

中等专业学校试用教材

铸造设备

范芷芳 主编

机械工业出版社

中等专业学校试用教材

铸造设备

范芷芳 主编

机械工业出版社

前 言

本书是根据原国家机械工业委员会教育局1986年11月审定的中等专业学校铸造专业初中毕业四年制的“铸造设备”教学大纲，和1987年10月经中等专业学校铸造专业教材编审委员会“铸造设备”课程组讨论修订的教材编写提纲编写的。全书共分六篇二十六章。内容包括：第一篇铸造设备液压传动与气压传动基础，系统地介绍了液压传动和气压传动的基本知识、常用液压和气动元件的工作原理与结构特点、常用的基本回路及其在铸造设备上的应用；第二篇至第五篇为造型和制芯设备、砂处理设备、冲天炉配料、加料和浇注设备以及落砂和铸件表面清理设备，介绍了各种铸造设备，其中重点介绍主要工艺设备的工作原理、结构特点和使用性能，内容上基本反映了目前国内铸造机械化的发展水平及最新成就；第六篇铸造车间设计基本知识，全面介绍铸造车间设计的基本原则、一般方法与步骤。

在编写过程中，本教材力求做到内容精选，插图恰当，在阐述基本原理、结构特点的基础上加强实际应用知识，注意培养学习者分析与解决问题能力的提高。本书所选用和设计的教学插图尽量做到准确、简单、清晰、形象，有利于教学。每篇之后附有复习思考题，使本教材符合中专的教学规律。

本书由范芷芳主编，刘玉孟主审。参加编写的有欧圣雅、庞修明、王守忠。具体分工如下：第二篇、第三篇和第六篇由范芷芳编写；第一篇第一章由欧圣雅编写，第二章由庞修明编写；第四篇和第五篇由王守忠编写。本书的复习思考题由李春林同志负责提供和参加整理。张垓、张建保、李春林、盛维翰等同志参加审稿并提出许多宝贵意见，南京机械专科学校刘振康同志对本教材的编写给予大力支持，在此深表谢意。

由于编者水平有限，教材中难免存在错误和不恰当之处，恳切希望读者指正。

编者

目 录

绪论	1
----------	---

第一篇 铸造设备液压传动与 气压传动基础

第一章 液压传动	3
§ 1-1 液压传动的基本知识	3
§ 1-2 液压泵和液压马达	8
§ 1-3 液压缸	19
§ 1-4 液压控制阀	28
§ 1-5 液压传动的辅助装置	48
§ 1-6 液压基本回路	52
§ 1-7 液压系统实例	61
第二章 气压传动	66
§ 2-1 气压传动的基本知识	66
§ 2-2 气源系统	67
§ 2-3 气动控制阀	75
§ 2-4 气缸和气动辅助元件	87
§ 2-5 气动基本回路	94
复习思考题	102

第二篇 造型和制芯设备

第三章 震压和震实式造型机	107
§ 3-1 紧砂原理和方法	107
§ 3-2 起模方式	114
§ 3-3 震压式造型机	115
§ 3-4 震实式造型机	124
第四章 微震压实造型机	127
§ 4-1 微震压实紧砂	127
§ 4-2 气动微震压实造型机	131
第五章 高压造型机	140
§ 5-1 高压紧砂	140
§ 5-2 高压造型机	142
§ 5-3 三工位多触头高压造型机	145
第六章 射芯机和壳芯机	149
§ 6-1 射芯机	149
§ 6-2 壳芯机	157

第七章 无箱和脱箱造型机	161
§ 7-1 垂直分型无箱射压造型机	161
§ 7-2 水平分型脱箱造型机	170
第八章 气流紧砂造型机	174
§ 8-1 气流冲击紧砂	174
§ 8-2 气流冲击造型机	176
§ 8-3 吹气压实紧砂	181
第九章 抛砂机	183
§ 9-1 抛砂紧砂的分析	183
§ 9-2 抛砂机	184
第十章 造型生产线	190
§ 10-1 造型线的辅机	190
§ 10-2 铸型输送机	196
§ 10-3 造型生产线	201
§ 10-4 造型机及造型生产线的选用	208
复习思考题	211

第三篇 砂处理设备

第十一章 砂处理工艺流程	213
§ 11-1 砂处理工艺过程分析	213
§ 11-2 砂处理系统布置	215
第十二章 混砂机和松砂机	217
§ 12-1 碾轮式及碾轮转子式混砂机	217
§ 12-2 其它类型混砂机	225
§ 12-3 树脂砂混砂设备	228
§ 12-4 松砂机	230
第十三章 筛砂机	234
§ 13-1 振动筛	234
§ 13-2 滚筒破碎筛	240
§ 13-3 滚筒筛砂机	241
第十四章 磁分和破碎设备	242
§ 14-1 磁分设备	242
§ 14-2 破碎设备	245
第十五章 烘干和冷却设备	247
§ 15-1 烘干设备	247
§ 15-2 冷却设备	248

第十六章 旧砂再生设备	254
§ 16-1 旧砂再生方法与设备	254
§ 16-2 树脂砂旧砂再生设备	256
第十七章 造型材料的运输设备及辅助 装置	259
§ 17-1 机械运输设备	259
§ 17-2 气力输送系统	267
§ 17-3 给料设备	274
§ 17-4 定量设备	276
复习思考题	278

第四篇 冲天炉配料、加料和 浇注设备

第十八章 冲天炉配料、加料设备	281
§ 18-1 炉料配料设备	283
§ 18-2 冲天炉加料设备	291
§ 18-3 冲天炉配料、加料系统布置	300
第十九章 浇注设备	304
§ 19-1 浇包	304
§ 19-2 浇注机	306
复习思考题	310

