

3

动力元件

本章指南

主要内容：主要讲述动力元件液压泵和气源装置的组成、工作原理、结构特点、性能分析与计算、优缺点及应用等。

重点：掌握各类液压泵的工作原理、性能分析、计算和具体应用。正确理解齿轮泵困油现象的产生、危害和预防措施，以及各类液压泵全性能通用特性曲线。

教学目的和要求：通过认真学习各类液压泵和气源装置的组成、工作原理和主要性能，掌握其结构特点，并会进行性能分析与计算，从而掌握各类液压泵和气源装置在液压和气压传动系统中的具体应用。

3.1 液压泵概述

液压动力元件是指为液压传动系统提供一定压力和流量的液压传动工作介质的液压元件，主要是指液压泵。液压泵将原动机(电动机或内燃机)输出的机械能转换为液压传动工作介质的压力能，是一种能量转换装置。

3.1.1 液压泵的工作原理及特点

1. 液压泵的工作原理(Operating principles of hydraulic pumps)

液压泵是依靠密闭工作容积大小交替变化的原理来进行工作的，故一般称为容积式液压泵。图 3-1 所示为单柱塞式液压泵的工作原理图。当电动机或内燃机驱动偏心轮 7 作顺时针方向从 $0^{\circ} \sim 180^{\circ}$ 旋转时，柱塞 6 在弹簧 5 的作用下向右移动，此时柱塞 6 底部与缸体 4 内孔之间形成的密闭工作容积增大，形成局部真空，液压油箱 1 中的油液在大气压作用下打开进油单向阀 2 进入液压泵体内的密闭工作容积(此时压油单向阀 3 关闭)，完成吸油过程；当偏心轮 7 继续作顺时针方向从 $180^{\circ} \sim 360^{\circ}$ 旋转时，偏心轮 7 推动柱塞 6 向左移动，柱塞 6 与缸体 4 内孔形成的密闭工作容积减小，油液受到挤压产生一定的压力，打开压油单向阀 3 进入液压传动系统(此时进油单向阀 2 关闭)，完成压油过程；当偏心轮 7 连续地转动时，液压泵就连续地吸油和压油。液压泵是依靠密闭工作容积的变化进行工作的，其输出流量的大小取决于密闭工作容积的变化量。

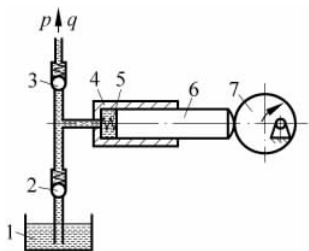


图 3-1 单柱塞式液压泵的工作原理示意图

(FIGURE 3-1 Schematic illustration of operating principles of single plunger hydraulic pumps)

1—液压油箱；2—进油单向阀；3—压油单向阀；4—缸体；5—弹簧；6—柱塞；7—偏心轮

2. 容积式液压泵的基本工作条件(Basic operating requirements of hydraulic pumps)

由液压泵的工作原理可知，容积式液压泵要正常工作必须满足以下三个条件。

- (1) 具有密闭的工作容积。
- (2) 密闭工作容积的大小能随运动件的运动实现周期性变化。密闭工作容积由小变大时，其吸油腔与液压油箱相通；由大变小时，其排油腔与液压传动系统相通。
- (3) 密闭工作容积吸油腔与压油腔相互隔开不能连通。

3.1.2 液压泵的主要性能参数

1. 液压泵的压力(Pressure of hydraulic pumps)

(1) 工作压力 p

工作压力是指液压泵实际工作时的压力，其值由外负载决定，常用的单位为 Pa 和 N/m^2 。

(2) 额定压力 p_n

额定压力是指液压泵在正常工作条件下，按试验标准规定连续运转的最高压力。

(3) 最高允许压力 $p_{\max}$

最高允许压力是指液压泵按试验标准规定，超过额定压力允许短暂运行的最高压力。

由于液压传动的用途不同，液压传动系统所需压力也不同。为了便于液压元件的设计、生产和使用，将压力分成几个等级，见表 3-1。

表 3-1 液压传动系统的压力等级

(TABLE 3-1 Pressure grade of hydraulic transmission system)

