小时取小值；定量泵取大值，变量泵取小值。当液压泵的工作压力只有额定压力的 10% ~ 15% 时，总效率将显著下降，有时只取 0.5。

要注意的是，在计算泵驱动功率时，要按泵的额定流量和泵的实际工作压力计算。

依泵的转速和所需驱动功率，即可选择参数相近的电机。

表 6.1 液压泵在额定压力下的总效率

液压泵名称	齿轮泵	螺杆泵	叶片泵	径向柱塞泵	轴向柱塞泵
总效率 η_B	0.65 ~ 0.8	0.7 ~ 0.85	0.7 ~ 0.85	0.8 ~ 0.9	0.85 ~ 0.92

2 液马达的选择计算

(1) 液马达的负载扭矩：

液马达在工作中需克服的阻力矩有以下几项：

工作阻力矩 M_w ，包括有效阻力矩和工作机构工作时由机械摩擦引起的阻力矩。

回油阻力矩 M_0 ，由系统背压决定。

摩擦阻力矩 M_F ，指马达自身的机械和密封摩擦阻力矩，可表示为马达机械效率。

惯性阻力矩 M_I ，指马达和负载转动部分在加速和减速过程所产生的惯性力矩。

液马达最大负载力矩为上述各值之和，即液马达输出轴上的平衡条件是：

$$\frac{p_1 q}{2} = M_W + M_0 + M_F + M_I$$

或
$$\frac{pq}{2} \eta_m = M_W + M_I \quad (6-5)$$

式中 p_1 ——马达进油腔压力；

q ——马达每转排量；

η_m ——马达机械效率， $\eta_m = 0.8 \sim 0.95$ ；

p ——马达的负载工作压差， $p = p_1 - p_2$ ；

p_2 ——马达回油腔压力，有背压时一般 $p_2 = (5 \sim 10) \times 10^5 \text{ Pa}$ 。

根据式 (6-5) 确定 q 值。

(2) 液马达流量：

按下式计算液马达流量：

$$Q_m = \frac{qn_{\max}}{\eta_v} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

式中 q ——液马达每转排量， m^3/r ；

n_{\max} ——液马达的最大工作转速， r/s ；

η_v ——液马达容积效率， $\eta_v = 0.85 \sim 0.96$ 。

(3) 液马达的选择

根据所要求的输出扭矩 M 、流量 q 、马达进油腔工作压力 p_1 、转速 n_{\max} 和 n_{\min} 以及系统工作条件等即可选择液马达的型号规格。

3 控制阀类的选择

(1) 选择控制阀：

按照已拟定好的系统工作原理图，并根据系统通过该阀的最大工作压力和通过该阀的最大流量选用标准液压阀类。控制阀的额定流量必须与实际通过的(最大)流量相适应。若额定流量过小，则液流通过阀的损失过大而引起系统发热，或因流速过大而产生严重噪音。当然，如选的阀额定流量太大，则会增加结构尺寸，增加成本。选择时可以按照这样的原则：一般情况下不应使阀的实际最大流量超过其额定值的 20%。对压力阀和方向阀有时允许超过 40%。

(2) 阀的连接方式：

一般的液压设备，通常采用管式连接和板式连接两种连接形式。

管式连接简单，但布局分散，元件悬空而易发生振动，而且拆装不便。板式连接是把各阀固定在一块配油板上，这种连接布局整齐、结构紧凑、工作可靠、拆装维修方便，宜于采用。当然，还有更先进的连接形式，如叠加阀、集成阀、集叠阀等，但这些需具备必要的条件(专用阀的结构)。

4 辅助装置的选择

(1) 管件尺寸：

一般先按通过管子的最大流量和管内允许流速计算管内径。其次，按系统最大工作压力确定管壁厚或外径，查阅有关手册选用管材。

管子内径可按下式计算：

$$d = 1.13 \frac{Q_B}{v} \quad \text{m} \quad (6-6)$$

式中 Q_B ——通过管子最大流量， m^3/s ；

v ——液流在管路中的流速， m/s 。

吸油管路，取 $v = 0.5 \sim 1.5 \text{ m}/\text{s}$ ；压油管路，取 $v = 2.5 \sim 5 \text{ m}/\text{s}$ 。压力高，管路短取大值；管路长取小值。回油管路，取 $v = 1.5 \sim 3 \text{ m}/\text{s}$ ，个别短管可取 $v = 5 \sim 7 \text{ m}/\text{s}$ 。

计算出来的管内径应参照管材系列圆整成标准规格。

管接头可根据管内径、壁厚、工作压力和连接型式选定。管件的规格、品种应尽量减少以提高经济效益。

(2) 油箱容量：

油箱过小则散热不良，油箱过大则结构庞大、重量增加，因此应合理确定。

对中低压液压系统，当不要求按温升或发热计算油箱时，可按经验对油箱的容量采用类比法估算。

低压系统 $V = (120 \sim 240) Q \text{ m}^3$

中压系统 $V = (300 \sim 420) Q \text{ m}^3$

式中 Q ——液压泵的流量， m^3/s 。

连续工作压力超过中压的液压系统，其油箱容积应按发热量计算。若油箱容积受到限制，必要时可加装冷却器。冬天野外操作，也可设加热器。其它辅助装置如滤油器、蓄能器、冷却器等的选择计算，参阅有关章节。

