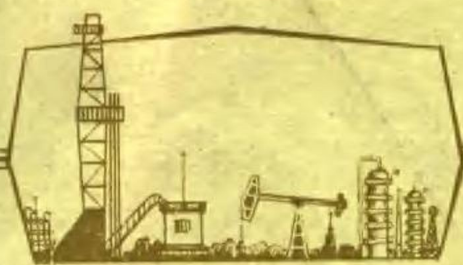


高等学校教学用书

# 石油钻采机械

下册

华东石油学院矿机教研室编



石油工业出版社

TE9  
3  
3:2

# 石油钻采机械

(下册)

华东石油学院矿机教研室编

石油工业出版社

A705.59

## 内 容 提 要

本书共分八章，主要介绍了液压传动，离心泵，涡轮钻具与螺杆钻具，液力传动，抽油设备，修井设备，固井、压裂和酸化设备、海上钻采设备等钻采机械装置的结构、工作原理和设计计算方面的内容。本书可以作为石油院校的教学用书或教学参考书，也可供从事石油钻采机械方面工作的工程技术人员阅读。

## 石油钻采机械

(下册)

华东石油学院矿机教研室编

\*

石油工业出版社出版发行

(北京和平里七区十六号楼)

化学工业出版社印刷厂印刷

\*

开本787×1092<sup>1</sup>/<sub>16</sub>印张29字数732千字印数1—10,000

1980年6月北京第1版 1980年6月北京第1次印刷

书号15037·2168 定价3.00元

## 下 册 目 录

<b>第十二章</b>	<b>液压传动</b> .....	1
第一节	概述.....	1
第二节	油泵与油马达.....	5
第三节	动力油缸.....	23
第四节	控制阀.....	37
第五节	辅助装置.....	60
第六节	液压传动的速度调节.....	67
第七节	液压基本回路.....	75
第八节	液压随动系统基本知识.....	85
第九节	液压系统图的阅读方法和石油钻采机械的典型液压系统.....	90
第十节	液压系统的设计计算.....	96
第十一节	液压系统的调试及故障排除.....	105
附 录	常用液压元件符号 (GB786-65).....	109
<b>第十三章</b>	<b>离心泵</b> .....	114
第一节	概述.....	114
第二节	离心泵的典型结构及主要零部件.....	116
第三节	离心泵的特性.....	119
第四节	离心泵特性的理论分析.....	121
第五节	离心泵的相似理论及其应用.....	129
第六节	离心泵的吸入特性.....	133
第七节	离心泵在管线上的工作.....	135
<b>第十四章</b>	<b>涡轮钻具与螺杆钻具</b> .....	138
第一节	概述.....	138
第二节	涡轮钻具的特性曲线.....	141
第三节	涡轮钻具特性曲线的理论分析.....	143
第四节	涡轮叶栅的叶片结构对其特性的影响.....	151
第五节	涡轮的相似理论及其应用.....	159
第六节	涡轮钻具止推轴承的工作.....	160
第七节	涡轮钻具的新发展.....	161
第八节	螺杆钻具.....	164
<b>第十五章</b>	<b>液力传动</b> .....	170
第一节	概述.....	170
第二节	液力偶合器.....	172
第三节	液力变矩器.....	191

<b>第十六章</b>	<b>抽油设备</b> .....	225
第一节	概述 .....	225
第二节	游梁式抽油机 .....	226
第三节	无游梁式抽油机 .....	272
第四节	抽油泵 .....	284
第五节	水力活塞泵 .....	292
第六节	电动潜油离心泵 .....	307
第七节	其它无杆泵抽油设备 .....	325
<b>第十七章</b>	<b>修井设备</b> .....	331
第一节	概述 .....	331
第二节	修井机 .....	332
第三节	不压井修井工具 .....	344
<b>第十八章</b>	<b>固井、压裂和酸化设备</b> .....	348
第一节	概述 .....	348
第二节	固井、压裂和酸化设备的组成、结构和作用原理 .....	348
第三节	固井、压裂和酸化设备设计计算中的几个问题 .....	359
第四节	液压驱动式压裂泵和泵外加砂装置简介 .....	369
<b>第十九章</b>	<b>海上钻采设备</b> .....	373
第一节	概述 .....	373
第二节	海洋钻井船的升沉补偿装置 .....	387
第三节	海洋钻井的水下器具 .....	402
第四节	海洋钻井设备的特点 .....	410
第五节	海上自升式钻井平台的升降 .....	428
第六节	海上采油设备 .....	437
<b>参考文献</b>	.....	456

# 第十二章 液 压 传 动

## 第一节 概 述

液压传动是用油液作为工作介质来传递能量的，同时液压传动装置也可用于自动控制系统，它比其它传动装置（如机械传动、电传动、气传动）具有很多优点，所以它被广泛地应用于各个工业部门。在石油钻采机械中，液压传动也逐步得到应用，如液压钻机、液压修井机、水力活塞泵等。学习本章的目的就在于了解液压元件的结构和工作原理，正确选用标准液压元件，组成液压系统；解决液压设备的设计、改装、使用、维修等问题。

### 一、液压传动的工作原理

图12-1为液压钻机起升系统的简化示意图。

如图所示，油泵由发动机带动。当活塞向左移动时，泵缸右腔容积增大，压力降低，排出阀关闭，油箱内的油在油箱与泵缸压力差作用下顶开吸入阀，进入泵缸，这时，油泵吸油。当油泵活塞右行时，泵缸容积减小，压力增高，吸入阀关闭，排出阀打开，这时泵排油。泵排出的压力油进入油缸下腔，推动油缸活塞往上运动，实现起升钻柱的工作。