压力等级	低压	中压	中高压	高压	超高压
压力/MPa	≤ 2.5	$> 2.5 \sim 8$	$> 8 \sim 16$	$> 16 \sim 31.5$	> 31.5

2. 液压泵的转速(Speed of hydraulic pumps)

(1) 额定转速 n

额定转速是指液压泵在额定压力下，能连续长时间正常运转的最高转速。

(2) 最高转速 $n_{\max}$

最高转速是指液压泵在额定压力下,超过额定转速允许短暂运行的转速。

(3) 最低转速 $n_{\min}$

最低转速是指液压泵正常运转所允许的最低转速。

转速的常用单位为 r/s 或 r/min。

3. 液压泵的排量 and 流量 (Displacement and flow of hydraulic pumps)

(1) 排量 V

排量是指在不考虑泄漏的情况下,液压泵轴每转过一转,由其几何尺寸计算得到的排出液体的体积,常用单位为 m^3/r 和 mL/r 。

(2) 理论(几何)流量 q_t

理论流量是指在不考虑泄漏的情况下,液压泵在单位时间内排出的液体体积(即按照液压泵的几何尺寸计算而得到的流量),其理论流量等于泵的排量 V 与输入轴转速 n 的乘积,即

$$q_t = Vn \quad (3-1)$$

流量的常用单位为 m^3/s 或 L/min 。

(3) 额定流量 q_n

额定流量是指液压泵在额定压力和额定转速条件下,按试验标准规定,必须保证的流量。

(4) 实际流量 q

实际流量是指液压泵实际工作时,在单位时间内排出的液体体积,因液压泵存在泄漏流量 Δq ,所以液压泵的实际流量 q 总是小于理论流量,即

$$q = q_t - \Delta q \quad (3-2)$$

4. 液压泵的功率 (Power of hydraulic pumps)

液压泵输入的是机械功率 P_i (转矩 T 和转速 n),输出的是液压功率 P_o (压力 p 和流量 q)。

(1) 实际输入功率 P_i

实际输入功率是指驱动液压泵轴的机械功率,即

$$P_i = \omega T = 2\pi n T \quad (3-3)$$

角速度的常用单位为 rad/s 。

(2) 实际输出功率 P_o

实际输出功率是指液压泵输出的液压功率,即

$$P_o = pq \quad (3-4)$$

功率的常用单位为 W 。

(3) 理论输入转矩 T_t

理论输入转矩是指不考虑液压泵在能量转换过程中的损失时,即液压泵的输入功率与输出功率相等时的输入转矩。液压泵的理论输入转矩为

$$2\pi n T_t = pq_t \quad (3-5)$$

$$T_t = \frac{pV}{2\pi} \tag{3-6}$$

转矩的常用单位为 $N \cdot m$ 。

(4) 实际输入转矩 T

实际输入转矩是指液压泵在工作过程中实际输入的转矩。因泵内运动副有摩擦而造成转矩损失 ΔT ，所以液压泵的实际输入转矩大于理论输入转矩，即

$$T = T_t + \Delta T \tag{3-7}$$

5. 液压泵的效率 (Efficiency of hydraulic pumps)

(1) 容积效率 η_v

容积效率是指液压泵实际流量 q 与理论流量 q_t 的比值，即

$$\eta_v = \frac{q}{q_t} = \frac{q_t - \Delta q}{q_t} = 1 - \frac{\Delta q}{q_t} \tag{3-8}$$

(2) 机械效率 η_m

机械效率是指液压泵的理论输入转矩 T_t 与实际输入转矩 T 的比值，即

$$\eta_m = \frac{T_t}{T} = \frac{pV}{2\pi T} \tag{3-9}$$

(3) 总效率 η

总效率是指液压泵实际输出功率与实际输入功率的比值，即

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} = \frac{pq}{2\pi nT} = \frac{q}{Vn} \frac{pV}{2\pi T} = \eta_v \eta_m \tag{3-10}$$

