

液压与液力传动

home

examination

blog

about

contact

液压传动

第一章 概述

第二章 液压流体力学基础

第三章 液压动力元件

第四章 液压执行元件

第五章 液压控制元件

第六章 液压系统的辅助元件

第七章 液压系统的基本回路

第八章 典型液压系统

液力传动

• 第九章 概述

第三章 液压动力元件

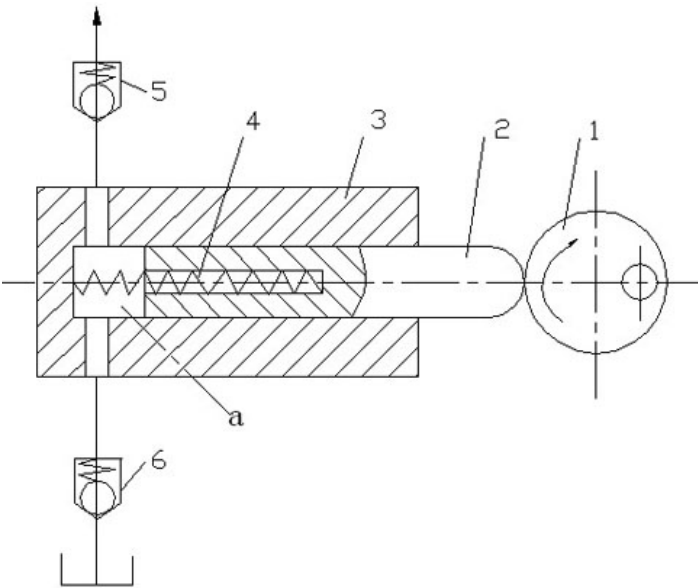
§3.1 液压泵概述

液压泵: 将电动机或其它原动机提供的机械能转换为液体的压力能,向系统供油。它是系统的核心元件和动力源。

一、液压泵的工作原理及特点

1. 液压泵的工作原理

以单柱塞液压泵为例说明其原理。



可见该液压泵是靠密封容积 的变化来实现吸油和压油的，其排油量的大小取决于密封腔的容积变化大小，故称为容积式液压泵。

2. 容积式液压泵的基本工作条件

- ①能够形成周期性变化的密闭容积。密闭容积由小变大时吸油，由大变小时压油。
 - ②有相应的配流装置。保证密封容积由小变大时只与吸油管连通，由大变小时只与压油管连通。
 - ③油箱内液压油液的绝对压力必须大于或等于大气压，这是保证容积式液压泵能正常吸油的外部条件。
- 容积式液压泵的油腔处于吸油时称为吸油腔，处于压油时称为压油腔。

二、液压泵的主要性能参数

液压泵的主要性能参数有压力、排量、流量、功率和效率。

1. 压力

工作压力 p ：是指泵工作时输出油液的实际压力。其大小取决于负载，是变化值。

额定压力 p_s ：是指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，该值是确定值。超过额定压力即为过载，长期过载会损坏液压泵。

最高允许压力：在超过额定压力的条件下，根据试验标准规定，允许液压泵短暂运行的最高压力值。

2. 排量 V 和流量 q

排量 V ：液压泵轴转一周，由其密封容腔几何尺寸变化计算而得的排出液体的体积，又称理论排量或几何排量，单位 m^3/r 或 mL/r 。排量大小只与泵几何尺寸有关。

理论流量 q_t ：无泄漏时，液压泵单位时间内理论上可排出的液体体积。等于排量 V 和转速 n 的乘积。单位 m^3/s 或 L/min 。

$$q_t = Vn$$

额定流量 q_s ：是指液压泵在正常工作条件下，按试验标准规定所必须保证的流量，即泵在额定转速和额定压力下输出的流量。

实际流量 q ：液压泵工作时输出的流量，由于存在泄漏，实际流量小于理论流量。

3. 功率和效率

液压泵的功率损失有容积损失和机械损失。容积效率 η_t ：

$$\eta_v = \frac{q}{q_t} = \frac{q_t - q_l}{q_t} = 1 - \frac{q_l}{q_t} = 1 - \frac{K_l p}{Vn}$$