三、液压系统的验算

液压系统的验算一般是在绘完装配草图后进行。其主要内容有：液压系统的管路压力损失计算、系统升温计算、液压冲击计算等。

1. 液压系统压力损失的验算

压力损失的验算的目的是为了正确地调整系统的工作压力和正确地估计设计效果。

液压系统的压力损失，主要包括管道中的沿程损失 p_{LS} 、局部损失 p_{Lg} 以及液流通过阀类元件的局部损失 p_{vg} 。

(1) 管道沿程和局部压力损失的计算：

计算前应详细检查、统计系统中各部分管子的长度、管径及弯头、管路局部扩大或收缩等处的局部阻力数量和型式，分类造表，然后分别计算出 p_{LS} 和 p_{Lg} 值。

(2) 阀类元件局部损失的计算：

液流通过各阀产生的局部损失可在产品样本、说明书或有关手册中查出。当实际通过流量不是额定流量时，则其压力损失 p_{vg} 可根据下式作近似计算：

$$p_{vg} = p_H \frac{Q}{Q_H}^2 \quad \text{Pa} \quad (6-7)$$

式中 p_H ——通过额定流量时的压力损失， Pa ；

Q_H ——阀的额定流量， m^3/s ；

Q ——通过阀的实际流量, m^3/s 。

(3) 液压系统中总压力损失计算:

将管道中的沿程损失、局部损失和油液通过阀的损失相加, 即得总压力损失:

$$p = p_{Ls} + p_{Lg} + p_{vg} \quad \text{Pa} \quad (6 - 8)$$

为简化计算, 管道局部压力损失 p_{Ls} 可按当量长度算法决定, 即将 p_{Ls} 折合成相当于直管某个长度的沿程损失。若直管长度为 l , 管接头或弯头的当量长度为 l_a , 则管道的压力损失 (包括沿程和局部) 为:

$$p = \frac{l + l_g}{d} \frac{v^2}{2} \quad \text{Pa} \quad (6 - 9)$$

当量长度 l_a 可表示为直管管径的倍数。常用的管接头在紊流时的当量长度为: 45°弯头的 $l_a = 15d$; 90°标准弯头的 $l_a = (30 \sim 40)d$; 直角弯头和三通的直角弯曲部分的 $l_a = (50 \sim 75)d$; 大半径弯管 (曲率半径大于管径的三倍) 的 $l_a = 20d$ 。

这样系统的总压力损失也可用下式表示:

$$p = \frac{l + l_g}{d} \frac{v^2}{2} + p_{vg} \quad \text{Pa} \quad (6 - 10)$$

(4) 确定溢流阀的调整压力:

在计算出液压系统的总压力损失后, 可依此调整溢流阀的溢流压力 p_{LV} :

$$p_{LV} = p_c + p = p_B \quad (6 - 11)$$

式中 p_c ——系统工作压力;
 p ——总压力损失;
 p_B ——泵的工作压力。

2 系统温升的验算

液压系统工作时, 存在各种损失, 包括压力损失、容积损失和机械损失, 这些损失能量都转变成热能, 使油温升高。油温过高, 则会引起油液氧化变质, 油的粘度降低, 进而使泄漏加剧, 润滑性能变差, 磨损增加。为保证系统正常工作, 就要将系统工作时的油温限制在一定范围之内, 为此要进行系统的热计算。不同的机械设备, 因工作条件不同, 其允许最高油温也有区别。表 6 2 所列为各种机械的允许油温。系统各部分的发热计算可查阅《机械设计手册》(五卷)。

表 6 2 各种机械允许油温

液压设备名称	正常工作温度 ()	最高允许温度 ()	油及油箱的升温 ()
机床	30 ~ 55	55 ~ 65	30 ~ 35
工程机械、矿山机械	50 ~ 80	70 ~ 90	35 ~ 40
数控机床	30 ~ 50	55 ~ 60	25
金属粗加工机械 金属压力加工机械	40 ~ 70	60 ~ 80	

3 油箱散热计算及油箱尺寸的确定

从自然散热的角度看, 系统产生的热量, 会提高液压设备及其油液的温度使其高于周围

环境温度。由于与周围环境的温差，系统的热量也将通过油箱及管道表面等散发到空气中去。而且温差越高，热量散发得越快。这是一个不稳定的热平衡过程，到热量散发速度与系统工作时单位时间内所产生的热量 H 相同时，则系统达到稳定的热平衡状态，系统温度不再上升，与周围温差维持某个定值。显然，在系统发热量一定的条件下，系统散热能力越强（油箱尺寸及管道散热面越大），则系统最后与周围环境温差值就越小，也就是系统最高温度越低。在一定油箱尺寸条件下，我们要求系统温度在合理范围之内，由此而确定油箱的尺寸。

当油箱尺寸超出合理的结构要求，而系统温度仍不能保持在合理范围之内时，则采用强制冷却（换热），散发系统多余的热量以维持系统温度在允许范围之内。

计算时一般只考虑油箱散热，而对管道散热能力忽略不计。因为管道散热所占比例很小，同时也可认为管道的发热量和散热量是基本相同的。关于油箱的发热计算及尺寸确定，参见《机械设计手册》（卷五）。