液压泵的各个参数和压力之间的关系如图 3-2 所示。液压泵的通用特性曲线如图 3-3 所示。

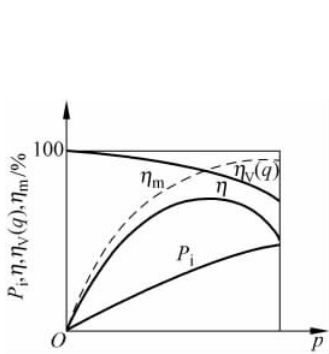


图 3-2 液压泵的性能曲线示意图
(FIGURE 3-2 Schematic illustration of characteristic curves of hydraulic pumps)

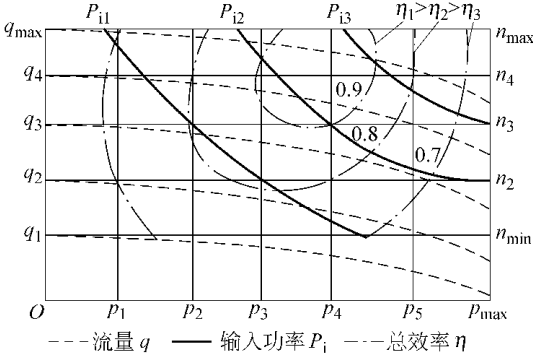


图 3-3 液压泵的通用特性曲线示意图
(FIGURE 3-3 Schematic illustration of general characteristic curves of hydraulic pumps)

3.1.3 液压泵的分类

1. 按液压泵的结构分类 (Classification of hydraulic pumps structure)

按液压泵的结构来分主要有：

- (1) 齿轮泵：可分为外啮合齿轮泵和内啮合齿轮泵；
- (2) 叶片泵：可分为单作用叶片泵和双作用叶片泵；
- (3) 柱塞泵：可分为轴向柱塞泵和径向柱塞泵；
- (4) 螺杆泵：可分为单螺杆泵、双螺杆泵、三螺杆泵和五螺杆泵。

2. 按液压泵的排量可否调节分类(Classification of hydraulic pumps displacement)

按液压泵的排量可否调节来分主要有：

- (1) 定量泵：单位时间内输出液压工作介质的体积不能变化；
- (2) 变量泵：单位时间内输出液压工作介质的体积能够变化。

3. 按液压泵的组成分类(Classification of hydraulic pumps composition)

按液压泵的组成来分主要有：

- (1) 单液压泵；
- (2) 复合液压泵。

图 3-4 所示为几种液压泵的图形符号。

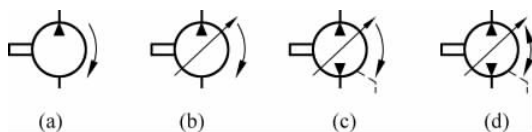


图 3-4 液压泵的图形符号

(FIGURE 3-4 Schematic illustration of diagram symbols of hydraulic pumps)

(a) 单向定量液压泵；(b) 变量液压泵；(c) 单向旋转双向流动变量液压泵；(d) 双向旋转双向流动变量液压泵

3.2 齿轮泵

齿轮泵是液压传动系统中常用的液压泵，可分为外啮合齿轮泵和内啮合齿轮泵两种。外啮合齿轮泵应用最广，它属于定量泵。下面以外啮合齿轮泵为例来剖析齿轮泵。

3.2.1 齿轮泵的结构和工作原理

外啮合齿轮泵的结构如图 3-5 所示，它是分离三片式结构，三片是指前泵盖 8、泵体 7 和后泵盖 4，泵体 7 内装有一对几何参数完全相同的主动齿轮 6、从动齿轮 16，两对互相啮合的轮齿与两端盖和泵体形成一个密封腔，齿轮的齿顶和啮合线把整个泵腔划分为两部分，即吸油腔和压油腔。两齿轮分别用键固定在由轴承支承的主动轴 13 和从动轴 15 上，主动轴由原动机带动旋转。为了保证齿轮能灵活地转动，同时又要保证泄漏最小，在齿轮端面 and 泵盖之间应有适当间隙(轴向间隙)。对于小流量泵，轴向间隙为 0.025~0.04mm，大流量泵为 0.04~0.06mm。当齿轮受到不平衡的径向力后，应避免齿顶和泵体内壁相碰，所以径向间隙就可稍大，一般取 0.13~0.16mm。

