

第一篇 甲板机械

第一章 液压传动基本理论

第一节 液压传动在甲板机械中的应用

液压传动是根据 17 世纪 Pascal 指出的流体静压力传递原理而发展起来的一门新兴技术。通常将以液体作为工作介质,以液体的压力能来进行能量与信息传递的传动称为液压传动,采用液压传动的机械简称液压机械。

液压传动在甲板机械中的应用,最早 1804 年)是由英国人将以水作为工作介质的一台液压锚机安装于实船上,1906 年英国“西弗吉尼亚”(West Virginia)号战舰上 300mm 口径火炮俯仰机构采用了液压传动,1916 年“新墨西哥”(New Mexico)号战舰上使用了液压舵机。到了上世纪 50 年代,随着液压工业本身不断完善和对甲板机械性能要求的提高,液压传动广泛用于甲板机械,如锚机、舵机、起货机、舱口盖启闭装置,还用于管路阀门的远距离控制,柴油机的控制,离合器的操纵机构上,以利于减轻船员劳动强度与便于实现自动化。此外,近年来还进一步发展了用于船舶自动操舵,船舶减摇和可变螺距桨推进器的调整机构的电液系统,在船舶节能方面采用主机恒速轴带发电机中的液压-机械分流传动获得了显著的节能效果,在大型滚装船上几乎所有的舱内外运输作业所需的设备全部采用了液压传动,工程船舶上工作机械大多实现了液压化。

液压传动在我国船舶上的应用较晚。1953 年江南造船厂制造了我国第一台转舵力矩为 $90\text{kN}\cdot\text{m}$ 柱塞式液压缸,十字头转向机构 液压舵机 液压泵为 Hele-Shaw 型径向柱塞式,工作压力为 8MPa ,安装于“民众”号客船上。揭开了我国船舶工业首次制造液压甲板机械的历史,1958 年又制造了转舵力矩为 $650\text{kN}\cdot\text{m}$ 的液压舵机 装于第一艘国产万吨级远洋货船“东风”号上。1970 年后 我国制造的“天津”号、“安源”号、“长风”号等万吨级远洋货船均相继采用了双吊杆式液压起货机;“辽阳”号和“信阳”号货船上安装了我国制造的转舵力矩为 $650\text{kN}\cdot\text{m}$ 转叶式舵机。自 1980 年以后我国相继引进了德国 Liebherr 瑞典 HaggLund,日本 IHI(包括系泊设备)船用液压起货机的生产技术;同时也引进了日本 Kawasaki,挪威 Frydenbo(回转式)德国 HatLapa(包括系泊设备)液压舵机的生产技术,使我国的液压甲板机械的生产得到了迅速的发展,推动了液压甲板机械在我国船舶上的应用。

第二节 液压传动的工作原理与特性

本节以液压千斤顶为例说明液压传动的工作原理。图 1-1 为千斤顶结构简图。千斤顶由液压缸 1、手动活塞泵 2、控制阀等组成。当手动活塞泵中的小活塞 3 向上移动时,泵工作腔容

积增大 形成局部真空 单向阀 4 打开, 通过吸油管 5 从油箱中吸油, 当小活塞下移时, 工作腔压力增高, 单向阀 4 关闭 单向阀 7 开启, 工作腔内的油经管道 6 输送至液压缸工作腔内, 使大活塞 8 向上移动, 顶起重物。只要使手动活塞泵不断向液压缸提供油液, 就可将重物上移至所需高度。单向阀 7 可以防止液压缸中的油液倒流, 从而保证了重物不会自行下降, 只有打开截止阀 11 时, 液压缸工作腔的油经截止阀 11 返回油箱, 重物才会向下降。

图 1-2 为液压千斤顶的简化模型, 据此可分析两活塞之间的力比关系、运动关系和功率关系。

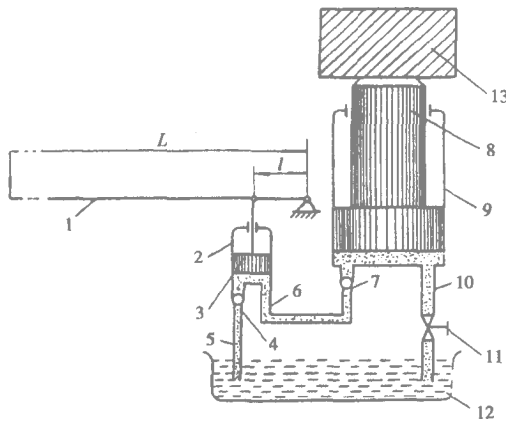


图 1-1 液压千斤顶结构简图

1-手柄;2-手动活塞泵;3-小活塞;4、7-单向阀;5-吸油管;
6-排油管;8-大活塞;9-液压缸;10-回油管;11-截止阀;12-
油箱;13-重物

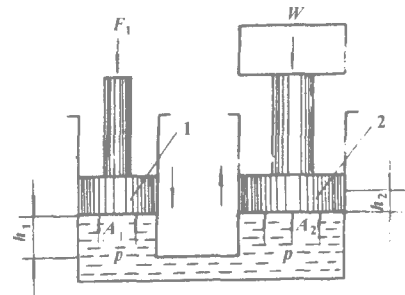


图 1-2 液压千斤顶简化模型

1-小活塞 2-大活塞

1 力比关系

当在小活塞上施加力 F_1 时, 小活塞下腔的油液就产生了压力 $p, p = F_1/A_1$ 。根据帕斯卡原理“施加在密闭容器内平衡液体中某一点的压力能等值地传递到全部液体”, 在大活塞下端的油腔中也存在着相同的压力 p 当 $p \cdot A_2 = W$ 时, 就能使大活塞举起重物 W 。故有:

$$p = F_1/A_1 = W/A_2$$

或

$$W/F_1 = A_2/A_1 \quad (1-1)$$

式中: A_1, A_2 ——分别为小活塞和大活塞的作用面积。

式(1-1)是液压传动中力传递的基本公式, 由于 $p = W/A_2$, 所以液体压力是随负载 W 的大小而变化的。如果负载 W 很小 压手柄 1 并不费力 说明液体压力 p 很小 如果负载 W 很大, 压手柄 1 就很费力 说明液体压力 p 很大。由此我们可建立一个很重要的基本概念, 即液压缸中的压力决定于负载, 而与流入液体的多少无关。另外从式(1-1)可看出, 小小的液压千斤顶之所以能举起很重的物体, 是由于有着很大的面积比 A_2/A_1 的缘故。

2. 运动关系

如果不计液体的可压缩性、漏损和缸体、油管的变形 则从图 1-2 可以看出, 被活塞 1 压出油液的体积必然等于大活塞向上升起后缸扩大的体积。即:

$$A_1 \cdot h_1 = A_2 \cdot h_2 \quad (1-2a)$$

或

$$h_2/h_1 = A_1/A_2 \quad (1-2b)$$

式中: h_1, h_2 ——分别为小活塞和大活塞的位移。

从式 (1-2)可知,两活塞的位移和两活塞的面积成反比。将式 (1-2a) 两端除以活塞移动的时间 t 得:

$$A_1 \frac{h_1}{t} = A_2 \frac{h_2}{t}$$

即 $v_1/v_2 = A_1/A_2$ (1-3)

从式 (1-3)可以看出,活塞的移动速度和活塞的作用面积成反比。

$A \cdot h/t$ 的物理意义是单位时间内,液体流过截面积为 A 的体积,称为流量 Q 。

即: $Q = A \cdot v$ (1-4a)

因此: $A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 = Q$

如果已知进入液压缸的流量 Q ,则活塞的运动速度为:

$$v = \frac{Q}{A} \quad (1-4b)$$

调节进入液压缸的流量 Q ,即可调节活塞的运动速度 v ,这就是液压传动实现无级变速的基本方法之一。从式 (1-4b)可得到另一个重要的基本概念,即活塞的运动速度 v 决定于进入液压缸中的流量 Q 与工作压力 p 的大小无关。