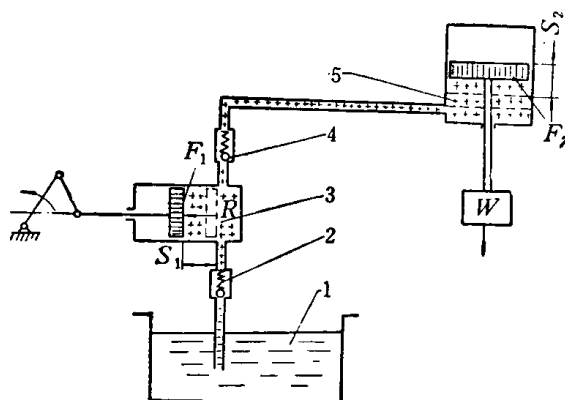


图 12-1 液压传动工作原理示意图

1—油箱；2—吸入阀；3—油泵；4—排出阀；5—油缸

从图12-1中可见，液压传动与其它传动形式比较，有以下几个特点：

1. 以液体为工作介质实现传动。

2. 以静压传递原理进行工作。因为液体占有一定的容积而没有固定的形状，所以这种传动必须在密闭的容器（油缸、管路、泵缸）内进行。假定连接油泵和油缸的管线比较短，管中的液体流速不大，油泵到油缸的压力降很小，因此这个装置可看作一个充满液体的密闭的连通容器，容器内各点压力都相等。这个传动装置就是利用静压传递原理进行工作的。因此，液压传动又叫做静液传动。

3. 油缸的运动速度决定于进入油缸的液体流量。如果油泵和油缸密封良好，没有泄漏，同时油又是不可压缩的，那末油泵排出的油必然全部进入油缸，即油泵活塞向右运动时的容积变化值，等于油缸活塞向上运动时的容积变化值

$$F_1 S_1 = F_2 S_2 \quad (12-1)$$

式中  $F_1, S_1$ ——油泵活塞的有效作用面积和移动距离；

$F_2, S_2$ ——油缸活塞的有效作用面积和移动距离。

如果用  $t$  表示泵和油缸活塞分别移动  $S_1, S_2$  距离所需要的时间，那末泵和油缸活塞的运动速度  $v_1, v_2$  分别为

$$v_1 = \frac{S_1}{t}; \quad v_2 = \frac{S_2}{t}$$

将运动距离 $S_1=v_1t$ 和 $S_2=v_2t$ 代入式(12-1),得到油缸活塞运动速度 $v_2$ 为

$$v_2 = \frac{v_1 F_1}{F_2} = \frac{Q}{F_2} \quad (12-2)$$

式中的 $Q$ 是油泵在单位时间内排出的液体体积,叫做泵的流量,在这里也是进入油缸的流量。

式(12-2)表明,当油缸结构一定时( $F_2$ 一定),油缸活塞运动的速度决定于进入油缸的压力油流量,即液压传动系统是用它的流量来满足对速度的要求的。这是液压传动的一个很重要的特点。

4. 液压传动系统中的压力决定于负载。由图12-1可见,压力油在油缸活塞上产生的总液压力 $pF_2$ 必须等于或大于负载 $W$ ,才能使油缸活塞向上运动,即

$$pF_2 = W \quad (12-3)$$

式中  $P$ ——液压系统中的压力,即泵的压力。

$$P = \frac{W}{F_2} \quad (12-4)$$

由上式看出,当负载 $W$ 为零时,系统压力为零;当负载 $W$ 增加时,压力 $P$ 也随之升高。所以,液压传动系统中的压力决定于负载,即液压传动系统是用它的压力来满足对力的要求的。这是液压传动的又一个很重要的特点。

5. 液压传动系统的功率决定于系统的流量和压力。在图12-1中,起升钻柱所需要的功率为

$$N = Wv_2 = pF_2v_2 = pQ \quad (12-5)$$

在液压传动中,一般流量 $Q$ 的单位为升/分,压力 $P$ 的单位为公斤/厘米<sup>2</sup>,功率 $N$ 的单位为千瓦或马力。这样,功率计算公式变为

$$N = \frac{PQ}{450} \text{ 马力} \quad (12-6)$$

$$N = \frac{PQ}{612} \text{ 千瓦} \quad (12-7)$$

上式说明,对于油泵来说,它把发动机的机械能转化为液体的能量;对于油缸来说,它把液体的能量转化为机械能。以上各式没有考虑各种能量损失,即没有考虑效率的影响。

综上所述,液压传动是靠密闭容器内受静压力的液体传动的一种方式,它是由油泵把发动机的机械能转化为液压能,再由油缸等液动机将液压能转化为机械能,以满足工作机对运动 and 力的要求。

## 二、液压系统的组成

图12-1所示系统仅说明液压传动的作用原理。为了满足钻机起下钻工艺要求,改善液压系统的性能,还要增加一些液压元件。如图12-2所示系统中,为了使起升活塞能上下往复运动,增加了换向阀。为了调节油缸活塞的运动速度,增设了节流阀和溢流阀。当关小节流阀

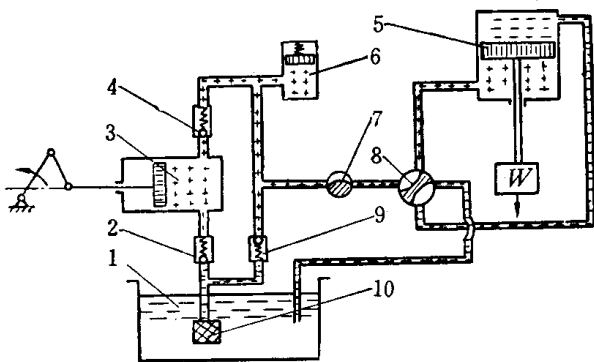


图 12-2 液压系统的组成

- 1—油箱; 2—吸入阀; 3—油泵; 4—排出阀;  
5—起升油缸; 6—蓄能器; 7—节流阀; 8—换向  
阀; 9—溢流阀; 10—滤油器

的开口时，进入油缸的流量减少，油泵多余的压力油从溢流阀流向油箱，这时油缸活塞的速度会减慢。当节流阀开口全部关闭时，全部压力油通过溢流阀流向油箱，进入油缸的流量为零，这时油缸活塞就停止不动。这里溢流阀起到限制系统压力并保护系统不致过载的作用。蓄能器是用来提高液压系统的流量均匀性，使油缸活塞运动速度稳定。滤油器是用来过滤油中杂质，以保证系统正常工作。油箱是储油和散热用的。

由上可见，一般液压系统由下面四类元件组成：

1. 动力元件。即油泵，它把机械能转化为液压能，为系统供压力油。
2. 执行元件。即液动机，如油缸或油马达，它把液压能转化为机械能，带动负载运动。
3. 控制元件。包括控制液压系统压力（即执行元件产生的力）用的元件，如溢流阀；控制流量（即执行元件速度）用的元件，如节流阀；控制油流方向（即执行元件的运动方向）用的元件，如换向阀。控制元件是用来控制执行元件的力和运动的。
4. 辅助元件。如油箱、油管、蓄能器和滤油器等。

