

高等学校工程专科教材

机械基础 下册

张绍甫 吴善元 主编



高等教育出版社

高等学校工程专科教材

机 械 基 础

下 册

张绍甫 吴善元 主编

高等教育出版社

(京) 112 号

内 容 简 介

本教材是根据高等学校工程专科非机械类专业的《机械基础课程教学基本要求》编写的,已经高等学校工程专科机械原理及机械零件课程教材编审小组审查通过,同意作为高等学校工程专科教材出版。本书分上、下两册出版。上册的主要内容有:工程材料及金属热处理、工程力学、机械原理、机械零件、公差与配合。下册包括:液压传动、毛坯制造与选择、金属切削加工与机械装配。

本教材主要供需要具有一定机械设计与机械制造知识的电子、电气、化工、土建等工程类和管理类(包括财会、工业外贸等)学生使用,内容较全面,着力于对基本概念和基本知识作深入浅出的阐述,并力求“少而精”。各章配有一定数量的例题、复习思考题与习题。

本书可作高等工程专科、职工大学、广播电视大学、函授及自学教材,也可供工厂的技术和管理人员参考。

高等学校工程专科教材

机 械 基 础

下 册

张绍甫 吴善元 主编

*

高等教育出版社出版

新华书店总店科技发行所发行

北京市通县觅子店印刷厂印装

*

开本787×1092 1/16 印张7.75 字数190 000

1994年9月第1版 1994年9月第1次印刷

印数0001— 2 973

ISBN7-04-004981-3/TH·371

定价4.20元

目 录

第八章 液压传动	1	第十章 金属切削加工与机械装配	67
§ 8-1 液压传动概述	1	§ 10-1 切削运动	67
§ 8-2 液压动力元件	6	§ 10-2 刀具的几何角度和 刀具材料	69
§ 8-3 液压执行元件	13	§ 10-3 切削过程的基本规律	73
§ 8-4 液压控制元件	17	§ 10-4 金属切削机床与表面 加工方法	77
§ 8-5 液压辅件	30	§ 10-5 磨削加工	88
§ 8-6 液压基本回路	35	§ 10-6 特种加工和数控加工	92
§ 8-7 液压传动系统实例	43	§ 10-7 机床夹具	95
第九章 毛坯的生产与选择	51	§ 10-8 工艺过程和工艺文件	102
§ 9-1 铸造生产	51	§ 10-9 机械装配工艺基础	109
§ 9-2 锻压生产	56	参考文献	117
§ 9-3 焊接生产	60		
§ 9-4 毛坯的选择	64		

第八章 液 压 传 动

40年代中期以来,以液压传动和液压控制为主要内容的液压技术发展迅速,已形成专门的技术领域。液压传动与机械传动不同,它是基于工程流体力学的帕斯卡原理,以油液为介质,主要是以液体的压力能来传递动力的一种传动方式。液压传动具有重量轻、体积小,容易实现无级调速和过载保护等许多优点,所以在机械工程中,有着日益广泛的应用。

§ 8-1 液压传动概述

一、液压传动的原理和组成

图8-1是液压千斤顶工作原理示意图。图中7和3分别为大油缸和小油缸,缸内活塞6和2与缸筒之间保持一种良好的配合关系,既能滑动又不使液体渗漏。两油缸的下腔用管道连通。提起杠杆1时,小活塞2就被带动上升,小油缸下腔密封的容积增大,腔内油液的压力减小。油箱10中的油液就在大气压力的作用下,推开阀4中的钢球沿吸油管进入小油缸的下腔。阀8中的钢球阻止了大油缸下腔的油液流入小油缸。当小活塞运动到最上端时,就完成了—次吸油动作。压杠杆1,小活塞下移,小油缸下腔的容积减小,油液便推开阀8中的钢球进入大油缸下腔。由于大油缸下腔也是密封的,流入的油液受到重物5的阻力,同时又受到来自小活塞的推力。油液中形成了压力并迅速增大,一直到能把重物顶起。

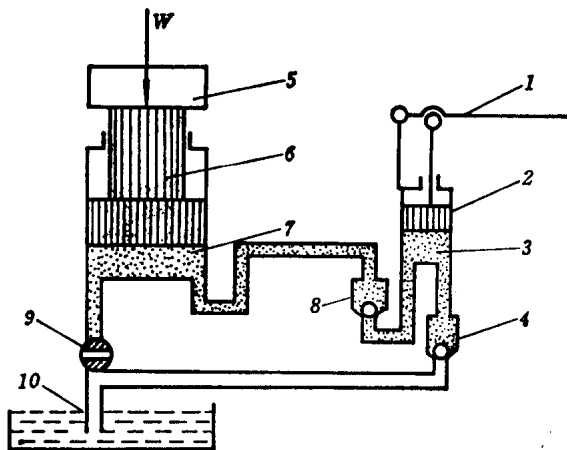


图8-1 液压千斤顶的工作原理

如此反复提、压杠杆1,就能不断地将油液吸入小油缸下腔,再压入大油缸的下腔,使重物不断上升,达到起重目的。

若将放油阀9的阀芯旋转90°,大油缸下腔就和油箱连通,在重物 W 的作用下,大油缸7下腔的油液流回油箱10,活塞6就降回原位。

由上述例子可知:液压传动是以液体为工作介质的一种实现能量传递的传动方式。在液压传动装置中,通常液体要密封在可变化的容积内,依靠密封容积的变化传递运动,依靠液体内部的压力(由外界载荷所引起)传递动力。液压传动装置本质上是一种能量转换装置,它首先是把机械能转换为液体的压力能(亦称压能),尔后又把液体的压能转换为机械能来做功。