3 功率关系

将式 (1-1)和式 (1-3)相乘可得:

$$F_1 \cdot v_1 = W \cdot v_2 \quad (1-5)$$

上式左端为输入功率,右端为输出功率。这说明了在不计损失的情况下输入功率等于输出功率。由式 (1-5)还可得出:

$$P = pA_1 \cdot v_1 = pA_2 \cdot v_2 = pQ \quad (1-6)$$

从式 (1-6)可看出 液压传动中功率 P 可以用压力和流量的乘积来表示。压力 p 和流量 Q 是液压传动中最基本与最重要的两个参数。

第三节 液压传动装置的基本组成

从液压千斤顶的工作原理可知,一个能完成能量传递的液压装置由四部分组成:

- (1)动力元件部分。其功用是将原动机的机械能转换成液体的压力能,如各类液压泵。
- (2)执行元件部分。包括各类液压缸和液压马达,其功用是将液体的压力能转换为机械能以带动工作部件运动。
- (3)控制元件部分。包括各种压力阀、流量阀和换向阀。其功用是调节与控制液压系统中液流的压力、流量和流动方向 以满足工作机械所需的力(力矩)速度(转速)和运动方向(运动循环)的要求。
- (4)辅助元件部分。上述三项组成部分之外的其他元件都称辅助元件 包括油箱、油管、管接头、滤油器、蓄能器、压力表、热交换器等。它们对于保证液压系统工作的可靠性和稳定性具有重要作用。此外,还有传递能量的介质通常是矿物油。

第四节 液压系统图的图形符号与使用注意事项

图 1-1 所示的液压千斤顶结构简图直观性强,但绘制起来费事,特别是当液压系统中元件

较多时，绘制更为不方便。为了简化液压系统原理图的绘制，通常采用液压元件职能符号来绘制液压系统原理图。图 1-3 所示为用职能符号表示的液压千斤顶系统图，在此图中，各液压元件都用职能符号表示，符号取自国家制定的液压系统图图形符号标准 GB786.1—93（详见本书附录一）。用职能符号绘制液压系统图方便，图面清晰、简洁，对于具有一定液压技术知识的人来说，比起结构简图更便于了解和分析液压系统。

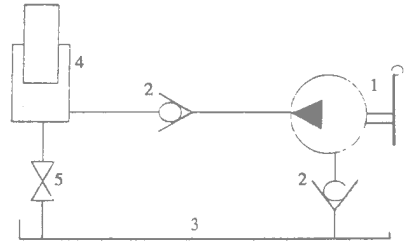


图 1-3 用职能符号表示的液压千斤顶原理图

在使用职能符号图形时应注意以下几点：

符号只表示元件的职能，不表示其具体结构和参数，若

1-手摇泵；2-单向阀；3-油箱；4-液压缸；5-截止阀

若要注明该元件的参数可在该元件的符号边加以说明。

符号只表示各元件间的连接关系，不表示它们的具体安装位置。

符号都以元件的静止位置或零位位置表示。

所用符号要符合国标规定，只有在无标准符号情况下才可用结构简图代替。

第五节 液压传动的特点

液压传动与其他类型的传动相比主要有如下特点：

(1) 液压传动装置的重量轻、结构紧凑，例如，其外形尺寸仅为电气传动的 12%~13%，重量为 10%~20%，符合船舶对设备要求重量轻、体积小的特点。

(2) 液压传动装置的单位重量输出力大，能满足船舶各种机械需要。

(3) 液压传动装置惯性小，油液可视为无压缩性，系统动作灵敏、响应快、换向迅速，换向频率高与启动时间不超过 0.1s，适应船舶机械工况变化大的要求。

(4) 液压传动以油和特殊的水基混合为工作介质，油液及乳化液本身具有一定吸振能力，运动平稳，能在低速下稳定工作。

(5) 液压传动能在较大范围内方便实现无级调速，其调速比可达 1000 以上，最低稳定角速度可小到 0.1rad/s，启动机械效率高，内曲线液压马达可达 98%。

(6) 液压传动具有各种形式（直线、旋转、摆动）执行元件，可直接与工作机械相联接，完成各种复杂动作，机构简单，与电气组成电液复合系统，更有利于实现自动化、省力与远距离操作。

(7) 液压传动装置的元件之间可以根据需要任意安排，属柔性传动，不受任何限制，而在机械传动中轴线同心的要求是很严格的。

(8) 液压传动装置防过载容易，只要在系统中设置安全阀即可，当动力源发生故障时，蓄能器可作应急之用，起安全保护作用，液压元件的运动表面可实现自润滑，使用安全可靠。

(9) 液压元件的标准化程度高，通用性强，可实现更换维修法，这对远离大陆的船舶来说，是最为方便的。

(10) 液压传动装置各执行机构动作和力（力矩）是靠工作介质来传递的，所以工作介质的质量和清洁度将关系到液压机械的运行状态，因此，对工作介质的质量与清洁度有较高要求。

(11) 由于液压油的粘度随油温而变，易引起液压执行机构的运行特性的变化，因而液压传动不适用于要求定比传动的场合。

(12) 液压传动装置中的工作介质容易泄漏，造成对环境的污染，在船舶上有时还会造成对货物的污染。为防止泄漏，要特别注意液压元件密封性能和元件的制造精度。

(13) 液压系统的故障具有一定隐蔽性和可变性，因此故障原因的判断较其他传动方式要困难的多，所以液压机械的安装、使用和维护的技术水平要求较高。

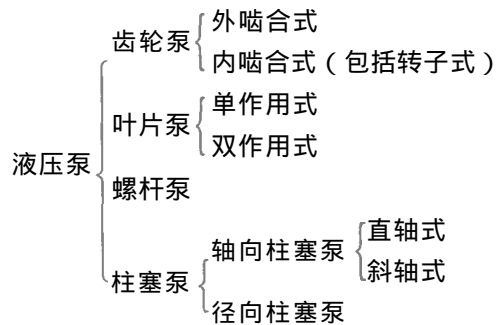
第二章 液 压 泵

第一节 液压泵概述

一、液压泵分类

液压泵的作用是向液压系统提供具有一定压力和流量的油液。从能量转换观点来看，液压泵是液压系统中将机械能转换为液压能的能量转换元件。

液压泵的种类很多，按其结构形式可分类如下：



在船舶液压机械中上述液压泵都有一定的使用，本章主要叙述柱塞式液压泵的工作原理、特点、管理要求与常见故障分析，其他类型液压泵请参阅本书其他章节。

按照泵的排量能否改变，液压泵分为定量泵和变量泵。叶片泵和柱塞泵在结构上都可以实现变量。

当泵的转向一定时，泵的排油方向可以改变的泵称为变向泵，所以液压泵也可分为定向泵和变向泵。叶片泵和柱塞泵在结构上都可以实现变向。

液压泵由于是靠密封的工作空间容积变化进行工作的，所以又称为容积式泵。

二、液压泵的主要性能参数

液压泵的主要性能参数为压力、流量、转速和效率等。

1. 压力 p (Pa)

液压泵输出的压力由负载决定 当负载增加时 泵的压力也增高 当负载减小时 泵的压力也下降，一般对液压泵的压力有两个指标：额定压力 p_n 和最大工作压力 p_{max} 。

额定压力是指在保证泵的容积效率和使用寿命的条件下，泵连续运行所允许使用的工作压力；最大工作压力是指泵在短时间内允许超载的极限压力，它的值由液压系统中的安全阀所限定。

2. 流量 Q (m^3/min)

流量是指泵在单位时间内排出液体的容积。流量可分为理论流量和实际流量。泵的理论流量 Q_t 等于泵的理论排量 q_t 与转速的乘积, 即:

$$Q_t = q_t \cdot n \quad \text{m}^3/\text{min} \quad (2-1)$$

式中: q_t ——泵轴转过一转所排出的理论容积, m^3/r ;
 n ——泵轴转速, r/min 。

泵的实际流量 Q 小于泵的理论流量 Q_t , 因为当有负载压力时, 泵零件的密封间隙处有泄漏, 其泄漏量为 ΔQ , 因此:

$$Q = Q_t - \Delta Q \quad \text{m}^3/\text{min} \quad (2-2)$$

泵的泄漏量 ΔQ 与泵的输出压力的大小有关, 压力越高, 则泄漏越大; 而泵的理论流量与泵的输出压力无关。

3. 转速 n (r/min)

