

高等学校教学用书

液压传动和液力传动

中南矿冶学院 齐任贤 主编

高等学校教学用书
液压传动和液力传动
中南矿冶学院 齐任贤 主编

冶金工业出版社出版
(北京灯市口74号)

新华书店北京发行所发行
山西新华印刷厂印刷

787×1092 1/16 印张18 $\frac{1}{2}$ 字数417千字
1981年9月第一版 1981年9月第一次印刷
印数00,001~11,500册
统一书号: 15062·3696 定价1.90元

序 言

液压技术是一门较年轻的科学，广泛地应用于机器的中间传动和各种控制系统中。它的发展和应用给机械工业开辟了新的前景。

机器是一种综合性的生产工具，就其本质而言，它们都是由能源装置、工作装置及中间传动机构三个主要部分组成的。目前常用的传动机构有机械传动（以齿轮传动为代表）、电气传动、液体传动和气体传动等。

液体传动是用油或油水混合物作为工作介质来实现能量传递的一种传动方式。根据传动元件结构和工作原理的不同，又可分静力式液体传动和动力式液体传动两种，前者简称液压传动，后者简称液力传动。

我们知道，机械传动是发明较早、应用也最普遍的一种传动方法。可是，随着传递功率的增加和生产工艺过程的复杂化（例如机床的进给运动和出力大小要求随时间而改变），将使这种装置的结构变得复杂笨重、操作控制困难。电能的应用和电子技术的发展为实现生产过程的机械化、自动化创造了有利条件，但是由于电气元件受到磁通密度饱和现象的限制（一般磁场电力强度为 $4 \sim 6$ 公斤力/厘米²），把它用作执行元件时，仍然感到容量不足（即单位重量传递的功率小），而且实现低速运行和无级调速有困难。为了适应生产力不断发展的需要，迫切希望找到一种体积小、重量轻、性能好、易于实现标准化和系列化的新型传动装置。液压传动和液力传动就是在这样一种情况下逐步形成和发展起来的。

液压技术的出现将近有一百年的历史。本世纪初，西欧一些国家首先把它用于船舶和机床上（例如当时海轮上使用的液力变矩器、油泵、油缸，机床上使用的油泵、油缸和油马达等），三十年代前后陆续扩大到其它工业和国防部门（如工程车辆、飞机等），六十年代以后，由于航空和空间技术的不断进步，液压技术在实现遥控和综合自动化等方面又得到了进一步的发展。

本书是根据冶金工业部一九七七年教材会议制订的高等院校矿山机械专业教学计划编写的，内容包括液压传动、液力传动和随动系统基础三部分。全书共分十章，着重阐述常用液压元件和液力元件的结构、工作原理（包括性能参数和运转特性）、使用维修、液压传动系统设计，液力元件选择计算等基本内容，也扼要介绍了部分液压元件的结构设计以及液压随动系统等一般知识。

本书由中南矿冶学院齐任贤主编（并编写一、三、七章）。参加编写的有：广东矿冶学院吴冉泉（第二章）、昆明工学院杨月生（第四章）、西安冶金建筑学院丁克（第五、六章）、北京钢铁学院毛信理（第八章）、东北工学院唐兴华和张振刚（第九、十章）。武汉钢铁学院蒋桂堂、昆明冶金工业学校陈怀业和中南矿冶学院肖绍芳等同志参加了本书的审稿会议，提出了许多宝贵意见。由于编者水平所限，加之时间短促，书中缺点错误在所难免，敬请读者批评指正。

编 者
一九八〇年八月

目 录

序 言

第一章 液体传动装置的一般知识	(1)
第一节 液压传动的一般知识.....	(1)
第二节 液力传动的一般知识.....	(2)
第二章 油泵和油马达	(5)
第一节 概 述.....	(5)
第二节 齿轮油泵和齿轮油马达.....	(9)
第三节 叶片油泵和叶片油马达.....	(20)
第四节 轴向柱塞油泵和轴向柱塞油马达.....	(31)
第五节 径向柱塞油马达.....	(45)
第六节 油泵和油马达的性能比较、使用和选择.....	(54)
第三章 油 缸	(61)
第一节 油缸的主要类型和安装方式.....	(61)
第二节 活塞式往复油缸.....	(63)
第三节 柱塞式油缸.....	(67)
第四节 叶片式回转油缸.....	(68)
第五节 往复油缸主要零部件的结构分析和设计.....	(70)
第六节 油缸的安装和故障排除.....	(86)
第七节 油缸的选择计算.....	(87)
第四章 液压控制阀	(88)
第一节 压力控制阀.....	(88)
第二节 方向控制阀.....	(99)
第三节 流量控制阀.....	(115)
第四节 比例控制阀.....	(125)
第五章 辅助装置	(131)
第一节 油管 and 管接头.....	(131)
第二节 蓄能器.....	(133)
第三节 油箱和冷却器.....	(136)
第四节 滤油器.....	(139)
第五节 密封装置.....	(143)
第六章 基本回路和典型液压系统	(149)
第一节 压力控制回路.....	(149)
第二节 速度控制回路.....	(151)
第三节 方向控制回路.....	(159)
第四节 液压系统的操纵控制和自动化.....	(160)

