

# 高压液压泵设计

## 摘要

伴随生产技术水平的提升，工业生产的各领域和科学实验部门正逐步采用高压和超高压液压技术，对液压泵的压力也有了更高的要求。

首先对针对齿轮泵、叶片泵、柱塞泵、螺杆泵等的工作性能、结构特点、压力范围等内容进行了分析研究，确定高压液压泵方案采用柱塞泵的结构形式设计。对这种轴向柱塞，以给定的设计参数，以工作压力 40 兆帕，额定流量 100L/min、最大流量 200L/min，进行了对柱塞、滑靴、配油盘、缸体等零部件进行了受力分析与设计，然后是对斜盘力矩的分析，最后是对变量机构的选择。

**关键词：**液压泵；柱塞泵；高压

## **Abstract**

With the improvement of production technology, and scientific experiments in the areas of industrial production sector is gradually using high-pressure and high pressure hydraulic technology, the pressure on the hydraulic pump also have higher requirements.

Aiming high pressure pump design, first for gear pumps, vane pumps, piston pumps. Performance screw pump, structural characteristics, pressure range, etc. were analyzed and finalized in the form of structural design of high-pressure piston pump. The most widely used of a piston pump is currently applied axial piston pump, it is compared with a gear pump and vane pump, the working pressure, rated flow, volumetric efficiency, ease of variables have some other aspects of life advantage.

After this paper that the axial piston, given the design parameters, in the working pressure of 40 MPa, rated flow 100L / min, maximum flow 200L / min, carried on the plunger, slipper, with oil pan, cylinders and other components were stress analysis and design, and is a moment of the swash plate analysis, and finally the elaboration of variable bodies.

**Keywords: hydraulic pump; high pressure; piston pump**

# 目 录

1 绪论.....	1
1.1 课题研究背景及意义.....	1
1.1.1 课题研究背景.....	1
1.1.2 课题研究意义.....	2
1.2 高压液压泵设计参数.....	2
2 液压泵方案设计 .....	3
2.1 齿轮泵的主要结构及特点 .....	3
2.2 叶片泵的主要结构及特点 .....	4
2.3 柱塞泵的主要结构及特点 .....	5
2.4 螺杆泵的主要结构及特点 .....	6
2.5 液压泵方案确定 .....	7
2.6 本章小结 .....	7
3 直轴式轴向柱塞泵工作原理与主要性能参数计算.....	8
3.1 直轴式轴向柱塞泵工作原理.....	8
3.2 直轴式轴向柱塞泵性能参数.....	9
3.3 本章小结 .....	10
4 柱塞设计 .....	11
4.1 柱塞受力分析.....	11
4.1.1 柱塞底部的液压力 $P_b$ .....	11
4.1.2 柱塞惯性力 $P_g$ .....	12
4.1.3 离心反力 $P_t$ .....	12
4.1.4 斜盘反力 $N$ .....	12
4.1.5 柱塞与柱塞腔壁之间的接触应力 $P_1$ 和 $P_2$ .....	12
4.1.6 摩擦力 $P_{1f}$ 和 $P_{2f}$ .....	13
4.2 柱塞设计.....	14
4.2.1 柱塞结构型式.....	14
4.2.2 柱塞结构尺寸设计 .....	16
4.3 本章小结 .....	18
5 滑靴受力分析与设计 .....	19

5.1 滑靴受力分析.....	19
5.1.1 分离力 $p_f$ .....	19
5.1.2 压紧力 $p_y$ .....	21
5.1.3 力平衡方程式.....	21
5.2 滑靴设计.....	21
5.3 滑靴结构型式与结构尺寸设计.....	22
5.3.1 滑靴结构型式.....	22
5.3.2 结构尺寸设计.....	23
5.4 本章小结.....	25
6 配油盘受力分析与设计.....	26
6.1 配油盘受力分析.....	26
6.1.1 压紧力 $p_y$ .....	27
6.1.2 分离力 $p_f$ .....	27
6.2 配油盘设计.....	30
6.2.1 过渡区设计.....	30
6.2.2 配油盘主要尺寸确定.....	30
6.2.3 验算比压 $p$ 、比功 $pv$ .....	32
7 缸体设计.....	33
7.1 缸体的稳定性.....	33
7.2 缸体主要结构尺寸的确定.....	34
7.2.1 通油孔分布圆半径 $R_f'$ 和面积 $F$ .....	34
7.2.2 缸体内、外直径 $D_1$ 、 $D_2$ 的确定.....	35
7.2.3 缸体高度 $H$ .....	36
8 柱塞回程机构设计.....	36
9 斜盘力矩分析.....	38
9.1 柱塞液压力矩 $M_1$ .....	39
9.2 过渡区闭死液压力矩 $M_2$ .....	40
9.3 回程盘中心预压弹簧力矩 $M_3$ .....	40
9.4 滑靴偏转时的摩擦力矩 $M_4$ .....	40
9.5 柱塞惯性力矩 $M_5$ .....	40

9.6 柱塞与柱塞腔的摩擦力矩 $M_6$ .....	41
9.7 斜盘支承摩擦力矩 $M_7$ .....	41
9.8 斜盘与回程盘回转的转动惯性力矩 $M_8$ .....	41
9.9 本章小结 .....	42
10 变量机构.....	42
10.1 手动变量机构 .....	43
10.2 手动伺服变量机构 .....	44
11 结论.....	46
致谢 .....	47
参 考 文 献.....	48



# 1 绪论

## 1.1 课题研究背景及意义

### 1.1.1 课题研究背景

液压系统的作用为通过改变压强增大作用力。一个完整的液压系统由五个部分组成，即动力元件、执行元件、控制元件、辅助元件和液压油。液压系统可分为两类：液压传动系统和液压控制系统。液压传动系统以传递动力和运动为主要功能。液压控制系统则要使液压系统输出满足特定的性能要求（特别是动态性能），通常所说的液压系统主要指液压传动系统。液压传动是用液压油作为传递能量的工作介质，依靠液压油的压力能来传递运动与动力的方式，是生活中非常常见的一种传动方式。液压传动与机械传动相比，是一种相对较新的技术，伴随着液压元件性能的日趋完善，液压传动技术在近四五十年时间内迅速的发展起来，得到了各国的普遍重视和广泛应用。

一个完整的液压系统除了工作介质，均由动力装置、执行装置、控制与调节装置、辅助装置四部分组成。其中动力装置的代表元件是液压泵，它是一种能量转换元件，它把驱动电机输出的机械能（转矩  $M_b$  和角速度  $\omega_b$  的乘积）转换成输到液压系统中油液的压力能（压力  $P_b$  和流量  $Q_b$  的乘积）。

液压泵是靠一个或数个密封油腔容积的周期变化来进行工作的，所以称为容积式泵。液压泵的类型很多，若按结构分类，通常分为齿轮泵、叶片泵和柱塞泵三大类。柱塞泵是这三类泵中压力最高的一类。柱塞泵的工作原理是通过柱塞在缸体柱塞孔中往复的运动，使密封的柱塞腔的工作容积发生变化，当柱塞腔容积由小变大时，柱塞泵吸油；当柱塞腔容积由大变小时，柱塞泵排油。柱塞泵与其他两种液压泵相比，在工作压力、流量、容积效率、易于变量、使用寿命等方面均具有一定的优势，所以柱塞泵广泛应用于工程机械、交通运输机械以及航空航天、军事等领域。轴向柱塞泵是柱塞泵中目前应用的最为广泛的一种，它具有结构紧凑、外形尺寸小、惯性小、重量轻等优点，但同时也是液压领域中结构最复杂、对工艺、材料要求较高的元件之一。