实际流量 q ：

$$q = q_t \eta_t = Vn \eta_t$$

机械效率 η_m ：

$$\eta_m = \frac{M_t}{M_i}$$

总效率 η ：

$$\eta = \eta_m \eta_t$$

功率

输入功率 P_i ：是指作用在液压泵主轴上的机械功率。计算公式为：

$$P_i = M_i \omega$$

输出功率 P_o ：液压泵在工作过程中，压油口与吸油口之间的压差 Δp 与泵的输出流量 q 的乘积，即：

$$P_o = \Delta p q$$

从而，总效率 η ：

$$\eta = \frac{P}{P_i} = \eta_m \eta_t$$

三、液压泵分类

按结构形式:齿轮泵、叶片泵、柱塞泵和螺杆泵等

按泵的输出流量能否调节:定量泵和变量泵

按泵进、出油口的方向是否可变:单向泵和双向泵

四、液压泵的职能符号

名称	符号
单向定量液压泵	
双向定量液压泵	
单向变量液压泵	
双向变量液压泵	
定量液压泵-马达	

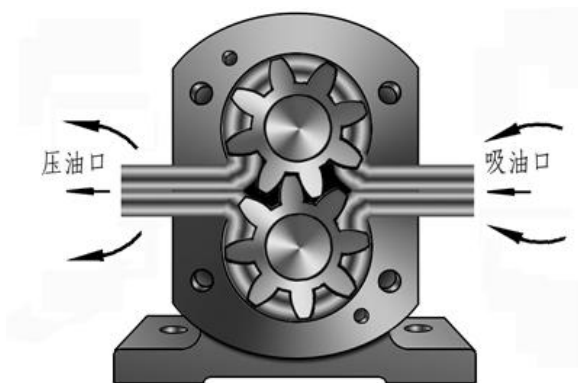
§3.2 齿轮泵

齿轮泵优点是结构简单，制造方便，价格低廉，体积小，重量轻，自吸性好，对油液污染不敏感，工作可靠。缺点是流量和压力脉动大，噪声大，排量不可调。齿轮泵主要用于低压或噪声水平限制不严的场合。