第五节	矿山机械典型液压系统	(162)
第六节	液压集成回路和整体形液压装置	(170)
第七章	液压传动系统的设计和计算	(172)
第一节	设计任务和原始数据	(172)
第二节	拟定液压系统原理图	(173)
第三节	选择液压元件和辅助设备	(174)
第四节	液压系统的验算	(181)
第五节	绘制液压系统原理图、装配图及编制技术文件	(182)
第六节	液压传动系统的安装、调试和保养	(182)
第七节	双机全液压台车液压传动系统设计示例	(186)
第八章	液压随动系统基本知识	(191)
第一节	液压随动系统的工作原理和分类	(191)
第二节	随动阀	(192)
第三节	液压随动系统在矿山机械中的应用举例	(206)
第四节	节流式液压随动系统的特性	(208)
第五节	节流式机械液压随动系统的设计	(228)
第九章	液力变矩器	(232)
第一节	液力变矩器的结构和工作原理	(232)
第二节	液力变矩器的主要方程	(234)
第三节	液力变矩器的相似原理	(241)
第四节	液力变矩器的特性	(245)
第五节	液力变矩器的冷却和补偿压力	(248)
第六节	液力变矩器的分类和结构形式	(251)
第七节	液力变矩器和发动机的共同工作特性	(256)
第八节	液力变矩器的尺寸选择	(262)
第九节	液力变矩器的相似设计	(272)
第十章	液力偶合器	(274)
第一节	液力偶合器的工作原理	(274)
第二节	液力偶合器的特性	(275)
第三节	液力偶合器的类型和结构	(278)
第四节	液力偶合器的选用	(286)

第一章 液体传动装置的一般知识

第一节 液压传动的一般知识

一、液压传动装置及其工作原理

液压传动的概貌及其工作过程，可以用传动装置的结构式原理图1—1a或职能符号图1—1b进行描述。图1—1为平巷掘进台车支臂的液压传动系统图。当原动机3带动油泵4转动时，在其进口处形成真空吸入低压油，在出口处排出高压油。当换向阀5的阀芯向右移动时，阀内的通道pA和BO互相接通，高压油通过阀5和油管6进入支臂油缸8的下腔，推动活塞向上移动，使支臂9慢慢升起。油缸上腔的低压油则经油管7、换向阀5返回油箱。当换向阀的阀芯恢复到中位时，油缸的进出油口同时被切断，因而支臂便在相应位置上停止下来。换向阀芯向左移动时，则支臂油缸的上腔进油、下腔回油，支臂慢慢下放。这样，利用几个单独元件组成的油泵—控制阀—油缸装置，不但可以使支臂上下运动，而且可以把它固锁在任一空间位置，以适应钻凿炮眼的需要。溢流阀（或安全阀）10是用来防止系统过载和调整系统压力的，当系统的油压过高时，溢流阀自动开启，多余的高压油则经泄油口直接流回油箱。

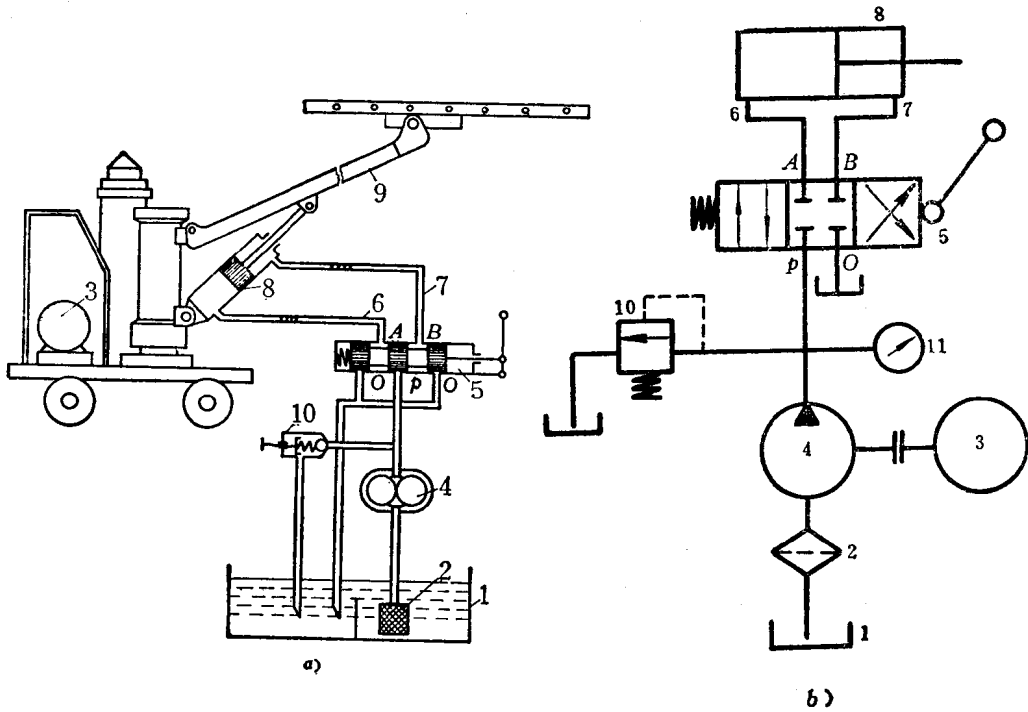


图1—1 平巷掘进液台车支臂液压传动系统图

a) 结构式原理图; b) 职能符号图

1—油箱; 2—滤油器; 3—原动机; 4—油泵; 5—换向阀; 6、7—油管;
8—支臂油缸; 9—支臂; 10—溢流阀; 11—压力表

二、液压传动的特点

液压传动与机械传动、电气传动和压气传动相比具有下列特点：

1. 优点

(1) 液压传动是利用高压油来实现能量传递,因而容易获得很大的机械力或扭矩。油泵或油马达与同功率的电机比较,其外形尺寸较小(前者只有后者的13~21%)、重量较轻(前者只有后者的10~20%)、单位重量传递的功率(即能容量)大,因而运动部件的惯性小(电机转子的惯性矩达输出扭矩的50%,液压传动不大于5%),快速响应的灵敏度较高(例如油缸的换向频率可达400~1000次/分,油马达可达500次/分)。