4 系统液压冲击的验算

由于影响液压冲击的因素很多，难以准确计算。故设计液压系统一般不做计算，而预先采用缓冲措施。有特殊要求时可参考第二章有关公式计算。

一般说来，液压冲击的剧烈程度与冲击波速度和油流速度的变化值 $v = v_1 - v_2$ 密切相关。为了减少液压冲击的压力增大值 p ，可延长速度变化所需的时间。在液压冲击区域内设小惯量安全阀、蓄能器、软管和使油流分支均能阻止压力的急剧增高而起到缓冲作用。

四、绘制正式工作图，编制技术文件

液压元件和辅助装置选择或设计结束，经反复审查，修改完善，确认系统设计合理无误后，便可绘制正式的液压系统工作图，编制出技术文件。

1. 绘制正式的液压系统工作图

(1) 正式的液压系统原理图：

它就是在前面经修改完善最后确定的液压系统图上标明各元件的型号、规格等主要参数性能，必要时加上简要说明，其内容包括：

液压泵的型号、流量、压力、转速、功率以及变量泵的调速范围；

执行元件的转速或往复运动速度、最大扭矩或拖动力、工作压力及工作行程等；

所有液压元件及辅助装置的型号、性能参数；

管件的型号和规格；

操纵说明及自动连锁关系运动循环图等。

液压系统图中各元件一般应按非工作时的状态画出。如有必要，也可按某个运动状态画出，但此时必须在图上注明。各元件的方位尽可能与实际方位一致。元件及辅助装置一般要用国家标准规定的符号画出，对于一些在国家标准中没有规定表示画法的元件，可用派生符号或结构示意图表示。为便于阅读，运动循环示意图或表示液压与电气及机械系统配合关系的表格均可画在液压系统图上，以资参考。

(2) 液压系统装配图：

液压系统装配图的内容一般包括以下几种：

液压机组的总装配图。该图表示出作为装配部件的各液压元件的实际安装位置、固定方式、连接型式及液压管路的连接和布置，并说明液压系统装配的技术要求、液压技术参数、标准液压件及管路的型式规格。绘制总装配图时应考虑安装、调整和使用维修方便，将

联系紧密的有关元件尽可能安置在一起，以缩短管路，尽可能减少油管的弯曲次数和管接头数目。管路布局还要整齐、美观、合理。为简便起见，有时也用液压元件管路连接示意图代替管路空间布置图。

液压泵站装配图。该图通常包括液压泵、电动机、油箱、滤油器、溢流阀、压力表及压力表开关、冷却器、液压操纵板或液压集成块等元件及部件的相互安装位置、紧固方法、连接型式及管路布置等。

操纵箱装配图或板式元件的装配图。

液压控制台、站及操纵机构的装配图。

非标准液压件的装配图。

装配图的内容应视具体机组或系统而定，以上仅为从事液压传动系统设计人员可能遇到的几种装配图。

2 编制技术文件

技术文件一般包括零、部件目录表，标准件、通用件和外购件总表，安装调整、试车要求，技术说明书和设计计算书等。

一台机器的液压系统设计出来以后，还应通过生产实践的检验，并在认真总结经验的基础上不断地加以改进和完善。

第二节 液压传动系统的安装与调试

随着液压传动的广泛应用，液压设备在整个机械设备中所占的比重愈来愈大，不仅对设计制造性能优良的液压设备提出了更高的要求，而且对液压系统安装与调试质量的好坏也提出了更高的要求。

液压系统安装步骤，一般可按下述程序进行：

- (1) 预安装（试装配）：弯管、组对油管 and 元件、点焊接头、整个管路定位；
- (2) 第一次清洗（分解清洗）：酸洗回路、清洗油箱和各类元件等；
- (3) 第一次安装：连成清洗回路及系统；
- (4) 第二次清洗（系统清洗）：用清洗油清洗管路；
- (5) 第二次安装：组成正式系统；
- (6) 调整试车：灌入实际工作用油，进行正式试车。

下面将对液压系统的安装、清洗及调试的基本原则、要求和方法加以阐述。

一、液压系统的安装

液压系统的安装有预安装、第一次安装和第二次安装三道程序，包括液压管道、液压元件（包括液压阀类元件、液压缸和液压泵）及辅助元件的安装等内容。

1. 液压管道的安装

液压管道是连接液压泵、各种液压阀和液动机的通道。管道的选择是否合理；安装是否正确，清洗是否干净等，对液压系统的工作性能影响很大。

(1) 管道的检查：

为保证液压管道具有足够的耐压强度，在输送压力油液过程中能量损失小，安装使用方便，要求管道必须内壁光滑清洁、无砂、无锈蚀、无氧化铁皮。

检查管道时，若发现管道内外侧已腐蚀或有明显变色，管道被割口，壁内有小孔，管道

表面凹入深度达管道直径的 20% 以上，管道伤口裂痕深度为管道壁厚的 10% 以上等情况均不能使用。

检查长期存放的管道，若发现内部腐蚀严重时，应用酸液彻底冲洗内壁，清洗干净，再检查其耐用程度合格后，才能进行安装。

检查经加工弯曲的管道时，应注意管道的弯曲半径不宜太小，弯曲曲率太大，将导致管道应力集中的增加，降低管道的疲劳强度，同时也易出现锯齿形皱纹。用填充物弯曲管道时，其最小弯曲半径为：