泵的输入转速可分为额定转速和最高转速。额定转速 n 是指泵在正常工作情况下的转速, 在此转速下运行, 泵具有一定的自吸能力, 避免产生空穴和气蚀现象(自吸工况)和保持正常磨损和噪声(非自吸工况)。

泵的最大转速 n_{max} 受运动件的磨损、振动、噪声和泵寿命的限制, 只能作短暂使用。

4. 扭矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$)

泵的扭矩可分为输入扭矩 T 和理论扭矩 T_t , 设泵进口压力为零, 则泵的理论扭矩:

$$T_t = p \cdot q_t = \frac{1}{2\pi} p \cdot q_t = 0.159p \cdot q_t \quad \text{N}\cdot\text{m} \quad (2-3)$$

式中: p ——泵的工作压力, Pa ;

q_t ——泵每转理论排量 m^3/r 。

输入泵的实际扭矩 T 大于泵的理论扭矩 T_t , 因为泵的运动零件之间存在摩擦损失。设损失扭矩为 ΔT , 则:

$$T = T_t + \Delta T \quad \text{N}\cdot\text{m} \quad (2-4)$$

损失扭矩 ΔT 由三部分组成: 运动零件之间的液体黏性阻力所产生的阻力矩, 与压力差有关的机械摩擦阻力矩以及与压力差无关的机械摩擦阻力矩。

5. 功率 (W)

泵的功率可分为输入功率 P 、理论功率 P_t 和输出功率 P_e 。

输入功率:

$$P = T\omega \quad \text{W} \quad (2-5)$$

理论功率:

$$P_t = pQ_t = T_t \cdot \omega \quad \text{W} \quad (2-6)$$

输出功率:

$$P_e = pQ \quad \text{W} \quad (2-7)$$

式中: T ——泵输入扭矩, $\text{N}\cdot\text{m}$;

T_t ——泵的理论扭矩, $\text{N}\cdot\text{m}$;

ω ——泵输入角速度, rad/s ;

p ——泵工作压力, Pa ;

Q_t ——泵的理论流量, m^3/s ;

Q ——泵的实际流量, m^3/s 。

6. 效率

泵的效率分为容积效率 η_v 、机械效率 η_m 和总效率 η_o 。

泵的实际流量与理论流量之比称为泵的容积效率, 即:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \quad (2-8)$$

泵的理论扭矩与输入扭矩之比称为泵的机械效率, 即:

$$\eta_m = \frac{T_t}{T} \quad (2-9)$$

泵的输出功率与输入功率之比称为泵的总效率, 即:

$$\eta = \frac{pQ}{T\omega} \quad (2-10)$$

三、液压泵的常用职能符号

在船舶液压机械中, 常用的液压泵的职能符号如图 2-1 所示。

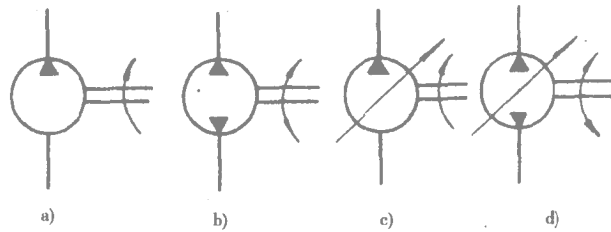


图 2-1 液压泵职能符号

a) 单向定量液压泵; b) 双向定量液压泵; c) 单向变量液压泵; d) 双向变量液压泵

第二节 柱 塞 泵

柱塞式液压泵是靠柱塞在缸体内作往复运动造成工作腔封闭容积的变化, 实现吸油和压油。按其柱塞排列的不同, 可分轴向式和径向式两大类。轴向式是柱塞与缸体旋转轴线平行, 即柱塞呈轴向排列; 径向式是柱塞与缸体旋转轴线垂直, 即柱塞呈径向排列。由于轴向柱塞泵与径向柱塞泵相比结构较简单、效率高、径向尺寸小、转动惯量小、自吸能力好、受力条件好等优点, 在船舶液压机械中, 径向柱塞泵已逐步被轴向柱塞泵所取代。

一、柱塞泵的工作原理

1. 轴向柱塞泵

图 2-2 为轴向柱塞泵的工作原理, 泵由传动轴 1、配油盘 2、缸体 3、柱塞 4、斜盘 5、配油窗口 6、吸排油口 7、8、泵壳 9 等主要零件组成。斜盘 5 和配油盘 2 是不转动的, 传动轴 1 带动缸体 3、柱塞 4 一起转动, 柱塞 4 靠机械装置或在低压油作用下压紧在斜盘上。当传动轴按图示方向旋转时 柱塞 4 在其自下而上回转的半周内逐渐向外伸出, 使缸体孔内密封工作腔容积不断增加, 产生局部真空, 从而将油液经配油盘 2 上的配油窗口吸入; 柱塞在其自上而下回转的半

周内又逐渐向里推入，使密封工作腔不断减小，将油液从配油盘窗口向外压出。缸体每转一周，每个柱塞往复运动一次，完成一次吸油和压油动作。改变斜盘的倾角 β 可以改变柱塞往复行程的大小，因而也就改变了泵的排量。

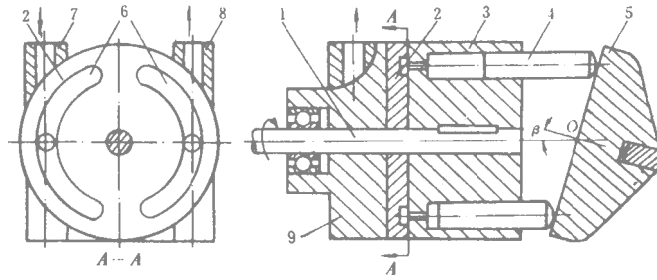


图 2-2 斜盘式轴向柱塞泵工作原理

1-传动轴；2-配油盘；3-缸体；4-柱塞；5-斜盘；6-配油窗口；7、8-吸排油口；9-泵壳

当轴向柱塞泵的结构尺寸已定和转速一定时，泵的流量决定于柱塞往复运动的行程长度，也就是决定于倾斜盘或倾斜缸体的倾斜角度。如果这一倾斜角度是可以调整，就成为变量泵，倾斜角度越大，排量也越大。如改变倾斜的方向，就可使泵的进、出口互换，成为双向变量泵。

轴向柱塞泵每转一转时，每个缸的理论排量 q_1 为：

$$q_1 = \frac{\pi}{4} d^2 h \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3/\text{r} \quad (2-11)$$

或：

$$q_1 = \frac{\pi}{4} d^2 D \text{tg}\beta \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3/\text{r} \quad (2-12)$$

式中： d ——柱塞直径，mm；
 h ——柱塞的行程，mm；
 D ——柱塞中心的分布圆直径，mm；
 β ——斜盘的倾斜角，°。

因此泵每转的理论排量 q_t 和每分钟的理论流量 Q_t 分别为：

$$q_t = \frac{\pi}{4} d^2 z D \text{tg}\beta \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3/\text{r} \quad (2-13)$$

$$Q_t = \frac{\pi}{4} d^2 z n D \text{tg}\beta \times 10^{-6} \quad \text{L}/\text{min} \quad (2-14)$$

式中： z ——柱塞数；
 n ——泵的转速，r/min。

轴向柱塞泵的瞬时流量是脉动的。因为柱塞相对于缸体运动的位移 s 的方程式为：

$$s = - R \text{tg}\beta \sin\varphi \quad \text{mm} \quad (2-15)$$

式中： R ——柱塞中心分布圆半径，mm；
 φ ——柱塞相对垂直中心线转过的角度。

柱塞的速度 v 的方程式为：

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = R\omega \text{tg}\beta \sin\varphi \quad \text{mm}/\text{s} \quad (2-16)$$