(2) 液压传动可以利用改变供油量来调整执行机构的工作速度。与机械传动和电气传动比较,其变速装置的结构简单、传动比大(可达1000:1)、低速性能好(柱塞油马达最低稳定转速可达1转/分)、容易实现无级调速。

(3) 液压传动系统是由许多单个元件组合而成的,它们之间没有刚性的联系,所以它和电气传动一样布置方便,有利于实现标准化、系列化和通用化。

(4) 液压元件的品种较多,组合应用的灵活性大,易于实现各种复杂工艺过程的动作要求和性能要求(如调速和过载保护等),操作控制简便。它与专用电子计算机配合使用,可以实现数字随动控制和生产过程的综合自动化。

(5) 液压传动利用油液作为工作介质,它具有自润滑能力和吸振性能,因而元件的使用寿命较长,工作平稳,冲击振动小。同时,由于液压油的压缩系数较小,它和压气传动相比又具有较好的锁紧特性。

2. 缺点

(1) 容易漏油(漏油可分为内泄漏和外泄漏两种,外泄漏一般是不允许的)。漏油不仅影响系统的传动效率,而且还影响液动机的位移和锁紧精度,所以,液压传动不宜用于要求实现定比传动的传动链中。

(2) 对零件的加工质量和滤油精度要求较高,否则容易产生磨损和卡死现象,因而制造和维修较难。

(3) 受工作环境的影响较大。当油中渗入空气时,容易产生泡沫、噪音、振动和爬行现象。当油温变化时,由于间隙泄漏量的改变,将使执行机构的工作速度不稳定,甚至影响控制系统的正常工作。

(4) 液压传动系统的总效率较低。在我国当前的情况下,一般为0.5~0.7左右。

第二节 液力传动的一般知识

一、液力传动装置及其工作原理

图1—2为一个原始的液力传动装置。它是由离心泵Ⅱ、涡轮Ⅲ以及连接管道2组合而成的。当发动机I带动离心泵转动时,泵轮对液体做功,把发动机的机械能传给液体。液体获得能量后,经联接管道进入涡轮(把它的能量传给涡轮),迫使涡轮带动工作机构(螺旋桨)Ⅳ转动。这种液力传动装置的结构较庞杂,同时,由于离心泵、涡轮和管路的能量损失较大,因而传动效率低(一般不超过70%)。如果去掉管路,把泵轮和涡轮装在一个封闭的壳体内(如图1—2中的图形V所示),这样不但流道缩短,能量

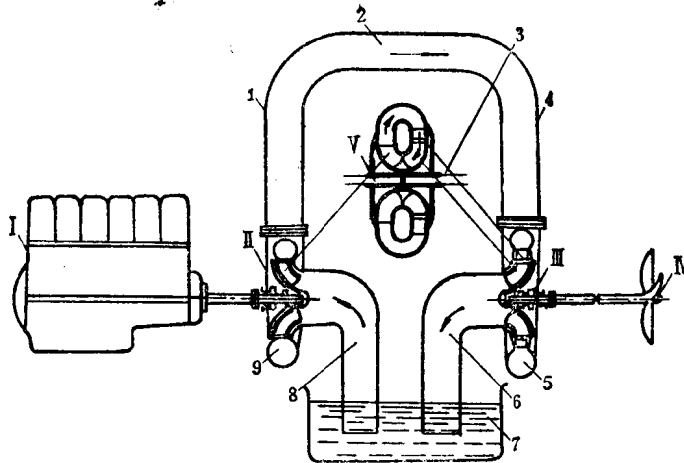


图1-2 液力传动装置

I—发动机，II—离心泵，III—涡轮，IV—螺旋桨，V—水泵和涡轮的组合装置图
 1—水泵排水管，2—连接管道，3—涡轮轴，4—涡轮进水管，5—涡轮螺壳；
 6—涡轮排水管，7—水池，8—水泵进水管，9—水泵螺壳

损失减少，效率显著提高，而且结构也紧凑，既节省材料，又便于使用。所以，目前的液力传动装置均采用这种结构形式。如图1-3所示，在同一壳体内，主动轴1上安装泵轮B，从动轴2上安装涡轮T，而导轮D固定不动，这样的液力传动装置称为液力变矩器，也叫液力变扭器。如果在主动轴和从动轴上，只装泵轮和涡轮，而没有导轮，则称为液力偶合器，也叫液力联轴节（图1-4）。