图8-2是实现机床工作台往复运动的液压系统。液压泵3由电动机带动旋转,从油箱1

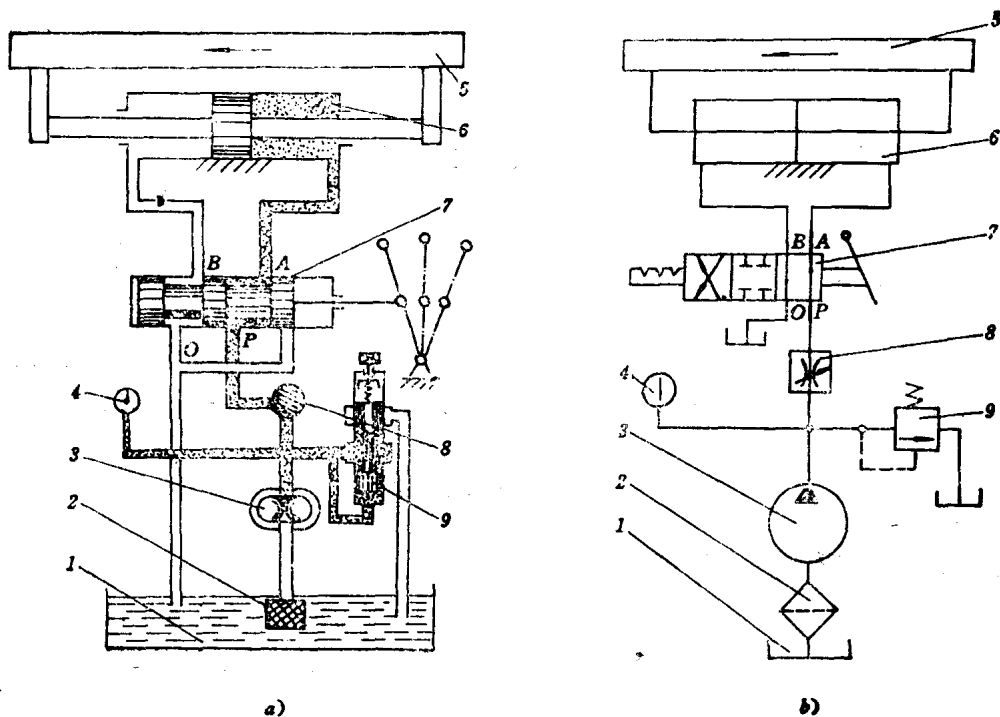


图8-2 液压传动系统的组成

中吸油。油液经滤油器2流入液压泵，在泵中得到能量并从泵出口向系统输送。油液再经节流阀8，换向阀7的P-A通道进入液压缸6的右腔。这些被密封的油液在向液压缸流动时，受到来自活塞的阻碍（外负载和摩擦力等），使油液压力升高。当活塞受力达到平衡时，活塞通过活塞杆带动工作台向左匀速运动。若将换向阀7的手柄移到右边位置（图8-2a中虚线位置），换向阀芯也被移到右边位置。这时来自液压泵的油液经换向阀的P-B通道进入液压缸左腔，推动活塞连同工作台向右运动，液压缸右腔的油液则经换向阀的A-O通道流回油箱。可见，只要不断变换阀7的阀芯位置，就可以实现工作台的往复运动。若将换向阀7的阀芯移到中间位置，油路被阀切断，工作台便停止运动。

为了能调节液压缸运动的速度，就要改变节流阀8开口的大小，以调节进入液压缸的油液流量大小。因工作进给时速度一般很低，故节流阀口开得很小，泵输出的油液受到阻碍，引起泵出口到节流阀之间的液体压力升高。当压力达到某一数值时，将推动溢流阀9的阀芯向上移动，阀口打开，系统中多余的压力油液经溢流阀流回油箱。因此，调节溢流阀上部弹簧的压紧力，就能调节系统的压力。

为了使液压系统图简单明了，易画易读，图中各种标准液压元件通常都用国家标准（GB 786—76）规定的液压图形符号表示，如图8-2b所示。

综合上述两例可知，一个完整的液压传动系统由以下几个部分组成：

（1）动力装置 即液压泵。它的作用是将原动机输入的机械能转换为液体的压能输出。

（2）执行装置 液压缸或液压马达。它能将液压泵供给的液体的压能转换为机械能。

（3）控制调节装置 各种液压阀。如换向阀、压力阀、流量阀等。用以改变液流的方向。

向, 调节液体的压力或流量。

(4) 辅助装置 包括油箱、油管、接头、滤油器、压力表等。

(5) 工作介质 即液压油。一般采用矿物油, 它是传递能量的物质。

二、液压传动的两个基本参数——压力和流量

1. 压力

如前所述, 液压传动系统中, 液压油要被密封在某一容积内。因为只有密封, 在液体内部才能形成静压力。根据帕斯卡原理, 外力产生的压强可以等值地传递到密闭液体内部所有各点。这里的“压强”通常是指单位面积上受到的液体的作用力, 在液压传动中称它为“压力”, 用 p 表示。如果用 A 表示液体的有效作用面积, 用 F 表示有效面积上所受的 外力, 则

$$p = \frac{F}{A} \quad \text{Pa} \quad (8-1)$$

在国际单位制 (SI) 中, 力 F 的单位是 N , 面积 A 的单位是 m^2 , 压力的单位制就是 Pa (帕斯卡)。目前, 我国近期内还允许使用工程单位制, 其压力的单位是 kgf/cm^2 , 它们之间的换算关系是

$$1\text{kgf/cm}^2 = 98067\text{Pa} \approx 10^5 \text{ Pa}$$

在图8-3中, 设 ρ 为液体的密度, 大气压力为 p_0 , 大缸活塞有效作用面积为 A_2 , 重力加速度为 g , 那么 M 处和 N 处的压力 p_M 和 p_N 分别为

$$p_M = p_0 + \frac{G}{A_2} \quad (8-2)$$

$$p_N = p_0 + \frac{G}{A_2} + \rho g h \quad (8-3)$$

由上式可以看出, 液体内部各处的压力是由大气压、外力和液体的重量共同作用而产生的。在液压系统中, 液重产生的压力甚小, 常忽略不计。这样, 可认为液压系统中液体内部各处的压力是由外力而产生的, 并且处处相等 (按静止液体处理时)。

