

第一篇 船用泵

第一章 船用泵概述

第一节 船用泵的功用及其分类

泵是一种将原动机的机械能转换为液体能的机械。它的功用是向液体输送足够的机械能，从而完成运输液体的任务。船上常用来输送水或油的泵，我们统称为船用泵。

泵在现代船舶上得到了广泛的应用。例如，有为柴油机服务的燃油泵、润滑油泵和冷却水泵等；有为船舶安全航行服务的压载泵、舱底泵、消防泵等；有为船员和旅客生活服务的日用淡水泵、卫生水泵等。总之，围绕船舶各种特定的任务所设置的泵，种类繁多。一般按工作原理对其进行分类：

1. 容积式泵

它是利用工作容积的周期性变化来输送液体。属于这类泵的有活塞泵、齿轮泵、螺杆泵等。

2. 叶片式泵

它是通过工作叶片带动液体高速转动，把机械能传给液体，从而达到输送液体的目的。属于这类泵的有离心泵、旋涡泵、轴流泵等。

3. 喷射泵

它是用高能流体通过喷射所产生的高速射流，吸引周围流体，并进行动量交换，以提高被抽吸液体的能量，从而完成输送液体的任务。属于这类泵有水射水泵、水射真空泵、空气喷射泵以及蒸汽喷射泵等。

第二节 泵的性能参数

泵的性能参数是指流量、压头、转速、功率、效率和允许吸上真空度等一些工作参数，表征泵的性能和完善程度。

一、流量

流量是指泵在单位时间内所输送的液体量，常用容积流量 Q 来表示，单位是 m^3/s ，也有用质量流量 G 来表示，单位是 kg/s 。两者之间的关系为：

$$G = \rho Q \quad \text{kg/s} \quad (1-1)$$

式中： ρ ——液体的密度， kg/m^3 。

泵的流量与工作条件有关。一般名牌上所标出的流量是指泵在额定工况下的流量，即额定流量。

二、压头

压头又名扬程。它是单位重量的液体所获得的能量，即每单位重力作用的液体通过泵后其总能量的增加值，常用 H 表示，单位是 mH_2O （米水柱，这是一个非国际单位，今仍在沿用）， H 的国际单位是 Pa ， $1\text{mH}_2\text{O} = 9806.375\text{Pa}$ 。

当泵的压头较高时，也常用压力 p 表示，它们之间的关系是：

$$p = \rho g H \quad \text{Pa} \quad (1-2)$$

三、转速

泵的转速是指泵轴的每分钟回转数，常用 n 表示，单位是 r/min 。泵轴的转速和原动机轴的转速并不是一致的，泵铭牌上标出的转速是指泵轴的额定转速。

四、功率

泵的功率有输出功率和输入功率两种。泵的输出功率，也称有效功率，是指单位时间内泵传给实际排出液体的能量。常用 N_e 表示，输出功率可由下式求得：

$$N_e = \rho g Q H \quad \text{W} \quad (1-3)$$

泵的输入功率也称轴功率，是指原动机传给泵轴的功率，常用 N_b 表示。泵铭牌上功率是指泵的轴功率，通常根据这个值来选配电动机。

五、效率

由于泵在实际工作中总存在各种能量损失，所以泵的有效功率 N_e 总小于轴功率 N_b ，并可用效率 η 来衡量。所谓效率就是有效功率与轴功率之比值。即：

$$\eta = \frac{N_e}{N_b} \quad (1-4)$$

效率 η 是表征泵工作的完善程度。

六、允许吸入真空度或允许吸上真空高度

允许吸入真空度是指泵在额定流量下保证不发生汽蚀时在吸入口允许达到的最大真空度。相应的最大真空压头为 $(p_a - p_s)_{\text{max}}$ 。这个最大真空压力所对应的水头高度（ mH_2O ）就叫做允许吸上真空高度。它表示受单位重力作用的液体在大气压力的作用下，以不引起汽蚀为条件，在进入泵的吸入口前允许消耗的最大压降。允许吸入真空度或允许吸上真空高度值越大，泵在大气压力下能把液体吸上的几何高度越大，或可以消耗于吸入流程中的压降越大，亦即泵的吸入性能越好。

泵铭牌上标出的允许吸上真空高度 H_s 是由泵制造厂家在一个气压、输出常温（ 20°C ）、清水试验时得到的。按规定它是临界状态下（即泵刚好发生汽蚀而不能正常工作时）的吸入几何高度减去 $0.3\text{mH}_2\text{O}$ ，作为泵的允许吸上真空高度。一般泵的允许吸上真空高度约在 $2.5 \sim 7\text{m}$ 之间。需要说明的是，当实际使用条件和试验条件不同时， H_s 值亦将不同，必须通过换算才能求得。

第二章 往 复 泵

往复泵是人类最早应用于生产实践中的一种液体输送机械。至今，往复泵虽然在很多场合已被结构简单和流量范围更广的离心泵所代替，但在小流量、高压头以及要求具有自吸能力的场合 它仍起着无法取代的独特作用。

往复泵是活塞泵和柱塞泵的统称。往复泵大致可以分为以下三种类型。

一、单作用式柱塞泵

在这种类型泵中，其活塞的长度较活塞的直径要大得多，即 $L \gg D$ 并且活塞和缸壁之间无需装活塞环，仅靠工作间隙密封即可。这种没有活塞环的活塞我们称之为柱塞，依靠柱状活塞的往复运动来吸排液体，柱塞在每一个双行程中吸、排液体各一次，这种泵就叫做单作用式柱塞泵。多用于压头较高的场合。根据驱动方式的不同，它又分为曲拐式柱塞泵和回转式柱塞泵 如图 2-1a) 和 d) 所示。

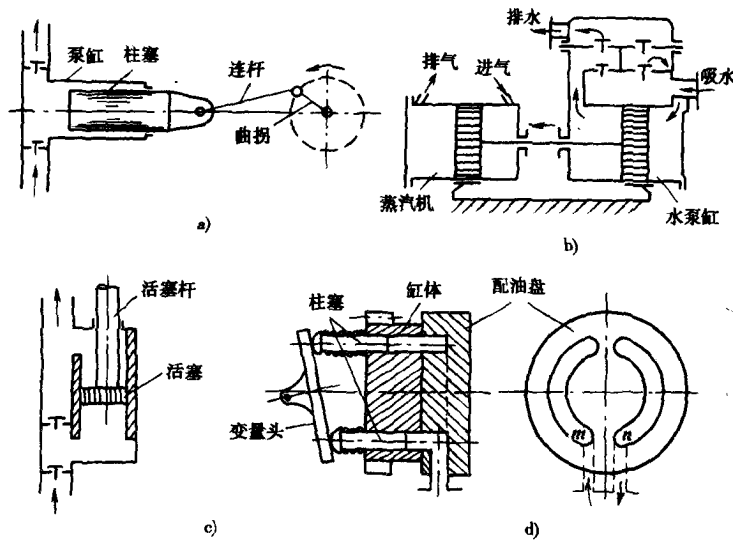


图 2-1 往复泵类型

a) 曲拐式单缸单作用柱塞泵 ;b) 双作用直动式活塞泵 ;c) 差动式活塞泵 ;d) 回转式柱塞泵

二、双作用式活塞泵

在这类泵中，泵缸内的活塞呈盘状。活塞的长度约为活塞直径的 $0.8 \sim 1.0$ 倍 即泵缸长度较短。泵是依靠盘状活塞的往复运动来吸、排液体。活塞依靠活塞环的密封而将泵缸分隔成分别设置有各自的吸、排止回阀的两个独立工作空间，见图 2-1b)。因此，活塞在每一个双行程中可吸、排液体各两次 故称双作用式活塞泵。这种泵由于依靠活塞环进行密封，内部密封性较差 多用于压头较低的场合。根据驱动方式的不同，它又可分为双作用直动式活塞泵和双作用曲拐式活塞泵。