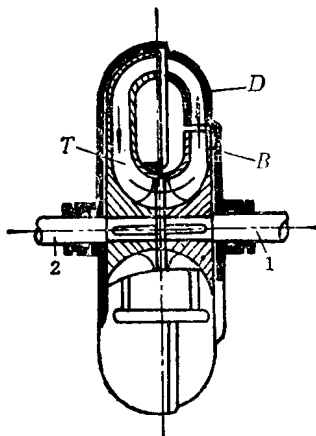


图1-3 液力变矩器

1—主动轴，2—从动轴，B—泵轮，
 T—涡轮，D—导轮

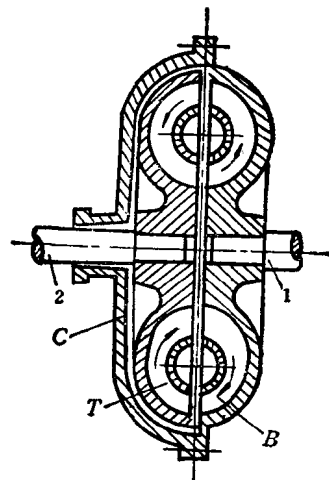


图1-4 液力偶合器

1—主动轴，2—从动轴，B—泵轮，
 T—涡轮，C—壳体

二、液力传动的特点

液力传动是利用液力元件来实现中间传动的一种传动形式，其主要特点如下：

(1) 适应性好：它的输出力矩和转速可随外负载的变化而变化，以适应外负载的要

求。

(2) 安全性好：它在工作时，即使外负载增加到最大，使涡轮轴停止转动，发动机仍能继续转动而不损坏。

(3) 调速、缓冲好：由于它是用液体作传动介质的，所以可在较大的范围内进行无级调速，同时还能吸振，因此提高了设备运转的平稳性和寿命。

它的主要缺点是效率较低，通常需要设置辅助装置，成本较一般机械传动高。

由于液压传动和液力传动具有许多优点，所以工程、矿山、运输、机床、船舶、冶金机械等均相继采用液压技术，它对提高我国工矿机械化水平，具有现实的意义。

第二章 油泵和油马达

第一节 概 述

一、油泵和油马达的工作原理和分类

在液压传动系统中，油泵和油马达都起着能量转换的作用。油泵是将原动机（电动机或内燃机等）输入的机械能（扭矩 M 和转速 n ）转换成液压能（压力 p 和流量 Q ）的装置，它属于动力元件；油马达则是反过来将输入的液压能转换成回转运动的机械能的装置，它属于执行元件。图2—1a、b分别为油泵和油马达的职能符号和能量转换示意图。

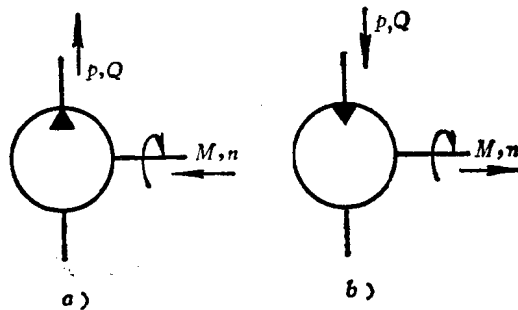


图2—1 油泵和油马达的职能符号和能量转换示意图
a) 油泵图；b) 油马达图

图2—2所示是一个简单油泵的工作原理图。当原动机带动曲柄1回转时，通过连杆2使柱塞3在缸体4内作往复运动。当曲柄转到上半周时，柱塞向左移动，使A腔封闭容积逐渐增大，形成部分真空，油箱中的油液便在大气压力作用下经吸油管 and 单向阀6进入A腔，完成吸油过程；当曲柄转到下半周时，柱塞向右移动，使A腔封闭容积逐渐减小，腔内油液受压后通过单向阀6将吸油管封住，同时顶开单向阀5经排油管进入系统，完成排油过程。

从上述例子可以看出：

(1) 这种油泵是依靠封闭空间的容积变化来实现吸油和排油的，所以，这种油泵称为容积式油泵。

(2) 在吸油过程中，必须使吸油管形成低压（即低于油箱的压力），这是油泵吸油的必要条件；在排油过程中，油泵的排油压力取决于油液排出时遇到的阻力（即负载），这是形成油压的条件。

(3) 单向阀（或称配油装置）的作用是保证吸油时使油泵与油箱接通而切断排油管道，排油时使

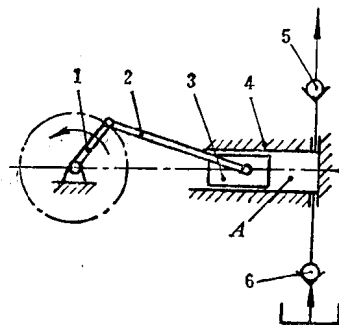


图2—2 油泵的工作原理图
1—曲柄；2—连杆；3—柱塞；4—缸体；
5—排油单向阀；6—吸油单向阀

油泵与排油管道接通而切断吸油管道，以避免吸油和排油的互相干扰。

油马达的工作过程与油泵相反。如图2—2，若A腔通入压力油推动柱塞移动，便可使曲柄转过一角度而输出扭矩。从原理上讲，油泵和油马达是可逆的，但由于它们各自的使用条件和工作要求不同，不少同类油泵和油马达在结构上仍有差异，一般不能互换使用。

在液压传动系统中，一般都采用容积式油泵和油马达。按其结构和工作原理的不同可分为齿轮式、叶片式和柱塞式三类。柱塞式又可分为轴向式和径向式。本章将分别介绍它们的结构、工作原理、主要性能参数及其应用等。

二、油泵和油马达的主要性能参数

从油泵和油马达的能量转换示意图（见图2—1）可以看出，油泵和油马达的主要性能参数是压力 p 、流量 Q 、功率 N 、扭矩 M 、效率 η 、转速 n 和自吸能力等。

1. 压力

压力是指单位体积液体所具有的能量。在液压传动中其单位常用“公斤力/厘米²”表示。油泵的额定压力是指在规定的转速下，运转到规定使用寿命，且稳定输出规定流量时所能达到的最高输出压力；油马达的额定压力是指在输入规定油量的情况下运转到规定使用寿命且稳定输出规定转速时所能达到的最高输入压力。油泵的实际输出压力或油马达的实际输入压力取决于负载大小，而其最大工作压力是指短时间内超载时所能达到的极限压力，它取决于零件的结构强度和工作空间的密封性能等。