第五篇 落砂和铸件表面清理设备

第二十章 落砂设备	311
§ 20-1 偏心振动式落砂机	311
§ 20-2 惯性振动落砂机	313
§ 20-3 其它类型落砂机	323
第二十一章 铸件表面清理设备	326
§ 21-1 普通清理滚筒	326
§ 21-2 抛丸清理设备	327

§ 21-3 喷丸清理设备	335
§ 21-4 其它落砂清理设备	336
第二十二章 湿法清砂设备	338
§ 22-1 水力清砂设备	338
§ 22-2 水爆清砂设备	340
§ 22-3 旧砂湿法再生应用举例	342
复习思考题	343

第六篇 铸造车间设计基本知识

第二十三章 铸造车间设计概述	345
§ 23-1 铸造车间的分类和组成	345
§ 23-2 铸造车间设计的基本步骤和 方法	347
第二十四章 工艺分析和设计计算	351
§ 24-1 工艺分析	351
§ 24-2 设计计算	352
第二十五章 铸造车间平面布置	365
§ 25-1 铸造车间在工厂总体布置中的 位置	365
§ 25-2 铸造车间的平面形式及其总体 布置	365
§ 25-3 铸造车间土建的基本知识	374
第二十六章 铸造车间设计实例	382
§ 26-1 设计任务和车间生产纲领	382
§ 26-2 工艺分析	384
§ 26-3 设计计算	391
§ 26-4 车间总体布置	395
复习思考题	401
附录	403
参考文献	422

绪 论

先进的工艺技术、生产过程的机械化和自动化以及科学的管理是实现铸造生产现代化的关键因素。铸造生产机械化是保证铸件质量、提高劳动生产率的一项根本性的技术措施，同时也可改善劳动环境、实现文明生产和获得最佳的经济效益。

同机械工业中其它行业相比，实现铸造生产机械化的难度比较大，这与铸造生产的特点有关。

铸造生产的特点是：生产过程复杂、生产工序多、生产周期长、各工序中使用的设备类型及其控制和检测方法存在很大差别，当产品类型不同及机械化程度不同时，其差异将会更大。因而实现铸造车间的机械化是一项艰巨而复杂的任务。

铸造车间中使用的各种设备，除主要的工艺设备外，还有众多的运输设备及辅助设备，它们通过不同的控制方式，构成了在一个局部范围内、某一个工部内或全车间的单动或联动的整体，以不同的工艺流程或机械化程度进行铸件的生产。只有了解和熟悉这些设备及其控制方式，才能合理地选用、应用以至改进这些设备，同时，只有在各类设备匹配得当与布置合理时，才能有效地发挥机械化的效能。

随着铸造生产技术的发展，液压与气压传动技术在铸造生产机械化及自动化控制系统中的重要性越来越突出，故在本书第一篇铸造设备液压传动与气压传动基础中较系统地介绍了液压与气压传动的基本知识、各种元件的工作原理、结构特点及各种基本回路，以便为学习和掌握铸造设备及生产过程机械化及自动化打下良好基础。本书从第二篇起，系统地介绍造型、制芯、砂处理、冲天炉配料、加料和浇注、铸件的落砂和表面清理等铸造车间所用主要设备的工作原理、结构特点及其使用性能。对一些重点及技术先进的工艺设备作较详细的分析，对主要机械化运输及辅助设备也作较系统的分析，从而为合理选用与正确使用各种铸造设备打下基础。为了对铸造生产机械化的整体以及各个设备之间的联系有一完整的了解，本书在最后一篇铸造车间设计基本知识中，对铸造车间设计的基本原则、一般方法与步骤作简要而系统地介绍，以便为车间或工部机械化改造设计奠定初步的基础。

目前，我国铸造车间机械化的发展还不平衡，主要是众多的中、小型铸造车间的机械化、自动化程度还比较低，铸造车间的生产环境尚未得到大幅度的改善。因此，必须加强学习和研究，要对旧工艺和旧设备进行技术改造，使之适应机械工业现代化发展的需要。

第一篇 铸造设备液压传动 与气压传动基础

任何一部机器都有对运动和能量进行传递和控制的传动装置。传动装置有多种形式，如机械传动、液压传动和气压传动等。各种形式的传动都具有其特点和相应的适用场合。

液压和气压传动广泛应用于许多工业部门。在铸造生产方面，如各种气动造型机、气吊、气动砂轮机、压铸机、电炉、脉动式铸型输送机等都是采用了液压和气压传动。特别是近三十年来，不仅在单机上，而且在生产线上也用以实现生产过程的全自动或半自动控制，液压传动和气压传动已经成为铸造生产机械化和自动化传动和自动控制系统中的一个重要组成部分。

第一章 液 压 传 动

§ 1-1 液压传动的基本知识

一、液压传动的工作原理

图 1-1 为液压千斤顶工作原理图。

要使液压千斤顶工作，顶起重物 5，将手柄 6 按逆时针方向提起时，小活塞 8 随之向上移动，其下方密封容腔的容积不断增大形成局部真空。此时，油箱 13 中的油液在大气压力作用下，推开单向阀 11 经吸油管 12 进入此容腔。手柄停止提升时，单向阀 11 由于其钢球受弹簧的作用而关闭，实现了一次吸油过程。当顺时针方向压下手柄时，小活塞 8 则向下移动，容腔里的油液受到挤压，压力升高，打开单向阀 9 流入大液压缸 4 的下容腔，推动大活塞 3 缓慢上升，将重物顶起。单向阀 9 的作用是保证大液压缸下腔的油液不倒流回小液压缸，即使手离开手柄，重物仍能保持在被提升的位置上。每上下扳动手柄一次，油箱中的油液就被吸出并被压送到大液压缸一次，重物相应地也被顶起一段距离。如此反复扳动手柄，使重物不断上升，达到将重物顶起一定高度的目的。工作完成时，只要打开放