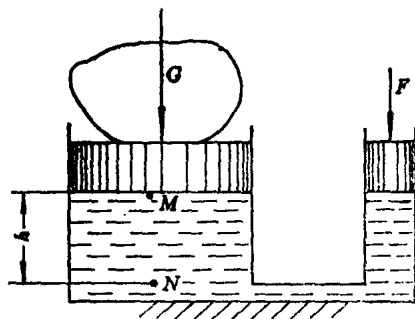


图8-3 静止液体内部的压力

在图8-3中, 欲使重物被顶起, 大油缸中需要有压力 p , $p = G/A_2$ 。当大油缸匀速运动时, 缸内液体的压力称为工作压力。这个压力要由作用在小活塞上的驱动力 F 来产生。由于液体内的压力为 p , 小活塞的有效作用面积为 A_1 , 则 $F = pA_1$ 。显然, 负载 G 增大, 压力 p 也增大, 需要的驱动力 F 也相应增大。反之, F 也随之减小。当 G 减小到零时, 油液压力为零。若大活塞向上运动碰到死挡铁而停在某个位置, 相当于负载 G 很大, 压力 p 也会很高。这就是说, 液压系统中工作压力的大小决定于外负载。这是液压传动中一个重要的基本概念。

需要指出的是: 液压传动中所讲的压力值, 通常是指比大气压高出的部分, 称为相对压力或表压力。液压系统中某个部位的压力会比大气压低 (如泵进口处), 其比大气压低的那部分压力值叫真空度。根据压力的大小, 通常把压力分为几个等级, 见表8-1。

表8-1 压力分级

压力分级	低 压	中 压	中 高 压	高 压	超 高 压
压力 (MPa)	≤ 2.5	$> 2.5 \sim 8$	$> 8 \sim 16$	$> 16 \sim 32$	> 32

2. 流量

单位时间内通过管道某一截面液体的体积称为流量。若在一定时间 t 内通过的液体体积为 V ，则流量 Q 为

$$Q = \frac{V}{t} \quad (8-4)$$

流量的单位为 m^3/s 或 cm^3/s ，有时还使用 L/min 。其换算关系为

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = 10^6 \text{ cm}^3/\text{s} = 6 \times 10^4 \text{ L}/\text{min}$$

图8-4中，设液体流入液压缸4的流量为 Q ，缸4活塞的有效作用面积为 A 。由于液体的作用，使活塞在时间 t 内以速度 v 向右移动了 l ，则流入缸4的液体的体积是 Qt 或 Al ，即

$$Qt = Al$$

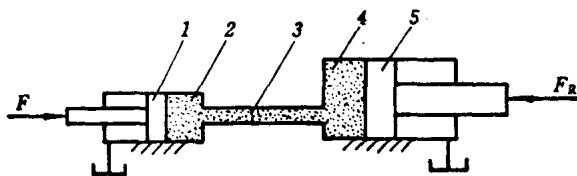
或

$$Q = \frac{Al}{t} = Av$$

故 $v = Q/A \quad \text{m/s} \quad (8-5)$

式中 Q 和 A 的单位分别为 m^3/s 和 m^2 。

图8-4 流量与活塞运动速度的关系



由式 (8-5) 可以看出，对于某一给定的液压缸，活塞的有效作用面积是不变的。所以，活塞运动的速度的大小只决定于输入液压缸的流量，而与其他参数无关。这是液压传动中的又一重要概念。

【例8-1】 图8-4所示，液压缸2和4的内径分别为20mm、50mm，活塞1上施加作用力 F ，活塞5向右运动需克服的阻力 $F_R = 1960 \text{ N}$ 。不考虑活塞与缸筒内表面之间的摩擦力以及液体的泄漏，计算下列情况下液体的压力，并分析两缸运动情况。（1）当活塞1上作用力 F 为314N；（2）当 F 为157N；（3）当 F 为628N。

解 （1）当 $F = 314 \text{ N}$ 时

活塞1的有效面积为

$$A_1 = \frac{\pi}{4} D^2 = 0.785 \times 0.02^2 = 3.14 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

密封腔内液体压力为

$$p = \frac{F}{A_1} = \frac{314}{3.14 \times 10^{-4}} = 10^6 \text{ N/m}^2$$

作用在活塞5上的液体的总作用力为

$$F'_R = p A_2 = 10^6 \times \frac{3.14}{4} \times 0.05^2 = 1960 \text{ N}$$

由于活塞5运动阻力 F_R 为1960N，所以刚好能被推动。

又因为流出缸1的流量与流入缸4的流量相等，故有

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad \text{则} \quad \frac{v_1}{v_2} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{25}{4}$$

(2) 当 $F = 157 \text{ N}$ 时。密封腔内液体压力为

$$p = \frac{F}{A_1} = \frac{157}{3.14 \times 10^{-4}} = 0.5 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

作用在活塞 5 上的液体的总作用力为

$$F'_R = p A_2 = 0.5 \times 10^6 \times \frac{3.14}{4} \times 0.05^2 = 980 \text{ N}$$

这不足以克服活塞 5 的运动阻力, 活塞 5 和 1 都不动。

(3) 当活塞 1 上作用力为 314 N 时, 活塞 5 就可以作匀速运动。故活塞 1 上的作用力只能达到 814 N 。两缸的活塞仍以 $25/4$ 的速比作匀速运动。

三、压力损失和流量损失

由流体静力学可知, 静止液体不计本身的质量, 外力作用下液体内部形成的压力处处相等。但是流动液体和上述情况不同。由于液体具有粘性, 液体流动时其内部各质点以及液体与固体壁面之间存在着摩擦、碰撞, 会造成能量的损耗, 表现为压力的降低, 叫做压力损失, 用 Δp 表示。压力损失分为两类, 液体流过等截面长直管造成的损失称沿程损失。管子越长, 流速越高, 损失就越大。液体流经管道某些障碍处时, 各质点流动方向突然发生改变造成的损失称为局部损失。

压力损失也称为压力差, 液体正是在这个压力差的作用下产生流动。在液压系统中, 液体需流经管道、阀口以及各种孔和缝隙, 其流量、孔口的几何形状及压力差之间的关系, 可用一个通用流量方程来描述

$$Q = K A_0 \Delta p^m \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (8-6)$$

式中 Q ——通过孔口的流量;

K ——与孔口形状、油液性质有关的系数;