2. 流量（或排量）和容积效率

油泵或油马达的流量是指单位时间内输出或输入油液的体积。它包括瞬时流量和平均流量。前者只是用于分析流量的特性，而通常所说的流量是指平均流量，即单位时间内流量的平均值，其单位常用“升/分”（或排量“毫升/转”）表示。

平均流量（或平均排量）有理论流量 Q_0 （或理论排量 q_0 ）和实际流量 Q （或实际排量 q ）两种表示方法。理论流量就是在无任何漏损情况下的流量（一般认为等于零载流量），它取决于油泵或油马达的结构参数（如图2—2中的柱塞直径和行程）和转速，而和工作压力无关（见图2—3）。油泵的实际流量小于理论流量（即 $Q_1 < Q_0$ ），并且随着工作压力 p 的升高和间隙泄漏损失 ΔQ 的增大，实际流量 Q_1 将逐渐减小，其值可用下式计算：

$$Q_1 = Q_0 - \Delta Q \quad (2-1)$$

式中 ΔQ ——漏损流量。

油泵的实际流量 Q_1 和漏损流量 ΔQ 随压力 p 的变化关系如图2—3所示。

对于油马达，由于它的流量以输入流量表示，所以 $Q_2 > Q_0$ 。并且：

$$Q_2 = Q_0 + \Delta Q \quad (2-2)$$

油马达的实际供油量 Q_2 和漏损流量 ΔQ 随压力 p 的变化关系如图2—4所示。

油泵或油马达的漏损情况通常用容积效率 η_v 来表示（见图2—3和图2—4）。对于油泵，其容积效率等于实际流量与理论流量之比。即：

$$\eta_{v_1} = \frac{Q_1}{Q_0} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_0} = \frac{q_1}{q_0} \quad (2-3)$$

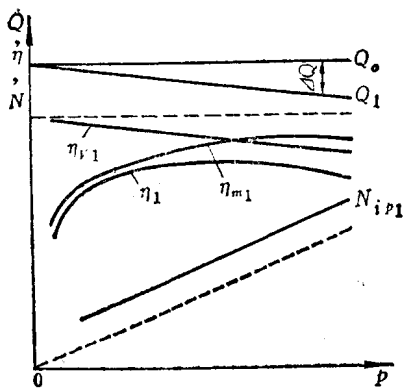


图2—3 油泵的特性曲线

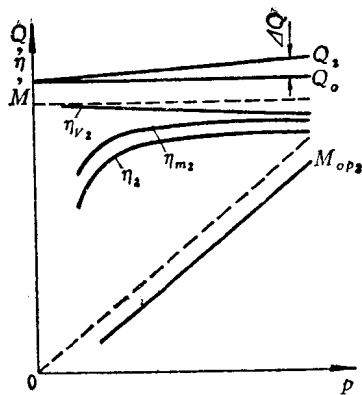


图2—4 油马达的特性曲线

式中 q_1 ——油泵的实际排量；
 q_0 ——油泵的理论排量。

对于油马达，其容积效率等于理论流量与实际流量之比。即：

$$\eta_{v_2} = \frac{Q_0}{Q_2} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_2} = \frac{q_0}{q_2} \quad (2-4)$$

式中 q_2 ——油马达的实际排量；
 q_0 ——油马达的理论排量。

油泵或油马达的流量 Q 与排量 q 之间有如下关系：

$$Q = qn \times 10^{-3} \text{ 升/分} \quad (2-5)$$

式中 q ——油泵或油马达的排量（毫升/转）；
 n ——油泵或油马达的转速（转/分）。

3. 功率

功率的单位常用“千瓦”（或“马力”）表示。

油泵的输出功率 N_{o_1} 和实际需要的输入功率 N_{i_1} ，可根据压力 p 和流量 Q 分别用下式进行计算：

$$N_{o_1} = 10 p_1 Q_1 \text{ 公斤力} \cdot \text{米/分} = \frac{p_1 Q_1}{612} \text{ 千瓦} = \frac{p_1 Q_1}{450} \text{ 马力} \quad (2-6)$$

$$N_{i_1} = \frac{10 p_1 Q_1}{\eta_1} \text{ 公斤力} \cdot \text{米/分} = \frac{p_1 Q_1}{612 \eta_1} \text{ 千瓦} = \frac{p_1 Q_1}{450 \eta_1} \text{ 马力} \quad (2-7)$$

式中 p_1 ——油泵的工作压力（公斤力/厘米²）；
 Q_1 ——油泵的输出流量（升/分）；
 η_1 ——考虑漏损和机械损失在内的油泵总效率。

油马达的输出功率 N_{o_2} 为：

$$N_{o_2} = 10 p_2 Q_2 \eta_2 \text{ 公斤力} \cdot \text{米/分} = \frac{p_2 Q_2 \eta_2}{612} \text{ 千瓦} = \frac{p_2 Q_2 \eta_2}{450} \text{ 马力} \quad (2-8)$$

式中 p_2 ——油马达的工作压力 (公斤力/厘米²) ;
 Q_2 ——油马达的输入流量 (升/分) ;
 η_2 ——考虑漏损和机械损失在内的油马达的总效率。