实际上，在一个完整的液压系统中往往要用很多液压元件，这些元件由管路加以连接。象图12-1及12-2那样，用元件的结构示意图来表达一个液压系统，往往因元件纵横排列，管路来往交错，既看不清楚，绘制又复杂，使用也不便。所以国家规定液压系统图一律用液压元件职能符号绘制，并在国际 GB786-65 中给出了各种元件的职能符号。在本章的附录 1 中即为常用液压元件的职能符号。这些元件的职能符号只表达元件的作用和连接管路，而不反映元件的结构。为了以后讨论问题方便起见，把将用到的部分元件职能符号，列入图12-3中。这些职能符号虽然不表示结构，但与元件的工作原理总有一定的联系，例如泵的符号，圆圈

工作管路		油管端部在油面之上的油箱		双作用双活塞杆油缸	
连接管路		油管端部在油面之下的油箱		蓄能器	
交错管路		粗滤油器		油泵 (单相走量泵)	
双作用单活塞杆油缸		细滤油器		可调节节流阀	

图 12-3 几种液压元件的职能符号

表示旋转的意思，三角形表示油流方向，三角形尖端方向是油泵供压力油的方向，与其相连的管线就是压力管线，而另一管线就是吸油管线。油缸的符号不但说明油缸的工作原理，而且和它的结构也很相近。因此了解元件的结构和工作原理后，就很容易记住这些职能符号。

如用几个职能符号表示图12-1所示系统，就可得出图12-4所示形式。

### 三、液压传动的优缺点

与机械传动相比较，液压传动具有如下优点：

1. 液压元件尺寸小，结构紧凑，重量轻。
2. 可在很大范围内进行无级调速，且调速方便。如图12-2中利用改变节流阀开度就可方便地对起升油缸进行无级调速。
3. 运动形式变换方便。液压传动可很方便地将发动机的旋转运动变为执行机构的往复运动，也可实现复杂的空间角

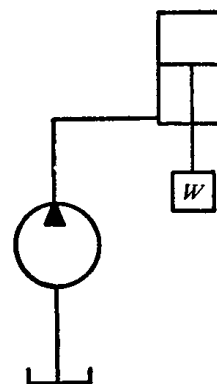


图 12-4 液压钻机起升系统的简化液压系统图



传动。

4. 可方便地实现动作自动化, 过载保护等。与电气等联合可以组成各种自动控制系统。
5. 元件在油中工作, 润滑好, 寿命长。
6. 液压元件大部分是标准化的, 因此设计制造液压系统比较方便。

它的缺点是:

1. 系统中免不了漏油, 并且油有微小的可压缩性, 当负载变化时执行元件的运动速度会有所变化, 故不宜用于精密的定比传动(如齿轮机床)。
2. 由于液压系统在工作过程中有漏油、压力及机械摩擦等三项损失, 传动效率较低。
3. 油温变化对传动性能有影响, 因此液压传动用于低温和高温情况下有困难。
4. 制造精度要求高, 液压设备投资较高, 使用、维护需较高的技术水平。

#### 四、液压油的选择

液压传动所用的液压油应满足以下几个要求:

1. 要具有适当的粘度, 粘度随温度变化要小。因为粘度小时, 泄漏增加, 而粘度大时, 则液压损失大。
2. 要具有良好的润滑性。
3. 要具有良好的化学稳定性, 在储藏和工作过程中不易氧化而生成胶质, 能长期使用而不变质。
4. 对机件及密封装置的腐蚀性要小。
5. 不能含有蒸汽、空气及其它容易汽化和产生气体的杂质, 否则会起气泡, 影响工作机构运动的平稳性。
6. 闪点要高, 凝固点要低, 满足防火、安全、正常工作的要求。
7. 价格低廉。

上述要求中, 以适当的粘度这一项最为重要。

为了满足以上各项要求, 液压传动一般都采用矿物油。我国生产的各种液压油的规格和性能, 可从有关手册中查到。

选择液压油时, 可按如下原则考虑:

1. 根据机器设备的工作条件及要求选择油的类型。

目前, 国内液压传动常用的油是机械油(润滑油), 有10号到90号七种粘度不同的规格, 其标号是指该种油在50℃时的运动粘度(厘沲)的平均值, 这种油价格便宜, 来源广, 但抗氧化性能差, 常用于要求不高的液压系统中。还有汽轮机油(也叫透平油)是机械油经过精制, 增加一些添加剂而成, 抗氧化和抗泡沫性较好, 用于要求较高的液压系统。这两种油在机床行业中应用很广泛。这些油的共同特点是凝点较高, 对野外工作的石油钻采机械的液压传动(尤其是冬天)不很适应。因此近年来出现了稠化油, 是经过精制并增加抗氧化、抗泡沫、抗磨损以及改进粘度—温度性能等添加剂而成, 其凝点较低, 经过液压钻机和液压修井机上使用效果较好。在石油矿场某些专用设备中, 如水力活塞泵中, 将原油适当处理后也可以作液压油。

2. 根据油泵或其它液压元件产品样本中推荐的液压油及其粘度, 选择液压油。表12-1中为按油泵类型推荐的油粘度数值, 可供参考。

3. 液压传动用油的粘度一般为 $2\sim 8^{\circ}E_{50}$  ( $^{\circ}E_{50}$ 是50℃时油的相对粘度, 即恩氏粘度), 它的运动粘度相当于 $11.5\sim 60$ 厘沲, 很少采用更高粘度的油。恩氏粘度( $^{\circ}E$ )和运动粘度

表 12-1 不同油泵所选用的工作油粘度值 (厘沲)

油 泵 类 型		环境温度14~38℃	环境温度38~80℃
柱 塞 泵		18~38	60~110
齿 轮 泵		18~38	60~80
叶 片 泵	70公斤/厘米 <sup>2</sup> 以下	18~27	25~42
	70公斤/厘米 <sup>2</sup> 以上	28~32	35~53