A_0 ——孔口的通流截面积(m^2);

Δp ——孔口前后压力差(Pa);

m ——指数, 薄壁孔(长径比小于 0.5)取 0.5, 细长孔(长径比大于 4)取 1。

从上式可以看出, 在孔口几何形状及孔口通流截面不变的情况下, 压差大, 则通过的流量大; 在系数 K 及压差不变的情况下, 孔口通过的流量与其通流截面积成正比。

在正常情况下, 从液压元件的密封间隙漏出少量油液的现象称为泄漏。液压系统中的泄漏总是不同程度地存在。只要间隙两端存在压力差, 就会造成泄漏。压力差越大, 泄漏也越大。

泄漏分为内泄漏和外泄漏两种。内泄漏是在元件内部高、低压区之间的泄漏。外泄漏是液压系统内部向外部(大气)的泄漏。

流量损失也是一种能量损失。它不仅使液压系统的效率降低, 同时也影响液压执行元件运动的速度, 还会污染环境。所以应尽量减小液压系统及各元件的泄漏量, 特别是外泄漏。

四、液压油及其选择

液压传动系统所采用的油液主要是石油型液压油。它是从石油中提炼并加入适当的添加剂而制成的, 其润滑性能好, 化学稳定性高。有时也采用普通机械油, 它与液压油不同之处是未加添加剂, 虽然性能差些, 但价格便宜。随着科学技术的发展, 对液压油提出了某些特

殊的要求,如耐高温或耐低温、抗燃等。各种合成液压液就是为满足这些要求而研制成的。

对于各种液压油来说,粘度是最主要的技术指标。所谓粘度,是油液流动时表现出来的—种力学性质。它表示流动液体分子间的内摩擦力的大小。内摩擦力大的,粘度大,流动性差;反之,粘度小的液体流动性就好。

粘度有多种表示方法。工程上常用的有运动粘度和相对粘度,它们之间可以换算。

运动粘度常用 ν 表示,其法定计量单位是 m^2/s 。它与过去沿用的单位“斯”(St)或“厘斯”(cSt)之间的关系为

$$1\text{m}^2/\text{s} = 10^4\text{St}(\text{cm}^2/\text{s}) = 10^6\text{cSt}(\text{mm}^2/\text{s})$$

我国生产的液压油就是用它在某一温度下的运动粘度的平均值表示的。例如N32液压油,就是指该油在 40°C 时的运动粘度平均值为 $32\text{mm}^2/\text{s}$ 。

相对粘度是采用特定的粘度计在规定的条件下测定的,为无量纲。由于测量条件的不同,各国所用的相对粘度也不相同。我国采用的为恩氏粘度 $^\circ\text{E}$ 。运动粘度和恩氏粘度之间的换算关系可用下式表示

$$\nu = \left(7.31^\circ\text{E} - \frac{6.31}{^\circ\text{E}} \right) \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad (8-7)$$

液压油在温度升高时,粘度会降低,致使液压系统的泄漏增大。同时,高温下会加剧油液的氧化变质,缩短密封圈的寿命,所以必须控制温升。当然,温度过低会使油液粘度增大,运动部件受到的摩擦阻力增大,启动困难。此外,粘度大的油液流动时还会造成较大的能量损失。通常液压系统中的油液在 $30\sim 50^\circ\text{C}$ 时工作较为适宜。

五、液压传动的应用

与机械传动、电气传动相比,液压传动具有以下主要优点:1)可以在运行过程中实现大范围无级调速。2)传动装置的体积小、重量轻。3)运动平稳。4)便于实现自动工作循环和自动过载保护。5)很多液压元件都是标准化、系列化、通用化产品,便于设计和推广应用。

液压传动的缺点是:1)液压系统的性能受温度变化的影响。2)因为液压系统不能避免泄漏,所以液压传动不能得到定比传动。3)效率低。4)液压元件精度高,故成本也较高。

目前,液压传动不仅应用在航空、军械武器、机床和工程机械方面,而且在轻工、农机、冶金、化工、起重运输等设备上也广泛应用,甚至在宇航、海洋开发、机器人等高科技领域中也占有重要地位。我国的国民经济飞速发展,很多部门对液压技术提出了更高的要求,同时也为液压技术的发展和—应用展示了广阔的前景。

§ 8-2 液压动力元件

在液压系统中,动力来自液压泵。液压泵是将电动机(或其他原动机)提供的机械能转换为液体压能的一种能量转换装置,用以向液压系统输送有一定压力和流量的液压油。

液压泵按结构可分为齿轮泵、叶片泵、柱塞泵等;按泵的额定压力又可分为低压泵、中压泵和高压泵;在工作过程中输出的流量可以调节的液压泵叫变量泵,不能调节的泵叫定量泵。

一、容积式泵的工作原理

图8-5为一简单的单柱塞泵的工作原理图。柱塞2安装在泵体3内,它既能沿泵体内表面滑动,又始终保持着良好的密封。弹簧4的作用是为了使柱塞下端始终与偏心轮1相接触。这样在泵体内就形成了一个可以变化的密封容积。当柱塞向下运动时,密封容积增大,形成部分真空,油箱中的油液在大气压的作用下,通过单向阀6进入泵体内,这一过程称为吸油。单向阀5防止系统的油液倒流。反之,当柱塞向上运动时,密封容积减小,在油液的作用下阀6关闭,于是先前吸入泵体内的油液,经单向阀5压入系统,这一过程称为压油。偏心轮1不停地转动就可以使柱塞不断地上下移动,在两个单向阀5、6的配合下完成吸油和压油。这类泵是靠密封容积周期性变化来进行工作的,所以称为容积式泵。