式中 ω ——缸体的角速度，rad/s， $\omega = d\varphi/dt$ 因此，每个缸的瞬时流量 q' 为：

$$q' = \frac{\pi}{4} d^2 R\omega \text{tg}\beta \sin\varphi \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3/\text{r} \quad (2-17)$$

由上式可知，一个缸的瞬时流量是随着 φ 角的大小而变化的。整个泵的瞬时流量是处于压油腔位置的几个缸的瞬时流量的总和，所以也是脉动的。当柱塞数为单数时，脉动较小。一般常用的柱塞数为 7 当泵的流量大时 也有取柱塞数为 9 及 11 的。

2. 径向柱塞泵

图 2-3 为径向柱塞泵的工作原理。柱塞 1 径向排列安装在缸体 3 中。缸体由电动机带动连同柱塞一起旋转。柱塞靠离心力的作用（或低压油的作用）紧贴定子 2 的内壁，当缸体按图示方向旋转时，由于定子与缸体间有偏心距 e 柱塞转到上半周时向外伸出 工作腔容积逐渐增大，形成部分真空；油液经衬套 4 上的油孔，从配油轴 5 的吸油口 I 吸入。当柱塞转到下半周时，定子内壁将柱塞向里推，工作腔容积逐渐减小，便向配油轴的压油口 II 压油。当缸体旋转一周时，每个柱塞吸、排油各一次。只要缸体连续不断运行，泵就可连续不断地向外供油。当泵的转速一定时，改变偏心距 e 的方向就可改变泵的排油方向。这样径向柱塞泵可以做成变向变量泵。

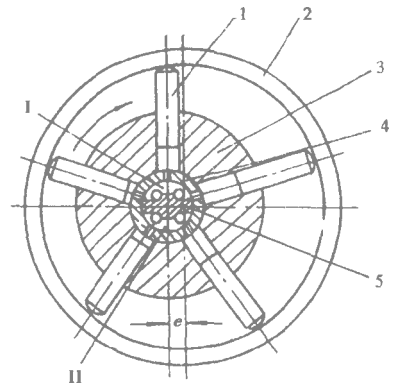


图 2-3 径向柱塞泵工作原理

1-柱塞；2-定子 3-缸体；4-衬套；5-配油轴

径向柱塞泵每转的理论排量为：

$$q_1 = \frac{1}{2} \pi d^2 e z \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3/\text{r} \quad (2-18)$$

式中： d ——柱塞直径，mm；

e ——偏心距，mm；

z ——柱塞数。

径向柱塞泵每分钟的理论流量 Q_1 为：

$$Q_1 = \frac{1}{2} \pi d^2 z e n \times 10^{-6} \quad \text{L/min} \quad (2-19)$$

式中： n ——泵转速，r/min。

径向柱塞泵由柱塞和缸体组成工作腔，密封性好，容积效率一般可达 0.94~0.98。但径向柱塞泵存在着一个难以克服的配油机械问题，影响它的使用范围。从上述结构中可以看到，由于配油轴与缸体间有相对运动，因此必须有间隙，而配油轴上的密封区（吸、压油区）的尺寸又必须很小，否则会产生严重困油现象。配油轴一侧承受高压，一侧承受低压，产生一个很大的径向负荷。为了使受力变形后配油轴和缸体（或缸体上的衬套）不致咬死，其间的间隙还不宜过小，这就会在压力差作用下，使泵的泄漏量增加。为了减少配油轴上的径向负荷，径向泵的工作油压一般限制在 20MPa 以内。另外，径向柱塞泵的径向尺寸大，摩擦副过多，泵的机械效率低。所以径向柱塞泵的使用受到了一定限制，现已基本被轴向柱塞泵所替代。

二、斜盘式轴向柱塞泵结构

1. CY 型斜盘式轴向柱塞泵结构

图 2-4 为手动变量斜盘式轴向柱塞泵（CY 型）结构图。它由主体部分：传动轴、配油盘、柱塞、缸体、回程盘、斜盘与变量机构部分组成。缸体用花键联接装在传动轴上，由传动轴带动旋转，使均匀分布在缸体上的柱塞绕转动轴中心线转动。每一柱塞的球状头部装有滑履。装在内套和外套中的定心弹簧，一方面通过内套，钢球和回程盘将滑履紧紧地压在与轴线成一定倾

角的斜盘上。该回程盘浮动地位于在斜盘上，以减少斜盘和滑履之间的磨损。弹簧力使柱塞处于吸油位置时，滑履也能保持和斜盘接触，从而使泵具有自吸能力；另一方面，弹簧力通过外套和油缸内的压力油一起作用在缸体上，使缸体压向配流盘，并和缸体端面间保持一定厚度的静压油垫，从而改善受力及磨损，并减少泄漏。弹簧力还保证在起动时缸体与配流盘间的密封作用。缸体由铝铁青铜制成，外面镶有钢套，并装在滚动轴承上，这样倾斜盘给缸体的径向分力可以由滚动轴承承受，使传动轴和缸体不受弯矩，保证缸体端面能较好地与配流盘接触。

当传动轴带动缸体回转时，每转一转，各柱塞在油缸内均相对缸体孔往复运动一次，形成柱塞底腔密闭容积的变化。

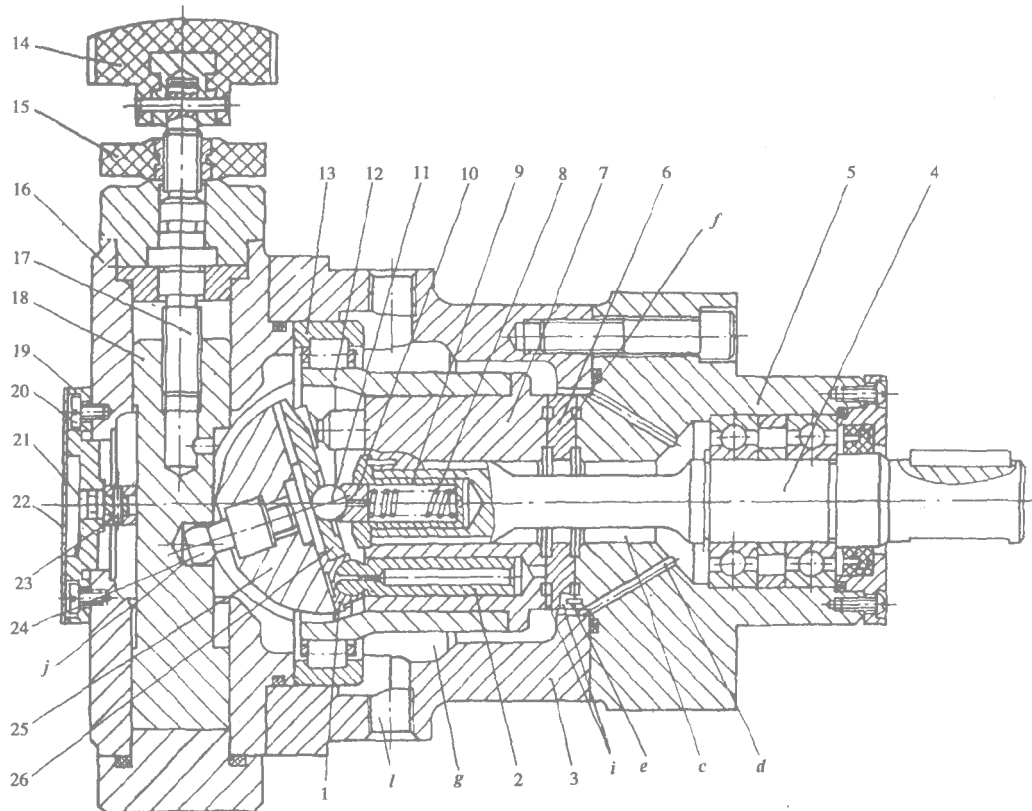


图 2-4 CY 型斜盘式轴向柱塞泵结构（手动变量）

1-滑履；2-柱塞；3-泵体；4-传动轴；5-右泵盖；6-配油盘；7-缸体；8-弹簧；9-外套；10-内套；11-钢球；12-钢套；13-滚动轴承；14-手轮；15-锁紧螺母；16-变量壳体；17-螺杆；18-差动活塞；19-小法兰；20-螺钉；21-小轴；22-刻度盘；23-销；24-销轴；25-倾斜盘；26-回程盘