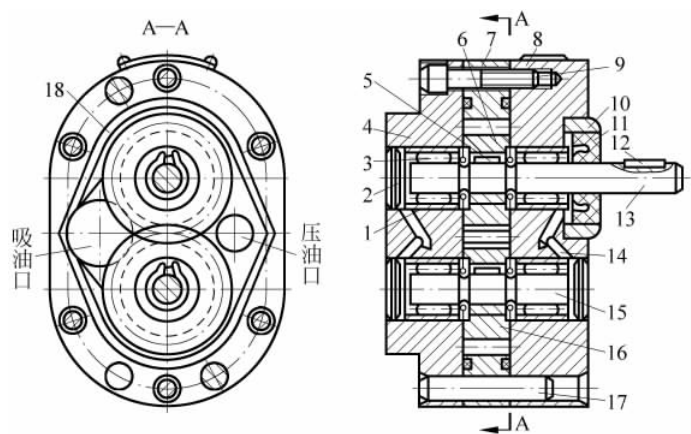


图 3-5 外啮合齿轮泵的结构示意图

(FIGURE 3-5 Structural figure of external gear pumps)

1—轴承外环；2—堵头；3—滚子；4—后泵盖；5,12—键；6—主动齿轮；7—泵体；8—前泵盖；9—螺钉；10—压环；11—回转轴用密封圈；13—主动轴；14—泄油孔；15—从动轴；16—从动齿轮；17—定位销；18—O 形密封圈

图 3-6 所示为外啮合齿轮泵工作原理图,当主动齿轮 1 按顺时针方向旋转时,左侧吸油腔啮合着的轮齿逐渐脱开啮合,使密闭工作容积逐渐增大,形成局部真空,液压油箱中的油液在大气压作用下,经吸油管进入吸油腔,填满吸油腔齿间容积,并被旋转的齿轮带入右侧压油腔;与此同时,右侧压油腔的轮齿逐渐进入啮合,密封工作容积逐渐减小,齿间的油液被挤出,通过齿轮泵的压油口排出而输送到液压传动系统中。齿轮啮合点处的齿面接触线将吸油腔和压油腔分开,起到了配流作用。当齿轮泵的主动齿轮 1 由原动机带动不断地转动时,齿轮泵就不断地吸油和压油。

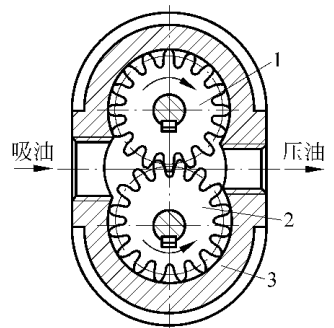


图 3-6 外啮合齿轮泵的工作原理示意图

(FIGURE 3-6 Schematic illustration of operating principles of external gear pumps)

1—主动齿轮；2—从动齿轮；3—泵体

3.2.2 齿轮泵的排量 and 流量计算

1. 外啮合齿轮泵的排量 (Displacement equation of external gear pumps)

外啮合齿轮泵的排量为齿轮每转一转排出的液体体积,其排量的精确计算可按齿轮啮

合原理来进行。近似计算时,可认为两个齿轮的齿间槽容积等于轮齿体积,因此,其排量的近似计算等于它的两个齿轮的齿槽容积之和,即

$$V = \pi d h b = 2\pi z m^2 b \quad (3-11)$$

式中: d ——齿轮的节圆直径, $d = mz$;

h ——齿轮的有效齿高, $h = 2m$;

b ——齿轮的齿宽;

z ——齿轮的齿数;

m ——齿轮的模数。

实际上,齿间槽容积比轮齿体积稍大,故式(3-11)中的 π 常用 3.33 代替,则式(3-11)也可表示为

$$V = 6.66 z m^2 b \quad (3-12)$$

2. 外啮合齿轮泵的流量(Flow equation of external gear pumps)

实际流量为

$$q = 6.66 z m^2 b n \eta_v \quad (3-13)$$

式中: n ——齿轮的转数;

η_v ——容积效率。

3. 外啮合齿轮泵的流量脉动(Instantaneous flow fluctuating coefficient of external gear pumps)