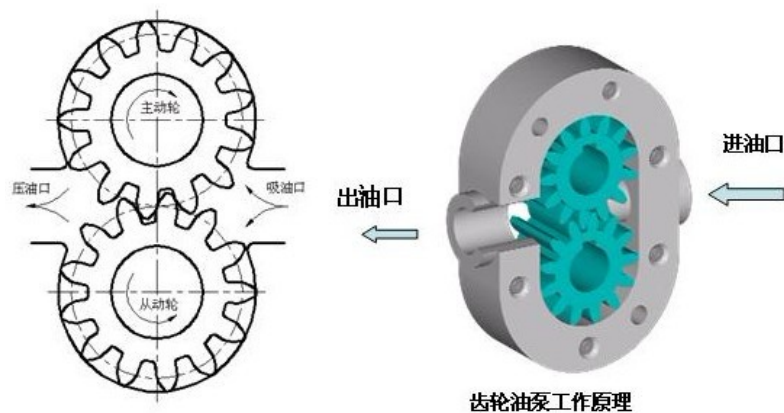
齿轮泵可分为外啮合和内啮合两类，其中外啮合齿轮泵应用更广泛。

一、齿轮泵的结构及工作原理

1. 外啮合齿轮泵的工作原理



其基本工作原理如下：



2. 外啮合齿轮泵的排量和流量计算

如果齿轮泵的齿数 z 、节圆直径 D 、齿高 h 、模数 m 、齿宽 b 、泵的排量 V 已知，则其排量计算公式如下：

$$V = \pi D h b = 2\pi z m^2 b$$

因齿槽体积大于轮齿，实际几何排量计算公式如下：

$$V = 6.66 z m^2 b$$

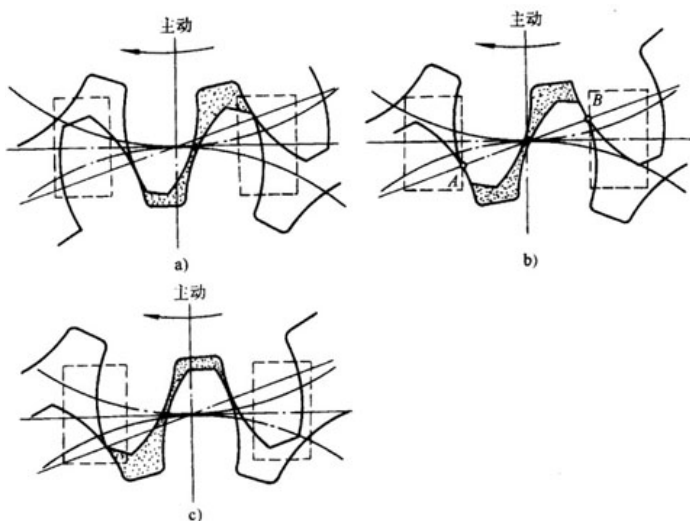
实际平均流量：

$$q = 6.66 z m^2 b \times 10^{-3} \text{ L/min}$$

实际上泵工作过程中，密闭容积变化不均匀，存在流量脉动。齿数愈少，脉动率愈大。

3. 外啮合齿轮泵存在的问题

1. 困油现象

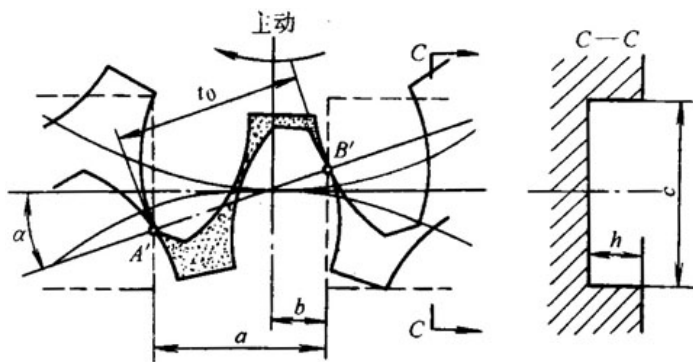


产生原因：齿轮啮合的重叠系数大于1。

危害性：

1. 受挤油液，强行从一切可能泄漏的缝隙中挤出，造成功率损失，使油液发热；
2. 使系统压力急剧上升，轴承上突然受到很大的冲击载荷，使泵产生振动和噪音；
3. 使系统的瞬时流量脉动性加大。

解决措施：在两侧端盖上开卸荷槽，且偏向吸油腔。如下图：



2. 径向不平衡力

产生原因:

1. 液压压力产生径向力;
2. 齿轮啮合传递扭矩时产生径向力;
3. 困油现象产生的径向力。

解决措施: 压油口孔径比吸油口孔径要小。

3. 泄漏

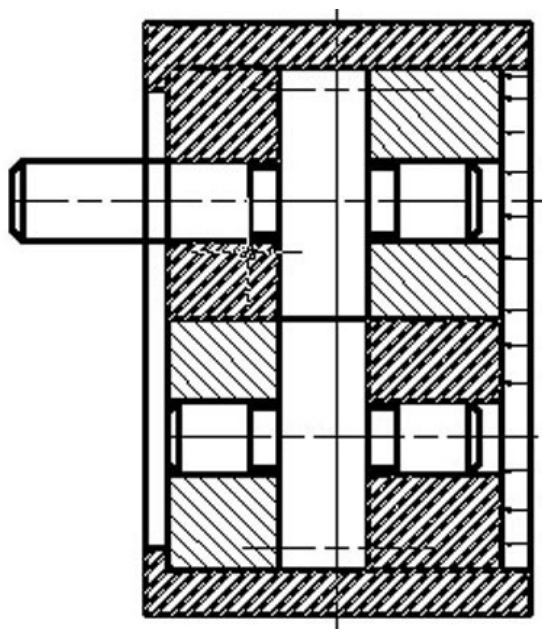
外啮合齿轮泵主要存在三种泄漏途径:

1. 径向泄漏: 通过齿轮外圆与泵体配合处径向间隙的泄漏。0.13—0.16mm, 泄漏量占15-20%。
2. 啮合线泄漏: 由于有齿向误差, 通过两个齿轮的啮合线处的泄漏, 泄漏量占4-5%。
3. 轴向泄漏: 通过齿轮外圆与泵体配合处径向间隙的泄漏。0.13—0.16mm, 泄漏量占80%。