三、差动式活塞泵

这种泵如图 2-1c) 所示。其特点是活塞的面积两倍于活塞杆的面积，活塞虽只单面吸入，却双面都有排出，即活塞在一个吸入行程中吸入的液体，却要在活塞的两个行程中排出。其流量较单作用泵均匀。

第一节 活塞泵的基本结构和工作原理

图 2-2 为一活塞泵的示意图。它主要由泵缸 4、活塞 5、吸入阀 3 和排出阀 8 等所组成。活塞 5 与活塞杆 6 相连，可由原动机经传动机构带动在泵缸中作直线往复运动。泵缸 4 借吸入阀 3 和排出阀 8 可分别与吸入管 2 和排出管 9 相连通。

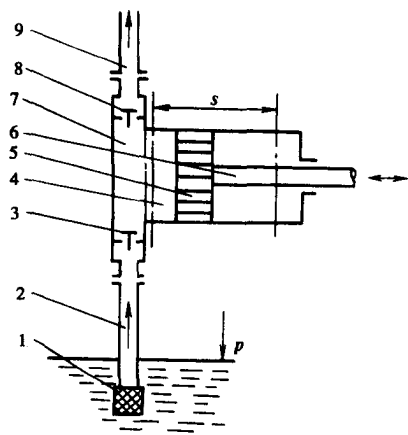


图 2-2 活塞泵示意图

1-吸入过滤器;2-吸入管;3-吸入阀;4-泵缸;5-活塞;6-活塞杆;7-阀箱;8-排出阀;9-排出管

吸入管 2 和排出管 9 相连通。吸入管伸入到被运送的液面以下，下端装有吸入过滤器 1，而排出管 9 则一直通到需要用水的处所。

当活塞处在极左位置时，吸入管内的压力和管外自由液面上的压力都等于一个大气压力。这时吸入管内外的液面高度相等。

当活塞向右运动时，泵缸 4 中的容积增大，压力降低。同时，阀 3 上的压力也将减少。这时，吸入阀下方的大气压力，就会克服吸入管阻力和作用在吸入阀上的压力，将吸入阀顶开，使吸入管与泵缸联通。吸入管内的空气即会因增加了泵缸中活塞的位移容积而膨胀，使自己的压力降低。在外界大气压力作用下，吸入管中的液面就会上升，直到管内液面升高所对应的压力值 ρgh 和泵缸内剩余压力 P_0 （即作用在活塞工作面上的吸入压力）之和重新与自由液面上的大气压力达到平衡时为止。当活塞排出行程开始时，吸入阀 3 在自重吸入阀弹簧张力以及泵缸内增长着的空气压力的作用下，开始关闭。然后，泵缸内的空气就被向左运动的活塞所压缩而达到足以打开排出阀的压力。当排出阀打开后，空气即被从排出管挤出，直至活塞到达极左位置时为止。只有在活塞完成排出行程到达极左位置，并开始吸入时，排出阀弹簧张力和排出管内空气压力的作用而开始关闭。当排出阀关闭后，遗留在泵缸中的空气即开始膨胀，直到泵缸内作用在吸入阀上的压力，加上阀的自重和阀上弹簧的张力小于从吸入管方向作用于吸入阀下的压力时，吸入阀重新开启，上述吸、排循环也就重新开始进行。

这样，吸入管内的液体在活塞每一个吸入行程中都将升高。当空气排尽后，液体开始进入泵缸，并在活塞向左运动时进入排出管，直到液体全部充满泵系统，泵才开始正常工作。所以，活塞泵具有自吸能力。

第二节 流量和流量不均匀度

一、活塞泵的理论流量

活塞泵的理论流量，也就是不计任何容积损失时的流量 Q_T 可用下列公式表示：

$$Q_T = 60 K A S n \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (2-1)$$

式中： A ——活塞的有效工作面积， m^2 ；
 S ——活塞的工作行程， m ；
 n ——泵的转速或活塞每分钟的双行程数， r/min ；
 K ——泵的作用次数。

由上式看出，泵的理论流量取决于活塞在一个排出行程中所扫过的容积，泵轴的转速，以及泵的作用次数。而活塞的面积 A 和行程 S 是固定不变的，为定值。作用次数 K 在既定的泵中也是一个常量。只有转速 n 在某些泵，例如，蒸汽直接作用泵以及直流电动机驱动的活塞泵中，才是可以改变的。因此，对一般交流电动机驱动的活塞泵来说，理论流量 Q_T 是恒定不变的。

二、流量不均匀度

对曲拐式活塞泵而言，由于活塞速度的变化，必将导致流量的不均匀。上面有关泵流量的讨论，只涉及到流量的大小，并没有考虑到它们的瞬时变化。为了讨论流量的不均匀度，就需引入瞬时流量的概念。设瞬时流量为 Q_i ，假设有效面积为 A 的活塞，在极短的时间内走过 dx 的距离，则泵在这一极短时间内的排液量为 dV ，即：

$$dV = A dx \quad m^3 \quad (2-2)$$

若以 C 表示活塞的瞬时速度，则有：

$$dx = C dt \quad m$$

于是有：

$$dV = AC dt \quad m^3 \quad (2-3)$$

所以：

$$Q_i = \frac{dV}{dt} = A \cdot C \quad m^3/s \quad (2-4)$$

对一台既定的泵，活塞面积 A 是一个定值，所以泵的瞬时流量 Q_i 也就只随活塞的瞬时速度 C 而变。因此，如能找到活塞瞬时速度 C 的变化规律，就可得到曲拐式活塞泵流量的变化规律。在图 2-3 中，如忽略连杆倾斜作用的影响，活塞的瞬时位移应为：

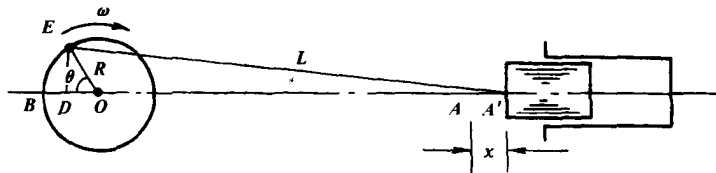


图 2-3 曲拐式活塞泵活塞运动示意图

$$x = R(1 - \cos\theta) \quad (2-5)$$

于是，活塞的瞬时速度为：

$$C = \frac{dx}{dt} = R \cdot \sin\theta \frac{d\theta}{dt} = R\omega \sin\theta \quad (2-6)$$