### 1.1.2 课题研究意义

近年来，随着生产水平的提高，工业生产的各领域和科学实验部门正逐步采用高压和超高压液压技术，对于高压和超高压液压技术的需求量也在日益扩大，各工业生产部门对液压技术的经济性的要求越来越苛刻。由于提高液压系统的工作压力，可以减轻系统的重量和尺寸，所以航空部门的液压系统一般都采用高压和超高压技术，据资料记载，液压系统每减轻 1kg，则飞机结构可减轻 3-15kg。液压泵作为液压系统的动力装置，其压力性能的高低直接影响整个液压系统。因此，对于超高压液压泵的研制具有非常重要现实意义和广阔前景。液压泵正高压化方向发展。

一般认为当液压泵的工作压力超过 31.5MPa 时，通常称为超高压液压泵，目前，齿轮泵和叶片泵由于自身条件的限制只能用于中低压的系统，不能作为超高压泵使用。在容积式液压泵中，只有柱塞式液压泵能够较理想的实现高压化。但由于柱塞泵结构比较复杂，对于零件的制造精度要求高，尤其是柱塞副、滑靴副、配流副三对摩擦副，导致了柱塞泵的制造成本很高，这在一定程度上制约了柱塞泵的生产、使用和维护。据资料显示，轻型轴向柱塞泵的成本比叶片泵高20%左右。为此简化超高压柱塞泵的结构，降低柱塞泵的成本，对柱塞泵的使用和发展具有重要的价值。当柱塞泵的工作压力提高时，它的各主要零部件会承受着很大的静载荷和动载荷的作用，由于要保持柱塞泵良好的动态性能，这就对柱塞泵的密封件和各零件的强度、刚度的可靠性提出了很高的要求。

液压泵的结构设计占据着液压泵设计的大部分，要充分考虑液压泵的使用功能、使用条件、工艺条件等要求。为此，不断研究超高压液压泵的结构实现方法、构件运动特性、结构的优缺点等，对提高液压泵的工作压力有着非常重要的意义。

## 1.2 高压液压泵设计参数

给定设计参数：

最大工作压力  $P_{\max} = 40MPa$

额定流量  $Q = 100L / \min$

最大流量  $Q_{\max} = 200L / \min$

## 2 液压泵方案设计

伴随着社会的进步，生产水平的提高，工业生产的各领域正逐步采用高压和超高压液压技术，液压系统走向高压化，对于高压和超高压液压技术的需求量也在日益扩大，各工业生产部门对液压技术的经济性的要求越来越苛刻。因为提高液压系统的工作压力，可以减轻系统的重量和尺寸，所以航空部门的液压系统一般都采用高压和超高压技术。液压泵作为液压系统的动力装置，其压力性能的高低直接影响整个液压系统。因此，对于超高压液压泵的研制具有非常重要现实意义和广阔前景。液压泵正高压化方向发展。

### 2.1 齿轮泵的主要结构及特点

#### (一) 外啮合齿轮泵

##### 1) 结构示意图 (图 1)

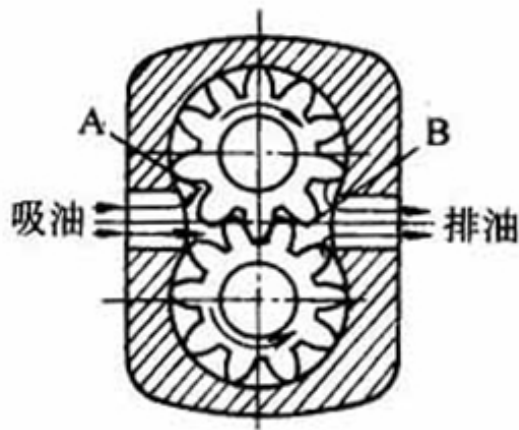


图 1 外啮合齿轮泵结构示意图

Figure 1. Schematic diagram of external gear pump

##### 2) 结构特点

外啮合齿轮泵具有结构简单、工艺性好、体积小、重量轻、围护方便、寿命长的优点。缺点是工作压力低、流量脉动和压力脉动较大，在高压下不采用断面补偿时，容积效率明显下降。而且只能作定量泵，所以在使用范围上收到了限制。压力范围在 2.5 到 30 兆帕之间。

#### (二) 内啮合齿轮泵

##### 1) 结构示意图 (图 2)



图 2 内啮合齿轮泵结构示意图

Figure 2 Schematic gear pump

## 2) 结构特点

内啮合齿轮泵与外啮合齿轮泵相比，优点是结构紧凑、体积小、吸油性能好，更适用于高空中飞机的液压系统；另外，内啮合齿轮泵的流量均匀性也较好。缺点是泵的结构复杂、径向载荷大、加工性较差。压力范围在 2.5 到 30 兆帕之间。

## 2.2 叶片泵的主要结构及特点

### 1) 结构示意图（图 3）



图 3 叶片泵结构示意图

Figure 3 vane pump structure diagram

2 ) 结 构 特 点

叶片泵的特点是结构紧凑、外形尺寸小、运动平稳、流量均匀、噪声小，但对油液的污染比齿轮泵敏感、机构也比齿轮泵复杂。压力范围在 6.3 到 32 兆帕之间。

## 2.3 柱塞泵的主要结构及特点

### (一) 轴向柱塞泵

#### 1) 结构示意图 (图 4)

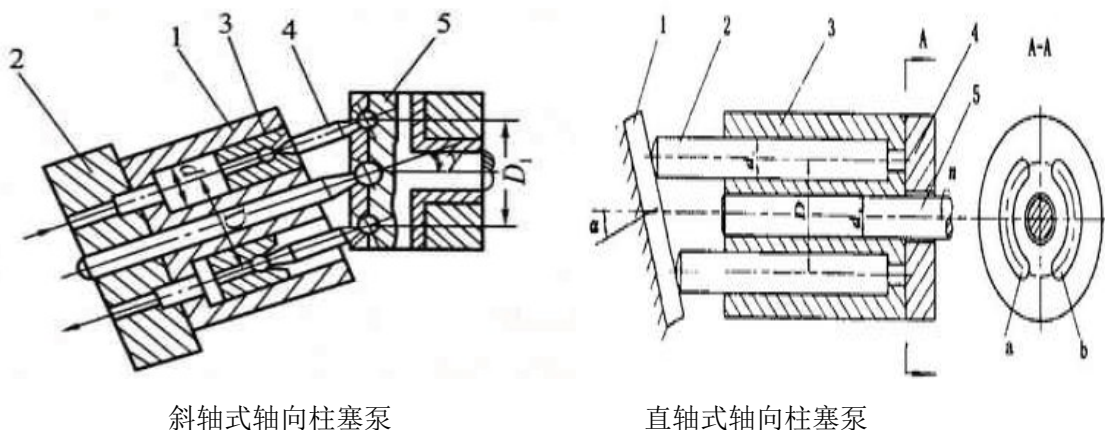


图 4 柱塞泵结构示意图

Figure 4 Piston structure diagram

#### 2) 结构特点

轴向柱塞泵具有结构紧凑，径向尺寸小，转动惯量小，所以转速较高，可以达到 20000 (r/min) 以上。另外轴向柱塞泵易于变量，能用多种方式自动调节流量，流量可以达到 400 (L/min) 以上。而轴向柱塞泵的显著缺点是结构较复杂，零件制造精度高，成本也高，对油污敏感。这些给生产、使用带来了一定困难。压力范围在 35 到 70 兆帕之间。

轴向柱塞泵又分为直轴式轴向柱塞泵和斜轴式轴向柱塞泵。①斜轴式轴向柱塞泵柱塞不受侧向力作用，对缸体产生倾覆力矩小，轴倾角可达到 25 到 30 度，但抗扭振性能不好，集成化困难。变量机构驱动缸体摆动，变量相应速度慢；②直轴式轴向柱塞泵柱塞受侧向力作用，对缸体产生倾覆力矩，故斜盘角一般小于 20 度抗扭振性能好，集成化容易。变量机构驱动斜盘摆动，惯性力小，变量响应速度快。