4. 扭矩

扭矩的单位常用“公斤力·米”表示。

油泵实际需要的输入扭矩 M 可根据回转运动的能量方程 ($N = 2\pi nM$, $2\pi M$ ——每转扭矩, 公斤力·米/转) 进行计算, 即:

$$\begin{aligned} M_{i, p_1} &= \frac{N_{i, p_1}}{2\pi n} = \frac{10 p_1 Q_1}{2\pi n \eta_1} = \frac{10 p_1}{2\pi \eta_1 \times 10^3} \times \frac{Q_1 \times 10^3}{n} \\ &= \frac{p_1 Q_1}{628 \eta_1} \text{ 公斤力·米} \end{aligned} \quad (2-9)$$

同样, 油马达的实际输出扭矩 M_{o, p_2} 为:

$$\begin{aligned} M_{o, p_2} &= \frac{N_{o, p_2}}{2\pi n} = \frac{10 p_2 Q_2 \eta_2}{2\pi n} = \frac{p_2 Q_2 \eta_2}{628} = \frac{p_2 Q_{o, 2} \eta_1}{628 \eta_{v_2}} \\ &= \frac{p_2 Q_{o, 2} \eta_{m_2}}{628} \text{ 公斤力·米} \end{aligned} \quad (2-10)$$

式中 η_{m_2} ——油马达的机械效率。

5. 总效率

由于油泵或油马达在能量转换过程中存在着容积损失 (漏损) 和机械损失 (包括相对运动零件间的摩擦损失和油液粘性引起的水力损失), 所以, 它们的输出功率 N_o , 总是小于输入功率 N_i 。输出功率与输入功率的比值用总效率 η 来表示, 即:

$$\eta = \frac{N_{o, p_2}}{N_{i, p_1}} = \eta_v \eta_m \quad (2-11)$$

式中 η_m ——机械效率。

油泵和油马达的特性曲线见图2—3和图2—4。

6. 转速

油泵或油马达的额定转速是指达到额定输出功率 (或扭矩) 情况下, 正常持久的使用转速。转速的单位常用“转/分”表示。

油泵的实际转速取决于原动机的转速, 一般是常数, 但其转速不能超过某一极限值, 否则将发生吸油不足和气蚀现象。其转速也不能低于某一极限值, 否则将使相对漏损增大, 容积效率显著降低, 以致影响正常工作。

油马达的实际转速取决于供入流量和本身排量的大小, 一般是可变的, 但其最小值受最低稳定转速的限制, 而最高转速则受使用寿命和机械效率的限制。

7. 自吸能力

自吸能力是反映油泵吸油高度 (从油泵的回转中心到油箱油面间的垂直距离) 的一项性能指标。一般油泵都具有一定的正的吸油高度。影响油泵吸油高度的因素很多, 主要

与油液在吸油管中的流速、管件的形状和数量以及油中的含气量等因素有关。由于油中含有大量自由空气，当吸入压力降低到一定程度时，空气将分离出来形成气泡，引起气蚀，所以，一般油泵的吸油高度都限制在500毫米以内。

例2—1 某油泵在转速为970转/分时的理论流量为171.5升/分，在额定压力320公斤力/厘米²和同样转速下测得的实际流量为160升/分，额定工况下的总效率为0.88。试求：

- 1) 油泵的容积效率；
- 2) 油泵在额定工况下所需原动机的功率；
- 3) 油泵在额定工况下的机械效率。

解：

- 1) 油泵的容积效率可根据式(2—3)求得：

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_0} = \frac{160}{171.5} = 0.93$$

- 2) 在不计联接损失的情况下，油泵所需原动机的功率可根据式(2—7)求得：

$$N = \frac{pQ}{612\eta} = \frac{320 \times 160}{612 \times 0.88} = 95 \text{ 千瓦}$$

- 3) 根据式(2—11)可求得油泵在额定工况下的机械效率为：

$$\eta_m = \frac{\eta}{\eta_v} = \frac{0.88}{0.93} = 0.95$$

第二节 齿轮油泵和齿轮油马达

齿轮油泵分外啮合式和内啮合式两类，目前广泛使用的是外啮合齿轮油泵。

一、外啮合齿轮油泵

1. 结构和工作原理

图2—5所示是CB-F系列外啮合齿轮油泵的结构和工作原理图。一对互相啮合的外齿轮装于两端盖2、9和泵体5内，在轮齿啮合线的两侧形成互相隔离的封闭空间——吸油腔A和排油腔B(见图2—5b)。当传动轴1带动齿轮依图示方向回转时，轮齿b、b'退出啮合，由于轮齿a、a'所扫过的容积大于轮齿b、b'所扫过的容积，所以A腔出现空隙而形成部分真空，油箱中的油液便在大气压力作用下经吸油管进入A腔以完成吸油过程。随着轮齿的回转，进入齿洼中的油液沿着泵体的圆周方向被带到B腔，在这里轮齿c、c'进入啮合，由于轮齿d、d'所扫过的容积大于轮齿c、c'所扫过的容积，致使油液受压并被迫从B腔挤出以完成排油过程。由轴端泄漏的油液经泄油孔e、d和端盖上的通孔(图中未表示出)流回吸油腔，以减小轴承和密封的负载。在泵体的两端面上还开有卸荷沟(图中未表示出)与吸油腔相通，以降低泵体和端盖间泄漏油的压力，减小螺钉拉力。