( $\gamma$ ) 换算的经验公式如下

$$\gamma = 7.31^{\circ}E - \frac{6.31}{^{\circ}E} \text{厘沲} \quad (12-8)$$

一般情况下,从系统压力来看,压力高时选择粘度高的,压力低时选择粘度低的;从工作温度来看,工作温度高时选用粘度大的,温度低时选用粘度低的;从执行元件的运动速度来看,运动速度高时(如油缸活塞运动速度  $v \geq 8$ 米/分)时采用粘度低的,运动速度低时采用粘度高的。

## 第二节 油泵与油马达

油泵是液压传动中的动力元件,它的作用是把发动机的机械能变为液体压力能。而油缸和油马达是液压系统中的两种执行元件,它们的作用和油泵相反,将液压能转化为机械能,油泵和油马达在结构上没有多大区别,一般来说,油泵也可以作油马达用。因此,在这一节里将油泵和油马达放在一起介绍。

目前,石油钻采机械液压传动中常用的容积式油泵及油马达有三类,即柱塞式、齿轮式和叶片式。齿轮泵及叶片泵用在辅助系统中,主系统一般都用柱塞泵及柱塞式油马达。根据柱塞相对于传动轴的排列位置及运动形式,柱塞式油泵及油马达又分为轴向柱塞式和径向柱塞式两种。近年来径向柱塞泵的应用逐渐减少,渐由轴向柱塞泵代替。而在石油钻采机械液压传动中,低速大扭矩的径向柱塞式油马达又愈来愈引起重视。因此在柱塞式油泵及油马达中只讨论轴向柱塞泵及油马达和低速大扭矩的径向柱塞式油马达。

### 一、轴向柱塞式油泵及油马达

#### (一) 斜盘摆动式轴向柱塞泵及油马达

##### 1. 工作原理与结构

图12-5为斜盘摆动式轴向柱塞泵的工作原理示意图。

如图所示,缸体与传动轴用键连接。在缸体上,沿直径为D的圆周(称为分布圆)均匀布置几个轴向孔,每个孔内有一个柱塞。柱塞在缸体孔内可以轴向滑动。缸体孔内的弹簧一端坐在缸体孔底部,另一端顶在柱塞上,使柱塞头部与固定的斜盘相接触。斜盘轴线与传动轴轴线有一个倾角 $\gamma$ ;缸体的右端面与固定的配流盘端面接触,它们之间可以在圆周方向相对滑动。配流盘上面有两个月牙槽,分别与泵的压力管路与吸入管路相连。

当发动机通过传动轴带动缸体按图中箭头方向旋转时,柱塞一方面随缸体旋转,一方面在缸体孔内作往复运动,处于 $\pi$ 到 $2\pi$ 范围内的柱塞在弹簧力的作用下向外伸出,紧紧顶住

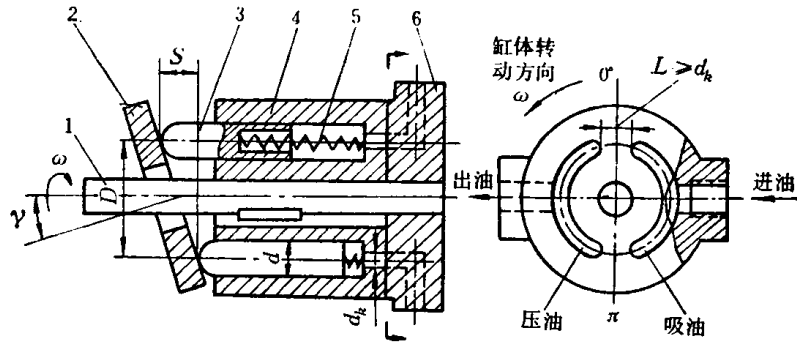


图 12-5 轴向柱塞泵工作原理示意图

1—传动轴；2—斜盘；3—柱塞；4—缸体；5—弹簧；6—配流盘

斜盘表面，从而柱塞底部的容积增大，形成部分真空，通过配流盘吸油口从油箱吸油；处于  $0$  到  $\pi$  范围内的柱塞被斜盘压回，缩入缸体孔内，其底部的容积减小，压力升高而排油，即通过配流盘压油口向压力管线供油。这样，传动轴转一周，每一柱塞吸、排油各一次，所以这种泵是单作用泵。当发动机带动轴连续转动时，泵将不断吸油和排油。为了保证高低油腔之间互不相通，必须使配流盘隔墙宽度  $L$  稍大于缸体底部孔径  $d_k$ ，另外缸体在其轴向孔内的弹簧及压力油作用下始终与配流盘紧密接触，以保证密封。弹簧又保证了泵有一定的自吸能力。