### (二) 径向柱塞泵

#### 1) 结构示意图 (图 5)

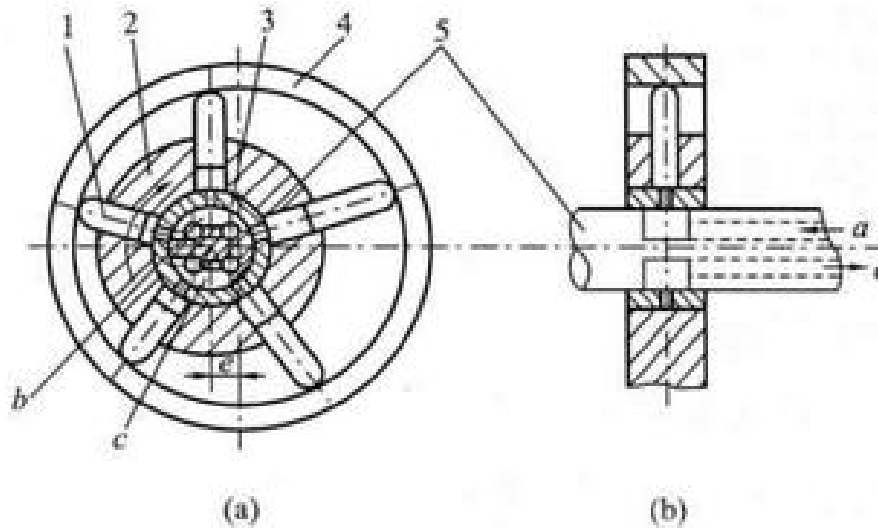


图5 径向柱塞泵结构示意图

Figure 5 Radial piston pump structure diagram

## 2) 结构特点

径向柱塞泵的径向尺寸大、径向力也大，常用于大扭矩、低转速工况，作为液压马达使用。

## 2.4 螺杆泵的主要结构及特点

### 1) 结构意图（图6）

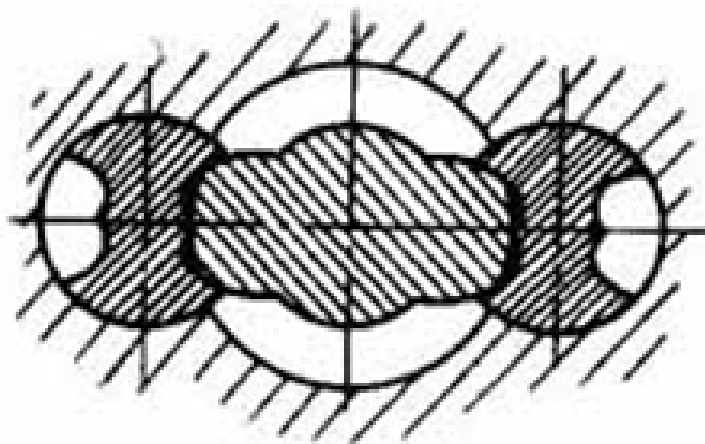


图6 螺杆泵结构示意图

Figure 5 Screw structure diagram

## 2) 结构特点

尺寸大，质量大，无流量脉动，不能变量，压力范围低，在2.5到10.0兆帕之间。

## 2.5 液压泵方案确定

本次设计的高压液压泵要求压力在 40 兆帕。而螺杆泵的压力范围在 2.5 到 10.0 兆帕之间，不符合要求。齿轮泵的压力范围在 2.5 到 30 兆帕之间同样不符合要求，而且外啮合齿轮泵流量脉动和压力脉动较大，在高压下不采用断面补偿时，容积效率明显下降。而内啮合齿轮泵径向载荷大、加工性较差。不符合要求，也应当舍弃。叶片泵压力范围在 6.3 到 32 兆帕之间。只有柱塞泵压力范围在 35 到 70 兆帕之间，所以柱塞泵符合要求。

而轴向柱塞泵又分为直轴式轴向柱塞泵和斜轴式轴向柱塞泵。斜轴式轴向柱塞泵柱塞不受侧向力作用，对缸体产生倾覆力矩小，轴倾角可达到 25 到 30 度，但抗扭振性能不好，集成化困难。变量机构驱动缸体摆动，变量相应速度慢；直轴式轴向柱塞泵柱塞虽然受侧向力作用，对缸体产生倾覆力矩，但是当斜盘角小于 20 度时抗扭振性能一样很好，集成化容易。变量机构驱动斜盘摆动，惯性力小，变量响应速度快。所以综合考虑本次液压泵方案选择设计直轴式轴向柱塞泵。

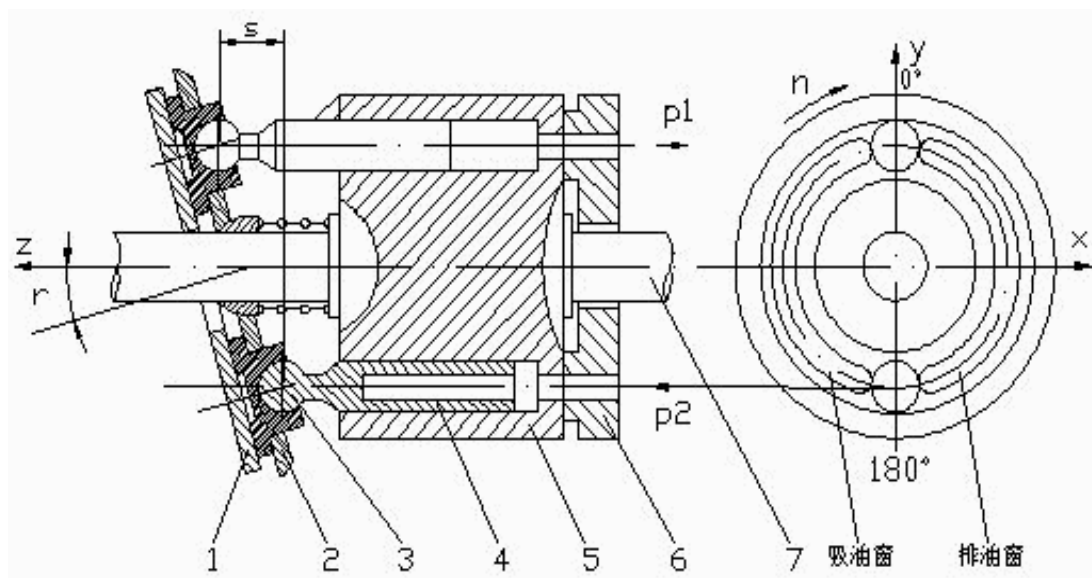
## 2.6 本章小结

本章对各类液压泵的工作特点进行了集中阐述，并以高压化为过滤条件进行了方案的比较，最后确定设计直轴式轴向柱塞泵的方案。

### 3 直轴式轴向柱塞泵工作原理与主要性能参数计算

#### 3.1 直轴式轴向柱塞泵工作原理

直轴式轴向柱塞泵主要结构如图 3.1 所示。柱塞的头部安装有滑靴，滑靴底面贴着斜盘平面运动。缸体带动柱塞旋转时，由于斜盘平面相对缸体平面（xoy 面）存在一倾斜角  $\gamma$ ，迫使柱塞在柱塞腔内作直线往复运动。如果缸体按图示 n 方向旋转，在  $180^\circ \sim 360^\circ$  范围内，柱塞由下死点（对应  $180^\circ$  位置）开始不断伸出，柱塞腔容积不断增大，直至上死点（对应  $0^\circ$  位置）止。在这过程中，柱塞腔刚好与配油盘吸油窗相通，油液被吸入柱塞腔内，这是吸油过程。随着缸体继续旋转，在  $0^\circ \sim 180^\circ$  范围内，柱塞在斜盘约束下由上死点开始不断进入腔内，柱塞腔容积不断减小，直至下孔点止。在这过程中，柱塞腔刚好与配油盘排油窗相通，油液通过排油窗排出。这就是排油过程。由此可见，缸体每转一跳各个柱塞有半周吸油、半周排油。如果缸体不断旋转，泵便连续地吸油和排油。