实际上,由于齿轮泵在工作过程中,其密闭容积的变化率不是均匀的,而是随主轴的转动而周期性变化的,这就导致齿轮泵的输出瞬时流量是脉动的,故式(3-13)所表示的只是齿轮泵的平均流量。应用流量脉动率 σ 来评价瞬时流量的脉动。设 $q_{\max}$ 、 $q_{\min}$ 表示最大瞬时流量和最小瞬时流量, q 表示平均流量。流量脉动率可用下式表示:

$$\sigma = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q} \quad (3-14)$$

试验表明,其脉动周期为 $2\pi/z$,齿数越少,模数就越大,流量脉动率 σ 也越大。例如,当 $z=6$ 时, σ 值高达 34.7%; 当 $z=12$ 时, σ 值高达 17.8%。在试验条件相同的情况下,内啮合齿轮泵的流量脉动率要小得多。用于机床上的低压齿轮泵,取齿数 $z=13\sim19$; 对于中高压齿轮泵,取齿数 $z=6\sim14$; 当齿数 <14 时,要进行修正。一般齿轮的齿宽 $b=(6\sim10)m$, 齿轮的最大圆周速度不应大于 $5\sim6\text{m/s}$ 。由能量方程可知,流量脉动会引起压力脉动,使液压传动系统产生振动和噪声,直接影响液压传动系统工作部件的运动平稳性。

3.2.3 齿轮泵存在的问题

1. 外啮合齿轮泵的困油现象(Phenomenon of external gear pumps surrounded oil)

外啮合齿轮泵要平稳工作,齿轮啮合的重叠系数必须大于 1,一般 ϵ 为 1.05~1.30,也就是说要求在前一对轮齿尚未脱开啮合之前,后一对轮齿就已经进入啮合。就在两对轮齿

同时啮合的这一小段时间内,留在齿间的油液被围困在两对啮合轮齿和前后泵盖所形成的密闭容积之中,该密闭容积与齿轮泵的高、低压油腔均不相通,并且随齿轮的转动而发生变化,如图 3-7 所示。这个密闭容积先随着齿轮的转动逐渐减小(从图 3-7(a)到图 3-7(b)),后又逐渐增大(从图 3-7(b)到图 3-7(c))。由于油液的可压缩性很小,当密闭容积减小时被困油液受到挤压而产生高压,从零件配合间隙中挤出,使齿轮和轴承受很大的径向力,导致油液发热;当齿轮继续旋转,密闭容积增大得不到油液补充将造成局部真空,使溶解于油液中的气体分离,产生空穴,出现气蚀现象,产生强烈的噪声和振动。这种因密闭容积大小发生变化而导致压力冲击和产生气蚀的现象称为齿轮泵的困油现象。

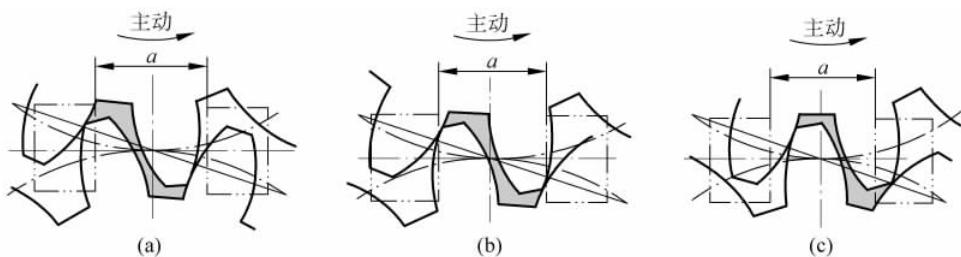


图 3-7 外啮合齿轮泵对称布置的双矩形卸荷槽示意图

(FIGURE 3-7 Schematic illustration of double rectangle load pressure releasing groove symmetry array of external gear pumps)

消除困油的方法,通常是在外啮合齿轮泵的两侧盖板或浮动轴套等零件上开卸荷槽(如图 3-7 中双点画线所示),卸荷槽的位置和尺寸能使封闭容积减小时通过左边的卸荷槽与压油腔相通(如图 3-7(a)所示),容积增大时通过右边的卸荷槽与吸油腔相通(如图 3-7(c)所示)。在外啮合齿轮泵中,卸荷槽的主要形式有双矩形卸荷槽和双圆形卸荷槽两种,卸荷槽的主要分布有相对齿轮中心连线对称布置的双卸荷槽和相对齿轮中心连线不对称布置的双卸荷槽两种。