图12-6是天津高压泵阀厂生产的CY14-1型轴向柱塞泵结构。

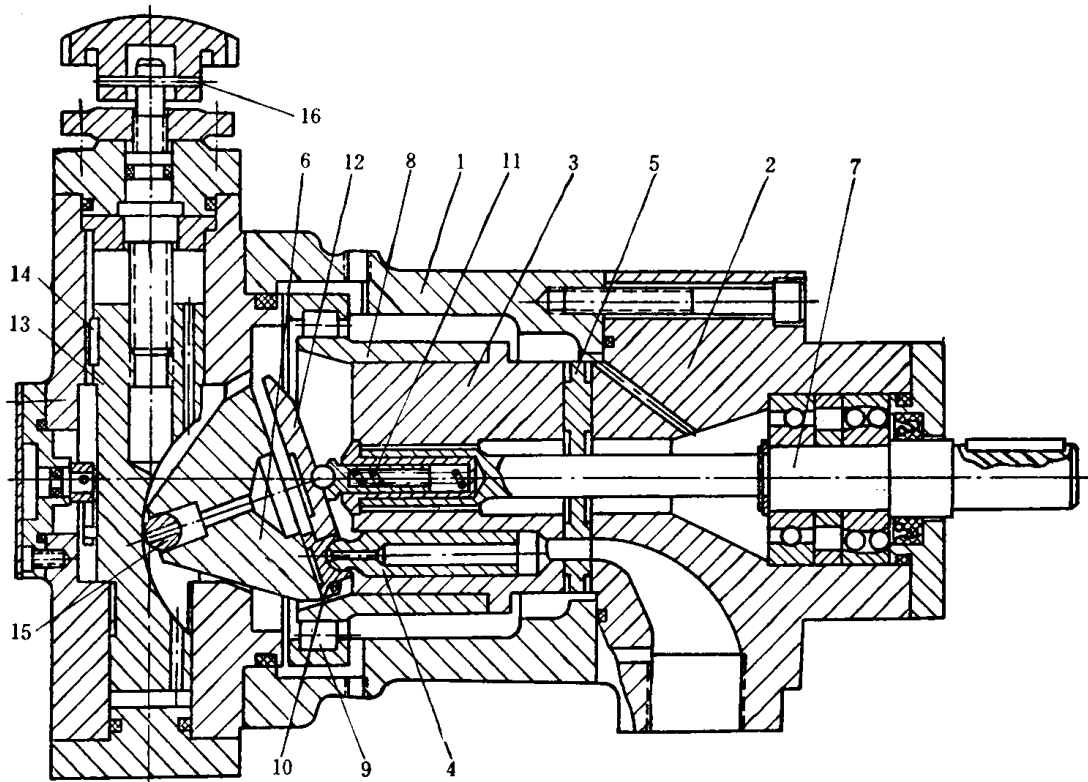


图 12-6 斜盘摆动式轴向柱塞泵结构

1—泵体；2—前泵体；3—缸体；4—柱塞；5—配流盘；6—斜盘；7—传动轴；8—缸体外套；9—轴承；10—滑履；11—定心弹簧；12—压盘；13—活塞；14—导向键；15—销轴

该泵由主体部分（1~12）和变量机构部分（13~15）组成。

考虑到配流盘磨损后便于修复及节约贵重材料（配流盘材料为12CrMo），配流盘与前泵体是分开的。配流盘结构如图12-7所示，它上面开有月牙槽B和C，分别与前泵体上的吸、压

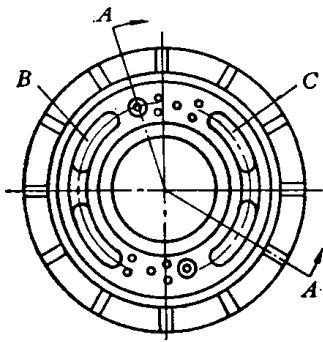


图 12-7 配流盘结构

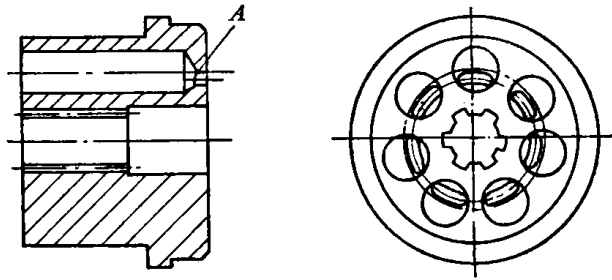


图 12-8 缸体结构

油口相连。配流盘用销钉固定在前泵体上。传动轴的一端支承在前泵体的轴承上，另一端通过花键与缸体连接。缸体沿花键轴可以轴向移动。缸体一端由轴承支承，其端面 A（图 12-8）与配流盘紧密接触，它们之间在圆周方向可以相对滑动。在缸体上 7 个轴向孔中装有柱塞。在图 12-5 中，柱塞头部直接与斜盘接触，在工作中磨损严重，为了避免这个缺点，在图 12-6 所示的结构中，每个柱塞的头部都装有能绕柱塞头部转动的滑履，滑履可以沿斜盘表面滑动，增加了接触面积。同时，泵的压力油通过柱塞和滑履的中心孔流入滑履和斜盘接触面间形成油膜，大大减轻了磨损。图 12-6 中用一个定心弹簧和压盘代替了图 12-5 中数个弹簧，简化了结构，减小了尺寸。定心弹簧部分的结构如图 12-9 所示，定心弹簧通过内套、定心球及压盘将滑履压向斜盘，使之紧密接触，从而使泵具有自吸能力；同时通过外套将缸体压向配流盘，使它们紧密接触，补偿配流盘磨损后出现的间隙，保证泵启动时缸体与配流盘间有可靠的端面密封。

配流盘用 B、C 两个油口之间的隔墙将高低压腔分开。因此每个缸体孔、柱塞与配流盘组成了封闭的容积，依靠这个容积的变化来实现吸油和排油。

这种泵可做油马达用。下面讨论一下当作油马达时它是如何工作的。

假设从配流盘 C 油口通高压油，B 油口接通油箱（相当于图 12-5 中从吸油口供压力油，而压油口通油箱），则高压油进入处于配流盘 C 油口范围内的柱塞底部，迫使柱塞向外伸出，压向斜盘。斜盘给予柱塞的反作用力  $N$  垂直于斜盘表面，如图 12-10 所示，此力相对于柱塞

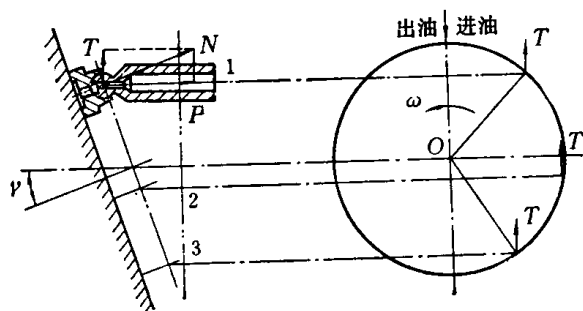


图 12-10 轴向柱塞式油马达工作原理图

可分解为轴向力  $P$  和径向力  $T$ 。轴向力  $P$  与柱塞所受的液压力相平衡，而径向力  $T$  通过柱塞作用于缸体上，这个力对于缸体中心线  $O$  的力矩使缸体带动传动轴转动；处于 B 油口范围内的柱塞被斜盘压回，缩入缸体孔内，柱塞底部的油在柱塞推动下由 B 油口回油。这样，不断地从 C 油口供压力油时，传动轴便带动负载连续旋转，输出一定的扭矩和转速。如果从 B 油口通高压油，C 油口回油，油马达就可以反转。