该泵的优点为：

- (1) 结构简单、紧凑、体积小、重量轻、零件少、通用性好；
- (2) 利用了静压油膜轴承，省去了重型推力轴承；
- (3) 吸油流道较短，吸油性能好，所以允许的极限转速也较高。

缺点为：

- (1) 柱塞受侧向力较大，有一定摩擦损失，约占柱塞推力的 6%。因此，变量范围较小，斜盘的最大倾角一般仅为 $18^{\circ} \sim 20^{\circ}$ ；
- (2) 结构不够坚固，滑履在经常变量工况下运转易磨损，强度较差，耐冲击性能较差；

(3) 对油液过滤精度要求较高,一般约为 $10 \sim 15\mu\text{m}$ 。

2. 斜盘式轴向柱塞泵的结构特点

1) 柱塞副

柱塞副包括柱塞和滑履两部分,滑履与柱塞采用球铰连接。为了改善滑履端面和斜盘平面处的工作状况,防止球铰处发热咬死,在柱塞副上采用静压支承方法,静压支承原理见图 2-5。

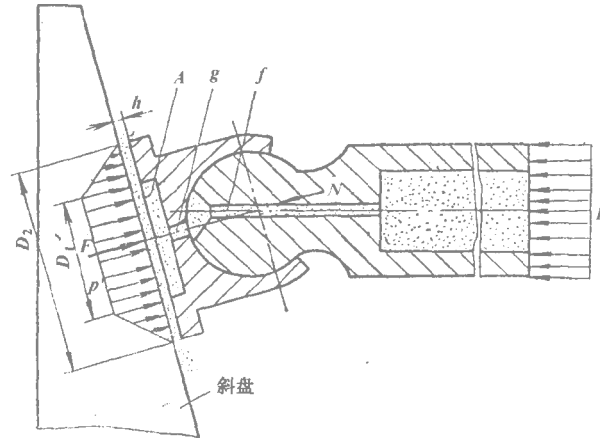


图 2-5 柱塞副静压支承原理

当泵工作时,作用力为 p 的压力油作用在柱塞端面上,对滑履产生一个法向压紧力 N 使滑履压向斜盘表面。油腔 A 的油压作用力 p' 和滑履与斜盘间隙中的液体力给滑履一个反推力 F 。当反推力 F 与压紧力 N 相等时,滑履处于平衡状态。当泵开始工作时,滑履贴紧斜盘,油腔 A 中的油没有流动,所以处于相对静止状态。此时 p' 等于 p 。在设计泵时,使这种状态下反推力 F 稍大于压紧力 N ,滑履被逐渐推开,产生间隙 H 。油腔 A 中的油通过间隙漏出,并形成油膜。此时油腔 A 中的油处在流动状态中。压力为 p 的压力油经阻尼孔 f 、 g 流到油腔 A 。由于阻尼孔 f 、 g 的阻尼损失, p' 小于 p 。直至推力 F 与压紧力 N 相等为止,滑履和斜盘保持一定的油膜厚度,并处于新的平衡状态。静压支承的目的是保证滑履与斜盘之间有一个最佳油膜厚度,达到磨损小、经间隙 h 的泄漏也小,否则会影响泵的容积效率。所以选择一个合适的反推力 F 很重要。 F 大, h 也大,润滑性能好,磨损小,但泄漏大。 F 小, h 也小,泄漏小,但油膜不易建立,容易引起磨损。对于一个特定泵,力 F 是选定的,在管理中最重要的是保证阻尼孔 f 畅通。如果 f 堵塞,必然会引起球铰处由于断油而咬死;同时由于油腔 A 断油而使反推力 F 消失,造成滑履与斜盘直接接触,使磨损加剧,导致整台泵损坏。所以在斜盘式轴向柱塞泵的管理中,要特别重视油液的清洁。若出现柱塞副咬死现象,可拆下泵的变量机构,将缸体、柱塞副卸下,更换已损坏的柱塞副。

2) 配油盘

配油盘的作用是,承受柱塞缸体对它产生的轴向力,正确无误地对泵进行配油,保证柱塞缸体和泵体进出油道间的密封。配油盘的结构直接影响着泵的容积效率,使用寿命和噪声。最关键的问题是要在缸体与配油盘接触的表面间形成适当厚度的油膜。这样,才能具有良好的密封性,并可减少磨损,延长使用寿命。

图 2-6 中窗孔 A 、 B 分别为吸、排油窗孔,并分别与泵体上的吸、排油口相通。

该配流盘的特点是在过渡密封区内开通孔 1 的办法来使困油现象卸荷。通孔 1 是由直径

为 d_1 和 d_2 ($d_1 < d_2$) 的两个节流小孔组成 (如图所示) d_1 是固定节流孔, 而 d_2 却随着缸体上窗孔遮盖它的程度, 而改变其节流面积, 起可变节流孔的作用。通孔 1 与窗孔 B 相通, 1' 与 A 相通, 是通过壳体上开槽使之连通的。整个过渡密封区的包角为 β_0 (吸油窗孔 A 与排油窗孔 B 端部边界之包角) 而吸油窗孔 A 到通孔 1 的边界的包角为 β 而缸体底部的窗孔包角为 α_0 。此结构在设计时使 α_0 大于 β (一般 $8' \sim 51''$) 即所谓负封闭。

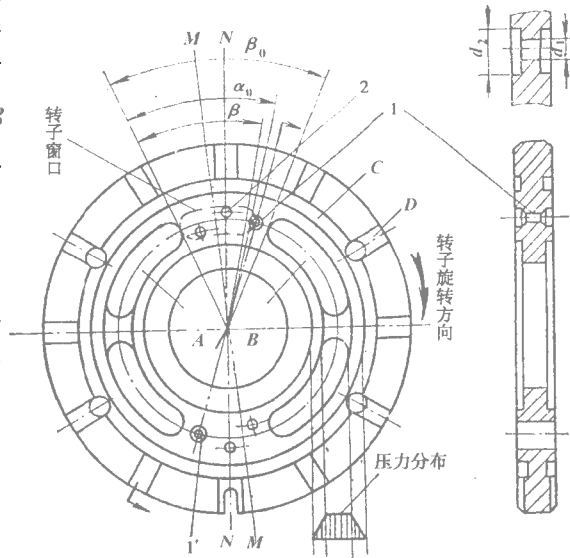


图 2-6 配油盘

在安装配流盘时, 使配流盘的对称轴线 $N-N$ 相对斜盘的垂直轴线 $M-M$ 沿缸体旋转方向偏转 α 角 (一般 α 为 $5^\circ \sim 6^\circ$) 其目的是: 当缸体的油窗孔对称于 $M-M$ 轴线的中间位置时, 是刚刚和吸油腔脱开, 这样就消除了闭死容积由于体积增加, 压力下降而形成真空的过程。当闭死容积从 $M-M$ 轴线中间位置转向高压腔一边时, 闭死容积减小, 压力升高, 但此时立即通过节流小孔 d_2 和 d_1 与高压腔相通, 并使压力变化缓慢, 降低噪声。该配流盘由于采用通孔 1 的结构来消除困油现象的影响, 决定了配流盘必须偏转 α 角。否则在过渡密封区将会使吸、压油腔相连通, 这是绝对不允许的。