钢管热弯曲： $R = 3D$

钢管冷弯曲： $R = 6D$

管道弯曲处最大截面的椭圆度不应超过 15%；弯曲处外侧壁厚的减薄不应超过管道壁厚的 20%；弯曲处内侧部分不允许有扭伤、压坏或凹凸不平的皱纹，弯曲处内外侧部分都不允许有锯齿形或形状不规则的现象。扁平弯曲部分的最小外径应为原管外径的 70% 以下。

(2) 管道的安装：

吸油管的安装及要求：

A 吸油管路要尽量短，弯曲少，以减少吸油管的阻力，避免吸油困难，产生吸空现象。泵的吸程高度，各类泵的要求有所不同，但一般不得大于 500 mm。

B 吸油管连接应严密，不得有泄漏，以免泵在工作时吸进空气，导致系统产生噪音，甚至无法吸油。

C 吸油管上应安装滤油器，滤油精度通常为 100 ~ 200 目，滤油器的通油能力至少相当于泵的额定流量的两倍，同时要考虑清洗时拆装方便。

回油管的安装及要求：

A 执行机构的主回油路及溢流阀的回油管应伸到油面以下，以防止油飞溅而混入气泡。

B 溢流阀的回油管不允许和泵的进油口直接连通，可单独接回油箱，也可与主回油管冷却器相通，避免油温上升过快。

C 具有外部泄漏的减压阀、顺序阀、电磁阀等的泄油口与回油管连通时不允许有背压，否则应单独接回油箱，以免影响阀门的正常工作。

D 安装水平面的油管，应有 $3/1000 \sim 5/1000$ 的坡度。管路过长时，每 500 mm 应固定一个夹持油管的管夹。

压油管的安装及要求：

压力油管的安装位置应既靠近设备和基础，同时又要便于支管的连接和检修，为了防止压力油管震动，应将管道安装在牢固的地方。在震动的地方要加阻尼来消震，或将木块、硬橡胶的衬垫装在管夹上，使铁板不直接接触管道。

安装压力油管时，应符合下列要求：

A 管线要尽量短，转弯数少，过渡平滑，尽量减少上下弯曲和接头数量，并保证管道的伸缩变形。在有活接头的地方，管道的长度应能保证接头的拆卸安装方便。系统中主要管道或辅件能自由拆装，而不影响其它元件。

B 在设备上安装管道时，应布置成平行或垂直方向，注意整齐，管道的交叉要尽量少。

C 平行或交叉的管道之间应有 10 mm 以上的空隙，以防止干扰和震动。

D 管道不能在圆弧部分接合，必须在平直部分接合。法兰盘要与管道中心线成直角。在有弯曲的管道上安装法兰时，只能安装在长的直线部分，如图 6-1 所示。

E. 管道的最高部分应设有排气装置，以便启动时放掉管道中的空气。

橡胶软管的安装及要求：

橡胶软管用于两个有相对运动部件之间的连接。由于软管在高温下工作时寿命短，因此应安装在远离热源的地方，还应做到：

图 6 1 在有弯曲管道上
安装法兰位置

A 要避免急转弯，其弯曲半径 R 应大于 $9 \sim 10$ 倍外径，至少应在离接头 6 倍直径处弯曲。

B. 软管的弯曲同软管接头的安装应在同一运动平面上，以防扭转。若软管两端的接头需在两个不同的平面上运动时，应在适当的位置安装夹子，把软管分成两部分，使每一部分在同一平面上运动。

C. 软管长度应有一定余量。因为软管受压时，要产生长度和直径的变化。因此在弯曲使用的情况，不能马上从端部接头处开始弯曲；在直线使用的情况，不要使端部接头和软管间受拉伸，所以要考虑长度上留有适当余量，使它比较松弛。

D. 在安装和工作时，软管不应有扭转现象；不应与其它管道接触，以免磨损破裂；在连接处应自由悬挂，以免受其自重而产生弯曲。

2 液压元件的安装

液压元件的安装方法和具体要求，在产品说明书中通常都有详细的说明，安装时必须加以注意。现介绍液压元件在安装时应注意的事项。

(1) 液压阀类元件的安装及要求：

液压元件安装前，对拆封的液压元件要先查验合格证书和审阅说明书，如果是手续完备的合格产品，又不是长期露天存放、内部已经锈蚀了的产品，不需要另做任何试验，也不建议重新清洗拆装。试车时出了故障，要准确判断故障点，不得已时才对元件重新拆装，尤其对国外产品更不允许随意拆装，以免影响产品出厂时的精度。