1-斜盘 2-回程盘 3-滑靴 4-柱塞 5-缸体 6-配油盘 7-传动轴

图 3.1 直轴式轴向柱塞泵工作原理

Figure 3.1 straight shaft axial piston pump works

### 3.2 直轴式轴向柱塞泵性能参数

理论排量、容积效率、斜盘倾角

轴向柱塞泵排量  $q_b$  是指缸体旋转一周，全部柱塞腔所排出油液的容积，即

$$q_b = F_X s_{\max} Z = \frac{\pi}{4} d_z^2 s_{\max} Z = \frac{\pi}{4} d_z^2 D_f Z \operatorname{tg} \gamma n_b$$

式中

$F_X$ ——柱塞横截面积

$s_{\max}$ ——柱塞最大行程  $s_{\max} = D_f \operatorname{tg} \gamma$

$d_z$ ——柱塞外径；

$Z$ ——柱塞数；

$D_f$ ——柱塞分布圆直径；

$\gamma$ ——斜盘倾角

$n_b$ ——传动轴转速。

不计容积损失时，泵的理论流量  $Q_{tb}$  为

$$Q_{tb} = q_b n_b = \frac{\pi}{4} d_z^2 s_{\max} Z n_b$$

泵的理论排量  $q$  为

$$q = \frac{1000 Q}{n \cdot h_v} = \frac{1000' \cdot 100}{1500' \cdot 0.95} = 70.2 (\text{ml/r}) \quad (3-1)$$

式中： $h_v$ ——油泵的容积效率，计算时一般去 0.92~0.97。本文中取=0.95。

为了避免气蚀现象，在计算理论排量时应按下式作校核计算：

$$n_{\max} \cdot q^{\frac{1}{3}} \leq C_p \quad (3-2)$$

$$\frac{3000}{60} \cdot 70.2^{\frac{1}{3}} = 206 < C_p$$

式中  $C_p$  是常数，对进口无预压力的油泵  $C_p=5400$ ；对进口压力为 5kgf/cm 的油泵  $C_p=9100$ ，这里取  $C_p=9100$

故排量符合要求。

排量是液压泵的主要性能参数之一，是泵几何参数的特征量。相同结构型式的系列泵中，排量越大，作功能力也越大。因此，对液压元件型号命名的标准中明确规定用排量作为主参数来区别同一系列不同规格型号的产品。

从泵的排量公式（3-1）中可以看出，柱塞直径  $d_z$ 、分布圆直径  $D_f$ 、柱塞数  $Z$  都是泵的固定结构参数，并且当原动机确定之后传动轴转速  $n_b$  也是不变的量。要想改变泵输出流量的方向和大小，可以通过改变斜盘倾斜角  $\gamma$  来实现。对于直轴式轴向柱塞泵，斜盘最大倾斜角  $\gamma_{\max} = 15^\circ : 18^\circ$ ，该设计是通轴泵，受机构限制，取上限，即  $g = 18^\circ$ 。

### 3.3 本章小结

本章首先介绍了直轴式轴向柱塞泵工作原理，然后对直轴式轴向柱塞泵的主要性能参数包括理论排量、容积效率、斜盘倾角等参数进行了计算。

## 4 柱塞设计

柱塞是柱塞泵主要受力零件之一。单个柱塞随缸体旋转一周时，半周吸油、一周排油。柱塞在吸油过程与在排油过程中的受力情况是不一样的。下面主要讨论柱塞在排油过程中的受力分析，而柱塞在吸油过程中的受力情况在回程盘设计中讨论。

### 4.1 柱塞受力分析

图 4.1 是带有滑靴的柱塞受力分析简图。

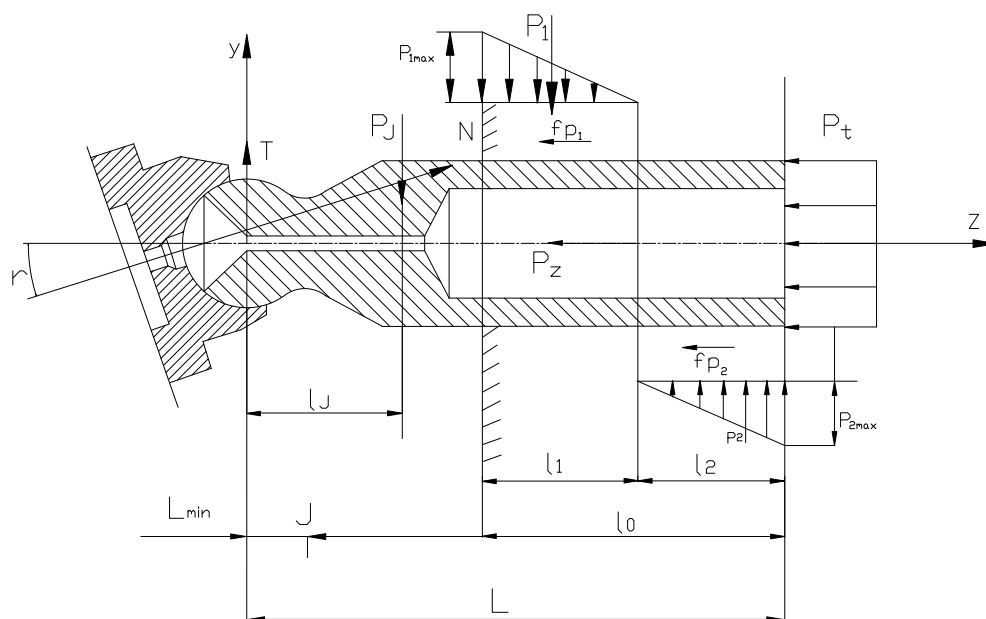


图 4.1 柱塞受力分析

Figure 4.1 Plunger Force Analysis

作用在柱塞上的力包括：

#### 4.1.1 柱塞底部的液压力 $P_0$

柱塞在排油区时，作用在柱塞底部的轴向液压力  $P_0$ 。

$$P_b = \frac{\rho}{4} d_z^2 p_{\max} = \frac{3.14}{4} \cdot (24 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 40 \cdot 10^6 = 18086(N) \quad (4-1)$$



式中  $p_{\max}$  为泵最大工作压力。

#### 4.1.2 柱塞惯性力 $P_g$

柱塞相对于缸体做往复直线运动时，有直线加速度  $a$ ，则柱塞轴向惯性力  $P_g$  为

$$P_g = -m_z a = -\frac{G_z}{g} R_f \omega^2 t g \cos a$$

式中  $m_z$ 、 $G_z$  为柱塞和滑靴的总质量。

惯性力  $P_g$  方向与加速度  $a$  的方向相反，随缸体旋转角  $a$  按余弦规律变化。当  $a=0^\circ$  和  $180^\circ$  时，惯性力最大值为

$$|P_{g\max}| = \frac{G_z}{g} R_f \omega^2 t g \quad (4-2)$$

#### 4.1.3 离心反力 $P_t$

柱塞随缸体绕主轴作匀速圆周运动，有向心加速度  $a_t$ ，产生的离心反力  $P_t$  通过柱塞质量重心且垂直轴线，是径向力。其值为

$$P_t = m_z a_t = \frac{G_z}{g} R_f \omega^2 \quad (4-3)$$

#### 4.1.4 斜盘反力 $N$

斜盘反力通过柱塞球头中心垂直于斜盘平面，可以分解为轴向力  $P$  和径向力  $T_0$  即

$$\begin{aligned} P &= N \cos g = 18086 \cos 18^\circ = 17201(\text{N}) \\ T &= N \sin g = 18086 \sin 18^\circ = 5589(\text{N}) \end{aligned} \quad (4-4)$$

轴向力  $P$  与作用于柱塞底部的液压力  $P_b$  和其它轴向力平衡。径向力  $T$  则对主轴形成负载扭矩，使柱塞受到弯矩作用，产生接触应力，使缸体产生倾倒地矩。