因为这种泵（或油马达）的柱塞头部带有

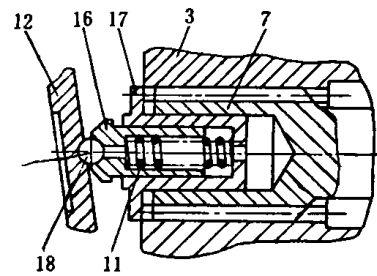


图 12-9 定向弹簧部分结构

3—缸体；7—传动轴；11—定心弹簧；12—压盘；16—内套；17—外套；18—定心球

滑履,因此又称为滑履式轴向柱塞泵(油马达),由于传动轴线与缸体轴线在一条直线上,也叫直轴式柱塞泵(或油马达)。

## 2. 泵的基本参数

和往复泵一样,这种泵,(以及下面讨论的其它容积式泵)的主要参数有流量、压力、功率、效率等。

### (1) 流量

由图12-5看出,泵轴每一转排油的理论容积(称每转排量)

$$q = \frac{\pi d^2}{4} SZ \text{ 毫升/转} \quad (12-9)$$

式中  $d$  —— 柱塞直径, 厘米;  
 $Z$  —— 柱塞数目;  
 $S$  —— 柱塞行程, 厘米。

$$S = Dtg\gamma \quad (12-10)$$

式中  $D$  —— 缸体柱塞孔中心线分度圆直径, 厘米;  
 $\gamma$  —— 斜盘轴线与缸体轴线的夹角, 称为倾角, 度。

如泵的转速为  $n$  转/分时, 油泵的理论平均流量为

$$Q_{理} = qn \times 10^{-3} \text{ 升/分} \quad (12-11)$$

$$Q_{理} = \frac{\pi d^2}{4} Dtg\gamma Zn \times 10^{-3} \text{ 升/分} \quad (12-12)$$

由式(12-12)可见,泵的理论平均流量取决于泵的几何尺寸(每转排量 $q$ )和转速,与压力无关。实际上,缸体与配流盘间,柱塞与缸体孔间,滑履与斜盘间必须有间隙,有间隙就有压力油的泄漏,所以泵的实际流量比理论流量要小。

泵的实际平均流量 $Q_{实}$ 与理论平均流量之比称为容积

效率 $\eta_v$

$$\eta_v = \frac{Q_{实}}{Q_{理}} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_{理}}$$

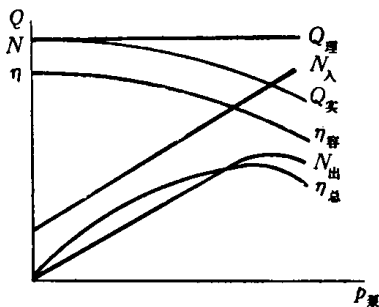


图 12-11 容积式泵的特性曲线

泵的理论平均流量与压力无关。但泵的泄漏量 $\Delta Q$ ,却随着工作压力的增高而增大,所以泵的实际平均流量随着工作压力的增加而减小。平均流量随压力变化的情况,用图 12-11 所示曲线表示。其容积效率 $\eta_v$ 的变化规律和实际

平均流量一样。对于下面讲到的其它类型的定量容积式泵也是如此。

这样,泵的实际平均流量应为

$$Q_{实} = qn\eta_v \times 10^{-3} \text{ 升/分} \quad (12-13)$$

$$Q_{实} = \frac{\pi d^2}{4} Dtg\gamma n\eta_v \times 10^{-3} \text{ 升/分} \quad (12-14)$$

由上式可看出,泵的平均流量与转速成正比,转速提高时泵的流量也提高。但是提高泵的转速会使吸入性能变坏,运动件间的磨损加剧,因此每一种泵出厂时都规定一个额定转速,使用时应按此转速工作。

由于这种泵的柱塞数(奇数)较多,流量脉动很小(当 $Z=7$ 时,流量不均度系数为

2.51%，所以能满足一般液压系统对流量均匀性的要求。

### (2) 额定压力

在第一节里曾谈到，泵的输出压力（或者液压系统的压力）随工作负载而变化，即负载增大时泵的工作压力也随之升高。但泵的最大工作压力受到泵本身的零件强度和泄漏所限制，其中主要受泄漏所限制。随着工作压力的升高，容积效率逐渐降低，当降到一定程度时就不能正常工作了。因此每一种型号的泵在出厂时，都有额定的工作压力（即铭牌上标明的压力），使用时不要超过这个压力。

### (3) 泵的总效率及功率

泵的总效率 $\eta_{总}$ 为泵的输出功率 $N_{出}$ 与输入功率 $N_{入}$ 之比，即

$$\eta_{总} = \frac{N_{出}}{N_{入}} \quad (12-15)$$

其中，泵的输出功率为

$$N_{出} = \frac{PQ}{612} \text{ 千瓦} \quad (12-16)$$

泵的输入功率，即发动机功率为

$$N_{入} = \frac{PQ}{612\eta_{总}} \quad (12-17)$$

式中 P——泵工作压力，公斤/厘米<sup>2</sup>；

Q——泵的实际排量，升/分。

一般在泵铭牌上都标明该泵的额定功率、额定压力、额定转速、额定流量等参数。

## 3. 油马达的基本参数

油马达是液压系统中的执行元件，为了满足工作负载的要求，油马达应该输出一定的扭矩和转速。因此油马达的基本参数应该是扭矩、转速、功率、效率等。

### (1) 油马达的转速 $n_2$

油马达的转速可以从油泵的流量公式（12-13）得出，即

$$n_2 = \frac{Q}{q} \eta_{*} \times 10^3 \text{ 转/分} \quad (12-18)$$

式中  $n_2$ ——油马达的转速，转/分；

Q——油马达的输入流量，升/分；

q——油马达每转理论排量，由结构确定，和油泵一样，可用公式（12-9）计算；

$\eta_{*}$ ——油马达容积效率。

当油马达输入流量Q一定时，它的瞬时转速是脉动的，其不均匀程度可参照泵的流量不均匀系数来确定。

### (2) 油马达的扭矩

油马达的作用是将输入的液压能转化为机械能。从能量守恒的观点来看，输入液体所具有的能量应等于输出的机械能和油马达的能量损失之和。

油马达每一转输入的液压能 $E_1$ 为

$$E_1 = qp \text{ 公斤} \cdot \text{厘米}$$

式中 q——油马达每转排量，毫升/转；

P——油马达进出口油压力之差，公斤/厘米<sup>2</sup>。

油马达每一转输出的机械能 $E_2$ 为

$$E_2 = 2\pi M_2 \text{ 公斤} \cdot \text{厘米}$$

式中  $M_2$ ——油马达输出的扭矩，公斤·厘米。

压力油流过油马达时，存在有水力损失和各摩擦副间的机械摩擦损失，用油马达机械效率 $\eta_{机}$ 来衡量这两种损失的大小。

这样，根据能量守恒定律，有

$$E_1 \eta_{机} = E_2$$

则

$$pq\eta_{机} = 2\pi M_2$$

所以

$$M_2 = \frac{pq}{2\pi} \eta_{机} = 0.159pq\eta_{机} \text{ 公斤} \cdot \text{厘米} \quad (12-19)$$