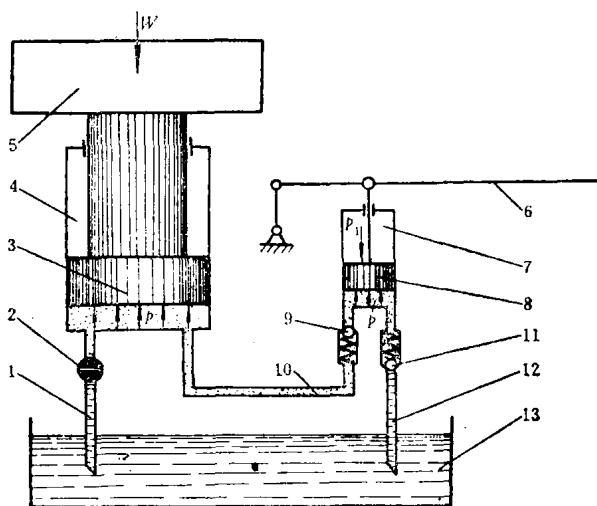


图1-1 液压千斤顶工作原理图

1、10、12—油管 2—放油阀 3—大活塞 4—大液压缸
5—重物 6—手柄 7—小液压缸 8—小活塞 9、11—单
向阀 13—油箱

油阀 2，大液压缸的腔与油箱相通，油液流回油箱，大活塞便靠自重降落复位。控制放油阀开口的大小，就控制了大活塞下降的速度。

根据静压力传递规律（帕斯卡原理），有

$$\frac{W}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} = p \quad (1-1)$$

$$\text{即} \quad F_2 = \frac{A_2}{A_1} W \quad (1-2)$$

式中 A_1 ——大活塞的有效面积；

A_2 ——小活塞的有效面积；

W ——大活塞上方的负载；

F_2 ——作用在小活塞上的主动力；

p ——在油液内部建立的压力（物理学中称为压强）。

上式说明，利用油液压千斤顶可以用较小的力抬起较重的重物。

可见，液压传动是以液体为工作介质，依靠密封容积的变化传递运动和依靠液体的压力（取决于外界负载）传递能量的一种传动方式。从能量的角度看，液压传动装置是先将输入的机械能转换为液压能，而后又将液压能转换为机械能对外做功的一种能量转换装置。

二、液压传动的组成及液压传动系统图

液压千斤顶是一个简单的液压传动装置，从中也可以看出液压传动系统的组成，小液压缸的作用是通过人力操作，不断地造成密封容积的变化，完成吸油和压油的功能，也就是把人力所做的功转变为油液的压力能的手动液压泵。这类装置称为动力元件；大液压缸是执行元件，将油液的压力能转换为举升重物的机械能；单向阀 9 用以控制油液的流动方向，放油阀 2 是控制油液的通断及油液流速的控制元件。

一般机械设备的液压传动系统比液压千斤顶复杂得多，因为要使机械设备能满足一定的使用要求，往往需要多种液压元件构成多种液压回路。例如，用手控制的工作台作往复运动的液压传动系统（如图 1-2 所示），工作台 6 由活塞杆带动作直线往复运动，液压缸 5 中的工作油液由液压泵 3 供给。工作台的运动方向由手动换向阀 9 改变油液进入液压缸的方向来控制。工作台的运动速度由节流阀 7 改变进入液压缸的油液流量大小来控制。系统的最大工作压力由溢流阀 4 控制。这些液压元件用油管 and 管接头等连接起来成为一个完整的液压传动系统。其工作原理是：当电动机（图中未示出）带动液压泵 3 运转时，液压泵从油箱中吸取油液，如图示状态（见图 1-2 a），换向阀的阀芯处于中间状态时，泵输出的压力油不能经换向阀通至液压缸，只能经溢流阀 4 流回油箱，工作台处于停止状态；当换向阀手柄顺时针转动时，则换向阀的阀芯向右移动（见图 1-2 b），这时，换向阀 P 与 A、B 与 O 阀口接通，泵输出的油液便经 P、A 阀口进入液压缸左腔，使工作台向右移动，液压缸右腔的油液经节流阀 7，换向阀的阀口 B、O 流回油箱。当换向阀手柄逆时针方向转动时，则阀芯向左移动（见图 1-2 c），这时 P 与 B、A 与 O 接通，输出的压力油经 P、B 阀口、单向阀 8 进入液压缸右腔，推动工作台向左移动，液压缸左腔的油液经 A、O 阀口流回油箱。