安装阀类元件时，还应注意以下几点：

安装时应注意各阀件进油口和回油口的方位。

安装的位置无规定时，应安装在便于使用、维修的位置上。

用法兰安装的阀件，螺钉应均匀拧紧而且不能拧得过紧，因过紧有时也会造成密封不良。必须拧紧，而原密封件或材料不能满足密封要求时，应更换密封件的形式或材料。

有些阀件为了制造、安装方便，往往开有相同作用的两个孔，安装后不用的一个要堵死。

需要调整的阀类，通常按顺时针方向旋转，增加流量或压力；反时针方向旋转，减少流量或压力。

在安装时，若有些阀件及连接件购置不到时，允许用通过流量超过其额定流量 40 % 的液压阀件代用。

(2) 液压缸的安装及要求：

液压缸的安装应扎实可靠。配管连接不得有松弛现象，缸的安装面与活塞的滑动面应保持足够平行度和垂直度。安装液压缸应注意以下事项：

对于脚座固定式的移动缸的中心轴线应与负载作用力的中线同心，以避免引起侧向力，侧向力容易使密封件磨损及活塞损坏。对移动物体的液压缸安装时，使缸与移动物体在

导轨面上的运动方向保持平行，其不平行度一般不大于 0.05 mm/m 。

安装液压缸体的密封压盖螺钉，其拧紧程度以保证活塞在全行程上移动灵活、无阻滞和轻重不均匀的现象为宜。螺钉拧得过紧，会增加阻力，加速磨损；过松会引起漏油。

在行程大和工作油温高的场合，液压缸的一端必须保持浮动，以防止热膨胀的影响。

液压缸安装在机床上时，必须注意缸下机床导轨的平行度和直线度，其允差均在 0.1 mm/全长 。

(3) 液压泵的安装及要求：

液压泵布置在单独油箱上时，有两种安装方式：卧式和立式。立式安装，管道和泵等均在油箱内部，便于收集漏油，外形整齐。卧式安装，管道露在外面，安装和维修比较方便。

液压泵一般不允许承受径向负载，因此常用电动机直接通过弹性联轴节来传动。安装时要求电动机与液压泵的轴应有较高的同心度，其偏差应在 0.1 mm 以下，倾斜角不得大于 1° ，以避免增加泵轴的额外负载并引起噪音。必须用皮带或齿轮传动时，应使液压泵卸掉径向和轴向负荷。液压马达与泵相似，对某些马达允许承受一定径向或轴向负荷，但不应超过规定允许数值。

通常规定，液压泵吸油口的安装高度距离油面不大于 0.5 m 。某些泵允许有较高的吸油高度，而有一些泵则规定吸油口必须低于油面，个别无自吸能力的泵则需另设辅助泵供油。

安装液压泵还应注意以下事项：

液压泵的进口、出口和旋转方向应符合泵上标明的要求，不得反接。

安装联轴器时，不要用力敲打泵轴，以免损伤泵转子。

(4) 辅助元件的安装：

液压系统的辅助元件包括：油管、管接头、滤油器、蓄能器、油箱、冷却和加热器、密封装置以及压力计、压力开关等。

辅助元件在液压系统中起辅助作用，但在安装时丝毫不容忽视，否则也会严重影响液压系统的正常工作。

辅助元件的安装（管道的安装前面已介绍）主要注意下述几点：

应严格按照设计要求的位置进行安装并注意整齐、美观。

安装前应用煤油进行清洗、检查。

在符合设计要求情况下，尽可能考虑使用、维修方便。

二、液压系统的清洗及试压

1. 液压系统的清洗

液压系统的清洗有第一次清洗和第二次清洗两道程序。

(1) 第一次清洗——分解清洗：

液压系统的第一次清洗是在预安装（试装配管）后，将管路全部拆下解体进行的。

第一次清洗主要是酸洗管路和清洗油箱及各类元件。管路酸洗的方法为：

脱脂初洗。去掉油管上的毛刺，用氢氧化钠、碳酸钠等脱脂（去油）后，用温水清洗。

酸洗。在 $20\% \sim 30\%$ 的稀盐酸或 $10\% \sim 20\%$ 的稀硫酸溶液中浸渍和清洗 $30 \sim 40 \text{ min}$ （溶液温度为 $40 \sim 60^\circ\text{C}$ ）后，再用温水清洗。清洗管子须经振动或敲打，以便促使氧化皮脱落。

中和。在 10% 的苛性钠（苏打）溶液中浸渍和清洗 15 min （其溶液温度为 $30 \sim 40^\circ\text{C}$ ）

后，再用蒸汽或温水清洗。

防锈处理。在清洁干燥的空气中干燥后，涂以防锈油。

当确认清洗合格后，即可进行第一次安装。

(2) 第二次清洗——系统冲洗：

液压系统的第二次清洗是在第一次安装联成清洗回路后进行的系统内部循环清洗。

第二次清洗的目的是把第一次安装后残存的污物，如密封碎块、不同品质的洗油和防锈油以及铸件内部冲洗掉的砂粒、金属磨合下来的粉末等洗涤干净，而后再进行第二次安装组成正式系统，以保证顺利进行正式的调整试车和投入正常运转。