将上式代入式 2-4 得：

$$Q_i = AR\omega \sin\theta \quad (2-7)$$

可见，泵的瞬时流量是随时间按正弦规律作周期性的变化。

若以一定比例长度表示活塞面积 A 值并作为旋转半径 R ，以 θ 为旋转角，并以 $A \sin\theta$ 为纵

坐标, $R\theta$ 为横坐标, 可绘出单缸单作用泵的流量变化规律曲线 如图 2-4a) 所示。

令底边为 $2\pi R$ 高为 f 的矩形面积 $BCDO$ 等于正弦曲线与横坐标所包围的面积 (它代表曲柄回转一周的理论流量, 其大小等于 AS)。显然 f 即表示泵的平均流量。

图中 正弦曲线纵坐标的最高点 A 则表示泵的瞬时最大流量。把瞬时最大流量与平均流量之比值即称为活塞泵流量的不均匀度, 用 δ 表示 即

$$A/f = \delta \quad (2-8)$$

可见 δ 值越接近于 1 泵的流量越均匀。

对于单缸单作用泵有:

$$f \cdot 2\pi R = AS = A \cdot 2R$$

因此:

$$f = 2RA/2\pi R = A/\pi$$

所以:

$$\delta = A/f = A\pi/A \approx 3.14 \quad (2-9)$$

单缸双作用泵的流量曲线如图 2-4b)所示。如略去活塞杆所占容积, 则:

$$f = 2A/\pi$$

所以

$$\delta = A \cdot \pi/2A = \pi/2 = 1.57 \quad (2-10)$$

此流量不均匀度也适用于曲柄夹角为 180° 的双缸单作用泵。

三缸单作用泵曲柄之间的夹角互为 120° 。如图 2-4c) 只要将第一缸的流量曲线移置到距原点 120° 和 240° 处, 就可得到第二缸和第三缸流量曲线。瞬时最大流量除出现在各缸之瞬时最大流量处外, 还出现在每两缸流量曲线的交点处 (30° 、 150° 和 270°) 计算所得 它的交点处的叠加值仍等于 A 。这就是说, 三缸单作用泵的瞬时最大值仍为 A 而平均流量则为单缸单作用泵的三倍 所以流量不均匀度为。

$$\delta = A\pi/3A = \pi/3 = 1.047 \quad (2-11)$$

表 2-1 列出了具有不同泵缸数目的曲拐式单作用泵的 δ 值。可以看出 总趋势是泵的缸数越多、流量愈均匀 并且奇数缸较偶数缸不均匀度更小。

不同缸数单作用泵的 δ 值

缸数	1	2	3	4	5	6	7	8	9
δ 值	3.142	1.571	1.047	1.110	1.016	1.040	1.008	1.026	1.005

第三节 活塞泵的功率和效率

一、活塞泵的功率

1. 有效功率

活塞泵的有效功率亦称输出功率, 它是指泵在单位时间内实际传给液体的功率。泵的有

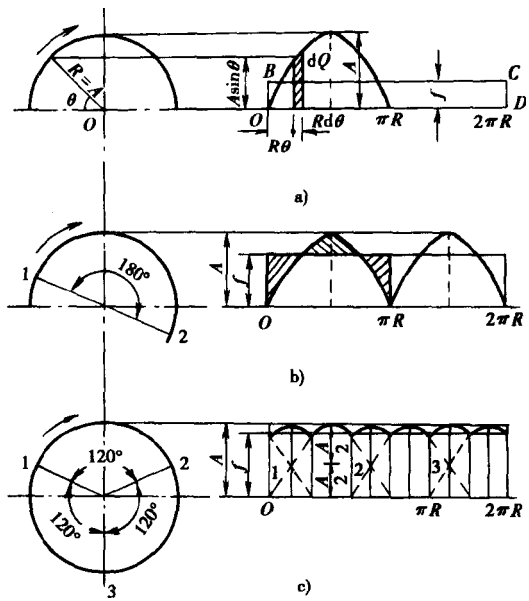


图 2-4 曲拐式活塞泵的流量曲线

效功率 可由下式表示：

$$N_e = \rho g Q H \quad \text{W} \quad (2-12)$$

2. 指示功率

指示功率是指泵工作时实际传到活塞上的功率，可按下式计算：

$$N_i = \rho g Q_i H_i \quad \text{W} \quad (2-13)$$

式中： Q_i ——泵的理论流量， m^3/s ；

H_i ——由示功图测得的泵的指示压头， m 。

由于泵内液体流动时总存在流阻损失和漏泄损失，所以指示功率总大于有效功率。

3. 轴功率

轴功率是指原动机传给泵轴的功率，也称输入功率。由于泵运转时必然存在机械摩擦损失，所以轴功率又总大于指示功率，即：

$$N = N_i + N_m \quad \text{W} \quad (2-14)$$

式中： N_m ——泵内机械摩擦所消耗的功率 W 。

二、活塞泵的效率

泵工作时所存在的各种损失，由泵的各种效率来表示。

1. 容积效率

实践表明，泵的实际流量总较理论流量要小，这是因为：

1) 在水阀、活塞环以及填料等处总难免存在一定的漏泄；

2) 泵工作时水阀的动作不可避免地存在着某种程度的迟滞，不能与活塞的运动紧相适应，而造成流量的减少；

3) 在吸入行程中 由于压力降低 溶解在液体中的气体就会逸出 液体本身也可能汽化 此外，当填料箱或吸入管的连接处不够严密时，外界空气也可能会由此漏入泵内。所有这些都占据泵缸的一部分容积，使泵的流量减少。

容积损失可用容积效率来表示，即：

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_i} \quad (2-15)$$

亦即 容积效率就是泵的实际流量 Q 与理论流量 Q_i 之比。

η_v 一般介于 0.8~0.99 之间 新泵取 $\eta_v = 0.9$ 以上 旧泵取 $\eta_v = 0.9$ 以下。

2. 水力效率

泵在吸排过程中，因液流流过吸排水阀和泵缸，必然产生摩擦阻力和局部阻力，形成水头损失，这类水头损失就称为泵内的水力损失。

泵的水力损失用水力效率来考虑，即：

$$\eta_h = \frac{H}{H_i} \quad (2-16)$$

活塞泵的水力效率 η_h 一般多在 0.75~0.98 之间。

3. 机械效率

机械效率反映泵工作时泵内轴承，曲柄连杆机构以及填料箱等各工作部件中的机械摩擦损失 可用指示功率和轴功率之比加以表示 即：

$$\eta_m = \frac{N_i}{N} \quad (2-17)$$

活塞泵的机械效率 η_m 一般为 0.85 ~ 0.95。

4. 指示效率

指示效率也称内效率 它表示泵内液体流动时的功率损失 因此 指示效率为：

$$\eta_i = \frac{N_e}{N_i} = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q_i H_i} = \eta_v \cdot \eta_h \quad (2-18)$$

指示效率 η_i 一般约为 0.64 ~ 0.97。

5. 泵的总效率

考虑泵内所有损失的效率称为泵的总效率。它等于有效功率与轴功率之比，即：

$$\eta = \frac{N_e}{N} = \frac{N_e}{N_i} \cdot \frac{N_i}{N} = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad (2-19)$$

泵的总效率是表征泵工作经济性的一个重要指标，它的大小不仅与泵的结构尺寸、传动方式有关，还与加工和装配质量以及运转管理的好坏有关。曲拐泵的 η 一般为 0.6 ~ 0.85。