综上所述，通常一个液压传动系统由以下四部分组成：

（1）动力元件 各种类型的液压泵，是将原动机输入的机械能转换为油液的压力能，为液压传动系统提供能源的能量转换元件。

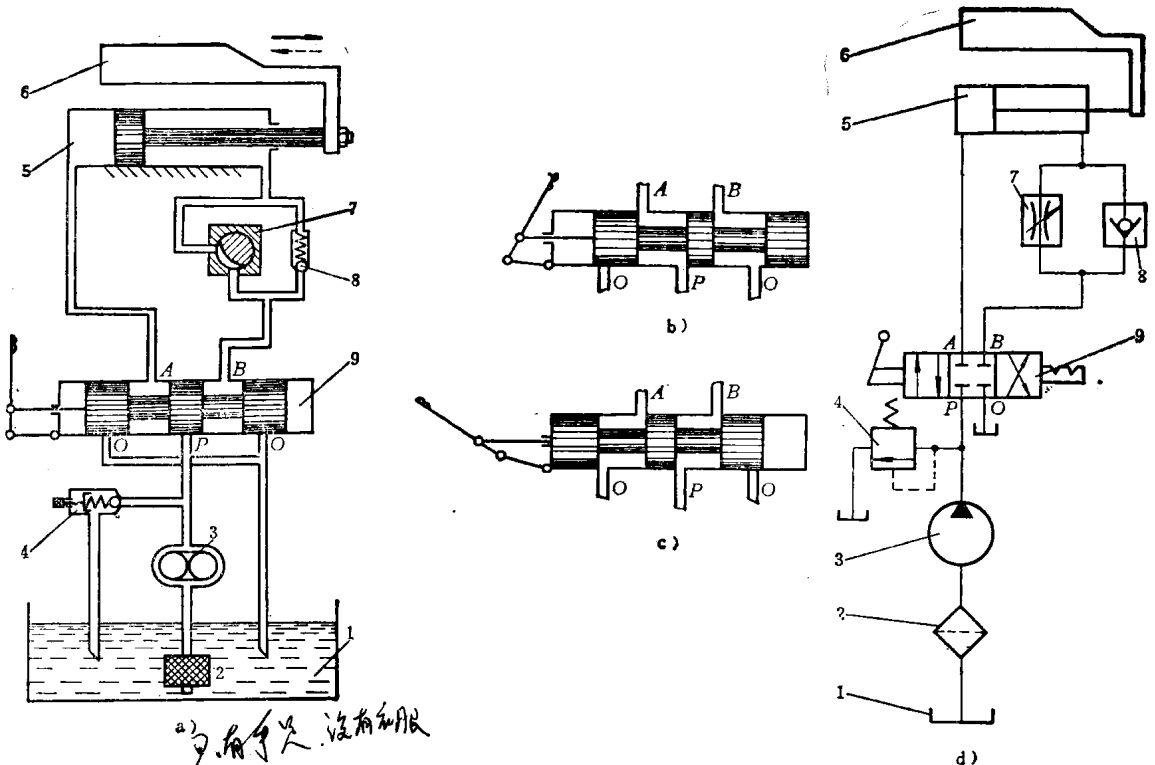


图1-2 手控工作台往复运动液压系统原理图

1—油箱 2—滤油器 3—液压泵 4—溢流阀 5—液压缸 6—工作台 7—节流阀 8—单向阀 9—换向阀

(2) 控制元件 各种类型的液压阀, 如压力阀、流量阀和换向阀等。用以控制系统所需要的力和速度的大小以及运动的方向。

(3) 执行元件 各种类型的液压缸或液压马达, 是将油液的压力能转换为驱动工作部件的机械能的能量转换元件。

(4) 辅助元件 指油箱、滤油器、油管 and 管接头、冷却器、蓄能器、压力表等等。在液压传动系统中, 它们虽然不是主要元件, 却是不可缺少的组成部分。

按照各液压元件相互间的关系绘制成的图样, 称为液压传动系统图。在图 1-2 a 中, 各液压元件基本上以元件结构原理图形式表示, 称为液压传动结构原理图。这种表示方法, 虽然比较直观, 容易理解, 但绘制困难, 为此, 都普遍采用职能符号来绘制液压传动原理图。我国 GB786—76 规定了液压元件图形符号 (见附录一)。按规定, 它仅表示元件在系统中的职能, 连接系统的通路, 并不表示元件的结构和参数。使用这种职能符号可把图 1-2 a 的结构原理图以图 1-2 d 的形式表示出来, 显然, 这样绘制的液压传动系统图既简单又清楚。

三、液压传动的特点

1) 液压传动的油液压力大, 目前可达 32 MPa, 甚至更高。因而能获得大的驱动力或扭矩, 液压传动装置体积小、重量轻、结构紧凑, 并且惯性小, 便于实现频繁的启动和换向。

2) 以液体静压传递的液压传动工作平稳, 冲击、振动和噪声较小。

3) 易于实现无级调速, 并且调速范围大 (调速比可达 500)。

4) 与电气相配合, 可同时完成驱动与自动控制。

5) 易于实现过载保护。

6) 机件处在油液中工作, 能自行润滑, 磨损慢, 寿命长。

7) 液压元件已经标准化、系列化、通用化, 给液压系统设计带来方便。

8) 液压元件及其相互联接处, 对高压油液完全密封目前尚有困难。油液的粘度随油温变化较敏感, 并且油液在高压下, 其压缩性和粘度的变化都影响液压传动的性能, 即效率低(总效率一般在0.5~0.7), 传动比有所波动。

9) 由于油液粘性较大, 在流动过程中压力损失大, 不适宜作远距离的传动与控制。

10) 液压元件的制造精度要求高, 成本较高。液压系统的调整和维修要求较高的技术水平。

四、液压传动的几个基本概念

(一) 压力和负载

油液内部相互接触面, 或油液与其它物体的接触面上单位面积的作用力称为压力。压力常以符号 p 表示, 基本单位是Pa, 它是液压传动性能的主要参数之一。

从液压传动原理〔参见图1-1和式(1-1)〕可知, 液压传动是依靠油液的压力传动, 系统中的压力决定于外界的负载, 这是液压传动中的一个重要概念。

液压传动中, 按照系统工作压力的大小分成若干压力等级。表1-1是我国机械工业部门所颁布的压力分级标准。表1-2是机床行业所用的机床液压分级标准。

表1-1 压力分级标准

压力分级	低 压	中 压	中 高 压	高 压	超 高 压
压力范围 $p/(10^6 \text{Pa})$	0~25	>25~80	>80~160	>160~320	>320

表1-2 机床液压分级标准

压力分级	低 压		中 压		高 压			
代 号	A	B	C	D	E	F	G	H
压力 $p/(10^5 \text{Pa})$	10	25	63	100	160	200	250	320

(二) 流量和流速

流量和流速是描述液流的两个基本参数。垂直于液体流动方向的截面, 称为通流截面。单位时间内流过某一通流截面的液体体积, 称为体积流量, 以符号 q_v 表示, 单位为 m^3/s 。工程上常用单位为 L/min ($1\text{L} = 1000\text{cm}^3$), 体积流量表达式为:

$$q_v = \frac{V}{t} \quad (1-3)$$

式中 q_v ——体积流量, $[q_v]$ 为 L/min ;