或

$$M_2 = 1.59pq\eta_{机} 10^{-3} \text{ 公斤} \cdot \text{米} \quad (12-20)$$

公式(12-20)是油马达的扭矩公式，它在选用油马达时经常用到。

由此可见，油马达输出扭矩与其工作压力和每转排量成正比。当工作压力一定时，如果增大每转排量，则油马达输出的扭矩就增大。

(3) 油马达输出功率 $N_2$

$$N_2 = \frac{M_2 \eta_2}{716.2} \text{ 马力} \quad (12-21)$$

将式(12-18)、(12-19)代入此式并经整理，得

$$N_2 = \frac{pQ}{450} \eta_{总} \text{ 马力} \quad (12-22)$$

或

$$N_2 = \frac{pQ}{612} \eta_{总} \text{ 千瓦} \quad (12-23)$$

式中  $\eta_{总}$ ——油马达总效率， $\eta_{总} = \eta_{机} \eta_{容}$ 。

由以上讨论可知，每转排量 $q$ 是一个表征油泵、油马达几何尺寸的结构参数，对于泵，它表明流量的大小；对油马达，它表明扭矩大小。当设计液压系统时，根据已知的参数（如已知 $M_2$ 、 $p$ ）往往先求出 $q$ ，选用油马达，进而选用油泵。因此，每转排量 $q$ 对油泵和油马达都是一个很重要的结构参数，利用它就可以计算出其它参数。

#### 4. 变量机构

由式(12-10)看出，改变斜盘倾角 $\gamma$ 就可以改变柱塞行程 $S$ ，从而改变每转排量 $q$ 。

对于泵，也就改变了泵的流量。对于油马达，压力一定时，则改变油马达的扭矩。

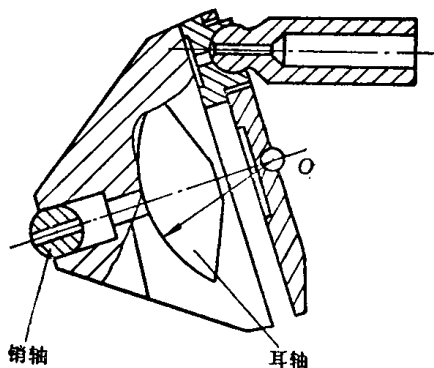


图 12-12 斜盘结构图

斜盘结构如图 12-12 所示。斜盘用两个耳轴支承在变量机构的壳体上，耳轴的中心线通过定心球球心，因此斜盘可以绕定心球转动。

在图12-6中，当转动手轮时，活塞沿着导向键上下移动，通过销轴使斜盘绕定心球转动，从而改变斜盘的倾角 $\gamma$ ，即改变了每转排量（或流量）。在后泵盖上有刻度盘，由活塞通过杠杆带动，可指示出流量变化的百分数。每一刻度表示流量变动10%，共10格。

这种变量方式是用手操作的，称为手动变量。因它的操作力很大，一般在停泵后进行。

这种泵（或油马达）还有其它几种变量机构，如为了满足恒功率变量要求，出现了压力补偿变量方式。

图12-13为CY14-1变量泵压力补偿变量机构（恒功率控制）。

泵的压力油由A孔引入变量壳体下腔室g后，进入通道a、b、c。通道b的压力油作用在伺服滑阀的下端环形面积上，产生向上的液压力。当这个液压力小于外弹簧的弹簧力时，滑阀向下移动，通道c被打开，通道e仍被关闭，压力油进入变量壳体上腔d。由于随动活塞的上面面积比下面的大，在油压力作用下，活塞向下移动，带着斜盘摆动，倾角 $\gamma$ 增大，泵的流量增大。相反，液压力大于弹簧力时，滑阀向上移动，卸压通道e打开，通道c被关闭，上腔d中的油通过e及滑阀中心孔f回油箱。随动活塞向上移动，直到卸压通道e被关闭为止。其移动量等于滑阀的位移。这时，随动活塞上移，带动斜盘摆动，使倾角 $\gamma$ 变小，泵的流量减少。液压力与弹簧力平衡时，滑阀不动，通道c、e被关闭，变量活塞也不动。

这种变量方式，在泵的压力增高时使流量变小，压力降低时流量增加。如果能做到压力和流量的乘积为常数（即泵的输出功率不变），则流量随压力的变化是一条双曲线（如图12-14中实线所示）。但这是很难实现的。因为弹簧力是按线性变化，为了使实际的流量—压力变化曲线尽量接近双曲线，在变量机构中采用了两个弹簧，即外弹簧和内弹簧（图12-13）。实际的变量曲线如图12-14中点划线所示。当压力由零变到 $p_1$ 这一区段，液压力小于外弹簧的弹簧力，滑阀不动，泵的倾角 $\gamma$ 最大，流量最大；当压力由 $p_1 \sim p_2$ 这一区段变化时，外弹簧受压缩，泵的流量随压力沿AB直线变化；当压力由 $p_2 \sim p_3$ 这一区段变化时，内弹簧也受压缩，因为两个弹簧一起受压缩，弹簧总刚度增大，故流量变化曲线斜度改变，按BC直线变化；压力增加到 $p_3$ 以后，导杆底盘碰到调节套后，滑阀再不能移动，流量不随压力而变，保持在CD水平线上。

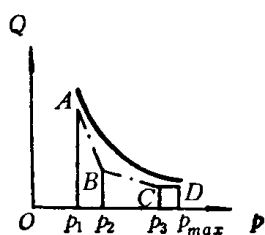


图 12-14 变量曲线图

调节外弹簧的调节套和调节导套可以限制变量活塞的行程和预压力（曲线上转换点A平行移动），改变流量压力变化曲线，以满足不同的工艺要求。这种油泵（或油马达）的斜盘角 $\gamma$ 可在 $0 \sim 20^\circ$ 之间变化，有的还可以在 $-20 \sim +20^\circ$ 之间变化。这样，吸入口和出油口互换，油液的方向改变（换向），所以称为双向变量泵（或油马达）。