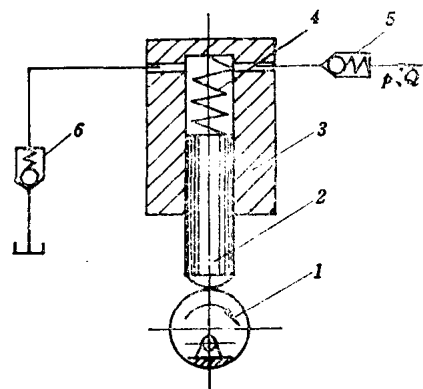


图8-5 液压泵工作原理图

分析上述泵的工作过程并对其工作条件加以概括,容积式泵能正常工作有两个条件:
(1) 液压泵必须有一个或若干个可以周期变化的密封容积。(2) 必须有一个相应的配油机构。这个配油机构能自动地保证工作容积增大时只能从油箱中吸入油液,工作容积减小时只能从泵出口压出油液。图8-5中的两个单向阀5和6就组成了一个配油机构。

此外,油液被“吸入”泵的密封容积,实际上是大气压作用的结果,所以在这种情况下,油箱要和大气相通。

二、齿轮泵

齿轮泵的工作原理如图8-6所示。一对相互啮合的齿轮装在泵体内。齿轮的两个侧面与端盖(图中未画出)的内表面相接触。齿顶与泵体圆柱形内表面之间的间隙很小。这样在齿轮的各齿间处就形成了密封的工作容积。从图中可以看出在两齿轮啮合处的两旁形成了两个腔,分别称为吸油腔1和压油腔2,这两个腔的孔口分别和吸油管、压油管相连接。当齿轮按图示方向转动时,吸油腔的啮合轮齿逐渐分离,使密封容积逐渐增大,出现部分真空,油液被吸入腔1,并充满齿间。这些油液随齿轮转动被带到压油腔2。由于这里的轮齿逐步进入啮合,密封容积逐渐减小,油液就被挤压出泵口,经管道输送到执行元件中。

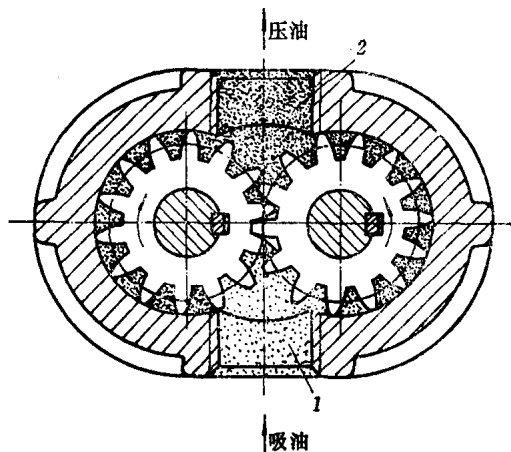


图8-6 齿轮泵的工作原理

这种齿轮泵不需要专门的配油机构,因为相互啮合的轮齿已经把吸油腔和压油腔隔开了。

齿轮泵结构简单,制造容易,工作可靠,价格便宜,维护也很方便。其主要缺点是泄漏

较多（主要指从压油腔到吸油腔的内泄漏），效率低。由于轮齿啮合过程会使容积变化不均匀，就造成瞬时流量的变化，产生较大的流量脉动和压力脉动，造成振动和噪声。此外，由于压油腔和吸油腔压力的差异，齿轮、轴和轴承受液体不平衡径向力的作用。基于上述情况，普通齿轮泵的工作压力不高，常用于低压轻载系统。

三、叶片泵

叶片泵按其工作方式的不同可分为单作用叶片泵和双作用叶片泵。所谓双作用叶片泵是指泵轴转动一周能完成两次吸油和压油的工作循环。双作用叶片泵是定量泵，而单作用叶片泵则往往制成变量泵。

1. 双作用叶片泵

双作用叶片泵的工作原理如图 8-7 所示。在泵轴上装有转子，转子上的槽内装有叶片。叶片可沿槽伸缩，伸出时就和装在泵体内的定子的内表面相接触。转子与定子的中心轴线重合。定子内表面的横截面不是圆形，而是由相对的两对圆弧（长半径为 R ，短半径为 r ）和四段过渡曲线组成的封闭曲线。在端盖上，对应于四段过渡曲线的位置开有四条沟槽（图中的虚线部分），相对的两个和吸油口相通，另两个和压油口相通。当电动机驱动泵轴连同转子一起按图示方向转动时，叶片在离心力作用下外伸至和定子内表面相接触。在两相邻的叶片间，由两端盖（图中未画出）以及定子内表面、形成了几个密封容积。转子在转动过程中，叶片受定子内表面曲线约束而在转子槽内往复滑动，其密封容积就周期性地发生变化，使泵完成吸油和压油。

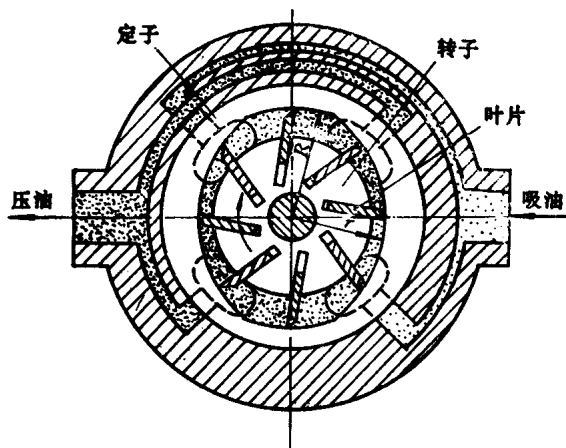


图8-7 双作用式叶片泵的工作原理

为了方便制造和维修，也为了提高密封性和泵的使用寿命，实际结构是在端盖内装一个耐磨材料制成的盘形零件，它和转子端面接触，并完成配油工作，这个零件叫做配油盘。图 8-8 是配油盘的一种结构图。

双作用叶片泵流量均匀，压力脉动小，泄漏少，效率高；由于吸油腔和压油腔对称分布，转子承受的液体作用力能自相平衡。在这些方面均优于齿轮泵。双作用叶片泵的主要缺点是结构比较复杂，零件