由于配油盘偏转 α 角 所以 CY 泵的旋转方向一定, 不可逆转, 并且该泵不能当液压马达使用。

在配流盘的过渡密封区上还有几个盲孔, 直径 $1.5 \sim 2\text{mm}$ 深度为 $2 \sim 3\text{mm}$ 这些盲孔在工作中储存着油, 当缸体完全遮盖它们时, 其盲孔中的油压会比油膜压力高一些, 这样就形成了一个液体垫, 起着润滑和缓冲作用。

3. 变量机构

轴向柱塞泵由两部分即主体部分和变量部分组成。不同变量方式的泵, 其主体部分相同, 仅变量机构有差别。在船用液压机械中常见的变量方式有定量式、手动变量式、手动伺服变量式、液控式、恒功率变量式、恒流量变量式等, 可按需要来选择。

1) 手动变量机构

用手操纵, 改变斜盘角 β 的大小和方向, 从而使排量大小和流向改变的机构称为手动变量机构。图 2-4 所示为手动变量机构。

用手转动手轮 14 使调节螺杆 17 旋转 带动活塞 18 沿轴向移动, 通过销轴 24 使倾斜盘 25 (也叫变量头 绕其耳轴转动 来改变倾角 β 的大小和方向, 从而改变排量的大小和方向。

2) 手动伺服变量机构

图 2-7 所示为手动伺服变量的轴向柱塞泵及其符号。其变量机构由拉杆 6 伺服滑阀 5、差动液压缸的活塞 2 差动液压缸体 1 及液压缸的上、下端盖等主要零件组成。

当高压油通过孔道 a, b, c 打开单向阀 4 进入差动液压缸的下腔 d , 高压油作用在活塞 2 上, 并力图使它向上移动。但由于差动缸的上腔 g 此时处于封闭状态, 所以活塞 2 不能移动。

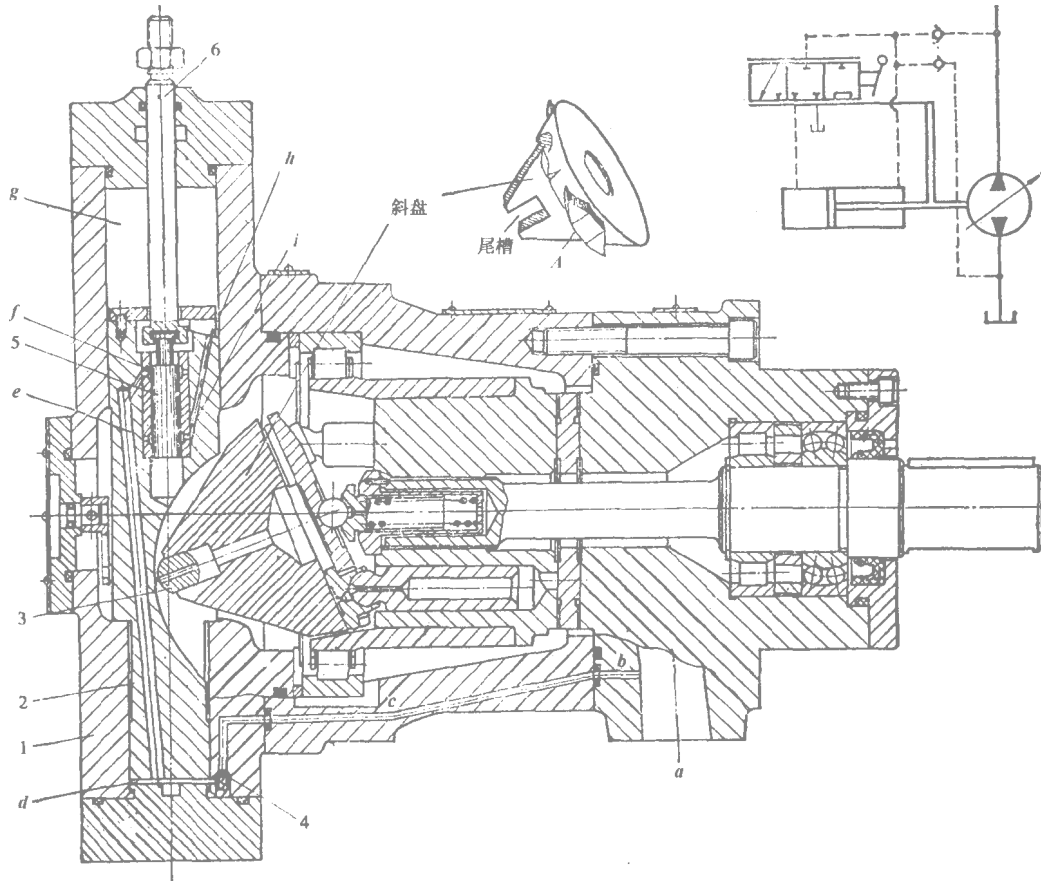


图 2-7 斜盘式轴向柱塞泵(手动伺服变量)

1-差动液压缸体;2-差动活塞;3-销轴;4-单向阀;5-伺服滑阀;6-拉杆;a、b、c、d、e、f、g、h、i-油道;A-耳轴

当用力将拉杆向下推动时,并带动伺服滑阀 5 一起向下移动,把环槽 f 的油口打开。此时 d 腔的压力油通过通道 e 进入上腔 g 。由于变量液压缸为差动液压缸,即活塞 2 在 g 腔的作用面积大于 d 腔的作用面积,所以活塞 2 在压力油的作用下向下移动,通过销轴 3 带动斜盘绕钢球的中心转动,增大倾角 β 使排量增大。直至活塞 2 向下移动到伺服滑阀 5 又将通道 e 的油口封闭为止(即将环槽 f 堵住)。当用手将拉杆向上拉时,带动伺服滑阀 5 向上运动,通道 h 的油口被打开,上腔 g 的油通过 h 流回泵壳(油箱)。所以活塞 2 在 d 腔压力油的作用下向上移,从而减小倾角 β ,使排量减小。直至活塞 2 向上移动到伺服滑阀 5 又将通道 h 的油口堵死为止。

由于在这一变量机构中,推、拉伺服滑阀 5 上下运动,只需克服很小的摩擦力,而在高压油的作用下,差动活塞 2 产生很大的推力,从而带动斜盘转动,使 β 角改变,以达到变量的目的。所以操作力很小,并且控制很灵敏。除此之外,它还具有自锁性。

这种变量机构,其实质为一个随动机构。斜盘的摆角 β (输出)完全跟随伺服滑阀杆的位置(输入)的变化而变化。

在泵控式液压舵机中,其主泵大多采用手动伺服变量机构来控制转舵方向与转舵速度。

3) 恒功率变量机构

具有恒功率变量机构泵的特点是： $pQ = \text{常数}$ ，可防止泵原动机过载，并可自动实现轻载高速，重载低速，以利于提高液压机械工作效率。它在液压绞车中使用较多。这种变量机构是属于自供油式，所以只能单向变量。由泵本身排油腔的压力油经液压伺服滑阀控制变量机构，采用双弹簧的恒功率变量机构。

变量机构的活塞 2 内装有伺服滑阀 3，滑阀 3 与心轴 4 相连，心轴上装有外弹簧 5 和内弹簧 6，弹簧的预压紧力使滑阀 3 处于最低位置（如图 2-8 位置）。

工作时泵排油腔的压力油经单向阀 1 进入活塞 2 的下腔 a ，再经通道 b 进入腔室 d 和环槽 c 。活塞 2 的上腔室 e 通过通道 f 与环槽 g 。

因为滑阀 3 的直径 $D_1 > D_2$ 所以在 d 腔室内，作用在滑阀上的液压力 $P = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)p$ 液压力的方向朝上，并与弹簧力平衡。其平衡方程式为：

$$\frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)p = T_0 + Cx \quad (2-20)$$