2. 外啮合齿轮油泵的流量和转速

(1) 平均流量：外啮合齿轮油泵的平均理论排量近似等于两齿轮齿洼工作容积的总和。若假定齿洼容积等于轮齿体积，则每转的平均理论排量 q_0 为：

$$q_0 = \pi D h B = 2\pi m^2 Z B \text{ 毫升/转} \quad (2-12)$$

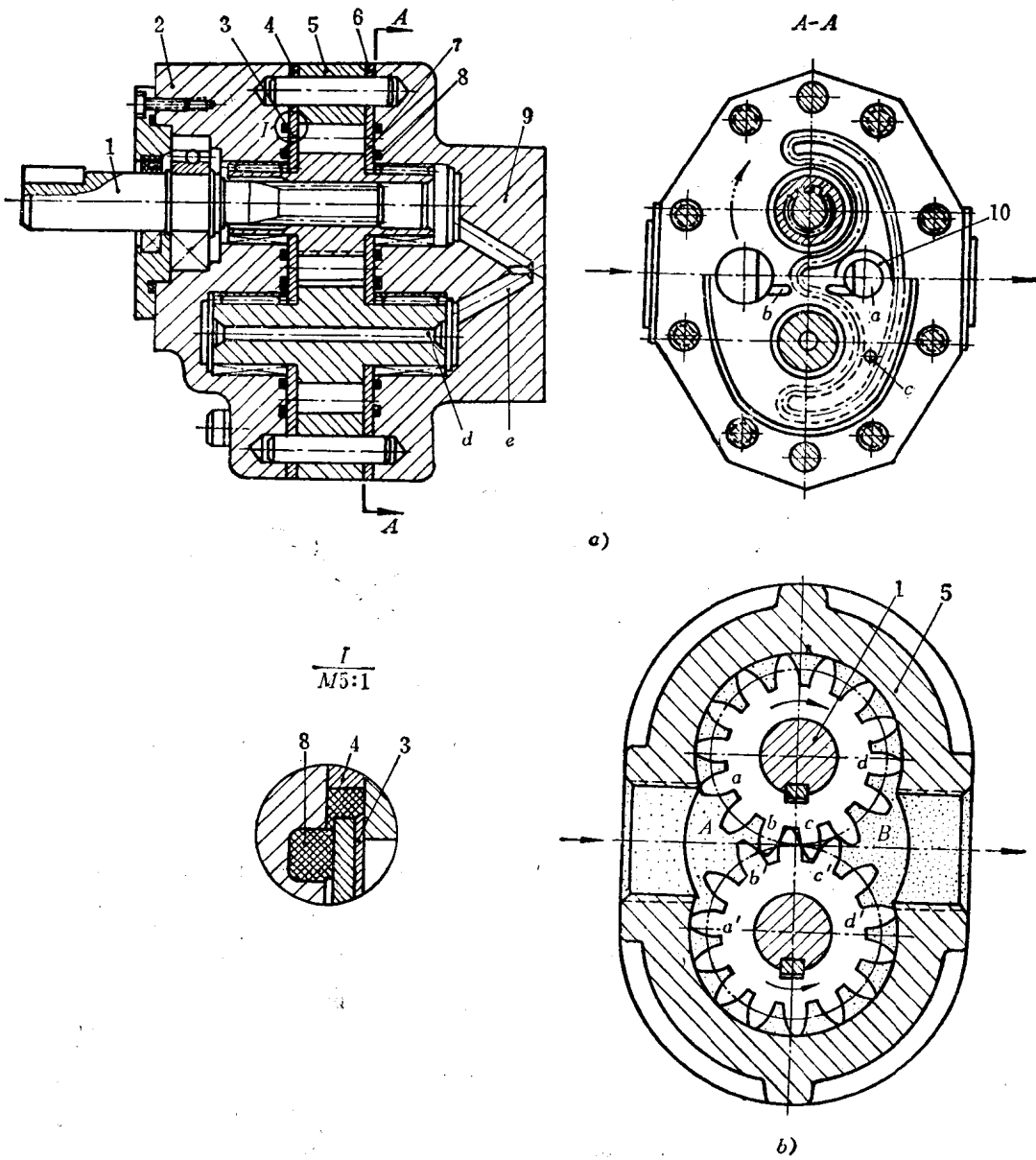


图2—5 CB-F系列齿轮油泵的结构和工作原理图

a) 结构图; b) 工作原理图

1—传动轴; 2, 9—端盖; 3, 7—浮动侧板; 4, 6—垫板; 5—泵体;
8—弓形密封圈; 10—O型密封圈

注: 图a)中, a—排油通道; b—泄荷槽; c—小孔; d, e—泄油孔
图b)中, a, a', b, b', c, c', d, d'——轮齿

式中 D ——齿轮的节圆直径（厘米）， $D = mZ$ ；
 h ——齿轮的有效工作高度（厘米）， $h = 2m$ ；
 m ——模数（厘米）；
 Z ——每个齿轮的齿数；
 B ——齿宽（厘米）。

因此，外啮合齿轮油泵每分钟的实际流量 Q 为：

$$Q = q_c n \eta_v \times 10^{-3} = 2\pi m^2 Z B n \eta_v \times 10^{-3} \text{升/分} \quad (2-13)$$

式中 n ——油泵的转速（转/分）；

η_v ——油泵的容积效率。

实际上齿注的容积比轮齿的体积稍大一些，且齿数愈少差值愈大。考虑到这种影响，计算时常用3.33~3.5代替式（2-13）中的 π 值，并且齿数少时取大值。

(2) 瞬时流量及其脉动分析：如图2-6所示，当油泵工作时，由于排油腔和吸油腔的轮齿所受液压力作用力的大小和方向不同，因而对轮心产生阻力矩。根据流体力学曲面液压力的计算公式可知，轮 A 产生的瞬时阻力矩 M_{Ai} 等于排油腔的液压力对于轮心的阻力矩与吸油腔的液压力对于轮心的力矩之差，即：

$$\begin{aligned} M_{Ai} &= p_2 B (R_e - R_c) \left(\frac{R_e + R_c}{2} \right) - p_1 B (R_e - R_c) \left(\frac{R_e + R_c}{2} \right) \\ &= \frac{1}{2} \Delta p B (R_e^2 - R_c^2) \end{aligned} \quad (2-14)$$