三、泵原动机的功率

泵的总效率并未包括原动机的工作完善程度及泵与原动机连接方式的传动损失。为保证连续工作的可靠性和偶尔的超负荷，原动机的功率应配得富裕一些，即应有一定的功率储备。

泵的轴功率 由下式求得：

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta} \quad \text{W} \quad (2-20)$$

所以原动机实际功率为：

$$N_m = (1 + K_m) \cdot N \quad (2-21)$$

功率储备系数 k_m 可按下表 2-2 中所列的数据选取。

活塞泵原动机功率储备系数

表 2-2

泵轴功率(kW)	< 1	1 ~ 5	6 ~ 10	11 ~ 20	21 ~ 30	> 30
功率储备系数 K_m (%)	100	50	30	20	15	10

第四节 活塞泵的性能特征

活塞泵的主要性能特征如下述。

1. 具有自吸能力

根据活塞泵的工作原理，我们知道，活塞泵启动后是能够把泵缸、水阀箱以及吸入管内的空气逐步抽除并将其排出，继而吸上液体，转入正常工作。这就是说，活塞泵具有自吸能力或干吸能力。所以启动前无需向泵内灌注液体，为防止吸入管液体倒流，在吸入管吸入口端装设了一底阀。但是 为使启动方便 缩短启动时间 避免活塞与泵缸产生干摩擦 通常应使泵内充满液体启动。

2. 可产生较高的压头

活塞泵工作时 如果将排出阀关小 那么 泵排出压力 或压头 就会升高 反之 则会降低。说明活塞泵的排出压力仅取决于外界负荷，而与泵缸的几何尺寸、转换和作用次数无关。因此，如原动机的功率以及泵和管路的强度足够，密封性能得以保证，则理论上活塞泵的排出压力可达到足够高。

3. 理论流量与压头无关

活塞泵的理论流量仅与泵缸的几何尺寸、作用次数和转速有关，而与泵的压头无关。也就是说 无论泵在多大压头下工作 其理论流量都将不变。但实际上 当压头增高时 由于漏泄的增加 流量 Q 也会有所下降。活塞泵是不能用调节排出阀开度的办法来改变流量的，这只能引起排出压力升高 功率增大 甚至会发生危险。所以，一般交流电动机驱动的活塞泵 流量无需调节。

4. 排量不均匀

由于活塞的不等速运动，使排量不均匀，故活塞泵的排出压力也相应地有波动。为了改善供液的均匀性 减少压力波动的幅度 就需增加泵的作用次数 并选用奇数作用次数 或则增设空气室。

5. 转速不能太高

泵的转速太高 不仅会使惯性阻力损失增加 同时还会使吸入压力 P_s 在行程开始时降低过多 从而恶化泵的吸入性能 所以活塞泵的转速一般多在 200 r/min 以下。

第三章 回转泵

回转泵属于容积式泵，在船舶上常用的有齿轮泵、螺杆泵、叶片泵。它们常用作输送各种油液或作为液压传动装置的动力油泵。它与活塞泵的不同之处在于运动部件是通过回转方式来造成工作空间的容积变化，从而达到吸排液体。

第一节 齿轮泵

一、工作原理

图 3-1 是齿轮泵的组成示意图。在泵壳体内装有两个外啮合齿轮，其中一个为主动，另一个为从动。主动齿轮 1 和从动齿轮 2 分别安装在两根平行的转轴上。其中主动齿轮的转轴一端穿过泵端盖，由原动机驱动作单向等速回转。齿轮的齿顶和两侧端面，由泵体和前后端盖所包围。两齿轮轮齿的线性啮合使腔室 S 和腔室 E 彼此隔离互不相通。

当主动齿轮 1 按顺时针方向旋转时，从动齿轮 2 则作逆时针方向转动。在腔室 S 侧 轮齿退出啮合 腔室 S 空间增大，产生局部真空，油液由油箱经吸入管进入 S 腔内。随着齿轮的转动，一个个充满液体的齿间陆续脱离吸入腔，并沿泵壳内壁转移到排出腔。当各齿依次地重新进入

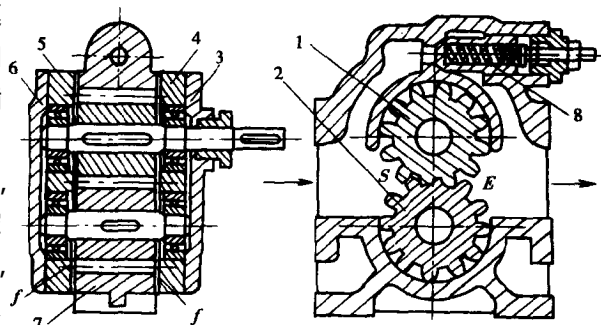


图 3-1 齿轮泵

1-主动齿轮 ;2-从动齿轮 ;3.泵壳前盖 ;4.前端板 ;5-后端板 ;6-泵壳后盖 ;7.泵壳 ;8-安全阀

啮合时，各齿间的液体受啮入的轮齿挤压并从排出口排出。一旦排出压力超过系统的安全压力时，油液便顶开安全阀泄回低压腔 S_0 。目前，一般齿轮泵均不自带安全阀，原因是这种过于简单的直动式压力阀的稳压效果不够理想。

齿轮泵的吸排油方向取决于主动齿轮的转向，脱离啮合侧为吸入腔，进入啮合侧为排出腔。若旋转方向改变，泵的吸、排方向也改变。

在船舶上，向主机供给润滑油的齿轮泵通常是由主机驱动的。当主机旋转方向改变时，为了不改变润滑油的流动方向，应采用一种可逆转式的齿轮泵，如图 3-2 所示。这种泵的结构特点是泵内装有四个球式单向阀。

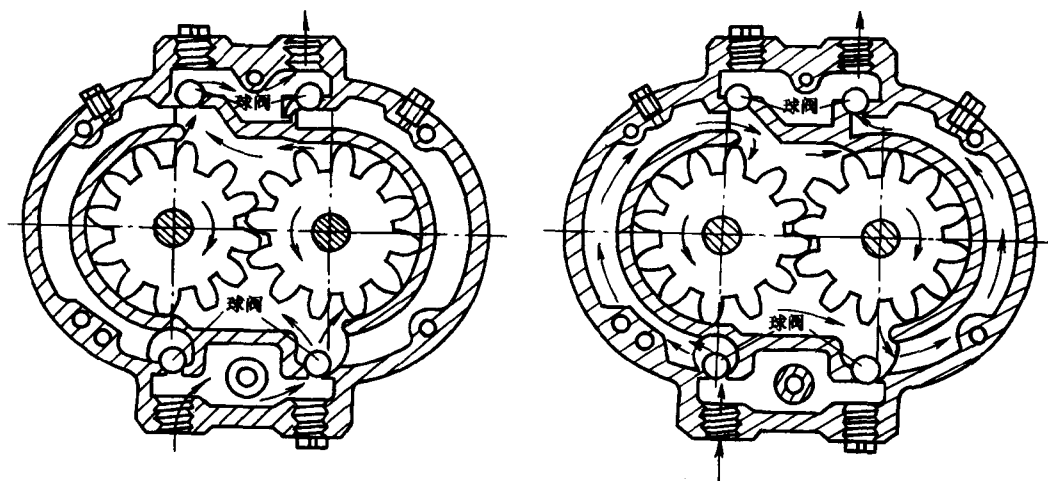


图 3-2 可逆转式齿轮泵

二、齿轮泵流量

假设各齿谷内的油液全部能够被排出，并设齿谷容积等于轮齿的体积。对于具有两个相同齿轮的齿轮泵，每转的几何排量为：

$$q = \pi \cdot D \cdot hb \times 10^{-5} L/r \quad (3-1)$$

式中： D ——节圆直径 mm ；

h ——轮齿的有效工作高度 mm ；

b ——齿宽 mm 。

因 $D = m \cdot Z$ ， $h = 2m$ （齿全高 $2.25m$ 减去顶隙 $0.25m$ ）同时考虑到用一个轮齿的有效体积来代替另一齿轮的齿间工作容积实际上是偏小的，即齿谷容积大于齿峰体积，故应乘上一个大于 1 的修正系数 K 。这样，齿轮泵的平均理论流量可由下式估算而得：