V ——液流体积, $[V]$ 为 L ;

t ——流动时间, $[t]$ 为 min 。

流速是指液流质点在单位时间内流过的距离。由于液体具有粘性, 在管道中流动时, 同一截面上各点的真实流速是不同的, 一般场合均以平均速度来计算。流速的单位是 m/s 。

cm/s等。

图1-3为液压缸运动简图,油液在液压缸内(或沿管道)流动时,可以建立起流速、流量与油缸(或管道)的横截面积之间的关系式:

$$q_v = Av \quad \text{或} \quad v = \frac{q_v}{A} \quad (1-4)$$

式中 q_v ——体积流量;

A ——液压缸的有效面积;

v ——活塞(缸)的运动速度。

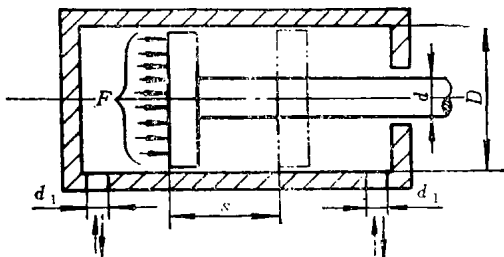


图1-3 液压缸运动简图

在液压传动的计算中,通常流量 q_v 的单位为L/min,面积 A 的单位为 cm^2 (或 mm^2),速度 v 的单位为m/s或m/min。经单位换算,则它们之间的关系式如下:

$$v = \frac{10q_v}{A} \quad (1-5)$$

式中 v ——活塞的运动速度,〔 v 〕为m/min;

q_v ——进入液压缸的流量,〔 q_v 〕为L/min;

A ——液压缸的有效面积,〔 A 〕为 cm^2 。

$$v = \frac{q_v}{6A} \quad (1-6)$$

式中 v ——活塞的运动速度,〔 v 〕为m/s;

q_v ——进入液压缸的流量,〔 q_v 〕为L/min;

A ——液压缸的有效面积,〔 A 〕为 cm^2 。

$$v = 21.16 \frac{q_v}{D^2} \quad \text{或} \quad D = 4.63 \sqrt{\frac{q_v}{v}} \quad (1-7)$$

式中 v ——活塞的运动速度,〔 v 〕为m/s;

q_v ——进入液压缸的流量,〔 q_v 〕为L/min;

D ——液压缸的内径,〔 D 〕为mm。

举例: 如图1-3所示的液压缸内径 $D = 45\text{mm}$,活塞杆直径 $d = 20\text{mm}$,油管内径 $d_1 = 14\text{mm}$,活塞带动工作台左右移动,液压泵的输油量 $q_v = 25\text{L/min}$ 。如果液压泵的全部输油量 q_v 均送入油缸,求工作台左右移动速度和油液在管内流动速度。

解: 设液压缸有杆腔的有效面积 A_1 、无杆腔的有效面积为 A_2 。

$$A_1 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}(4.5^2 - 2^2)\text{cm}^2 = 12.8 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4}D^2 = \frac{\pi}{4}(4.5\text{cm})^2 = 15.9 \text{ cm}^2$$

工作台右行速度 $v_{\text{右}}$ 为:

$$v_{\text{右}} = \frac{10q_v}{A_2} = 10 \times 25\text{L/min} \div 15.9\text{cm}^2 = 15.7 \text{ m/min}$$

工作台左行速度 $v_{\text{左}}$ 为:

$$v_{\pm} = \frac{10q_v}{A_1} = 10 \times 25 \text{ L/min} \div 12.8 \text{ cm}^2 = 19.5 \text{ m/min}$$

油液在管内的流速 $v_{\mp}$ 为:

$$v_{\mp} = 21.16 \frac{q_v}{d_1^2} = 21.16 \times 25 \text{ L/min} \div (14 \text{ mm})^2 = 2.69 \text{ m/s}$$

(三) 功和功率

液压力所作的功和功率的计算公式,可由图1-3所示的油缸的运动简图导出。

活塞在液压力作用下移动所作的功为:

$$W = Fs \quad (1-8)$$

式中 W ——液压力所作的功;

F ——作用于活塞上的液压总作用力;

s ——活塞的移动距离。

而

$$F = pA$$

代入式 (1-8), 得:

$$W = pAs = pV \quad (1-9)$$

式中 p ——油液压力;

A ——活塞的有效面积;

V ——活塞移动距离 s 时所扫过的体积;

其余符号同式 (1-8)。

其功率为

$$P = \frac{W}{t} = \frac{pV}{t} = pq_v \quad (1-10)$$

式中 P ——液压功率;

q_v ——油液的流量;

t ——活塞移动距离 S 所需时间。

其余符号同式 (1-8) 和式 (1-9)。

在工程计算中, 液压传动的功率一般用下列形式:

$$P = \frac{pq_v}{600} \quad (1-11)$$

式中 P ——功率, $[P]$ 为kW;

p ——油液压力, $[p]$ 为 10^5 Pa ;

q_v ——体积流量, $[q_v]$ 为L/min。

§ 1-2 液压泵和液压马达

液压泵是依靠泵内若干密封容积的变化来进行工作的, 密封容积由小变大时实现吸油, 由大变小时, 液压泵受到挤压向外输出压力油。密封容积不断变化, 使液压泵不断地吸入油液和输出压力油。输出压力油的压力取决于外界负载。

按液压泵的流量是否可以调节,可将油泵分为定量泵和变量泵。按照结构的不同,常用的液压泵有齿轮泵、叶片泵和柱塞泵等三种。

一、齿轮泵

齿轮泵按其轮齿的啮合形式不同,分为外啮合式和内啮合式两种。这里只讨论目前广泛使用的外啮合式齿轮泵。

1. 工作原理

图1-4为外啮合式齿轮泵的工作原理图。一对相互啮合的齿轮装在泵体内,齿轮两端面靠前后端盖密封(图中未示出),在齿轮啮合线的两侧,由齿面、泵体和前后端盖组成两个互相隔离的密封容腔,即吸油腔A和压油腔B。当齿轮依图示方向旋转时,吸油腔的轮齿逐渐分离,由齿间所形成的密封容积逐渐增大,形成部分真空,油箱中的油液在大气压力的作用下,经吸油管进入吸油腔,并随着齿轮的旋转被带到压油腔内。压油腔内的齿轮逐渐啮合,密封容积逐渐减小,油液受挤压,从压油腔经出油口B被输送到压力管路中去。这样连续造成吸油和压油,就使液压泵不断地向外输送一定流量的压力油。