实践证明,双卸荷槽并不对称于齿轮中心连线分布,而是整体向吸油腔侧平移一段距离,这样能取得更好的卸荷效果。要严格控制两卸荷槽之间的距离 a 的尺寸。若尺寸 a 太大,困油现象不能彻底消除;若尺寸 a 太小,两卸荷槽经困油密闭容腔将外啮合齿轮泵的吸、压油腔直接沟通,使外啮合齿轮泵的容积效率下降。对于分度圆压力角 $\alpha=20^\circ$ 、模数为 m 的标准渐开线齿轮 $a=2.78m$;当卸荷槽为不对称分布时,在压油腔一侧必须保证 $b=0.8m$;另一方面,为保证卸荷槽畅通,槽宽 $c>2.5m$,槽深 $h\geq 0.8m$,如图 3-8 所示。

2. 外啮合齿轮泵的径向不平衡力(Radial non balancing force of external gear pumps)

在外啮合齿轮泵中,作用在整个齿轮外圆上的压力是不相等的,处在高压腔和吸油腔的两齿轮外圆和齿廓表面分别承受着工作压力和吸油腔压力,因在整个齿轮外圆与泵体内孔的间隙中存在泄漏,所以高压腔压力逐渐分级下降递减到吸油腔压力,其合力使齿轮的轮轴和轴承受到径向不平衡力,工作压力越高,径向不平衡力就越大,如图 3-9 所示。当径向不平衡力过大时,会使齿轮轴弯曲,造成齿顶接触泵体内表面产生摩擦,加速轴承磨损,降低轴承的寿命。

为了解决径向不平衡力的问题,采取缩小压油腔的办法,以减少液压力对齿顶部分的作用面积来减小径向不平衡力,所以外啮合齿轮泵的排油口孔径比吸油口孔径要小。也可采取扩

大压油区只保留 1~2 齿密封或扩大吸油区只保留 1~2 齿密封的办法,以减小径向不平衡力。

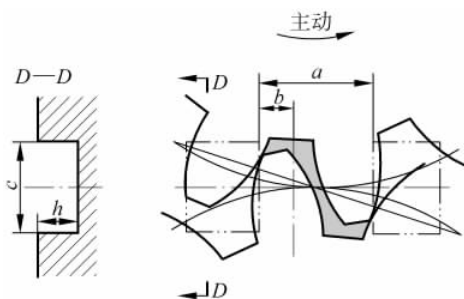


图 3-8 外啮合齿轮泵非对称布置的双矩形卸荷槽尺寸示意图

(FIGURE 3-8 Schematic illustration of double rectangle load pressure releasing groove dimension dissymmetrical array of external gear pumps)

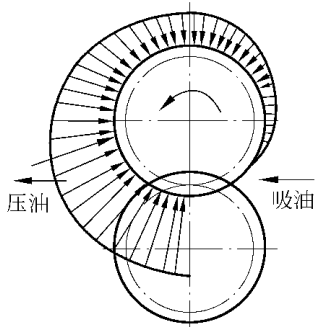


图 3-9 外啮合齿轮泵的径向不平衡力示意图

(FIGURE 3-9 Schematic illustration of radial non balancing force of external gear pumps)

3. 外啮合齿轮泵的泄漏(Leakiness of external gear pumps)

外啮合齿轮泵高压腔的压力油通过间隙泄漏到吸油腔的途径主要有三条:一是通过轮齿啮合处的间隙泄漏;二是通过齿轮齿顶和齿轮泵壳体内表面径向间隙泄漏;三是通过齿轮两端面和轴套(或端盖)之间的端面间隙泄漏。通过端面间隙的泄漏量最大,占总泄漏量的 75%~80%;通过径向间隙泄漏量占总泄漏量的 10%~15%;通过轮齿啮合处的间隙泄漏量最小,占总泄漏量的 5%左右。通常采用弹性侧板或浮动轴套对端面间隙进行自动补偿,以减小泄漏量。

3.2.4 高压齿轮泵的特点

上述外啮合齿轮泵由于泄漏量大,且存在径向不平衡力,故压力不易提高。高压齿轮泵主要是针对上述问题采取了一些措施,如尽量减小径向不平衡力和提高轴与轴承的刚度;对泄漏量最大处的端面间隙,采用了自动补偿装置等。下面对端面间隙的自动补偿装置作简单介绍。