式中： p ——泵工作压力；

D_1, D_2 ——滑阀 3 的直径；

T_0 ——弹簧预压紧力；

C ——弹簧刚度；

x ——弹簧的压缩量。

由于 D_1, D_2, T_0, C 均为常数，所以压力 p 与弹簧压缩量 x 呈线性关系。当泵工作压力 $p < p_0$ 时，（ p_0 为外弹簧的调定压力）使活塞 2 位于最低位置。泵的斜盘倾角最大，即泵在最大流量下运行，在图 2-9 中以水平线 A_0A 表示。

当压力 p 超过某一定值，即 $p > p_0$ ，由于滑阀 3 的直径 $D_1 > D_2$ ，所以在腔室 d 中向上的液压力 $P = p \cdot \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) > T_0$ 时，滑阀 3 将克服外弹簧 5 的作用而使滑阀 3 上升，环槽 c 被堵住，环槽 g 被打开，活塞上腔室 e 中的油经 f, g 从滑阀中心孔流回油箱，则下腔室 a 的压力油将活塞 2 往上推，使其跟踪滑阀 3 向上运动，斜盘倾角 β 减小，则流量减小。

此时，力的平衡方程式为：

$$\frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)p = T_0 + C_1x \quad (2-21)$$

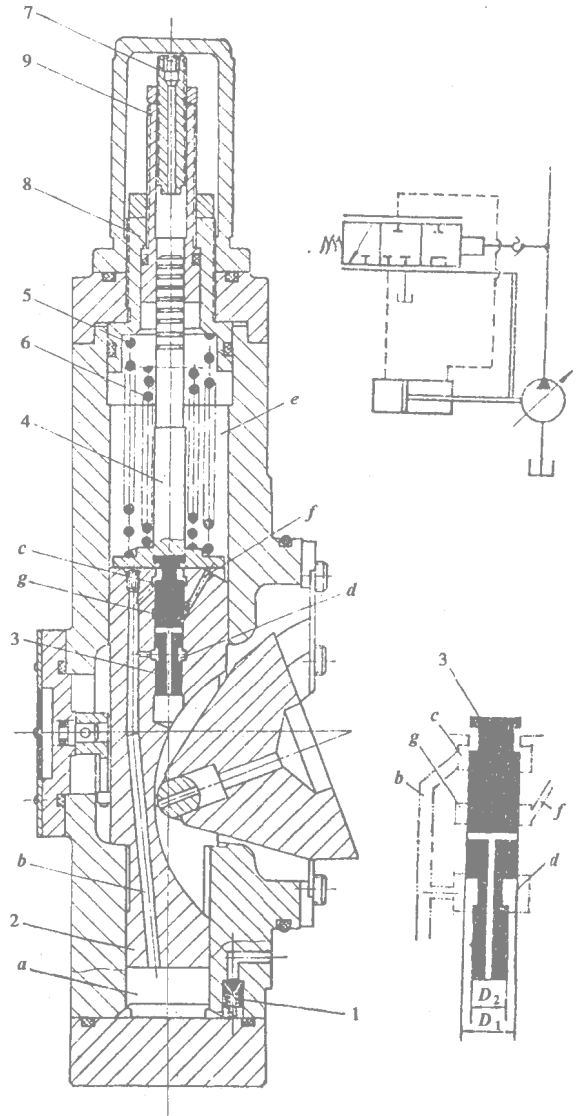


图 2-8 恒功率变量机构

1-单向阀；2-活塞；3-滑阀；4-心轴；5-外弹簧；6-内弹簧；7-调节螺钉；8-外弹簧套；9-内弹簧套

式中： C_1 ——外弹簧 5 的刚度。

所以压力 p 与流量 Q 按直线 AB 变化（见图 2-9）。

当压力 $p > p_1$ 内弹簧 6 参加工作，弹簧刚度增大。此时，力平衡方程式为：

$$\frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_2^2)p = T_0 + C_1x + C_2(x - x_0) \quad (2-22)$$

式中： C_2 ——内弹簧 6 的刚度；

x_0 ——在内弹簧未参加工作前，外弹簧 5 的压缩量为一常数。

所以流量 Q 与压力 p 按直线 BC 变化（见图 2-9）。

当 $p = p_2$ 时达到 C 点，心轴 4 被调节螺钉 7 顶住，内、外弹簧的压缩量不再变化，斜盘倾角 β 不能再减小，压力 p 由 p_2 升高到 p_{\max} 时，流量不变，此时为水平直线 CD 。

由上可以看出，流量 Q 与压力 p 的变化按图 2-9 的折线 $ABCD$ 关系变化，近似为恒功率关系曲线。

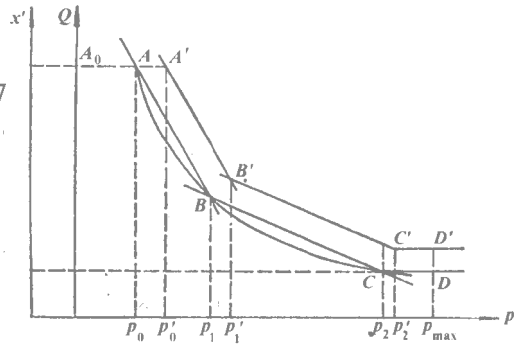


图 2-9 恒功率变量机构特性曲线

当泵排油口压力降低时，则流量增大，工作过程相同。因此，泵流量随压力升高而减小，随压力降低而增大，并通过改变弹簧的刚度来改变直线的斜率，得到近似恒功率曲线。

泵最小流量由调节螺钉 7 限定，弹簧套 8 用于调节外弹簧 5 的预紧力，弹簧套 9 用于调节内弹簧 6 参加工作的迟早（图 2-8）。

当将外弹簧 5 的压缩量增加，可以使 A 点移至 A' 点，当调节弹簧套 9 使内弹簧 6 在 $p = p'_2$ 时参加工作，则 B 点移向 B' 。将调节螺钉 7 向下调节，减小心轴 4 向上移动的距离，可以使 C 点向 C' 点移动，而 $p = p_{\max}$ 时， D 点向 D' 点移动。这样可以得到折线 $A'B'C'D'$ ，仍近似恒功率曲线。

通过上述调节泵的变量特性的方法，可以使泵的变量特性与驱动泵的原动机的功率曲线一致，有利于提高原动机的利用率与防止原动机过载。

三、斜轴式轴向柱塞泵的结构特点

斜轴式轴向柱塞泵按传递力的方式分，有双铰型和无铰型两种；按配油盘的结构分，则有平面配油和球面配油两种。 $Z \times B$ 型斜轴泵属无铰型平面配油式，如图 2-10 所示。