首先将回路恢复到正式运转时的状态，并注入实际工作时所使用的油液，在实际使用状态下，空负荷运转，使油液在系统中进行循环。第二次清洗时间约为 1~3h。

2 液压系统的试压

液压系统试压的目的主要是检查系统、回路的漏油和耐压强度。

系统的试压一般都采取分级试验，每升一级，检查一次，逐步升到规定的试验压力。这样可避免发生事故。

试验压力应为系统常用工作压力的 1.5~2 倍；在高压系统，为系统最大工作压力的 1.2~1.5 倍；在冲击大或压力变化剧烈的回路中，其试验压力应大于尖峰压力；橡胶软管，在 1.5~2 倍的常用工作压力下，应无异状，在 2~3 倍的常用工作压力下，应不破坏。

系统试压时，应注意以下事项：

试压时，系统的安全阀应调到所选定的试验压力值。

在向系统送油时，应将系统放气阀打开，等其空气排除干净后，方可关闭。同时将节流阀打开。

系统中出现不正常声响时，应立即停止试验。等查出原因并排除后，再进行试验。

试验时，应切实注意安全措施。

三、液压系统的调试

机械设备的安装、精度检验合格之后，必须进行调试，使设备在正常运转状态下能够满足生产工艺对设备提出的各项要求，并达到设备设计的最大生产能力。

液压设备调试的主要内容就是液压系统的调试。

液压系统调试应按以下步骤进行：

(1) 外观检查：

各个液压元件的安装及其管道连接是否正确可靠。例如各种阀的进油口及回油口是否搞错；液压泵的入口、出口和旋转方向与泵上标明的是否相符合等。

防止切屑、冷却液、磨粒、灰尘及其它杂质落入油箱，各个液压部件的防护装置是否具备和完好可靠。

油箱中的油液及油面高度是否符合要求。

系统中各液压部件、管道和管接头位置是否便于安装、调节、检查和修理、检查压力表等仪表是否安装在便于观察的地方。

外观检查发现的问题，应改正后才能进行调整试车。

(2) 加油、润滑：

按设计要求，用规定牌号的润滑油或润滑脂，对设备滑动部分加油润滑。用液压油向液压泵注油，并用手转动液压泵按指定转向旋转，使泵内充满液压油，避免液压泵启动时因缺

少润滑油而烧伤或咬死。

(3) 空负载试车：

空负载试车是在不带负载运转的条件下，全面检查液压系统的各液压元件、各种辅助装置和系统的各回路的工作是否正常；工作循环或各种动作的自动换接是否符合要求。

空载试车及调整的方法与步骤：

间歇启动液压泵，使整个滑动部分得到充分的润滑。使液压泵在卸荷状况下运转，检查液压泵卸荷压力是否在允许数值内；看运转是否正常，有无刺耳的噪音；油液箱中液面是否有过多的泡沫，油面高度是否在规定范围内。

使系统在无负载状况下运转，先令液压缸活塞顶在缸盖上或使运动部件顶死在挡铁上（若为液压马达则固定输出轴），或用其它方法使运动部件停止，将溢流阀徐徐调节到规定压力值，检查溢流阀在调节过程中有无异常现象，其次让液压缸以最大行程多次往复运动或使液压马达转动，打开系统的排气阀排出积存的空气；检查安全防护装置工作的正确性和可靠性。从压力表上观察各油路的压力，并调整安全防护装置的压力值在规定范围内；检查各液压元件及管道的外泄漏、内泄漏是否在允许范围内；空载运转一定时间后，检查油箱的油面下降是否在规定高度范围内，由于油液进入了管道和液压缸中，使油箱的油面下降，甚至会使吸油管上的过滤网露出液面，或液压系统和机械传动润滑不充分发出噪音，所以必须及时给油箱补充油液。对于液压机构和管道容量较大而油箱偏小的机械设备，这个问题特别要引起重视。

与电器配合，调整自动工作循环或顺序动作，检查各动作的协调和顺序是否正确。检查启动、换向和速度换接时运动的平稳性，不应有爬行、跳动和冲击现象。

液压系统连续运转一段时间（一般是 30 min）后，检查油液的温升，其温升应在允许规定值之内（一般工作油温为 35 ~ 60 ）。

(4) 负载试车：

负载试车是使液压系统按设计预定的负载下工作，检查系统能否实现预定的工作要求，如工作部件的力、力矩或运动特性等；检查噪音和振动是否在允许范围内；检查工作部件运动和换向、速度换接时的平稳性，不应有爬行、跳动和冲击现象；检查功率损耗情况及连续工作一段时间后的温升情况。

负载试车，一般是先在低于最大负载的一、二种情况下试车，如果一切正常，才进行最大负载试车，这样可避免出现设备损坏事故。

第三节 液压传动系统的使用与维护

一般来说，液压传动系统的工作是可靠的，一个设计良好的液压系统与复杂程度相同的机械式、电气式的机构相比，故障发生率是较少的。但是如果使用和维护不当，也会出现各种故障，以至影响生产。因此，正确地使用和维护液压系统是延长使用寿命，保证工作稳定、灵敏、可靠的重要因素。现将使用和维护中应当特别注意的问题分述如下。