第一节中曾介绍了单向定量泵的职能符号。这里再补充介绍其它类型的油泵、油马达的职能符号，如图12-15所示。

由图中看出，油泵、油马达都以圆圈表示，其中三角形表示油流方向。如三角形尖端向外，说明油向外流出，表示这是油泵，如图中1、2所示。三角形尖端向内，即指向圆心，

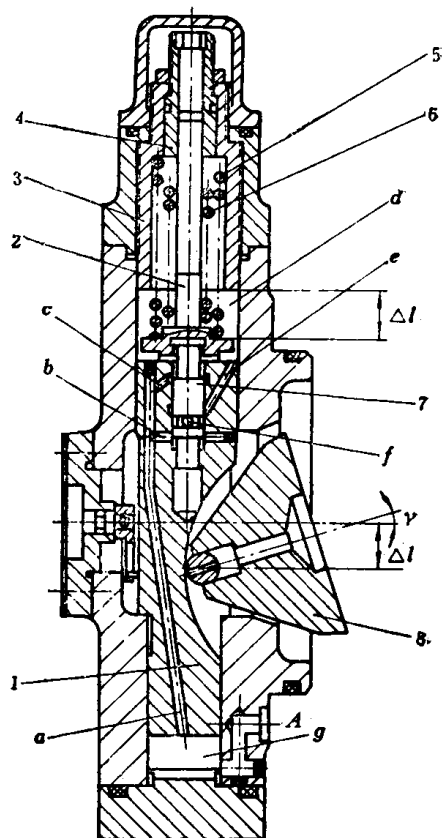


图 12-13 CY14-1 变量泵压力补偿变量机构（恒功率控制）

1—随动活塞；2—导杆；3—调节套；  
4—调节导套；5—外弹簧；6—内弹簧；  
7—伺服滑阀；8—斜盘



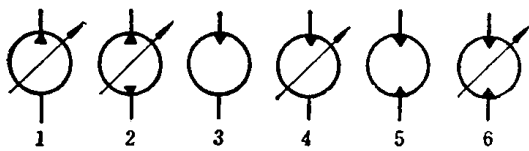


图 12-15 油泵与油马达的职能符号

1—单向变量泵；2—双向变量泵；3—单向定量油马达；4—单向变量油马达；5—双向定量油马达；6—双向变量油马达

说明油向里流，表示这是油马达，如图中 3、4、5、6 所示。有两个三角表示能换向，如图中 2、5、6 所示。圆周上加一斜向箭头是可调节符号，表示油泵或油马达流量可以调节。

上面讲的滑履式轴向柱塞泵（或油马达）中，压力油可以从柱塞中心小孔通到滑履和斜盘接触面之间，同时压力油又引入配流盘与缸体的接触面，在这两处形成静压油膜，保持液体

摩擦，使接触面间的磨损大为减少，所以工作压力可以达到 320 公斤/厘米<sup>2</sup>。由于压板使滑履始终与斜盘接触，处于配流盘吸油区的柱塞因而被拉出，所以该泵有一定的自吸能力，吸油高度达 800 毫米。但泵转数超过 1500 转/分时，需用供油压力为 7 公斤/厘米<sup>2</sup> 左右的辅助泵供油。这种泵（或油马达）总效率达 0.8~0.9，容积效率达 0.98，每转排量  $q$  最大为 250 毫升/转，扭矩达 150 公斤米。其主要缺点是滑履部分的小孔容易被堵塞，造成滑履的磨损，而且不耐震动及冲击载荷。为克服这些缺点，常采用缸体摆动式轴向柱塞泵及油马达。

## （二）缸体摆动式轴向柱塞泵及油马达

图 12-16 为太原矿山机器厂生产的 ZB 型缸体摆动式轴向柱塞泵。

连杆的一头与传动轴铰接，另一头与柱塞铰接。碟状弹簧座在与传动轴铰接的芯杆上，使缸体与配流盘紧密接触，保证密封。

当传动轴带动连杆旋转时，连杆锥面依次与柱塞内壁接触，通过柱塞带动缸体转动。因传动轴与缸体中心线有一夹角  $\gamma$ ，所以迫使柱塞在缸体孔内作往复运动，实现吸油与排油。配流盘配油工作与斜盘摆动式泵相同。这种泵也可以作油马达用，它的平均排量及油马达的转速、扭矩的计算公式与斜盘摆动式泵及油马达完全相同。

因为该泵后泵体的两个耳轴装在前泵体的轴承中，可以进行摆动，以改变缸体与传动轴夹角  $\gamma$  和泵的每转排量  $q$ ，所以这类泵易作变量泵。由于变量是通过缸体摆动来实现的，所以叫缸体摆动式轴向泵。

该系列泵的额定工作压力为 160~210 公斤/厘米<sup>2</sup>，最大压力可达 350 公斤/厘米<sup>2</sup>，排量为 11~1790 毫升/转，有不同规格。容积效率可达 0.97~0.98，总效率可达 0.9。作油马达用时其额定扭矩可达 410 公斤·米。

斜盘摆动式和缸体摆动式两种油泵（油马达）相比较，前者结构紧凑，重量轻，后者结构复杂，重量大；前者滑履部分的小孔容易被堵塞造成滑履磨损，而且不耐震动和冲击载荷，后者克服了这些缺点，而且摆角可达 25°。

在这类产品中，ZB740 轴向柱塞泵，（7 个柱塞，柱塞直径为 40 毫米）和 ZM740 油马达（其中 M 表示油马达）用在国产 30 吨液压修井机上，效果较好。

这类泵的变量机构装在泵体的上部，根据控制原理不同，有手动随动控制、液压随动控制、定压控制、恒功率控制等几种方式。在钻机和修井机的液压系统中常用恒功率控制方式，其变量机构与工作原理在本章第八节“液压随动系统基本知识”中详细讨论。

## 二、径向柱塞式低速大扭矩油马达

很多工作机械往往是转速不高，扭矩却很大，如果采用上述的高速小扭矩油马达来驱动时，需要附加一些机械减速装置，使传动复杂化。因此随着液压技术的发展，出现了低速大扭矩油马达，可直接带动这种工作机，简化传动装置，提高传动性能。这里简单介绍几种径