#### 4.1.5 柱塞与柱塞腔壁之间的接触应力 $P_1$ 和 $P_2$

该力是接触应力  $P_1$  和  $P_2$  产生的合力。因为柱塞直径及柱塞腔内的接触长度远大于柱塞与柱塞腔的径向间隙。所以，由径向力  $T$  和离心力  $P_t$  引起的接触应力  $P_1$  和  $P_2$

可以认为是连续直线分布的应力。

#### 4.1.6 摩擦力 $P_{1f}$ 和 $P_{2f}$

柱塞与柱塞腔壁之间的摩擦力  $p_f$  为

$$P_f = (P_1 + p_2)f \quad (4-5)$$

式中  $f$  为摩擦系数，常取  $f=0.05\sim 0.12$ ，这里取  $0.1$ 。

分析柱塞受力，应取柱塞在柱塞腔中具有最小接触长度，即柱塞处于上死点时的位置。此时， $N$ 、 $p_1$  和  $p_2$  可以通过如下方程组求得

$$\begin{aligned} \dot{a} \quad y = 0 \quad N \sin g - p_1 + p_2 + p_t &= 0 \\ \dot{a} \quad z = 0 \quad N \cos g - fp_1 - fp_2 - p_b - p_s &= 0 \end{aligned} \quad (4-6)$$

$$\dot{a} \quad M_0 = 0 \quad p_1 \frac{d_z}{2} - l_0 + \frac{l_0 - l_2}{3} \frac{\ddot{\theta}}{\dot{\theta}} - p_2 \frac{d_z}{2} - \frac{l_2}{3} \frac{\ddot{\theta}}{\dot{\theta}} - fp_1 \frac{d_z}{2} + fp_2 \frac{d_z}{2} - p_t l_t = 0$$

式中  $l_0$ ——柱塞最小接触长度，根据经验  $l_0 = (1.5 : 2)d$ ；

$l$ ——柱塞名义长度，根据经验  $l = (2.7 : 3.7)d$ ；

$l_t$ ——柱塞重心至球心距离， $l_t = l_0 - l_2$ 。

以上虽有三个方程，但其中  $l_2$  也是未知数，需要增加一个方程才能求解。

根据相似原理有

$$\frac{p_{1\max}}{p_{2\max}} = \frac{l_0 - l_2}{l_2} \quad (4-7)$$

又有

$$p_1 = \frac{1}{2} p_{1\max} (l_0 - l_2) \quad (4-8)$$

$$p_2 = \frac{1}{2} p_{2\max} l_2 d_z$$

所以

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{(l_0 - l_2)^2}{l_2^2} \quad (4-9)$$

将式 (4-9) 代入 (4-6) 一式求解接触长度  $l_2$ 。为简化计算，力矩方程中离心力  $P_t$

相对很小可以忽略，得

$$l_2 = \frac{6l_0l - 4l_0^2 - 3fd_z l_0}{12l - 6fd_z - 6l_0} \quad (4-10)$$

将式 (4-9) 代入 (4-6) 二式可得

$$P_1 = (N \sin g + P_t) \frac{1}{\frac{(l_0 - l_2)^2}{l_x^2} - 1} \quad (4-12)$$

$$P_2 = \frac{N \sin g + P_t}{\frac{(l_0 - l_2)^2}{l_x^2} - 1} \quad (4-13)$$

将以上两式代入 (4-6) 三式可得

$$N = \frac{P_b + P_B + fj P_t}{\cos g - fj \sin g} \quad (4-14)$$

式中  $\phi$  为结构参数。

$$j = \frac{\frac{(l_0 - l_2)^2}{l_x^2} + 1}{\frac{(l_0 - l_2)^2}{l_x^2} - 1} \quad (4-15)$$

## 4.2 柱塞设计

### 4.2.1 柱塞结构型式

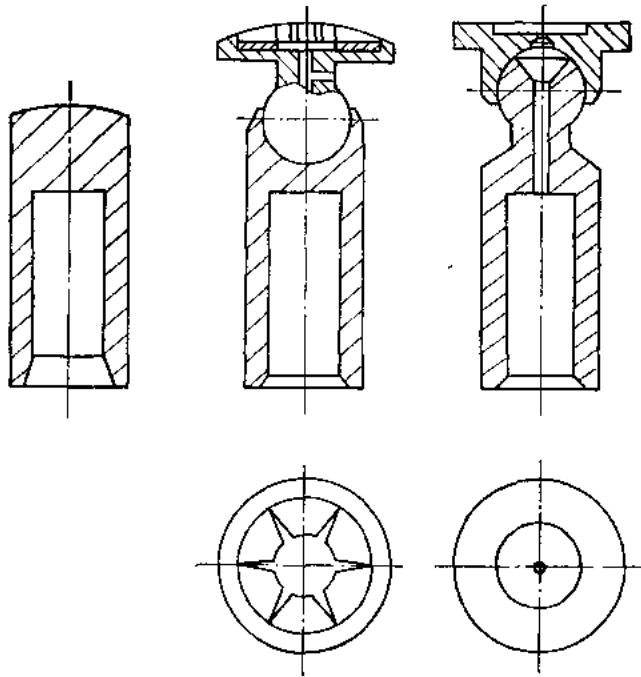
轴向柱塞泵采用圆柱形柱塞。根据柱塞头结构，分三种形式：

1. 点接触式柱塞，如图 4.2 (a) 所示。这种柱塞头部为一球面，与斜盘为点接触，其零件简单，加工方便。但由于接触应力大，柱塞头部容易磨损、剥落和边缘掉块，不能承受过高的工作压力，寿命较低。这种点接触式柱塞在早期泵中可见，现在很少有应用。

2. 线接触式柱塞，如图 4.2 (b) 所示。柱塞头部安装有摆动头，摆动头下部可绕柱塞球窝中心摆动。摆动头上部是球面或平面与斜盘或面接触，以降低接触应力，提高泵工作压力。摆动头与斜盘的接触面之间靠壳体腔的油液润滑，相当于普通滑动轴承，其<sup>[pv]</sup>

值必须限制在规定的范围内。

3. 带滑靴的柱塞，如图 4.2 (c) 所示。柱塞头部同样装有一个摆动头，称滑靴，可以绕柱塞球头中心摆动。滑靴与斜盘间为面接触，接触应力小，能承受较高的工作压力。高压油液还可以通过柱塞中心孔及滑靴中心孔，沿滑靴平面泄漏，保持与斜盘之间有一层油膜润滑，从而减少了摩擦和磨损，使寿命大大提高。目前大多采用这种轴向柱塞泵。



(a)

(b)

(c)

图 4.2 柱塞结构型式

Figure 4.2 Structure type plunger

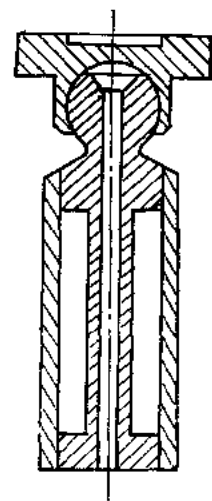


图 4.3 封闭薄壁柱塞

Figure 4.3 closed thin-walled plunger

从图 4.2 可见，三种型式的柱塞大多做成空心结构，以减轻柱塞重量，减小柱塞运动时的惯性力。采用空心结构还可以利用柱塞底部高压油液使柱塞局部扩张变形补偿柱塞与柱塞腔之间的间隙，取得良好的密封效果。空心柱塞内还可以安放回程弹簧，使柱塞在吸油区复位。

但空心结构无疑增加了柱塞在吸排油过程中的剩余无效容积。在高压泵中，由于液体可压缩性能的影响，无效容积会降低泵容积效率，增加泵的压力脉动，影响调节过程的动态

品 质

因此，采用何种型式的柱塞要从工况条件、性能要求、整体结构等多方面权衡利弊，合理选择。

航空液压泵通常采用图 5.3 所式的封闭壁结构。这种结构不仅有足够的刚度，而且重量减轻 10%~20%。剩余无效容积也没有增加。但这种结构工艺比较复杂，需要用电子束焊接。