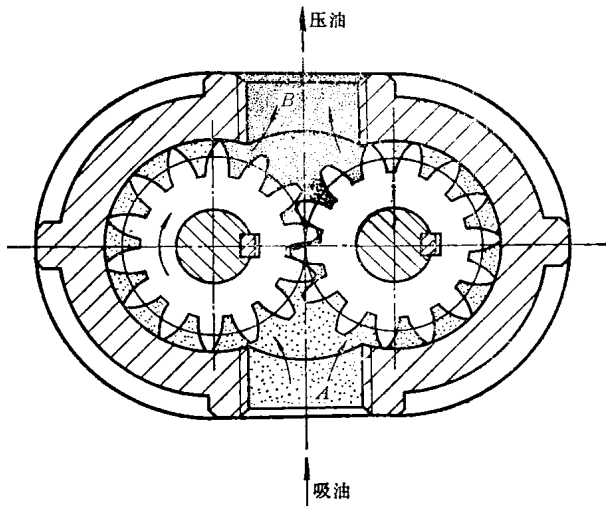


图1-4 齿轮泵工作原理

2. CB-B型齿轮泵的结构

图1-5是CB-B型齿轮泵的结构图。泵的壳体采用三片式结构,即由前盖4、泵体3和后盖1所组成。一对齿数相同、互相啮合的渐开线直齿轮装在壳体内,泵的前、后盖和泵体靠两个定位销6定位,并用螺钉紧固。后盖上开有吸油口和压油口,分别与吸油管和压油管连接。主动轮和从动轮分别用键固定在主动轴5和短轴(从动轴)上。主动轴伸出前盖,通过联轴器与电动机联接。四个滚针轴承2分别装在前、后盖上,油液通过齿轮端面与前后盖平面之间的间隙润滑轴承,然后通过回油槽a,从动轴的中心孔c及小孔a流回吸油腔。在泵体的两端面上均开有环形回油槽b,将泄出的油液引回吸油腔。齿轮连续转动,周期地出现两对轮齿同时啮合的情况,这时两对啮合齿间构成的密封容积(称为困油区),随着齿轮转动,其容积将经历由大变小至由小变大的过程,而困油区内油液容积基本不变。当困油区的容积变小时,油压激增,导致齿轮和轴承受到很大的冲压,并伴有强烈的振动和噪声以及造成功率损失;当困油区的容积变大时,产生真空,外围油液挤入,引起噪声和流量脉动。这种现象称为困油现象。为消除困油现象,特在前、后盖上开设左右浅槽e与f,称为困油卸荷槽。当困油区容积变小时,通过卸荷槽f使之与压油腔相通;当困油区容积变大时,由卸荷槽e使之与吸油腔相通以引入油液填补真空。

齿轮泵的输油量是不可调的,称作定量泵。齿轮泵的型号以汉语拼音字母C和B以及相应的压力分级代号和体积流量的数值来表示。例如:CB-B25 表示流量为25L/min, B级压力($25 \times 10^5 \text{Pa}$)的齿轮泵。