$$Q_T = 2\pi K Z m^2 b n \times 10^{-6} \quad L/min \quad (3-2)$$

实际流量为：

$$Q = 2\pi K Z m^2 b n \eta_v \times 10^{-6} \quad L/min \quad (3-3)$$

式中： K ——修正系数，一般为 $1.05 \sim 1.15$ ；

Z ——齿数；

m ——齿轮模数；

n ——转速 r/min ；

η_v ——容积效率，一般为 0.7~0.9。

值得指出的是，产品的实际流量是按照出厂试验来确定的，并且容积效率被定义为额定排出压力时的流量与空载时流量之比值。

三、齿封现象及其消除

为使齿轮泵运转平稳和减轻油压与流量的脉动率，同时啮合的齿数应当多于一对，即要求啮合系数 $\epsilon > 1$ (一般 $\epsilon = 1.4$) 因而在运转中前一对牙齿将要脱离啮合之前后面的一对牙齿应该进入啮合 (如图 3-3 中的啮合点 B、A) 故在一段时间内同时啮合的就有两对齿 这样在两对齿中间的油液既不与吸入腔、也不与排出腔相通而形成一封闭容积 (I 中的影点部分) 于是在齿轮泵运转过程中就产生了特有的“齿封现象”或叫“困油现象”。

随着齿轮的转动，封闭空间的容积逐渐缩小，到两个啮合点处于节点两侧的对称位置时 (图 3-3II 的 A'、B' 点) 该容积为最小。在此过程中油液受到挤压 压力急剧上升 油液将经过端面工作间隙强行挤出，同时使齿轮和轴承均受到超常的径向力，这样，往往会造成轴承烧坏或轴承折断的事故。

齿轮继续转动 封闭容积由最小又逐渐增大 至图 3-3 中 III 所示位置的为最大。在此过程中，由于油液很难通过间隙而向快速增大的空间进行填充，故产生局部真空，封闭容积内的油液因而汽化。在齿②与①脱离啮合的瞬间 油液将迅速冲入封闭容积而产生液击 于是齿面遭侵蚀并产生噪声。齿封容积变化过程如图 3-3b) 所示。

由此可见，齿封现象带来的后果是严重的，必须设法消除。消除方法很多，无论采用何种方法来消除，都必须同时满足以下三点要求：

- 1) 在齿封容积缩小过程中，被挤压的油液应能及时泄向排出腔；
- 2) 在齿封容积增大的过程中，吸入腔的油液应能及时进入齿封容积；
- 3) 无论啮合的轮齿居于任何位置 吸、排腔不应被沟通。

消除齿封现象的方法，一般是在端板或端盖上开卸压槽 (如图 3-4 所示) 它是在两端的盖板上对应于齿轮连心线的两侧，沿齿轮节圆公切线方向铣出两条能与排、吸腔相通的卸压槽 B 和 A。A 和 B 槽不一般长 以连心线为准稍向吸入腔偏移 称非对称卸压槽)

卸压槽是用专门铣刀加工的，按不同的模数 m 选用不同的半径 r_0 其尺寸与位置可按以下方法确定：

$$a = 2.78m; b = 0.8m; c = 2.5m; d \geq 0.8m$$

实践证明，这种卸压槽具有较好的效果，但是反向运转时效果较差。当需要齿轮泵能作正反转运行时，则只宜采用对称的卸压槽。

另外，对于齿宽很长的结构，还需要在齿面上加开卸压槽方能解决问题。外啮合式齿轮泵也有采用斜齿轮或人字齿轮的结构，它们不存在齿封现象，但加工较困难。斜齿轮泵还会产生轴向推力而需设置推力轴承，因此这种结构很少被采用。

四、径向不平衡力及其平衡

由齿轮泵工作原理可知，齿轮连心线两侧的油压差较大，由于齿顶外圆面与泵壳内表面有径向间隙 液压力在其周向的分布将如图 3-5 所示，另外，在啮合点还存在着相互作用的啮合力。它们的合力 F 与 F' 分别通过主动齿轮和从动齿轮的轴心作用在轴承上，使轴承受到不平

衡的偏载荷 故导致泵轴受交变的弯曲与剪切应力 增加了轴承负荷 工作压力越高 轴承的负荷越大, 轴承寿命越短; 轴的定向变形使齿顶扫膛。因而, 径向力的存在是影响齿轮泵寿命的主要因素。

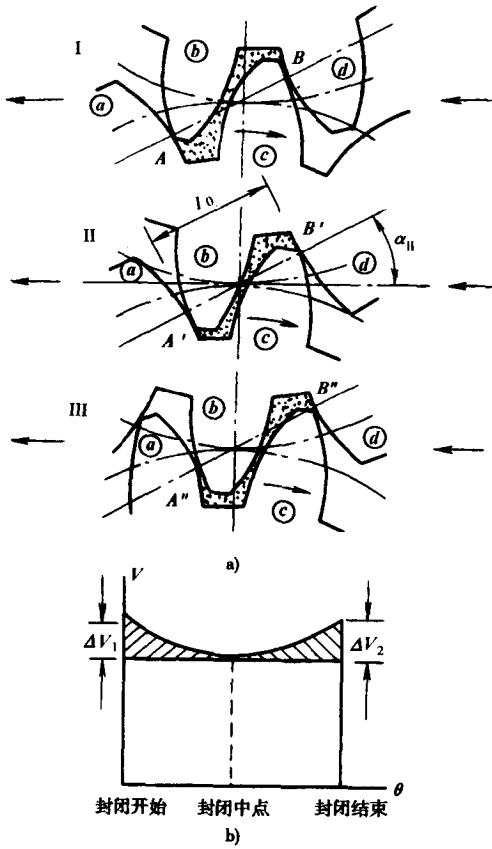


图 3-3 齿封容积及其变化

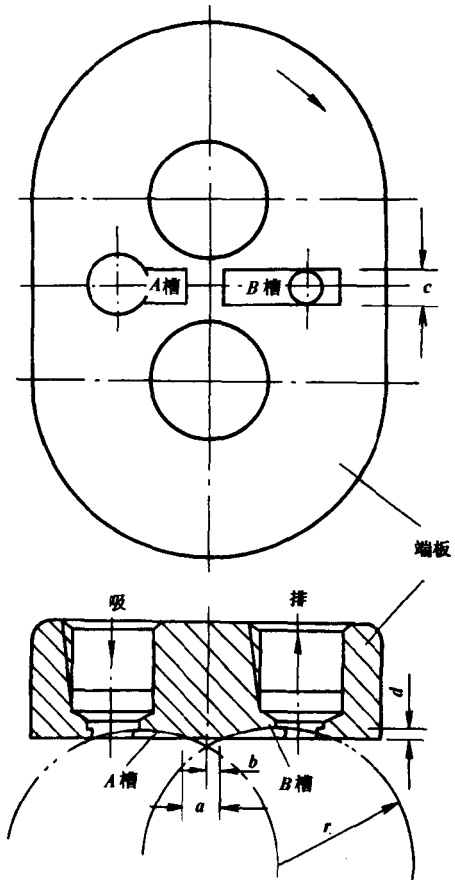


图 3-4 端面开卸压槽

实验结果证明, 从动齿轮轴承磨损比主动齿轮轴承磨损厉害, 这就说明作用于从动齿轮上的合力 F' 大于作用于主动齿轮上的合力 F 。设计时, 可采用下面计算公式:

$$F = 0.75\Delta p \cdot D_2 \cdot b \quad \text{N} \quad (3-4)$$

$$F' = 0.85\Delta p \cdot D_2 \cdot b \quad \text{N} \quad (3-5)$$

式中: D_2 ——齿顶圆直径 m ;
 b ——齿轮宽度 m ;

Δp ——泵排、吸腔室的压力差, Pa 。

齿轮上所受的液压力比所受的啮合力要大得多。故采取的措施主要是使齿轮所受的液压力达到平衡。

在结构实例中, 曾采用过在端盖板上开设平衡槽的办法。采用这种方法, 使泄漏的途径增

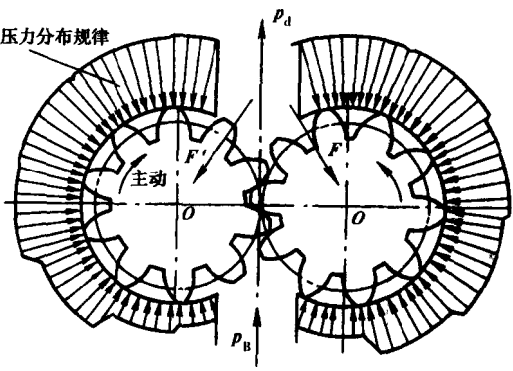


图 3-5 齿轮泵径向力的分布

多容积效率下降约 10% 压力也升不高 其结构是得不偿失。因此 我国设计的 CB 型齿轮泵及国外大多数齿轮泵都不采用平衡槽的办法。

CB 型齿轮泵消除径向力的方法是采取缩小排出口的方法，使压力油仅作用于 1~2 个牙齿的范围内，减小了承压面积，因而径向力也就相应减少。

齿轮泵是目前应用很广的一种定量泵。其流量范围在 0.75 ~ 550 L/min 不等 压力在 0.7 ~ 20 MPa 范围 转速一般为 1200 ~ 4000 r/min。

第二节 螺 杆 泵

螺杆泵是利用螺杆回转来吸排液体。与其它回转泵相比，它具有流量均匀，液体扰动小、工作平稳可靠、噪声低和可以输送各种液体（包括带颗粒或粘性大的液体）等优点。在船舶上常用作润滑油泵、燃油泵、污水处理输送泵等。

一、工作原理

螺杆泵是依靠封闭容积的轴向移动来达到吸排液体的。其工作原理与不旋转的螺母在只作回转的螺杆上产生轴向位移的原理相类似。

基于上述原理 如图 3-6 所示 设想一个固定的圆筒 c 内 插入一根长螺杆 a ，在螺杆的螺牙间所充满的液体如同一个“液体螺母”，再利用一根带齿的可滑动齿条与螺杆相啮合，当螺杆回转时，螺牙间的液体就会像螺母那样作轴向位移，从一端吸入而从另一端排出。但是 图 3-6 所示这种装置，螺杆左边的齿条要满足螺杆作连续回转工作的需要，就需无限的长，这是不可能的。人们就设计用从动螺杆来代替齿条与主动螺杆相啮合，就形成了现在的螺杆泵。当主动螺杆回转时，与之相啮合的从动螺杆随之转动，螺牙间的液体就会不断地沿着轴向移动，从而达到输送液体的目的。

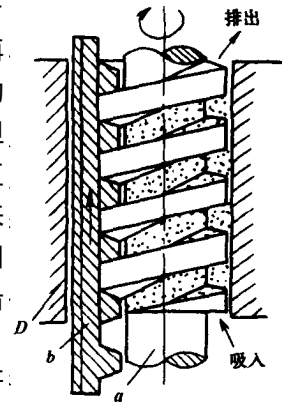


图 3-6 螺杆泵工作原理简图

螺杆泵按所装置的螺杆数分为单螺杆、双螺杆、三螺杆和五螺杆泵。其中以摆线式三螺杆泵的结构与性能较好而使用最广。单螺杆泵则由于结构简单又最适宜于泵送带泥砂和污物的液体而用于船舶舱底泵等方面。

二、三螺杆泵

三螺杆泵根据其螺杆断面的线型形状分摆线式三螺杆泵和方牙式三螺杆泵两种。由于方牙式螺杆相互啮合时密封性较差，工作压力较低，已日趋被淘汰，目前使用的大部分为摆线式三螺杆泵。摆线式三螺杆泵由于首先是由瑞典伊莫（IMO）公司生产的 故又称“伊莫泵”。它具有密封性好、自吸能力大，对被泵送的液体无扰动等优点。世界各国多沿用伊莫公司设计的统一基本比例数据，加以发展应用并使之趋于完善。

图 3-7 为摆线式三螺杆泵的结构示意图。三根上下并排啮合着的螺杆 1、2、3 与一只圆筒型具有光滑内表面的衬套 4 共同装置在一只带有安全阀 也可作旁通阀 6 的长泵壳 8 中。其中一根直径较大具有凸螺纹的为主动螺杆 2，上下两根直径较小具有反向凹螺纹的是从动螺杆 1 和 3。这种凹凸螺杆相互啮合的 A-B 横断面齿型经放大后 如图 3-8 所示 它恰似三个相互啮合的特薄型齿轮，这些齿轮的齿廓线采用的是摆线。各螺杆的螺旋面可看作是这些母

线齿轮各自作螺旋运动时，运动轨迹所形成的表面。

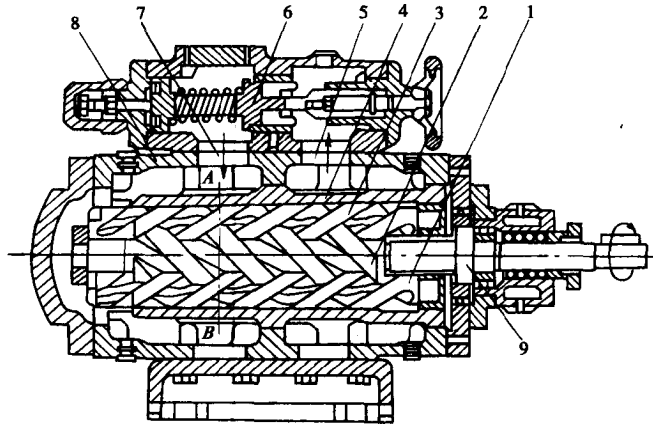


图 3-7 三螺杆泵结构示意图

1.3-从动螺杆 2-主动螺杆 4-衬套;5-排出口 6-安全阀 7-吸入口;8-泵壳;
9-平衡推力凸肩

由于这种螺旋表面在它们相互接触处形成严密的线接触，再加上螺杆具有一定的头数和导程，衬套、定子与螺杆的接触处有适当的长度和极小的径向间隙。因而它们的啮合线把主动螺杆与从动螺杆的螺旋槽分割为若干段密闭容积。当螺杆回转时，这些容积载着泵送的油液沿轴向从吸入端向排出端匀速平稳地移动。主动螺杆回转一周，各密封容积移动一个导程，逐渐通过排出口挤压出去，这就是三螺杆泵的工作原理。