解决措施: 提高加工精度, 减小间隙, 采用特殊结构。

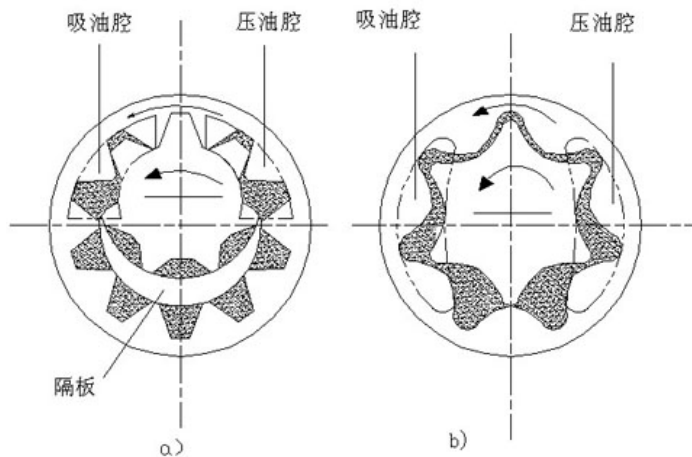
4. 提高齿轮泵压力的方法: 减少端面泄露

其原理都是引入压力油使轴套或侧板紧贴在齿轮端面上, 压力愈高, 间隙愈小, 可自动补偿端面磨损和减小间隙。齿轮泵的浮动轴套是浮动安装的, 轴套外侧的空腔与泵的压油腔相通, 当泵工作时, 浮动轴套受油压的作用而压向齿轮端面, 将齿轮两侧面压紧, 从而补偿了端面间隙。



5. 内啮合齿轮泵

种类包括渐开线齿轮泵和摆线转子泵，如下图所示：



工作原理：它们的工作原理和主要特点与外啮合齿轮泵完全相同。以内啮合渐开线齿轮泵为例，相互啮合的小齿轮和内齿轮与侧板围成的密封容积被月牙板和齿轮的啮合线分隔成两部分，即形成吸油腔和压油腔。当传动轴带动小齿轮按图示方向旋转时，内齿轮同向旋转，图中上半部轮齿脱离啮合，密封容积逐渐增大，是吸油腔；下半部轮齿进入啮合，使其密封容积逐渐减小，是压油腔。