即

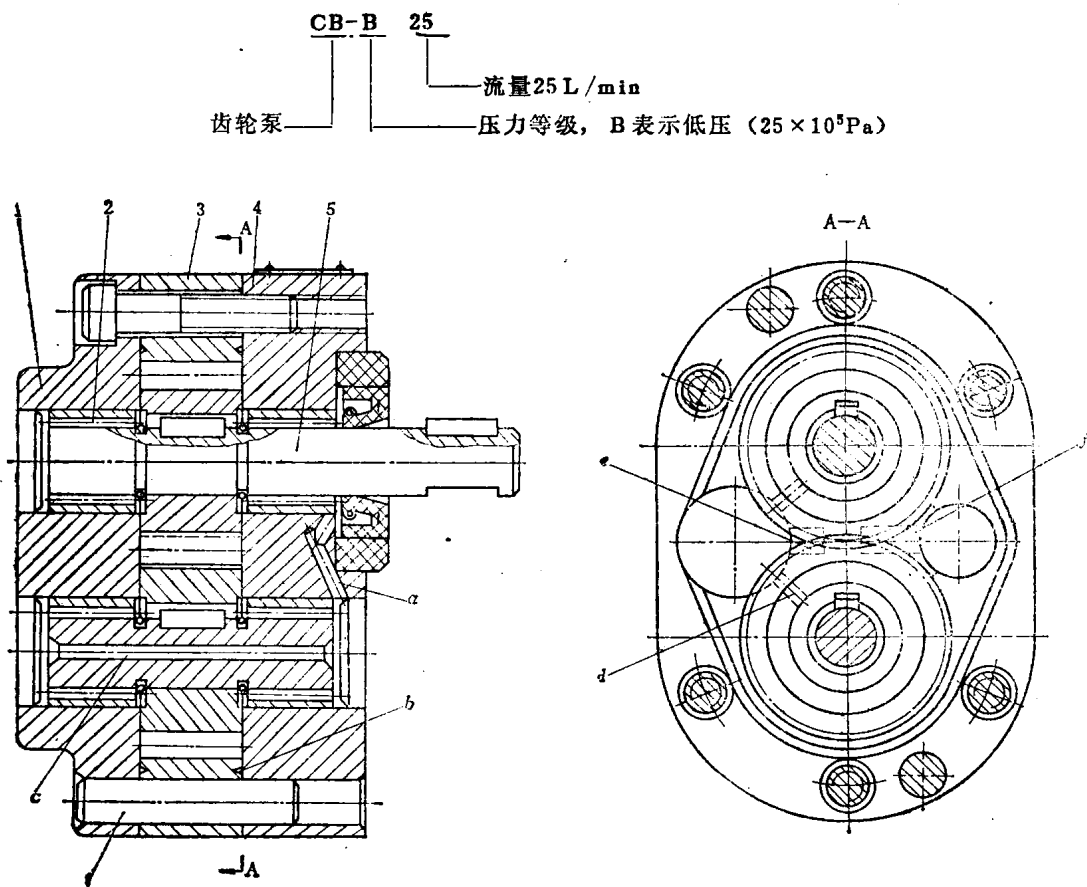


图1-5 CB-B型齿轮泵结构图

1—后盖 2—滚针轴承 3—泵体 4—前盖 5—主动轴 6—定位销
a—回油槽 b—环形回油槽 c—中心孔 d—小孔 e、f—困油卸荷槽

齿轮泵结构简单, 价格便宜, 对油液污染不敏感, 工作可靠, 维护方便。但由于轮齿啮合过程中的密封容积变化是不均匀的, 这就造成较大的流量脉动, 从而引起压力脉动, 并产生振动和噪声。齿轮泵泄漏较大, 其中主要是通过齿轮端面与端盖间的缝隙泄漏, 其次是通过齿顶圆与泵体内孔间隙的泄漏以及啮合线处的齿侧间隙泄漏, 故容积效率 (指泵的实际流量与理论流量的比值) 较低。此外, 齿轮泵在工作中, 吸油腔压力与压油腔压力相差很大, 造成齿轮轴和轴承的径向受力不对称, 液压力越大, 单向受力越大, 影响泵的性能和使用寿命。由于这些原因, 使齿轮泵工作压力的提高受到限制。所以, 齿轮泵一般用于低压轻载系统。

二、叶片泵

叶片泵按其每转一周, 各密封容积完成吸油和排油次数的不同, 分为单作用式和双作用式两种。单作用式叶片泵多为变量泵, 额定压力不很高, 目前生产的单作用式叶片泵的工作压力在 6.3 MPa 以内。双作用式叶片泵可以提高输油压力, 额定压力通常为 6.3 MPa, 一般可达 14 MPa, 甚至更高。

(一) 工作原理

1. 单作用式叶片泵

图1-6为单作用式叶片泵的工作原理图。转子1上开有若干均匀分布的叶片槽，装在叶片槽中的叶片3可以在槽中自由作伸缩滑动。定子2和转子呈偏心安装（偏心距 e ）。转子和定子的两侧均与配油盘贴合（图中未示出）。当转子按图示箭头方向旋转时，叶片在离心力作用下，其顶部与定子内表面紧密接触，这样每两个叶片和转子、定子以及配油盘之间构成了密封而又在变化的容积。在右半部的各密封容积逐渐增大，从吸油口吸入油液；而在左半部的各密封容积逐渐减小，形成压油，油液经配油盘与压油口输出。转子旋转一周，各密封容积只完成一次吸油和一次压油，故称为单作用式叶片泵。

这种泵的偏心距 e 通常做成可调节的。调节 e 就可改变泵的排油量，所以单作用式叶片泵是变量泵。如果偏心距 e 在定子中心的两侧均能调节，则不仅能改变流量，还能改变输油方向，称其为双向变量泵。由于单作用式叶片泵的转子轴和轴承承受着压油腔单方面的液压力，受力情况不利，从而限制了这种泵输油压力的提高。

2. 双作用式叶片泵

双作用式叶片泵的工作原理见图1-7。它也是由叶片、转子、定子、配油盘和泵体等组成。它与单作用式叶片泵的主要区别在于其转子和定子的轴线相重合。定子内表面由两段长半径 R 圆弧、两段短半径 r 圆弧和四段过渡曲线所组成的近似椭圆柱。在配油盘上对应于四段过渡曲线位置开有吸油窗口Ⅰ、Ⅲ和压油窗口Ⅱ、Ⅳ。

当电动机带动转子按图示方向旋转时，每两叶片间所夹容积在经Ⅰ、Ⅲ窗口区域内逐渐增大而吸油；经Ⅱ、Ⅳ窗口区域内，逐渐减小而将油液压出。转子旋转一周，每个密封容积完成两次吸油和两次压油，所以这种泵称为双作用式叶片泵。

由于双作用式叶片泵每转一周实现两次吸油和排油，因此流量比较均匀，压力脉动也较小。两个吸油窗口和压油窗口各对称分布，而且叶片数取偶数，所以轴和轴承上的受力情况比较好。这种泵的流量不能调节，属于定量泵。

3. 限压式变量泵

上面介绍的单作用式叶片泵可以通过改变偏心距 e 的大小来改变其流量。按改变偏心距 e 的方式不同，有手调式、限压式、稳流量式和液压随动控制式等。它们都属于单作用式叶片泵。下面介绍一种较常见的流量由外界负载的变化而自动调节的限压式变量泵。它有内反馈和外反馈两种形式，图1-8为内反馈限压式变量叶片泵工作原理图。转子2的中心 O_1 是固定的，定子4可左右移动，在限压弹簧7的作用下，定子被推向左端，由调节螺钉3限位，定子中心 O_2 和转子中心 O_1 之间形成一原始偏心距 e 。 e 的大小可用调节螺钉3调整，调节后最