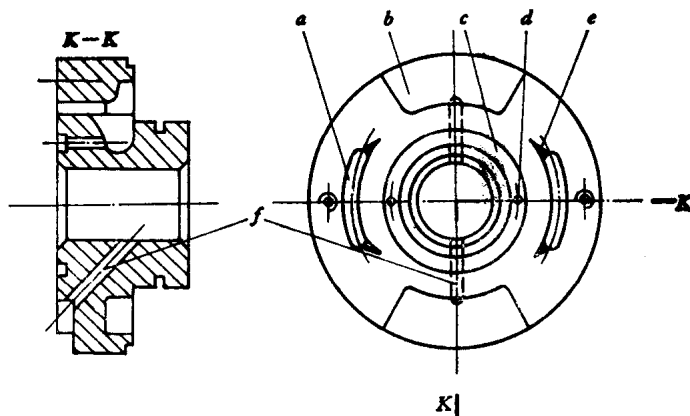


图8-8 叶片泵的配油盘

加工困难（如转子上安装叶片的槽）。此外对油液的清洁度要求较高。

这类泵应用广泛，特别适用于机床的液压系统。常用的 YB 型双作用叶片泵的额定压力是 6.3MPa，额定流量有 2.5~200L/min 等几种。图 8-9 所示为这种泵的外形及结构图。

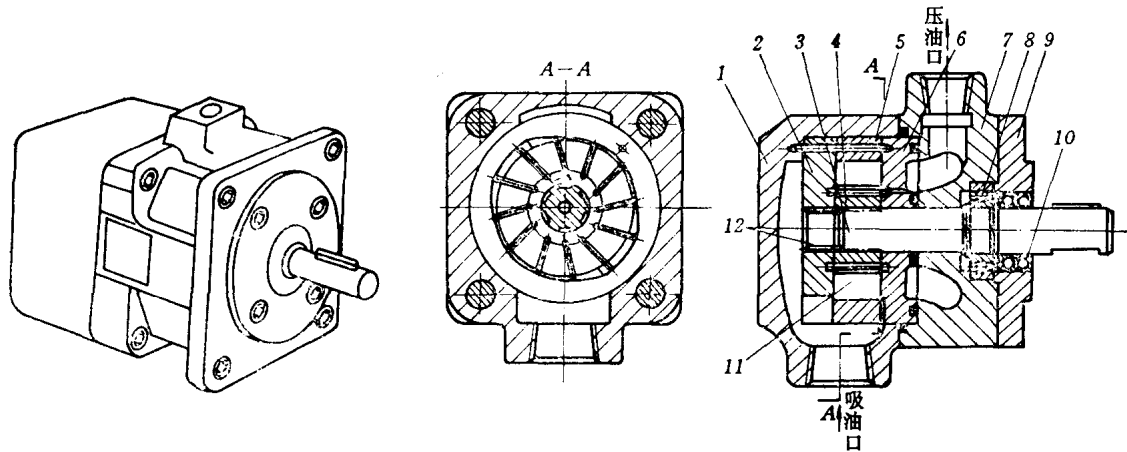


图 8-9 YB 型双作用式叶片泵的结构

2. 单作用叶片泵

图 8-10 为单作用叶片泵的工作原理图。单作用叶片泵定子内表面的横截面是一个完整的圆形。如果转子与定子的中心重合，虽然在相邻叶片间也会形成多个密封容积，但在转动过程中，这些密封容积不会发生变化，所以既不能吸油，也不会压油。因此转子和定子的中心必须偏移一段距离 e 。这样转子转动一周，两叶片间的密封容积就会经历一次从小到大，再从大到小的工作循环，即实现一次吸油和压油。因而这种泵称为单作用叶片泵。显然，单作用叶片泵的偏心距越大，容积变化越大，泵的流量也就愈大；反之，就小些。通常把偏心距 e 做成可调的（可以使泵体连同定子相对转子移动），这就是单作用变量叶片泵。

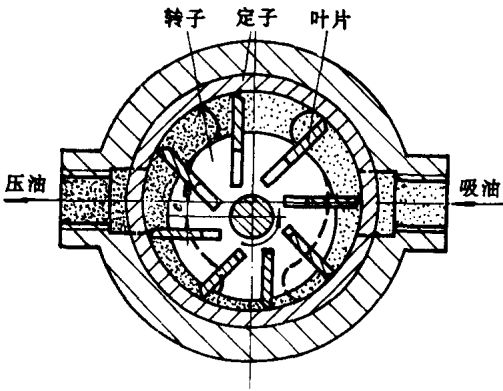


图 8-10 单作用叶片泵

这种泵的缺点是结构复杂，价格较高。

四、柱塞泵

本节开始讲到的单柱塞泵存在着流量不均匀等缺点，实际应用受到一定限制。为了改善柱塞泵的工作性能，通常制成多柱塞泵。按结构柱塞泵可分为径向柱塞泵和轴向柱塞泵。

1. 径向柱塞泵

图 8-11 所示为径向柱塞泵的工作原理图。转子 3 与铜套 4 紧密配合在一起，套装在中间轴 5 上，并可转动。转子 3 上沿径向均匀分布有多个圆孔，其内装有可滑动的柱塞 1。柱塞

使孔形成密封容积。为使密封容积周期地变化，定子2与转子3的中心要偏移一段距离 e 。当转子按如图所示方向转动时，上半周柱塞外伸，密封容积增大，是吸油过程，油液从静止不动的中间轴5的轴向孔流入油腔 a ，之后进入容积增大的柱塞孔内。当转子转至下半周时，密封容积开始减小，柱塞压出的油液从油腔 b 经中间轴5的另两个轴向孔输出。如果改变偏心距 e ，就可以改变柱塞1在孔内移动的行程，从而改变泵输出的流量，所以径向柱塞泵可以制成变量泵。

在图8-11中，若将定子向左移，偏心距将逐步减小，直至为零。如果继续向左移动，上半周就变成了压油过程，而下半周变为吸油过程，即原先的吸油口变为压油口，而压油口变为吸油口。这类泵在闭式液压系统中应用很广，因吸、压油口可以相互变换，称为双向变量泵。