优点：

1. 结构紧凑
2. 压力脉动小
3. 传动平稳噪声小
4. 容积效率高
5. 自吸能力强

缺点是齿形复杂，加工精度要求高。

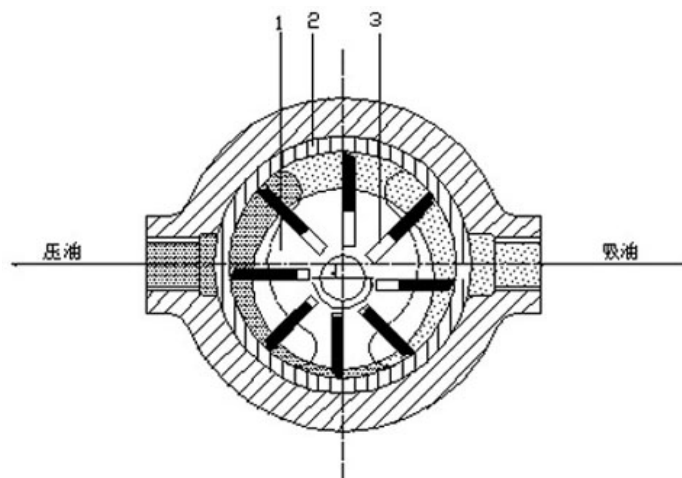
§3.3 叶片泵

叶片泵优点是流量均匀、运转平稳、噪声低、体积小、重量轻。缺点对油液污染敏感，结构复杂。

叶片泵有两类：双作用式和单作用式叶片泵，双作用叶片泵是定量泵，单作用泵往往做成变量泵。

一、单作用叶片泵

1. 结构



主要零部件有定子、转子、叶片、配油盘和端盖。

2.工作原理

转子转一转，只完成一次吸排油动作，所以叫单作用叶片泵；转子受力不平衡，所以又叫非平衡式泵。若改变定子和转子间的偏心距 e 的大小，便可改变泵的排量，形成变量泵。

3.流量计算

流量计算公式为：

$$q = 2\pi beDn\eta_v$$

式中 b 为叶片宽度， e 为转子与定子间的偏心， D 为定子内径。单作用叶片泵流量也是脉动的，叶片数多脉动小。

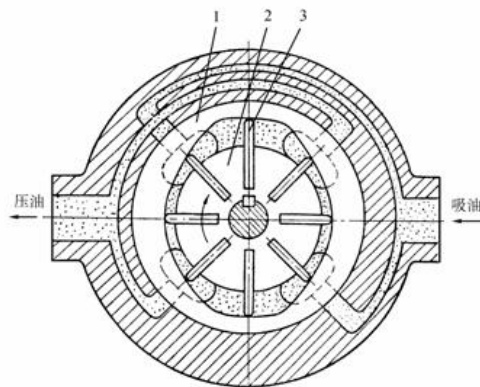
4.特点

1. 改变定子和转子的偏心 e 可改变流量；
2. 转子受不平衡径向液压作用力，限制了工作压力的提高，故其额定压力不超过 7MPa；
3. 压油腔，叶片顶部被推入转子槽内。为使叶片顶部和定子内表面接触可靠，设计特殊的沟槽，使得压油腔叶片的底部和压油腔相通，吸油腔叶片底部和吸油腔相通。

二、双作用叶片泵

1.工作原理

双作用叶片泵工作原理可由下图说明。



当转子和叶片一起按图示方向旋转时，由于离心力的作用，叶片紧贴在定子的内表面，把定子内表面、转子外表面和两个配流盘形成的空间分割成八块密封容积。随着转子的旋转，每一块密封容积会周期性地

变大和缩小。一转内密封容积变化两个循环。所以密封容积每转内吸油、压油两次，称为双作用泵。双作用使流量增加一倍，流量也相应增加。它还是平衡式叶片泵、定量泵。

2. 流量计算

计算公式为：

$$q = 2b[\pi(R^2 - r^2) - \frac{R-r}{\cos\theta} sz]n\eta_v$$

式中 R 和 r 分别为定子圆弧部分的长、短半径， θ 为叶片倾角， z 为叶片数

3. 结构

1. 定子过渡曲线：定子内表面的曲线是由四段圆弧和四段过渡曲线组成的。为减小冲击和噪声，一般使用等加速和等减速曲线作为过渡曲线。
2. 径向作用力平衡：由于双作用叶片泵的吸、压油口对称分布，所以转子和轴承上的径向力是平衡的。
3. 端面间隙的自动补偿为减少端面泄漏，将右配流盘的右侧与压油腔连通，使配流盘在液压力的作用下压向定子。泵工作压力越高，压力越大。

4. 叶片泵的高压化措施

双作用叶片泵的最高工作压力达到20-30MPa。

双作用叶片泵工作压力的提高主要受叶片与定子内表面之间磨损的限制：叶片靠旋转时离心甩出，但在压油区叶片顶部有压力油作用，只靠离心力不能保证叶片与定子可靠接触。为此，将压力油也通至叶片底部。但这样做在吸油区时叶片对定子的压力又嫌过大，使定子吸油区过渡曲线部位磨损严重。减少叶片厚度可减少叶片底部的作用力，但受到叶片强度的限制，叶片不能过薄。这往往成为提高叶片泵工作压力的障碍。

在高压叶片泵中采用各种结构来减小叶片对定子的作用力：

1. 双叶片结构
2. 弹簧叶片结构
3. 子母叶片结构
4. 阶梯叶片结构

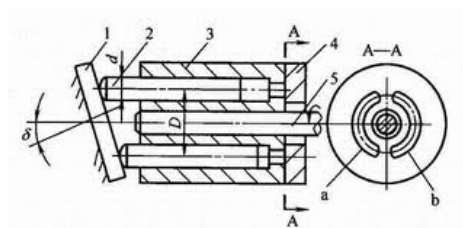
§3.4 柱塞泵

柱塞泵是通过柱塞在柱塞孔内往复运动时密封工作容积的变化来实现吸油和排油的。由于柱塞与缸体内孔均为圆柱表面，滑动表面配合精度高，所以这类泵的特点是泄漏小，容积效率高，易于实现变量，可以在高压下工作。但对油液污染敏感。