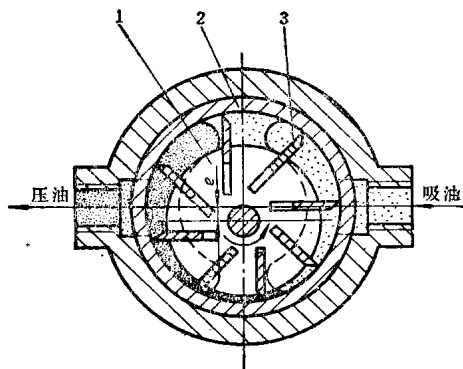


图1-6 单作用式叶片泵工作原理图

1—转子 2—定子 3—叶片

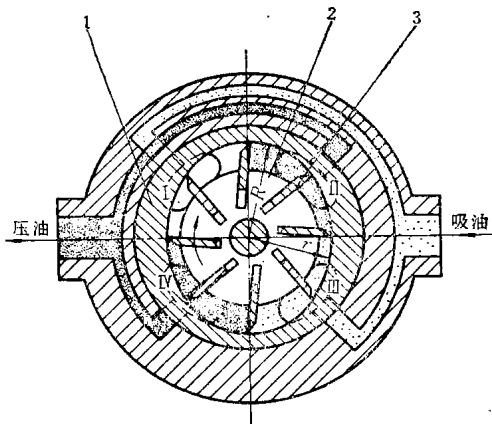


图1-7 双作用式叶片泵工作原理图

1—定子 2—转子 3—叶片

大偏心量即决定了泵的最大流量。配油盘上的压油口和吸油口相对于 Y 轴呈不对称分布，有一夹角 θ ，因此，油泵工作时压力油对定子的作用力 F 与 Y 轴也有一夹角 θ 。 F 随着泵的输出压力的提高而增大，它在 X 轴方向上的分力 $F \sin \theta$ 和限压弹簧力的方向相反，当外载发生变化而使泵的输出压力提高到其分力 $F \sin \theta$ 超过限压弹簧限定的压力时，定子向右移动而减小偏心量 e ，从而降低泵的流量；反之，当泵的输出油压下降到其分力 $F \sin \theta$ 小于弹簧力时，定子向左移动，偏心量增大，流量也增大，从而达到自动调节的目的。

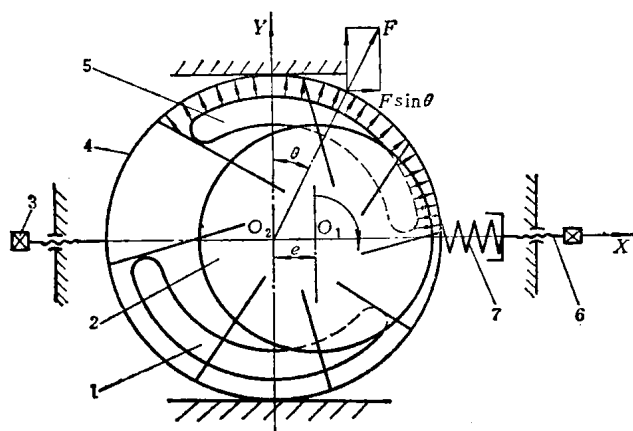


图1-8 内反馈限压式变量泵工作原理图

1—吸油口 2—转子 3、6—调节螺钉 4—定子
5—压油口 7—限压弹簧

限压式变量叶片泵的特性曲线如图1-9所示。当泵的输油压力没有超过预先调定的压力 $p_{\text{限}}$ 时，定子在原始位置， e 不变，泵的流量 q_{V0} 也不变，这个流量称为理论流量。但是，由于泵内有泄漏存在，而且泄漏随输出压力的增大而增加，所以实际流量 q_V 小于理论流量，按线段 AB 变化。当泵的输出压力大于调定压力时，定子向右移动， e 减小，流量随压力的增高而急剧下降，按 BC 线段变化。 B 点的压力 $p_{\text{限}}$ 为限压弹簧所调定的压力，它可以通过调压螺钉6进行调节，使特性曲线 BC 线段左右平移。调节螺钉3，可改变最大流量，使 AB 线段上下平移。更换不同刚度的限压弹簧，可改变 BC 线段的斜率。

这种泵适用于空载时要求快速运动，工作时要克服大阻力而运动速度变慢的液压机械，即适用于要求低压大流量、高压小流量的场合，这样可以减小功率损耗和油液发热，同时可以简化油路系统。但泵的结构较复杂，泄漏也比较大，使执行机构运动不够平稳。

（二）双作用式叶片泵的结构

图1-10为YB型叶片泵结构图，它是双作用式叶片泵中性能较好的一种。泵体由左泵体6和右泵体7，用四个螺钉连接成一体。泵体内装有定子4、左右配油盘1和5以及转子12。配油盘和定子的外径与左泵体的内孔相配合，并用圆柱销13与泵体定位。转子上均匀地开有12条倾斜槽（小流量的为10条槽），装在槽中的叶片11可在槽内自由滑动。转子连同叶片装在由左右配油盘和定子形成的空腔内。转子由花键轴3带动旋转，花键轴右端的滚珠轴承8安装在右泵体上，左端的滚针轴承2安装在左配油盘1上。左右配油盘紧贴在定子的两个端面上。左右泵体之间以及泵体和右配油盘之间均用O形密封圈密封。盖板10和花键轴间用两个油封9密封，以防止油液泄漏。液压泵工作时，油液从泵的吸油口经配油盘的吸油窗口吸入，由定子、转子、叶片和配油盘围成的密封容积内，经右配油盘的压油口14、泵的出油口排出。

YB型双作用叶片泵的型号意义示例：

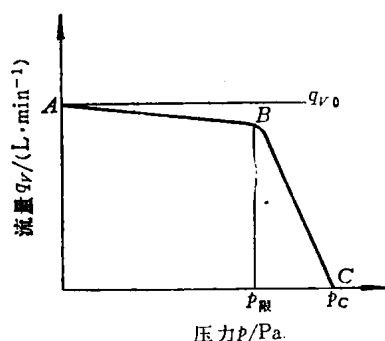


图1-9 限压式变量叶片泵特性曲线