由于主动螺杆是装设在中间，它所受的径向力是平衡的。另外，从动螺杆不是由主动螺杆作直接接触驱动，而是依靠液体压力传递来驱动，所以磨损极微。

在排出端和吸入端由于存在着压差，三根螺杆都将受到一个指向吸入端的轴向推力。为了减少轴向推力及其它不良后果，在老式泵中多采用在吸入端设置推力轴承，并在螺杆中心处轴向钻一个小直径孔，让高压油经此流入吸入端的推力轴承中，以平衡其轴向推力。在新型的三螺杆泵中，则多在主动螺杆的伸出端设计一个加大凸肩，如图 3-7 中的 9 所示，高压油作用在它的左面，形成一个抵销不平衡轴向推力的活塞。在一般大型泵中，则采用从两端吸入、中间排出的双吸式结构来消除轴向力，但这样也给螺杆的加工和制造带来了麻烦。

螺杆泵的流量主要取决于螺杆的尺寸和转速。若以 V 表示油液在衬套内轴向移动的速度， F 表示液流在衬套内横断面的有效面积（图 3-8 中的无阴影线处面积），于是，单吸式三螺杆泵的实际排量为：

$$Q = FV\eta \quad \text{L/min} \quad (3-6)$$

式中： F ——衬套内流通有效面积， dm^2 （按 $F = 1.24307d_h^2$ 计算）；

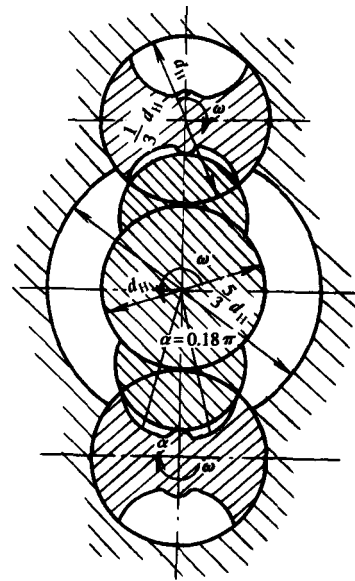


图 3-8 三螺杆泵螺杆啮合断面图

V ——它等于螺杆导程 t 与螺杆转速 n 的乘积 Q (L/s)

乘积 即 $V = t \cdot n$ (其中 $t = \frac{10}{3} d_H$, d_H 为主动螺杆根圆直径) ;

η_v ——容积效率 在 0.8 ~ 0.95 之间。

故上式可改写为：

$$Q = 4.144 d_H^3 \cdot n \cdot \eta_v \quad \text{L/min} \quad (3-7)$$

三螺杆泵的特性曲线, 如图 3-9 所示。其排量与功率都是随压力的升高而作直线变化。即使在较高的工作压力下, 仍具有较高的容积效率。各种螺杆泵与其他容积式泵一样, 具有平坦的流量特性曲线, 即流量与压力或粘度无关, 转速不变 其理论流量也不变。若是关小排出阀 只会使泵的排出压力升高而对流量的影响甚微。所以, 该泵切不可用调节排出阀开度的大小来调节流量。

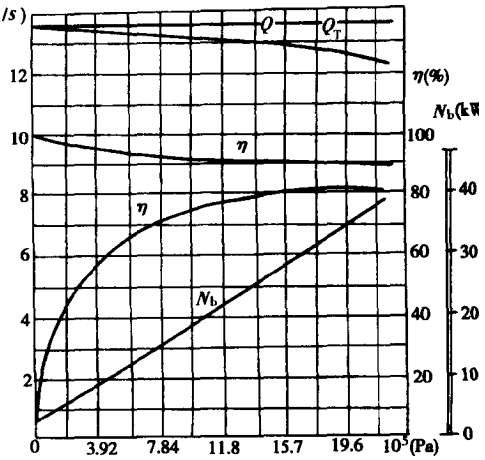


图 3-9 摆线型三螺杆泵特性曲线

目前国内批量生产的螺杆泵 最高压力可达 19.6MPa 流量范围一般在 6 ~ 9000L/min。

第三节 叶片泵

叶片泵属于回转式的容积型泵, 它是依靠工作容积的改变来达到吸排液体的, 它一般都用作油泵。叶片泵按其工作容积每转的循环次数又分为: 单作用叶片泵和双作用叶片泵。

一、单作用叶片泵

转子旋转一周 每一工作容积完成一次吸、排工作的 称单作用叶片泵。

单作用泵的简要结构与工作原理, 如图 3-10 所示。定子 4 的内表面为圆形, 由原动机驱动的转子 2 偏心安装于定子内 当转子回转时 叶片 5 由于离心力以及排出腔通向叶片根部的液压力 (有的是依靠弹簧力) 的作用, 叶片顶端将紧贴定子而滑动。当转子如图示作逆时针方向回转时, 右边的叶片将从转子槽中逐渐向外伸出, 每两叶片之间的容积逐渐增大, 并通过弧形吸油窗口 3 吸入油液 叶片转至左边时 叶片则逐渐缩入槽内 叶间容积逐渐缩小 因而油液受到挤压并从弧形排油窗口 1 排出。

这种泵由于转子受到进排出腔油压差的作用, 存在径向不平衡力, 导致轴受交变负荷, 所以这种泵亦称为非平衡式叶片泵。它不宜在高压下工作, 同时流量也不均匀; 但结构简单、轻巧、易于制造 尤其是因定子内表面为圆形 便于制成变向变量泵 因而在低压液压系统中得到广泛的应用。

单作用叶片泵可实现油液的变向变量。如图 3-11 所示 其结构特点是转子 3 的回转中心和旋转方向均固定不变 定子 5 可绕固定于泵盖上摆动轴 8 摆动 通过手动调节螺栓 6 及弹簧 2 可使定子向左或向右偏摆, 从而改变泵的吸排油方向和流量的大小。若将手动调节螺栓 6 改变液压操纵或机械操纵, 则可实现自动控制。

实现变向变量的过程是这样的: 当转子中心与定子中心重合 (即偏心距 $e = 0$) 时 叶片 3 既不伸出也不缩进, 故叶片间容积不发生变化, 这时泵处于零流量的工作状态。如图 3-12a)

所示。当定子中心相对于转子中心向左产生一个偏心距 $+e$ 时,上半周为吸油过程,下半周为排油过程如图 3-10 所示。当定子中心相对于转子中心向右产生一个偏心距 $-e$ 时,下半周为吸油过程,上半周为排油过程如图 3-11 所示。由此可见,要改变定子中心相对于转子中心的偏心方向,即可改变泵的吸排油方向,且偏心距的大小决定泵排量的大小。