## 4.2.2 柱塞结构尺寸设计

### ① 柱塞直径 $d_z$ 及柱塞分布塞直径 $D_f$

由表 4.1 看出，当柱塞数为奇数时，比相邻的偶数时的脉动系数小得多；并且柱塞数愈多，流量脉动系数就愈小。因此，为减小流量脉动，斜盘泵的柱塞一般选用奇数，并尽可能多取些，常见柱塞数  $z=7, 9, 11$ 。

表 4.1 不同柱塞时的脉动系数表

Table 4.1 ripple factor when different plunger

Z	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\delta / \%$	14.03	32.53	4.98	14.03	2.53	7.81	1.53	4.98	1.02	3.45

柱塞数  $Z$  根据实践经验取定：一般半周型多取  $Z=7$ ，通轴型多取  $Z=9$ ，通轴型能使结构较为紧凑。由此这里取  $Z=7$ 。

柱塞直径  $d_z$ 、柱塞分布塞直径  $D_f$  和柱塞数  $Z$  都是互相关联的。根据统计资料，在缸体上各柱塞孔直径  $d_z$  所占的弧长约为分布圆周长  $\pi D_f$  的 75%，即

$$\frac{Zd_z}{\pi D_f} \approx 0.75$$

由此得 
$$m = \frac{D_f}{d_x} \gg \frac{Z}{0.75\rho} = \frac{9}{0.75\rho} = 3.82$$

式中  $m$  为结构参数，随柱塞数  $Z$  而定。对于轴向柱塞泵，其  $m$  值如表 4.2 所示。

因  $Z=7$ ，即  $m=3.1$ 。

表 4.2

Table 4.2

Z	7	9	11
$m$	3.1	3.9	4.5

当泵的理论流量  $Q_{it}$  和转速  $n_b$  根据使用工况条件选定之后，根据流量公式可得柱塞直径  $d_z$  为

$$\begin{aligned}
 d_z &= \sqrt[3]{\frac{4Q_{lb}}{mpZn_b tg g}} = \sqrt[3]{\frac{4' q' n_b}{mpZn_b tg g}} \\
 &= \sqrt[3]{\frac{4' 70.2}{3.1' 3.14' 7' 1500' tg18^\circ}} \\
 &\gg 2.33\text{cm}=23.3\text{mm}
 \end{aligned} \tag{4-16}$$

由于上式计算出的需要圆整化，并按有关标准选取标准直径，应选  $d_z=24$ 。

则可按下式试算柱塞分布塞直径  $D_f$ ：

$$\begin{aligned}
 D_f &= \frac{4Q_{lb}}{pd_z^2 tg g Z n_b} = \frac{4' q' n_b}{pd_z^2 tg g Z n_b} = \frac{4' q}{pd_z^2 tg g Z} \\
 &= \frac{4' 70.2}{3.14' 2.4^2 tg18^\circ 7} \gg 6.8\text{cm}=68\text{mm}
 \end{aligned} \tag{4-17}$$

圆整化后， $D_f=70\text{mm}$   $R_f=35\text{mm}$ 。

排量是液压泵的主要性能参数之一，是泵几何参数的特征量。相同结构型式的系列泵中，排量越大，做功能力也越大。因此对液压元件型号命名的标准中明确规定用排量作为主要参数来区别同一系列不同规格型号的产品。

### ① 柱塞名义长度 $l$

因为柱塞圆球中心作用有很大的径向力  $T$ ，为了柱塞不被卡死以及保持密封长度足够，需要保证有最小留孔长度  $l_0$ ，一般取：

$$p_b \leq 20\text{Mpa} \quad l_0 = (1.4 : 1.8)d_z$$

$$p_b \geq 30\text{Mpa} \quad l_0 = (2 : 2.5)d_z$$

所以  $l_0 = 2d_z = 2 \times 24 = 48\text{mm}$

因此，柱塞名义长度  $l$  应满足：

$$l^3 l_0 + s_{\max} + l_{\min} \tag{4-18}$$

式中  $s_{\max}$  —— 柱塞最大行程； $s_{\max} = D_f \times tg\gamma = 70 \times tg18^\circ \approx 23\text{mm}$

$l_{\min}$  —— 柱塞最小外伸长度，一般取  $l_{\min} = 0.2d_z = 5\text{mm}$ 。

即  $l^3 l_0 + s_{\max} + l_{\min} = 48 + 23 + 5 = 76\text{mm}$

根据经验数据，柱塞名义长度常取：

$$p_b \leq 20\text{Mpa} \quad l = (2.7 : 3.5)d_z$$

$$p_b \geq 30\text{Mpa} \quad l = (3.2 : 4.2)d_z$$

所以  $l = 3.2d_z = 3.2 \times 24 \gg 77\text{mm}$

### ① 柱塞球头直径 $d_1$

经验常取  $d_1 = (0.7 : 0.8)d_z = 0.7 \times 24 \approx 17\text{mm}$ ，如图 4.4 所示。

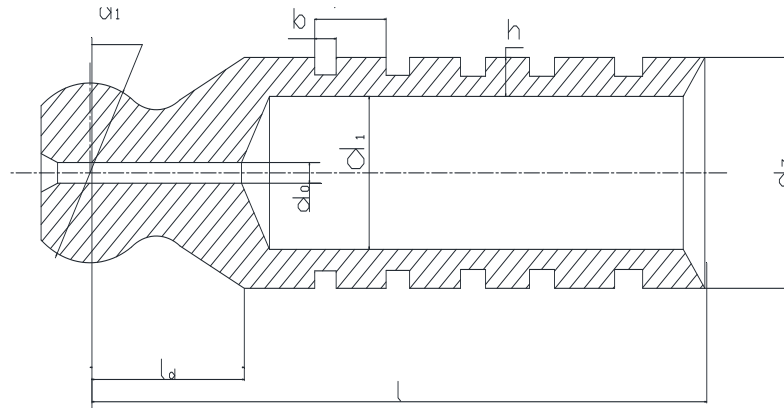


图 4.4 柱塞尺寸图

Figure 4.4 plunger Dimension drawing

为了让柱塞在排油结束时圆柱面能完全进入柱塞腔，应该让柱塞球头中心至圆柱面保持一定的距离  $l_d$ ，一般取  $l_d = (0.4 : 0.55)d_z = 0.5 \times 24 = 12\text{mm}$ 。

### ② 柱塞均压槽

高压柱塞泵中往往在柱塞表面开有环行均压槽，起到均衡侧向力、存储脏物和改善润滑条件的作用。均压槽的尺寸常取：深  $h=0.3 \sim 0.8\text{mm}$ ，取  $h=0.5\text{mm}$ ；宽  $b=0.3 \sim 0.7\text{mm}$ ，取  $b=0.5\text{mm}$ ；间距  $t=2 \sim 10\text{mm}$ ，取  $t=10\text{mm}$ 。

实际上，由于柱塞受到的径向力很大，均压槽的作用并不明显，还容易滑伤缸体上柱塞孔壁面。因此，目前许多高压柱塞泵中的柱塞不开设均压槽。

## 4.3 本章小结

本章首先对柱塞进行了受力分析，然后选择了带滑靴柱塞的结构形式，最后对柱塞直径、柱塞分布塞直径、柱塞名义长度、柱塞球头直径、柱塞均压槽等尺寸进行了设计。

## 5 滑靴受力分析与设计

### 5.1 滑靴受力分析

液压泵工作时，作用于滑靴上有一组方向相反的力。一是柱塞底部液压力图把滑靴压向斜盘，称为压紧力  $p_y$ ；另一是由滑靴面直径为  $D_1$  的油池产生的静压力  $p_{r1}$  与滑靴封油带上油液泄漏时油膜反力  $p_{r2}$ ，二者力图使滑靴与斜盘分离，称为分离力  $p_f$ 。当压紧力与分离力相平衡时，封油带上将保持一层稳定的油膜，形成静压油垫。下面对这组力进行分析。