1. 浮动轴套式轴向间隙自动补偿装置的工作原理(Operating principles of external gear pumps with floating sleeve axial clearance pressure compensator)

图 3-10 所示为轴向间隙自动补偿装置的工作原理图。一对相互啮合的齿轮是由前后轴套中的滑动(静压)轴承(或滚动轴承)支承,且轴套可在泵壳体内作轴向浮动,通过把外啮合齿轮泵排油腔的压力油引到轴套外端面上,产生液压力合力 F_1 ,方向向左。同时齿轮端面的液压力也作用在轴套内端面上,产生液压反推力 F_2 ,方向向右。在结构设计上应使 $F_1 > F_2$,因此,合力 F_1 使轴套紧压在齿轮端面上,其大小与外啮合齿轮泵的工作压力成正

比,即工作压力越高,轴套就被压得越紧,从而自动地补偿了由于端面磨损而产生的间隙。

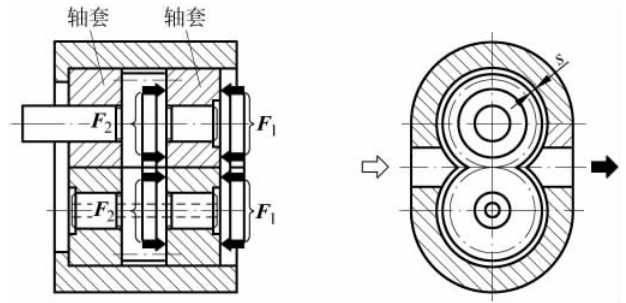


图 3-10 外啮合齿轮泵浮动轴套式轴向间隙自动补偿装置的工作原理
(FIGURE 3-10 Schematic illustration of operating principles of external gear pumps with floating sleeve axial clearance pressure compensator)

2. 浮动侧板式轴向间隙自动补偿装置的工作原理 (Operating principles of external gear pumps with floating side plate axial clearance pressure compensator)

浮动侧板式补偿装置的工作原理与浮动轴套式基本相似,也是将液压泵出口压力油引到浮动侧板 1 的背面,使之紧贴于主动齿轮 3 的端面来补偿间隙,如图 3-11 所示。起动时,浮动侧板 1 靠密封圈来产生预紧力。

3. 挠性侧板式轴向间隙自动补偿装置的工作原理 (Operating principles of external gear pumps with flexible side plate axial clearance pressure compensator)

挠性侧板式间隙补偿装置如图 3-12 所示。它是将液压泵出口压力油引到挠性侧板 1 的背面,靠挠性侧板 1 自身的变形来补偿端面间隙的,挠性侧板 1 的厚度较薄,内侧面要耐磨(如烧结有 0.5~0.7mm 的磷青铜),这种结构采取一定措施后,易使挠性侧板 1 外侧面的压力分布大体上和齿轮侧面的压力分布相适应。

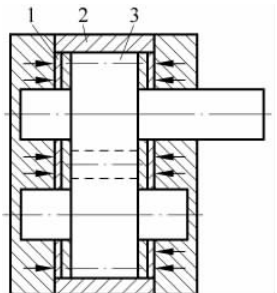


图 3-11 外啮合齿轮泵浮动侧板式轴向间隙自动补偿装置的工作原理
(FIGURE 3-11 Schematic illustration of operating principles of external gear pumps with floating side plate axial clearance pressure compensator)
1—浮动侧板; 2—泵体; 3—主动齿轮

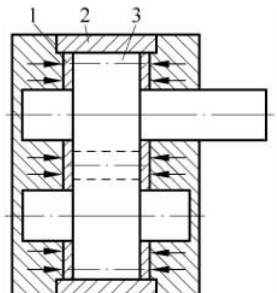


图 3-12 外啮合齿轮泵挠性侧板式轴向间隙自动补偿装置的工作原理
(FIGURE 3-12 Schematic illustration of operating principles of external gear pumps with flexible side plate axial clearance pressure compensator)
1—挠性侧板; 2—泵体; 3—主动齿轮