一、液压油的使用和维护

液压传动系统以油液作为传递能量的工作介质，在正确选用油液以后，还必须使油液保持清洁，防止油液中混入杂质和污物。经验证明，液压系统经常发生的各种故障和损坏事故往往与液压油变质污染及密封的破坏有关。而这两者又往往互有影响。

在液压系统所用的各种泵、阀类元件中，相对运动件间都有精密的间隙很小的配合表面，在液压元件中还有不少的阻尼孔和缝隙式控制阀口等，如果油中混入污物，就会堵塞这些小孔和缝隙，使液压元件不能正常工作。如果污物进入阀芯与阀体等配合间隙，就会划伤配合表面，破坏配合表面的精度和光洁度，使泄漏增加，有时甚至使阀芯卡住，造成元件的动作失灵。油液中污物过多，会堵塞油泵吸油口处的滤油网，造成吸油阻力过大，使油泵不能正常工作，产生振动和噪声。

因此，液压系统使用和维护的关键是保持系统和液压油的清洁。

(1) 油箱中的液压油经常保持正常油面。配管和油缸的容量很大时，最初应加入足够数量的油，在起动之后，由于油进入了管道和油缸，油面会下降，甚至使滤油器露出油面，因此必须再一次补油。在使用过程中还会发生泄漏，应该在油箱上设置液面计，以便经常观察和补油。

(2) 液压用油必须经过严格的净化。净化是防止固体杂质损害系统的重要手段。系统中应根据需要配置粗、精滤油器。滤油器应当经常检查清洗，发现损坏应及时更换。向油箱中注油时，应通过 120 目以上的滤油器。

(3) 系统中的油液应经常检查并根据工作情况定期更换。一般在累计工作 1000 多小时后，应当换油。如继续使用，油液将失去润滑性能，并可能具有酸性。在间断使用时，可根据具体情况隔半年至一年换油一次。

(4) 液压元件不要轻易拆卸。如必须拆卸时，应将零件清洗后放在干净的地方，重新装配时要防止金属屑、棉纱等杂质落入元件中。

二、防止空气进入液压系统

液压系统中所用的油液压缩性很小，在一般情况下可认为油是不可压缩的。但空气的可压缩性很大，约为油液的一万倍，所以即使系统中含有少量的空气，它的影响也是很大的。溶解在油液中的空气，在压力低时就会从油中逸出，产生气泡，形成空穴现象，到了高压区，在压力油的冲击下，这些气泡又很快被击破，急剧受到压缩，使系统中产生噪声。同时在气体突然受到压缩时会放出大量热量，因而引起局部过热，使液压元件和液压油受到损坏。空气的可压缩性大，还将使工作件产生爬行。破坏工作平稳性，有时甚至引起振动。因此必须注意防止空气进入液压系统。

(1) 为了防止回油管回油时带入空气，回油管必须插入油箱的油面以下。

(2) 吸入管及泵轴密封部分等低于大气压的地方应注意不要漏入空气。

(3) 油箱的油面要尽量大些，吸入侧和回油侧要用隔板隔开，以达到消除气泡的目的。

(4) 在管路及液压缸的最高部分设置放气孔，在起动时应放掉其中的空气。

三、防止油温过高

工程机械液压系统油液的工作温度一般在 30 ~ 60 的范围内较好，油温太高将对液压系统产生很多不良影响，如粘度下降，容积效率降低，润滑油膜变薄，增加机械磨损，密封件老化变质，丧失密封性能等。因此在使用维护过程中，应尽量控制油温使其不超过上述允许的上限。

引起油温过高的原因是多方面的。有些是属于系统设计不正确造成的，例如油箱容量太小，散热面积不够；系统中没有卸载回路，在停止工作时油泵仍在高压溢流；油管太细太长，弯曲过多，或液压元件选择不当，使压力损失太大等。有些是属于制造上的问题，例如元件加工、装配精度不高，相对运动件间摩擦发热过多等。从使用维护的角度来看，应注意

以下几个方面：

- (1) 经常注意保持油箱中的正确油位，使系统中的油液有足够的循环冷却条件。
- (2) 经常注意保持冷却器内水量充足，管路畅通。
- (3) 在系统不工作的时候，油泵必须卸载。
- (4) 正确选择系统中所用油液的粘度。粘度过高，油液流动时的能量损耗增加；粘度过低，泄漏就会增多，两者都会使油温升高。

附录 常用液压系统图形符号

一、管路及连接

名 称	符 号	名 称	符 号
工作管路		软 管	
控制管路		排气装置	
泄漏管路		通 油 箱	
管路连接点		管 路	
连接管路		堵 头	
交错管路		压力接头	

二、液压泵、液压马达及液压缸

名 称	符 号	名 称	符 号
单向定量 液 压 泵		单向变量 液 压 马 达	
双向定量 液 压 泵		单向定量 液 压 马 达	
单向变量 液 压 泵		双向定量 液 压 马 达	
双向变量 液 压 泵		双作用单活 塞杆液 压 缸	
双向变量 液 压 马 达		双作用带不可 调缓冲器液 压 缸	
单作用柱 塞液 压 缸		双作用带可调缓 冲器液 压 缸	
单作用单活 塞杆液 压 缸		差动液 压 缸	
单作用伸缩 式液 压 缸		双作用双活 塞杆液 压 缸	