#### 5.1.1 分离力 $p_f$

图 5—1 为柱塞结构与分离力分布图。根据流体学平面圆盘放射流动可知，油液经滑靴封油带环缝流动的泄漏量  $q$  的表达式为

$$q = \frac{\pi \delta^3 (p_1 - p_2)}{6 \mu l n \frac{R_2}{R_1}}$$

若  $p_2 = 0$ ，则

$$q = \frac{\pi \delta^3 p_1}{6 \mu l n \frac{R_2}{R_1}} \quad (5-1)$$

式中  $\delta$  为封油带油膜厚度。

封油带上半径为  $r$  的任一点压力分布式为

$$p_r = (p_1 - p_2) \frac{\ln \frac{R_2}{r}}{\ln \frac{R_2}{R_1}} + p_2$$

若  $p_2 = 0$ ，则

$$p_r = p_1 \frac{\ln \frac{R_2}{r}}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \quad (5-2)$$

从上式可以看出，封油带上压力随半径增大而呈对数规律下降。封油带上总的分离力

$p_f$  可 通 过 积 分 求 得 。



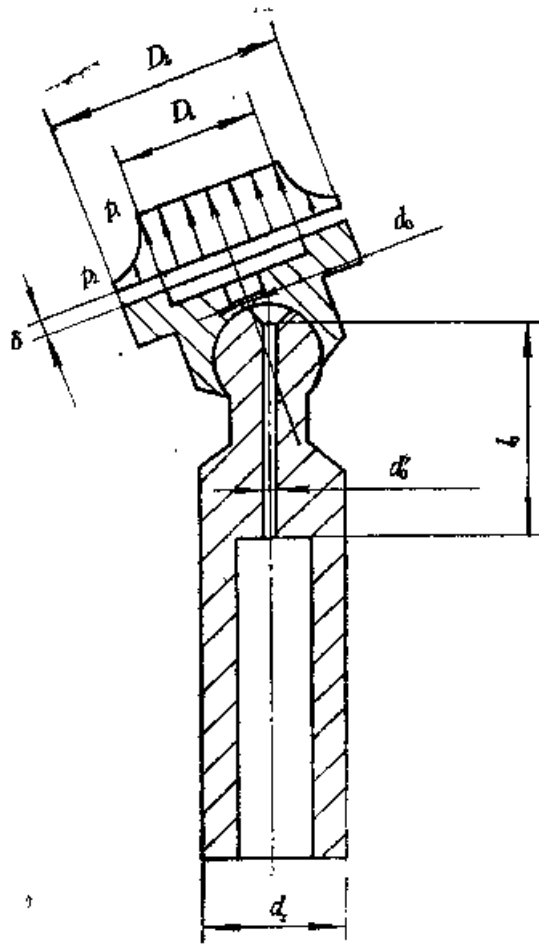


图 5.1 滑靴结构及分离力分布

5.1 shoe structure and the separation force distribution

如图 5.1, 取微环面  $2\pi r d_r$ , 则封油带分离力  $p_{f2}$  为

$$p_{f2} = \int_{R_1}^{R_2} p_r 2\pi d_r = \frac{\pi p_1}{2 \ln \frac{R_2}{R_1}} (R_2^2 - R_1^2) - P_1 \pi R_1^2 \quad (5-3)$$

油池静压分离力  $p_{f1}$  为

$$p_{f1} = \pi R_1^2 p_1$$

总 分 离 力  $p_f$  为

$$p_f = p_{f1} + p_{f2} = \frac{\rho(R_2^2 - R_1^2)}{2 \ln \frac{R_2}{R_1}} p_1 = \frac{3.14(38^2 - 41^2) \cdot 10^{-6}}{2 \ln \frac{38}{41}} \cdot 40 = 0.1(\text{KN}) \quad (5-4)$$

### 5.1.2 压紧力 $p_y$

滑靴所受压紧力主要由柱塞底部液压力

$$p_y = \frac{p_b}{\cos g} = \frac{\rho}{4} d_z^2 \frac{p_b}{\cos g} = \frac{3.14 \cdot (24 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 17201}{4 \cos 18^\circ} = 8(\text{N}) \quad (5-5)$$

### 5.1.3 力平衡方程式

当滑靴受力平衡时，应满足下列力平衡方程式

$$p_y = p_f$$

$$\frac{\pi}{4} d_z^2 \frac{p_b}{\cos \gamma} = \frac{\pi(R_2^2 - R_1^2)}{2 \ln \frac{R_2}{R_1}} p_1$$

即

$$\frac{p_1}{p_b} = \frac{d_z^2 \ln \frac{R_2}{R_1}}{2(R_2^2 - R_1^2) \cos \gamma} \quad (5-6)$$

将上式代入式(5-1)中，得泄漏量为

$$q = \frac{\rho d p_b d_z^2}{12 \eta (R_2^2 - R_1^2) \cos g} = \frac{3.14 \cdot 0.01^3 \cdot 17201 \cdot (24 \cdot 10^{-3})^2}{12 \cdot 0.1 \cdot (41^2 - 38^2) \cos 18^\circ} = 0.12(\text{L/min}) \quad (5-7)$$

除了上述主要力之外，滑靴上还作用有其他的力。如滑靴与斜盘间的摩擦力，由滑靴质量引起的离心力，球铰摩擦力，带动滑靴沿斜盘旋转的切向力等。这些力有的使滑靴产生自转，有利于均匀摩擦；有的可能使滑靴倾倒而产生偏磨，并破坏了滑靴的密封，应该在滑靴结构尺寸设计中予以注意。

## 5.2 滑靴设计

滑靴设计用剩余压紧力法。

剩余压紧力的主要特点是：滑靴工作时，始终保持压紧力稍大于分离力，使滑靴紧贴斜盘表面。此时无论柱塞中心孔  $d_0'$  还是滑靴中心孔  $d_0$ ，均不起节流作用。静压油池压力  $p_1$  与柱塞底部压力  $p_b$  相等，即

$$p_1 = p_b$$

将上式代入式  $\frac{p_1}{p_b} = \frac{d_z^2 \ln \frac{R_2}{R_1}}{2(R_2^2 - R_1^2) \cos \gamma}$  中，可得滑靴分离力为

$$p_1 = \frac{\pi(R_2^2 - R_1^2)}{2 \ln \frac{R_2}{R_1}} p_b \quad (5-8)$$

设剩余压紧力  $\Delta p_y = p_y - p_f$ ，则压紧系数

$$\varphi = \frac{\Delta p_y}{p_y} = 0.05 : 0.15, \text{ 这里取 } 0.1. \quad (5-9)$$

滑靴力平衡方程式即为

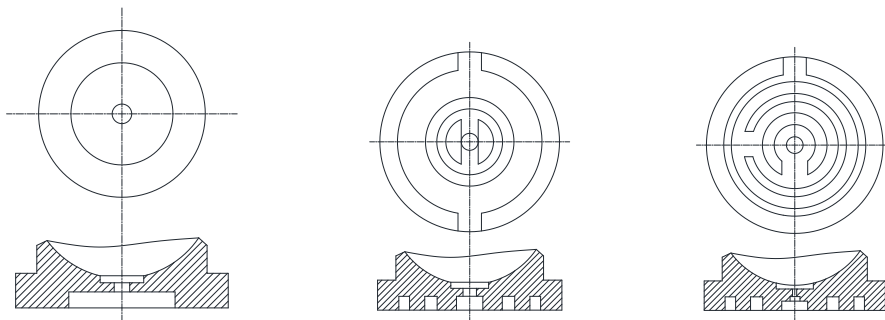
$$p_f = (1 - \varphi) p_y = (1 - 0.1) \times 8 = 7.2(N) \quad (5-10)$$