斜轴式轴向柱塞泵的结构具有以下特点：

(1) 采用平面配油，并在支承面上装有平面止推轴承。这样可以使缸体和配油盘处在油膜状态下工作，减少缸体和配油盘的磨损，有利于提高容积效率，延长泵的使用寿命。

(2) 连杆式轴向柱塞泵的柱塞，通过连杆与倾斜铰接盘铰接，连杆的强制作用使柱塞产生往复运动，因而柱塞不承受弯力。

(3) 连杆与柱塞采用挤压连接，工艺性好。

(4) 采用定心轴定位，定心轴和摆动壳体固定在一起。缸体通过滚针轴承放在定心轴上，取消了缸体和摆动壳体支承的大型滚针轴承，结构紧凑。

(5) 缸体与配油盘之间的预压紧力由弹簧提供。

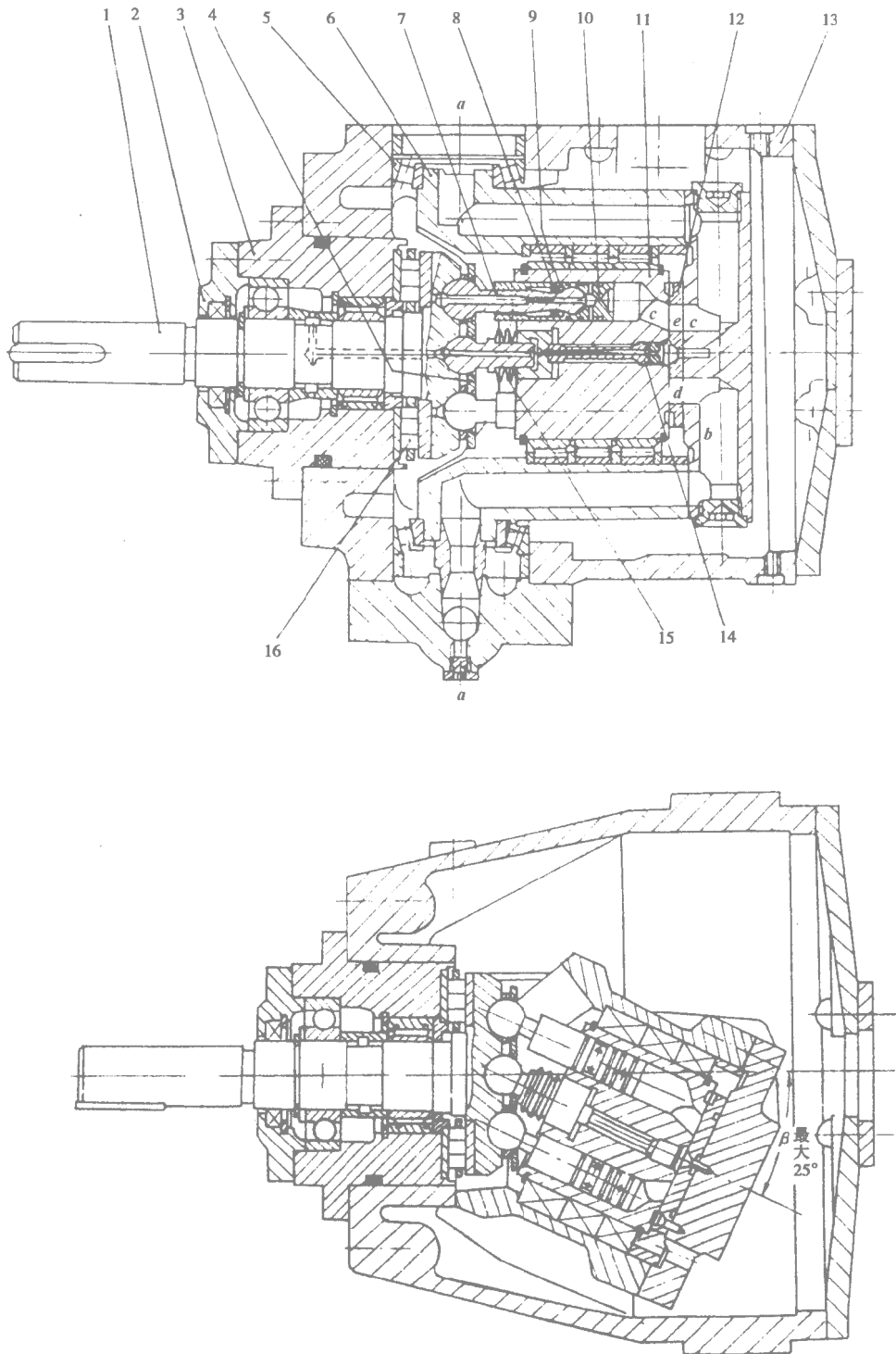


图 2-10 斜轴式轴向柱塞泵

1-传动轴;2-端盖;3-前泵体;4-压板;5-轴承;6-后泵体;7-连杆;8-卡环;9-销;10-柱塞;11-缸体;12-配油盘;13-泵壳;14-调节螺杆;15-蝶形弹簧;16-推力轴承

斜轴式轴向柱塞泵的主要优点是：传动轴通过连杆强制柱塞作往复运动，缸体基本不承受径向力；自吸能力强；耐冲击性好；流量大（斜轴泵缸体最大摆动角约 25° ）；工作压力高。缺点是：结构复杂，要采用大容量的止推轴承，体积较斜盘式轴向柱塞泵要大。

四、径向柱塞泵结构

图 2-11 所示为早期径向柱塞泵 (Hele-Shaw) 结构。该泵为变向变量泵 配油轴 5 固接在端盖 7 上，中间钻有孔道 3、4 分别与吸、排管接口 2、6 相连，配油轴外侧套有中心开孔的缸体 15，缸体支承在两端的轴承 19 上 由传动轴 16 驱动，并绕配油轴转动。在缸体圆周上均布着柱塞孔 柱塞 13 位于其中 柱塞 13 通过外端的耳轴 12，以及套在耳轴上的滑履 11 吊挂在浮动环的环形滑轨中，并可沿滑轨滑移，浮动环在滑履产生的摩擦力带动下一起回转，但与缸体转速不同步，目的在于减少相互间的磨损。通过拉动拉杆 18 可使导架 9、17 沿两端盖 7、14 内的导轨移动，实现变量与变向。

该泵在舵机液压系统中使用时，为防止作备用泵时发生压力油倒灌而反转，此类泵可附设一套防逆转的棘轮机构。

五、柱塞式液压泵的使用与管理

柱塞式变量液压泵属精密机械，正确地使用与管理对保证泵的工作可靠，延长使用寿命至关重要。为此在日常维护管理中应注意以下要点：

(1) 泵轴与电动机轴应用弹性联轴器直接相连，轴线同心度误差不得超过 0.1mm 。

(2) 柱塞式变量泵的内部流道比较复杂，允许的吸入真空度不大，吸油高度一般小于 $125\sim 500\text{mm}$ ，有的型号如 ZB_1227 则不允许自吸。故吸入管上不应加设滤器。如果吸入压力过低，不仅容易产生“气穴现象”，使容积效率降低，而且因轴向柱塞泵的柱塞就要全靠铰接端强行从缸中拉出，故易造成损坏。因此，轴向泵推荐采用辅泵供油。

(3) 为使泵内各轴承和各润滑面不失润滑，对初次使用或经拆修后的泵，起动前必须向泵壳内灌油；安装时，应使泵壳回油管的位置高于轴承；对用油经泵壳强制循环冷却的泵或在泵壳回油管上加设滤器时，必须注意泵壳内的油压不大于 $0.16\sim 0.2\text{MPa}$ ，以保证泵壳的密封和变量机构的正常工作。

(4) 不宜使泵在零位长时间运转。因为泵空转时不产生排出压力，各摩擦面也因此得不到漏泄油液的润滑和冷却，容易使磨损增加，并使泵壳内的油液发热，更不能关阀起动。

(5) 必须选用合适的液压油，并不得随意改换和掺用。工作时，油压和油温应不超出规定值。

(6) 必须注意保持油液清洁。轴向泵因采用间隙自动补偿的端面配油方式，油膜很薄，滤

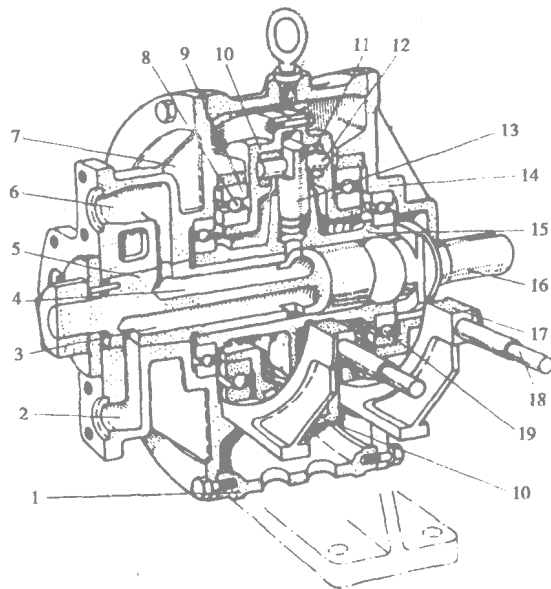


图 2-11 径向柱塞泵结构

1-泵壳；2、6-吸排管接口；3、4-配油孔道；5-配油轴；7、14-端盖；8-浮动环轴承；9、17-导架；10-浮动环；11-滑履；12-耳轴；13-柱塞；15-缸体；16-传动轴；18-拉杆；19-缸体轴承