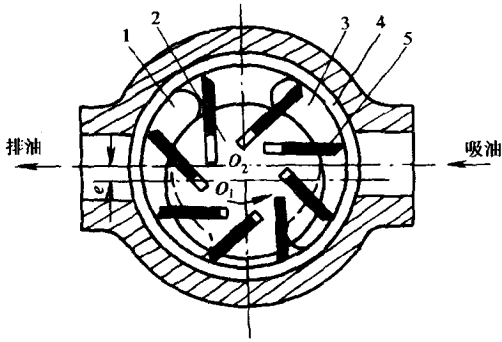


图 3-10 单作用叶片泵简图

1-配油盘上排油窗口;2-转子;3-配油盘上吸油窗口;
4-定子;5-叶片

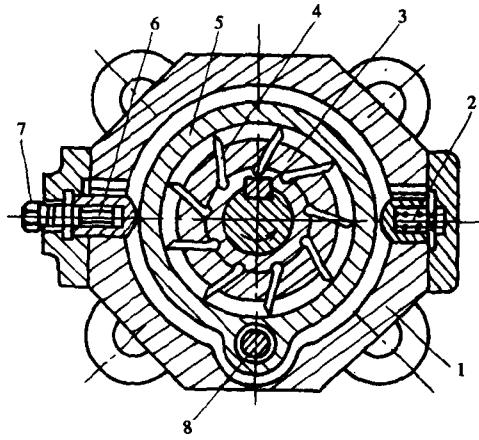


图 3-11 手动变向变量叶片泵

1.泵壳;2.弹簧;3.转子;4.叶片;5.定子;6.调节螺钉
7.手柄帽;8.摆动轴

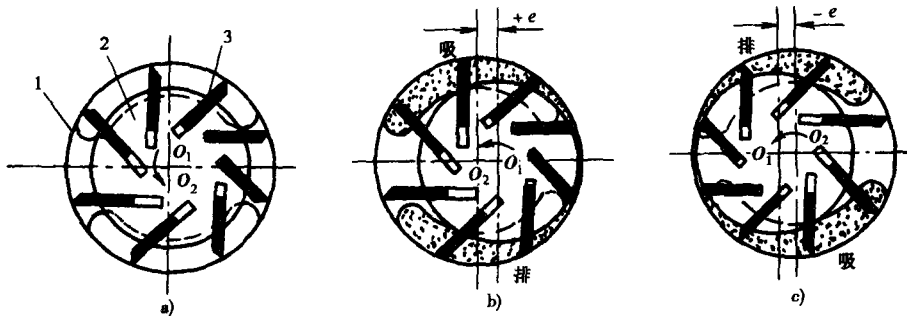


图 3-12 变向变量叶片泵工作原理

1-定子;2-转子;3-叶片; O_1 -转子中心; O_2 -定子中心

单作用叶片泵的流量公式为:

$$Q = 2ebn(2\pi R - \delta \cdot z) \cdot \eta_v \times 10^{-6} \quad \text{L/min} \quad (3-7)$$

式中: e ——偏心距,mm;
 b ——叶片宽度,mm;
 R ——定子内圆半径,mm;
 δ ——叶片厚度,mm;
 z ——叶片数;
 n ——泵的转速,r/min;
 η_v ——容积效率,一般为 0.75~0.88。

二、双作用叶片泵

转子旋转一周，每一工作容积完成二次吸、排工作的，称双作用叶片泵。

双作用叶片泵的工作原理如图 3-13 所示。其定子内表面是由两段大圆弧、两段小圆弧和四段过渡曲线连接而成。在转子如图所示方向旋转一周的过程中，叶片间容积在扫过吸入过渡曲面的时候逐渐变大，并从吸油窗口吸入油液，在扫过排出过渡曲面时，叶片间容积逐渐缩小，油液因受挤压而从排油窗口排出。

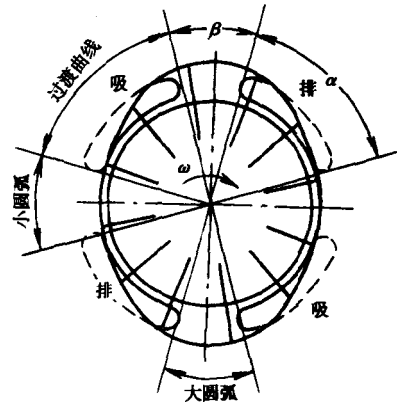


图 3-13 双作用叶片泵工作原理

双作用泵与单作用泵相比，有如下一些特点：

1) 转子圆柱面承受的径向力能相互平衡，轴和轴承不承受交变负荷，故双作用叶片泵亦称为平衡式叶片泵。只要叶片强度允许及采取措施改善叶片从根部压向定子的力，以减轻叶片顶端与定子的磨损，双作用叶片泵还可以向更高工作压力方向发展。目前国内产品的工作压力有 6.86 MPa、15.7 MPa、20.6 MPa 等。

2) 由于双作用，流量较均匀，压力脉动小。

3) 定子内表面四段圆弧曲线与转子保持同心，其目的是防止叶片间容积在此区域内产生类似于齿轮泵的困油现象，故双作用叶片泵不能制成变向变量泵。

4) 双作用泵定子内表面的曲线，对叶片泵的性能有较大的影响（如流量的均匀性、排油压力脉动、噪声及磨损）。四段圆弧曲线所对应的圆心角 β 必须大于两个叶片所夹的角度，否则将使泵的吸、排油口连通而无法工作。 $(R_2 - R_1)$ 的差值影响到泵的流量，差值愈大，则叶片的行程愈大，因而泵的流量也就愈大。但是叶片泵的 $R_2 - R_1$ 值一般小于 7.3 mm。过渡曲面线型通常是采用正弦加速度曲线，等加速度曲线和高次方程曲线等线型，考虑到加工的工艺性及减轻叶片与定子表面之磨损，国内外产品多采用等加速度曲线。过渡曲线与圆弧曲线的连接要力求圆滑些，以避免经过连接部分时，叶片发生径向速度或径向加速度的突变，将使定子的磨损加剧。

三、叶片泵的结构

图 3-14 为典型的双作用泵的结构。这种类型的泵，排油压力一般大于 6.86 MPa。图中 a)、b) 为泵的总体剖面图，c)、d) 分别是后配油盘和前配油盘的结构。

该型泵的转子 8 与带有花键转轴 1 相滑套，目的是利用两侧高速旋转端面所产生的动压力，使转子自动居中，保持两侧端面间隙相等，以避免单边泄漏而导致泄漏量增加。

配油盘的外缘上开有吸、排油窗口 5、17 分别与泵壳上的吸、排油管接头 4、10 相通。在前后配油盘的内圈均开有与叶底容积相通的环形油槽 14，由排出腔引来的高压油经后配油盘 9 的油孔口进入环形油槽，因而，叶片可以借助于作用在其底部的液压力和叶片本身的离心力，使叶片顶端紧贴定子内表面滑行。

配油盘上排油窗口的两端，开有三角形断面的沟槽（即眉毛槽）19。其作用是使叶片间油液从低压区进入高压区时，让油压缓慢变化，以减少定子液压径向力的脉动梯度和噪声。排油窗口两端均开有三角形断面的沟槽，是为了适应泵正反转的需要。