用剩余压紧力法设计的滑靴，油膜厚度较薄，一般为 0.008~0.01mm 左右。滑靴泄流量少，容积效率教高。但摩擦功率较大，机械效率会降低。若选择适当的压紧系数  $\varphi$ ，剩余压紧力产生的接触应力也不会大，仍有较高的总效率和较长的寿命。剩余压紧力法简单适用，目前大多数滑靴都采用这种方法设计。

## 5.3 滑靴结构型式与结构尺寸设计

### 5.3.1 滑靴结构型式

滑靴结构有如图 5.2 所示的几种型式。



( a )

( b )

( c )



图 5.2

图中 (a) 所示为简单型, 静压油池较大, 只有封油带而无辅助支承面。结构简单, 是目前常用的一种型式。

图中 (b) 所式滑靴增加了内、外辅助支承面。减小了由剩余压紧力产生的比压, 同时可以克服滑靴倾倒产生的偏磨使封油带被破坏的情况。

图中 (c) 所示的滑靴在支承面上开设了阻尼形螺旋槽与缝隙阻尼共同形成液阻。从而实现滑靴油膜的静压支承。

### 5.3.2 结构尺寸设计

下面以简单型滑靴为例, 介绍主要结构尺寸的选择和计算。

(1) 滑靴外径  $D_2$

滑靴在斜盘上的布局, 应使倾角  $\gamma = 0$  时, 互相之间仍有一定的间隙  $s$ , 如图 6.3 所示。

滑靴外径  $D_2$  为

$$D_2 = D_f \sin \frac{\pi}{Z} - s = 70 \times \sin \frac{\pi}{7} - 0.2 = 30(\text{mm}) \quad (5-11)$$

一般取  $s=0.2\sim 1$ , 这里取 0.2。

(2) 油池直径  $D_1$

初步计算时, 可设定  $\frac{D_1}{D_2} = 0.6 : 0.8$ , 这里取 0.8。

$$D_1 = 0.8D_2 = 0.8 \times 30 = 24\text{mm}$$

(3) 中心孔  $d_0$ 、 $d_0'$  及长度  $l_0$

如果用剩余压紧力法设计滑靴, 中心孔  $d_0$  和  $d_0'$  可以不起节流作用。为改善加工工艺性能, 取  $d_0$  (或  $d_0'$ ) = 0.8~1.5mm

如果采用静压支承或最小功率损失法设计滑靴, 则要求中心孔  $d_0$  (或  $d_0'$ ) 对油液有较大的阻尼作用, 并选择最佳油膜厚度  $\delta_0 = 0.01 : 0.02\text{mm}$ 。

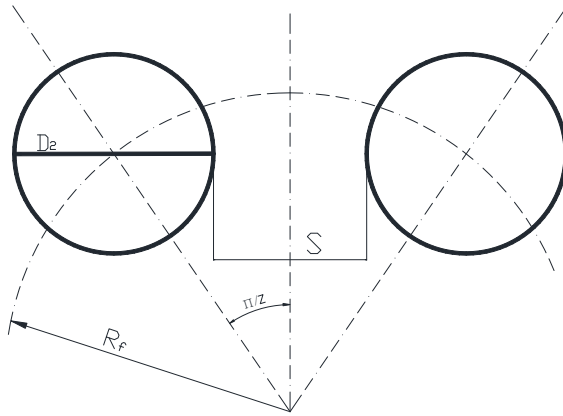


图 5.3 滑靴外径  $D_2$  的确定

Figure 5.3 determine the outer diameter of the shoe

(a) 节流器采用节流管时，常以柱塞中心孔  $d'_0$  作为节流装置，如图 5.1 所示。根据流体力学细长孔流量  $q$  为

$$q = \frac{\pi d_0'^4 (p_b - p_1)}{128 \mu l_0 K}$$

式中  $d_0$ 、 $l_0$ ——细长管直径、长度；

$K$ ——修正系数；

$$K = 1 + \zeta \frac{R_x d_0'}{64 l_0}$$

$$\zeta = 1 + 2.62 \left( \frac{1}{d_0' R_x} \right)^{\frac{1}{6}} \quad \frac{1}{d_0' R_x} \leq 0.065$$

$$\zeta = 2.28 \quad \frac{1}{d_0' R_x} > 0.065$$

把上式代入滑靴泄漏量公式  $q = \frac{\pi \delta^3 p_1}{6 \mu \ln \frac{R_2}{R_1}}$  可得

$$\frac{\pi d_0'^4 (p_b - p_1)}{128 \mu l_0 K} = \frac{\pi \delta^3 p_1}{6 \mu \ln \frac{R_2}{R_1}}$$

整 理 后 可 得 节 流 管 尺 寸 为

$$\frac{d_0^{4'}}{l_0} = \frac{128\delta^3 K}{6 \ln \frac{R_2}{R_1}} - \frac{a}{1-a} p_b \quad (5-12)$$

代入数据可以求得  $d_0' = 1 \text{ mm}$      $l_0 = 8 \text{ mm}$

式中  $a$  为压降系数,  $a = \frac{p_1}{p_b}$ 。当  $a = \frac{2}{3} = 0.667$  时, 油膜具有最大刚度, 承载能力最强。

为不使封油带过宽及阻尼管过长, 推荐压降系数  $a = 0.8 \sim 0.9$ , 这里取 0.8。

采用节流管的柱塞—滑靴组合, 公式中无粘度系数  $\mu$ , 说明油温对节流效果影响较小, 但细长孔的加工工艺性较差, 实现起来有困难。采用滑靴—中心孔为薄壁孔节流, 受粘度系数  $\mu$  的影响, 油温对节流效果影响较大, 油膜稳定性也要差些。但薄壁孔加工工艺性较好。

为防止油液中污粒堵塞节流器, 节流器孔径应  $\geq 0.4 \text{ mm}$ 。

## 5.4 本章小结

本章对滑靴的受力进行了分析, 并利用力的平衡方程计算出了泄漏量, 以剩余压紧力法设计了滑靴, 并对滑靴的结构形式进行了选择, 对结构尺寸进行了设计。

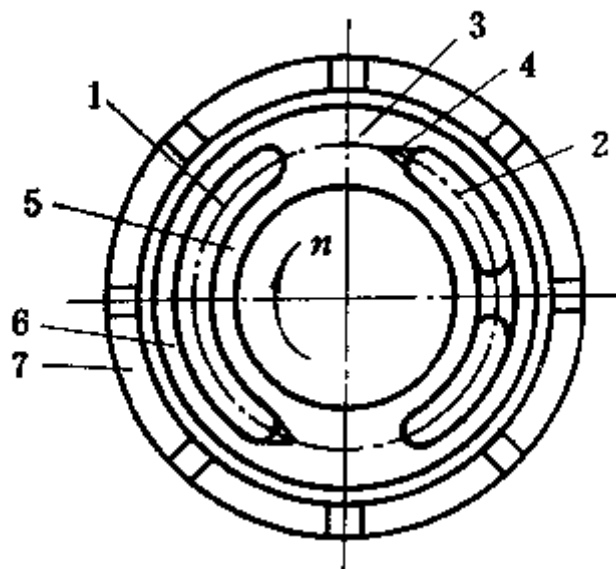
## 6 配油盘受力分析与设计

配油盘是轴向柱塞泵主要零件之一，用以隔离和分配吸、排油油液以及承受由高速旋转的缸体传来的轴向载荷。它设计的好坏直接影响泵的效率 and 寿命。

### 6.1 配油盘受力分析

不同类型的轴向柱塞泵使用的配油盘是有差别的，但是功用和基本构造则相同。图 6.1 是常用的配油盘简图。

液压泵工作时，高速旋转的缸体与配油盘之间作用有一对方向相反的力；即缸体因柱塞腔中高压油液作用而产生的压紧力  $p_y$ ；配油窗口和封油带油膜对缸体的分离力  $p_f$ 。



1—吸油窗    2—排油窗    3—过度区    4—减振槽  
5—内封油带    6—外封油带    7—辅助支承面

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/298003007133006124>