式中 p_1 ——吸油腔压力；

p_2 ——排油腔压力；

Δp ——排油腔和进油腔的压力差， $\Delta p = p_2 - p_1$ ；

R_e ——齿顶圆半径， $R_e = \frac{1}{2}(Z + 2)m$ ；

R_c ——齿轮中心到啮合点的距离。

式（2-14）中的 R_c 是一个未知量，它可以利用图2-7求出。由 $\triangle O_1KC$ 可知，

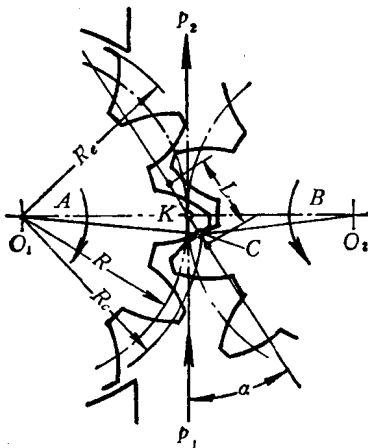


图2-6 瞬时流量分析图

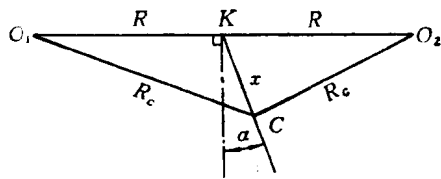


图2-7 齿轮的啮合三角形

$$R_c^2 = R^2 + x^2 - 2Rx \cos(90^\circ + \alpha) = R^2 + x^2 + 2Rx \sin \alpha$$

式中 R ——节圆半径, $R = \frac{1}{2}mZ$,

α ——压力角。

将上式代入式(2-14)即得:

$$M_{Ai} = \frac{1}{2} \Delta p B (R_c^2 - R^2 - x^2 - 2Rx \sin \alpha) \quad (2-15)$$

同理可得轮 B 的瞬时阻力矩 M_{Bi} 为:

$$M_{Bi} = \frac{1}{2} \Delta p B (R_c^2 - R^2 - x^2 + 2Rx \sin \alpha) \quad (2-16)$$

将式(2-15)和式(2-16)相加, 便可得液压作用力对输入轴产生的合成瞬时阻力矩 M_i 为:

$$M_i = M_{Ai} + M_{Bi} = \Delta p B (R_c^2 - R^2 - x^2) \quad (2-17)$$

假定主动齿轮在 dt 时间内转过的角度为 $d\varphi$, 对应的油泵排油体积为 dV , 根据回转运动的能量计算方程

$$M_i \omega dt = \Delta p dV$$

可得油泵的瞬时输油量 Q_i 为:

$$Q_i = \frac{dV}{dt} = \frac{M_i \omega}{\Delta p} = \omega B (R_c^2 - R^2 - x^2) \quad (2-18)$$

式中 ω ——齿轮的回转角速度, $\omega = d\varphi/dt$ 。

由式(2-18)可以看出, 由于啮合点 C 的移动, 使得 x 值随之变化, 因而外啮合齿轮油泵的流量是随着转角 φ 的变化而脉动的。当啮合点 C 与节点 K 重合 (即 $x=0$) 时, Q_i 达到最大值:

$$Q_{i \max} = \omega B (R_c^2 - R^2) \quad (2-19)$$

当啮合点 C 离节点 K 最远 (即 $x=L/2$) 时, Q_i 达到最小值:

$$Q_{i \min} = \omega B \left(R_c^2 - R^2 - \frac{L^2}{4} \right) \quad (2-20)$$

式中 L ——啮合线长度, $L = \pi e m \cos \alpha$,

e ——重叠系数。

图2-8 a 、 b 分别为外啮合齿轮油泵当 $e=1$ 和 $e>1$ 时瞬时流量 Q_i 随转角 φ 而变化的曲线。

流量脉动将引起系统压力的脉动, 使液动机工作的平稳性降低, 对于一些要求速度稳定的机器 (例如机床等) 来说, 这样的特性是不适宜的。流量的脉动程度可用脉动率 δ_Q 表示, 它是衡量容积式油泵流量品质的一个重要技术指标。油泵的流量脉动率 δ_Q 可用下式计算:

$$\delta_Q = \frac{Q_{i \max} - Q_{i \min}}{\frac{Q_{i \max} + Q_{i \min}}{2}} = \frac{2(Q_{i \max} - Q_{i \min})}{Q_{i \max} + Q_{i \min}} \quad (2-21)$$

将式(2-19)和式(2-20)代入式(2-21), 经整理得外啮合齿轮油泵的流量脉动率:

$$\delta_Q = \frac{1}{\frac{4(1+Z)}{\pi^2 e^2 \cos^2 \alpha} - \frac{1}{2}} \quad (2-22)$$

从式(2-22)可以看出, 齿数 Z 越多或 α 越大, δ_Q 将越小, 即流量的均匀性越好。但是, 一般 α 和 Z 之值是有限的。对于 $\alpha=20^\circ$ 、 $Z=14$ 、 $e=1$ 的外啮合齿轮油泵, 它的流量脉动率 δ_Q 达到15.6%, 所以, 外啮合齿轮油泵的流量脉动程度是比较严重的。