柱塞泵按柱塞排列方向不同可分为轴向柱塞泵和径向柱塞泵。轴向柱塞泵又分为斜盘式和斜轴式。

一、斜盘式轴向柱塞泵的工作原理

1. 工作原理



缸体每转一转，每个柱塞往复运动一次，完成一次吸排油动作。改变斜盘倾角，可改变柱塞的行程，因而改变泵的排量。

2. 流量计算

轴向柱塞泵实际输出流量计算公式：

$$q = \frac{\pi d^2 D \tan(\psi) z n \eta_v}{4}$$

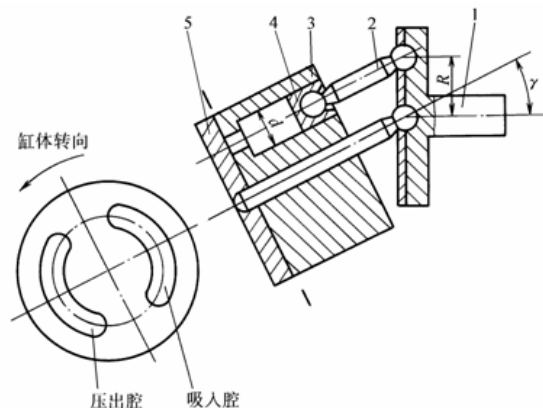
其中， z 为柱塞数， d 为柱塞直径， D 为柱塞分布圆直径， ψ 为斜盘轴线与缸体轴线垂线间的夹角。

流量是脉动的，柱塞为单数时，脉动较小，柱塞数视流量大小定，取 7、9 或 11 个。

3. 结构特点

1. 滑履结构：柱塞以球形头部直接接触圆盘时，球形头部和斜盘接触为点接触，接触应力大，易磨损。所以在柱塞头部装一滑履，改点接触为面接触，大大降低了磨损。
2. 中心弹簧结构：柱塞头部的滑履必须紧贴斜盘才能正常工作。若在每个柱塞底部加一个弹簧，柱塞往复运动，弹簧易疲劳损坏。所以改用一个中心弹簧，通过钢球和压盘将滑履压向斜盘，弹簧只受静载荷，不易损坏，并使泵有较好的自吸能力。
3. 缸体端面间隙的自动补偿：除中心弹簧使缸体紧压配流盘外，柱塞孔底部的液压力也使缸体紧贴配流盘，补偿端面间隙，提高了容积效率。
4. 变量机构：用来改变斜盘倾角。

二、斜轴式轴向柱塞泵



传动轴 5 的轴线相对于缸体 3 有倾角，柱塞 2 与传动轴圆盘之间用相互铰接的连杆 4 相连。当传动轴 5 沿图示方向旋转时，连杆 4 就带动柱塞 2 连同缸体 3 一起绕缸体轴线旋转，柱塞 2 同时也在缸体的柱塞孔内做往复运动，使柱塞孔底部的密封腔容积不断发生增大和缩小的变化，通过配流盘 1 上的窗口 a 和 b 实现吸油和压油。与斜盘式泵相比较，斜轴式泵由于缸体所受的不平衡径向力较小，故结构强度较高可以有较高的设计参数，其缸体轴线与驱动轴的夹角较大，变量范围较大；但外形尺寸较大，结构也较复杂。

目前，斜轴式轴向柱塞泵的使用相当广泛。在变量形式上，斜盘式轴向柱塞泵靠斜盘摆动变量，斜轴式轴向柱塞泵则为摆缸变量，因此，斜轴式轴向柱塞泵的变量系统的响应较慢。

§3.5 液压泵的选用

选用液压泵主要考虑因素：主机的工况，功率的大小和系统对工作性能的要求。

选择的方法：首先确定液压泵类型，然后按系统要求的流量、压力大小确定型号。

§3.6 液压泵的噪声及控制

一、液压泵噪声产生的原因

液压泵噪声的原因如下：

1. 泵的流量脉动和压力脉动，造成泵构件的振动产生噪声。这种噪声还可能产生谐振；
2. 泵的工作腔从吸油腔突然变为压油腔，或从压油腔突然变为吸油腔时，产生的油液流量和压力的突变，产生噪声；
3. 空穴现象中气泡破灭，形成局部高频压力冲击，产生噪声。
4. 泵内流道截面形状改变，导致液体紊流、旋涡及喷流，使噪声加大。
5. 机械原因产生的噪声。如转动部分不平衡、轴承不良、泵轴的弯曲。

二、降低噪声的措施

液压泵噪声的原因如下：

1. 减小和消除液压泵内部油液压力的急剧变化；
2. 在液压泵出口装消声器或蓄能器，吸收液压泵流量及压力脉动；
3. 液压泵安装在油箱上时，使用橡胶垫隔振；
4. 压油管的一段用高压软管，可对液压泵和管路进行隔振；
5. 采用直径较大的吸油管，减小管道局部阻力，防止液压泵产生空穴现象。采用大容量的吸油过滤器，防止油液中混入空气；
6. 合理设计液压泵提高零件刚度。