径向柱塞泵流量大（转子的轴向方向上可制成多排柱塞），压力高，流量调节方便，耐冲击，工作可靠。但这种泵结构复杂，径向尺寸大，体积大，制造较难。

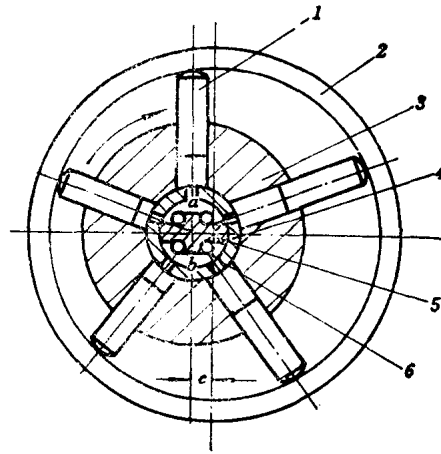


图8-11 径向柱塞泵的工作原理图

2. 轴向柱塞泵

轴向柱塞泵的工作原理如图8-12所示。它由配流盘1、缸体2、柱塞3和斜盘4等零件组成。柱塞的中心线平行于缸体的中心线，柱塞孔均匀分布在缸体上，柱塞使缸体上的圆孔形成密封容积。为了使缸体转动时柱塞能实现往复运动，斜盘平面与缸体轴线倾斜一个角度 γ 。弹簧的作用是使柱塞始终与斜盘接触。配流盘的右端面紧靠缸体的左端，在配流盘上开有两个弧形沟槽，它分别与泵的吸油口和压油口相通。当电动机通过传动轴带动缸体旋转时，柱塞就在孔内作轴向往复滑动，通过配流盘上的配流沟槽进行吸油和压油。当缸体按图示方向转动时，前半周（左图中逆时针 $0 \rightarrow \pi$ ）各柱塞逐渐外伸，柱塞底部的密封容积增大，通过配流盘右边的配流沟槽进行吸油；当柱塞转至后半周时（左图中逆时针 $\pi \rightarrow 0$ ），柱塞被斜盘逐渐压入缸体，密封容积减小，此时密封容

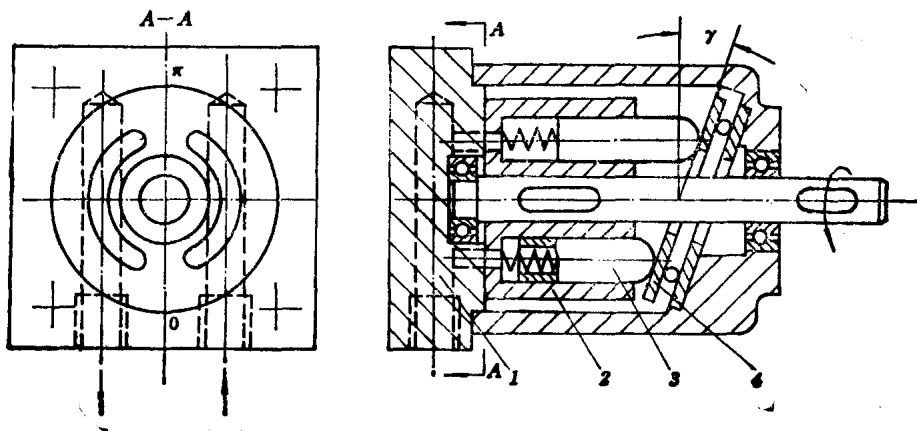


图8-12 轴向柱塞泵的工作原理图

积内的油液通过配流盘左边的沟槽被压出，经出油口流入工作系统。泵不停地转动，油液不断地被吸入和压出。

显然，缸体每转一周，每个柱塞各完成一次吸油和压油。泵的流量决定于柱塞的个数、直径和运动行程。而行程与斜盘的倾角有关，改变倾角 γ ，就改变了柱塞的行程，从而改变泵的流量。

轴向柱塞泵结构紧凑，径向尺寸小。由于柱塞孔都是圆柱面，容易得到高精度的配合，密封性好，泄漏少，因此效率和工作压力都较高，适用于高压系统。其次，这种泵还容易实现流量的调整和流向的改变。但是，它的结构复杂，价格较贵。

五、双联叶片泵

把两个双作用叶片泵的两个转子安装在一个泵体内，并共用一根传动轴驱动，共用一个吸油口，但有其各自的压油口，这种泵称为双联叶片泵，如图8-13所示。

双联泵中的两个泵的流量可以合起来向一个系统供油，也可以分别向不同的系统供油。例如，液压缸在轻载快速运行时，两个泵同时向液压缸供油；当进入重载低速运行时，可以用小流量泵单独向它供油，大流量泵卸荷（泵输出的油液在无负载的情况下，直接流回油箱）。这样可以节省功率损耗，提高效率，减少油液发热。

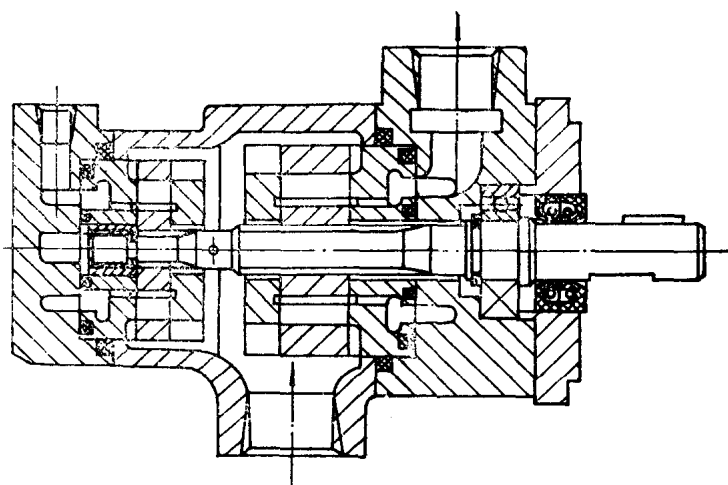


图8-13 双联叶片泵

六、泵的选择

液压泵是标准元件，可根据实际工作的需要合理地加以选择。选用时，主要是确定液压泵的额定压力、额定流量和结构类型。然后查手册确定其型号规格。

(1) 确定液压泵的额定压力 p 。确定液压泵的额定压力时，可根据液压系统中的最大工作压力和从泵口到执行元件间的压力损失来决定。为了简便，通常工程上可用下式估算

$$p \geq K_r p_{max} \quad \text{MPa} \quad (8-8)$$

式中 p ——液压泵的额定压力，应符合压力等级系列；

K_r ——系统压力损失系数（取1.3~1.5）；

p_{max} ——系统中液压执行元件最大工作压力(MPa)。

(2) 确定液压泵的额定流量 Q 。确定液压泵的额定流量时，可根据液压系统工作的最大流量和系统中的泄漏情况来确定，应满足下式条件：

$$Q \geq K_l Q_{max} \quad \text{L/min} \quad (8-9)$$

式中 Q_0 ——液压泵的额定流量,应符合各类泵的额定流量系列;