三、控制方式

名 称	符 号	名 称	符 号
手动杠 杆控制		直接液 压控制	
按钮控制		先导压 力控制	
脚踏控制		先导卸 压控制	
弹簧控制		液压差 动控制	
机械控制		压力—位移 比例控制	
单线圈电 磁铁控制		离心力控制	
双线圈电 磁铁控制		电液控制	
差动电磁 线圈控制		手动—电 磁控制	
电动机控制		定位机构	
		锁紧机构	
单向液压 马达控制		双向液压 马达控制	

四、阀的基本符号和规则

名 称	符 号	名 称	符 号
固定符号		组 合 件 范 围 线	
可调性符号			

五、压力控制阀

名 称	符 号	名 称	符 号
溢流阀 注：压力腔—P 回油腔—O 控制口—K		定比减压阀	
外控溢流阀		定比调压阀	
定值减压阀 注：泄漏油路 用 L 表示		顺 序 阀	
带溢流阀的 定压减压阀		外控顺序阀	
外控减压阀		卸荷阀	
定差减压阀		限压切断阀	

六、流量控制阀

名 称		符 号	名 称		符 号
调速阀	详细符号		溢流节流阀	详细符号	
	简化符号			简化符号	
固定节流器			温度补偿调速阀		
可调节流器			分流阀		
固定节流阀			集流阀		
可调节流阀			分流集流阀		

七、方向控制阀

名 称	符 号	名 称	符 号
常闭式二 位二通阀		M 形: P0 连接	
常开式二 位二通阀		X 形: PABO 半开启连接	
二位三通阀		YX 形: ABO 半开启连接	
带中间过渡位 置二位三通阀		P 形: PAB 连接	
二位四通阀		J 形: B0 连接	
		C 形: PA 连接	
二位四通阀		N 形: A0 连接	
三位三通阀		Y 形: ABO 连接	
三位四通阀		三位四通阀	
		三位四通阀	
三位滑阀机能 U 形: AB 连接		二位伺服阀	
		三位伺服阀	
O 形: 中间封闭		四位伺服阀	
		四位伺服阀	
H 形: PABO 连通		单向阀	
K 形: PAO 连通		液控单向阀	

八、附件和其它装置

名 称	符 号	名 称	符 号
充压油箱		直读温度计	
蓄能器		冷却器 注：上图为带冷却 介质通道的符号	
弹簧式 蓄能器		粗过滤器	
		精过滤器	
重锤式 蓄能器		消声器	
非隔离式 气体蓄能器		压力继电器	
		交流电动机	
隔离式气 体蓄能器		直流变速电动机	
		指针压力表	
管路加热器 注：本图为带加热 介质通道的符号		带远程发送器 的指针压力表	
管路加热器		带电接触点的 指针压力表	
温度调节器		单指针压差表	
转速表		真空表	
带电节点温度计		流量计	

九、基本符号的典型组合实例

名 称	符 号	名 称	符 号
比例式 溢流阀		带电磁锁紧机构 的三位四通 手动换向阀	
		四位四通 手动转阀	
比例式 调速阀		带阻尼器的三位 四通电液换向阀	
		注：上图为详细 符号，下图为简化符号	
三位四通 手动换向阀			
		四通电液伺服阀	
三位四通 流动换向阀			
		液压锁	
三位四通 电磁换向阀			
		带单向阀的 精细过滤器	
三位四通 机控换向阀			

参考文献

- 1 朱新才主编. 液压传动与控制. 重庆: 重庆大学出版社, 1996
- 2 李成林等编著. 液压传动. 北京: 石油工业出版社, 1994
- 3 王庭树, 余从晞. 液压及气动技术. 北京: 国防工业出版社, 1985
- 4 大连工学院机械制造教研室编. 金属切削机床液压传动. 北京: 科学出版社, 1976
- 5 官忠范主编. 液压传动系统. 北京: 机械工业出版社, 1981
- 6 《机械工程手册·电机工程手册》编辑委员会. 机械工程手册. 北京: 机械工业出版社, 1979
- 7 吴克晋主编. 液压传动. 北京: 中国广播电视大学出版社, 1984
- 8 合肥工业大学编. 液压传动与气压传动. 北京: 机械工业出版社, 1980
- 9 赵怀文, 陈志喜. 液压与气动. 北京: 石油工业出版社, 1988
- 10 H. E. 梅特里 (美), 陈燕庆译. 液压控制系统. 北京: 科学出版社, 1976
- 11 章宏甲, 周邦俊. 金属切削机床液压传动. 南京: 江苏科学技术出版社, 1985
- 12 刘亚伦. 液压技术问答. 济南: 山东科学技术出版社, 1982
- 13 高纪念, 蔚长春. 电液控制技术及其应用. 北京: 石油工业出版社, 1991
- 14 市川常雄 (日), 鸡西煤矿机械厂译. 液压技术基础理论. 北京: 煤炭工业出版社, 1975
- 15 吉林工业大学等校编写. 工程机械液压与液力传动. 北京: 机械工业出版社, 1979
- 16 徐灏主编. 机械设计手册 (第五卷). 北京: 机械工业出版社, 1995