K_1 ——系统的泄漏系数(取1.1~1.3);

Q_{max} ——系统工作时所需最大流量(L/min)。

(3) 确定液压泵的类型 在确定液压泵的类型时,要综合考虑工况、环境、可靠性和经济性等因素。一般,负载小、功率小的液压系统,工作压力低,应选用齿轮泵;某些自动线上的送料、夹紧等要求不高的场合也常用齿轮泵。中等功率时,可选用叶片泵。负载大,功率大的液压系统宜采用柱塞泵。在执行元件运动速度相差很多时,可选用变量泵或双联叶片泵。

【例8-2】 某一比较简单的液压系统。液压缸需要的最大流量为 $3.6 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, 液压缸驱动最大负载时的工作压力为3.0MPa, 试选择合适的液压泵。

解 因系统压力较低, 故选 $K_2 = 1.5$; 系统简单, 泄漏少, 故选 $K_1 = 1.1$ 。

(1) 确定液压泵的额定压力

$$P_0 \geq K_2 P_{max} = 1.5 \times 3.0 = 4.5 \text{ MPa}$$

查手册, 取 $P_0 = 6.3 \text{ MPa}$

(2) 确定液压泵的额定流量

$$Q_0 \geq K_1 Q_{max} = 1.1 \times 3.6 \times 10^{-4} \approx 4 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 24 \text{ L/min}$$

查手册, 取 $Q_0 = 25 \text{ L/min}$

(3) 确定液压泵的类型 根据计算出的压力值, 属于中压级, 题目中没有流量变化的要求, 可选用双作用叶片泵。查手册, 其型号为YB-25。

七、泵用电动机功率的计算

液压泵一般用电动机驱动, 所以在选定液压泵的规格型号以后, 要确定与泵配套的电动机的功率。

液压泵的输出功率 P_B 可用下式计算

$$P_B = PQ \quad \text{W} \quad (8-10)$$

式中 P_B ——液压泵的输出功率(W);

P ——液压泵的工作压力(Pa);

Q ——液压泵的輸出流量(m^3/s)。

常用功率单位是kW, 故上式写成

$$P_B = \frac{PQ}{1000} \quad \text{kW} \quad (8-11)$$

由于泵在运转时, 泵的内部存在着机械摩擦和液体的粘性阻力, 以及内泄漏, 所以输入泵的机械功率不可能全部转化为液压功率输出, 即存在着效率问题。泵的总效率包括机械效率 η_m 和容积效率 η_v 两部分。由泄漏造成的功率损失称为容积损失, 由此计算出的部分效率称容积效率 η_v 。泵的总效率 η 等于泵的机械效率 η_m 和容积效率 η_v 的乘积。

为了简便, 通常按液压泵的额定工况配置电动机, 其功率可由下式求得

$$P = \frac{P_0 Q_0}{1000 \eta} \quad \text{kW} \quad (8-12)$$

式中 P ——电动机的功率(kW), 应符合电动机功率系列;

P_0 ——液压泵的额定压力(Pa);

Q ——液压泵的额定流量(m^3/s);

η ——液压泵的总效率。

§ 8-3 液压执行元件

液压执行元件是将系统中的液压能转变为机械能的能量转换装置。它包括液压缸和液压马达。前者输出推力和速度,实现往复直线运动或往复摆动;后者输出角速度和转矩,实现连续转动。

一、液压缸的结构形式

液压缸按结构可分为三种类型,即活塞式液压缸、柱塞式液压缸和摆动式液压缸。

1. 活塞式液压缸

这种液压缸主要由缸体、活塞和活塞杆组成。活塞杆可以有两根,也可以有一根。前者称为双杆活塞液压缸,后者称为单杆活塞液压缸。当缸体固定不动时,液压缸左腔进油,右腔回油,活塞向右运动;反之,当右腔进油,左腔回油时,活塞向左运动。如图8-14所示。

当然,也可以固定活塞杆使缸体运动,情况与上述相反。

通常双杆活塞式液压缸的两根活塞杆直径相等。所以,在进入液压缸的流量不变的情况下,往返运动的速度和输出推力的大小相同,它们可由以下两式计算

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} \text{ m/s} \quad (8-13)$$

式中 v ——液压缸运动的速度(m/s);

Q ——进入液压缸的流量(m^3/s);

D ——液压缸的内径(m);

d ——活塞杆直径(m)。

$$F = p \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (8-14)$$

式中 F ——液压缸输出的推力(N);

p ——液压缸内的油液压力(Pa)。

单杆活塞式液压缸的工作原理与双杆式相同,不同的是它只有一根活塞杆。这样,活塞两端的有效作用面积不同,在流量和压力相同的条件下,往复运动的速度和输出的推力则不相等。当从无杆腔进油时,活塞的有效作用面积大,所以速度小,推力大;当从有杆腔进油时,活塞的有效作用面积小,输出的速度大,推力小。

单杆活塞式液压缸还有一个重要特点,即当液压缸的两腔同时接通压力油时,由于活塞两端有效作用面积不相等,作用在活塞两端的推力就不相等,它们的合力使活塞产生运动,这样连接的单杆活塞式液压缸称为差动液压缸。如图8-15所示。

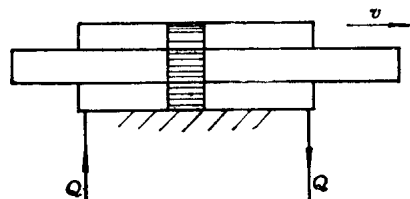


图8-14 液压缸的运动