

机械设计服务
(有图纸 CAD 和 WORD 论文)
QQ 1003471643
或 QQ 2419131780
注：样稿，论文不完整，勿抄袭

本科毕业设计（论文）

轴向柱塞泵设计

订做机械设计
(有图纸 CAD 和 WORD 论文)
QQ 1003471643
或 QQ 2419131780

摘要

液压泵是向液压系统提供一定流量和压力的油液的动力元件,它是每个液压系统中不可缺少的核心元件,合理的选择液压泵对于液压系统的能耗、提高系统的效率、降低噪声、改善工作性能和保证系统的可靠工作都十分重要

本设计对轴向柱塞泵进行了分析,主要分析了轴向柱塞泵的分类,对其中的结构,例如,柱塞的结构型式、滑靴结构型式、配油盘结构型式等进行了分析和设计,还包括它们的受力分析与计算.还有对缸体的材料选用以及校核很关键;最后对变量机构分类型式也进行了详细的分析,比较了它们的优点和缺点.该设计最后对轴向柱塞泵的优缺点进行了整体的分析,对今后的发展也进行了展望.

关键词: 柱塞泵,液压系统,结构型式,今后发展.

Abstract

Liquid's pressing a pump is the motive component of oil liquid which presses system to provide certain discharge and pressure toward the liquid, it is each core component that the liquid presses the indispensability in the system, reasonable of choice liquid's pressing a pump can consume a 、 exaltation the efficiency 、 of the system to lower a Zao voice 、 an improvement work function and assurance system for liquid pressing system of of dependable work all very important

This design filled a pump to carry on toward the pillar to the stalk analytical, mainly analyzed stalk to fill the classification of pump toward the pillar, as to it's win of structure, for example, the pillar fill of the 、 slippery Xue structure pattern 、 of the structure pattern went together with the oil dish structure pattern's etc. to carry on analysis and design, also include their is analyze by dint with calculation. The material which still has a body to the urn chooses in order to and school pit very key; Finally measure an organization classification towards change, the pattern also carried on detailed analysis and compared their advantage and weakness. That design end filled the merit and shortcoming of pump to carry on whole analysis toward the pillar to the stalk and also carried on an outlook to aftertime's development.

Keyword: The pillar fills a pump, the liquid presses system, structure pattern, will develop from now on.

目 录

摘 要.....	
ABSTRACT.....	
绪论.....	4
1 直轴式轴向柱塞泵工作原理与性能参数.....	6
1.1 直轴式轴向柱塞泵工作原理.....	6
1.2 直轴式轴向柱塞泵主要性能参数.....	6
1.2.3 排量、流量与容积效率.....	7
1.2.2 扭矩与机械效率.....	8
1.2.3 功率与效率.....	9
2 直轴式轴向柱塞泵运动学及流量品质分析.....	10
2.1 柱塞运动学分析.....	10
2.1.1 柱塞行程 S	11
2.1.2 柱塞运动速度分析 v	12
2.1.3 柱塞运动加速度 a	13
2.2 滑靴运动分析.....	14
2.3 瞬时流量及脉动品质分析.....	15
2.3.1 脉动频率.....	15
2.3.2 脉动率.....	16
3 柱塞受力分析与设计.....	17
3.1 柱塞受力分析.....	17
3.1.1 柱塞底部的液压力 P_b	17
3.1.2 柱塞惯性力.....	18
3.1.3 离心反力 P_l	18
3.1.4 斜盘反力 N	19
3.1.5 柱塞与柱塞腔壁之间的接触应力 p_1 和 p_2	20
3.1.6 摩擦力 P_{1f} 和 P_{2f}	20
3.2 柱塞设计.....	21
3.2.1 柱塞结构型式.....	22
3.2.2 柱塞结构尺寸设计.....	23
3.2.3 柱塞摩擦副比压 P 、比功 P_v 验算.....	23

4 滑靴受力分析与设计	25
4.1 滑靴受力分析	25
4.1.1 分离力	26
4.1.2 压紧力 p_y	27
4.1.3 力平衡方程式	27
4.2 滑靴设计	28
4.2.1 剩余压紧力法	28
4.3 滑靴结构型式与结构尺寸设计	29
4.3.1 滑靴结构型式	29
4.3.2 结构尺寸设计	31
5 配油盘受力分析与设计	32
5.1 配油盘受力分析	32
5.1.1 压紧力 p_y	33
5.1.2 分离力 p_f	34
5.2 配油盘设计	35
5.2.1 过渡区设计	35
5.2.2 配油盘主要尺寸确定	37
5.2.3 验算比压 p 、比功 p_v	38
6 缸体受力分析与设计	40
6.1 缸体的稳定性	40
6.2 缸体主要结构尺寸的确定	40
6.2.1 通油孔分布圆半径 R_f' 和面积 F	40
6.2.2 缸体内、外直径 D_1 、 D_2 的确定	42
6.2.3 缸体高度 H	43
7 柱塞回程机构设计	44
8 斜盘力矩分析	46
8.1 柱塞液压力矩 M_1	46
8.2 过渡区闭死液压力矩	46
8.2.1 具有对称正重迭型配油盘	46
8.2.2 零重迭型配油盘	47
8.2.3 带卸荷槽非对称正重迭型配油盘	47
8.3 回程盘中心预压弹簧力矩 M_3	48
8.4 滑靴偏转时的摩擦力矩 M_4	48
8.5 柱塞惯性力矩 M_5	48

8.6 柱塞与柱塞腔的摩擦力矩 M_6	49
8.7 斜盘支承摩擦力矩 M_7	49
8.8 斜盘与回程盘回转的转动惯性力矩 M_8	50
8.9 斜盘自重力矩 M_9	50
9 变量机构	51
9.1 手动变量机构	51
9.2 手动伺服变量机构	53
9.3 恒功率变量机构	55
9.4 恒流量变量机构	56
结论	57
参考文献	58
致谢	59

绪论

随着工业技术的不断发展，液压传动也越来越广，而作为液压传动系统心脏的液压泵就显得更加重要了。在容积式液压泵中，惟有柱塞泵是实现高压、高速化、大流量的一种最理想的结构，在相同功率情况下，径向往塞泵的径向尺寸大、径向力也大，常用于大扭矩、低转速工况，做为按压马达使用。而轴向柱塞泵结构紧凑，径向尺寸小，转动惯量小，故转速较高；另外，轴向柱塞泵易于变量，能用多种方式自动调节流量，流量大。由于上述特点，轴向柱塞泵被广泛使用于工程机械、起重运输、冶金、船舶等多种领域。航空上，普遍用于飞机液压系统、操纵系统及航空发动机燃油系统中。是飞机上所用的液压泵中最主要的一种型式。

本设计对柱塞泵的结构作了详细的研究，在柱塞泵中有阀配流、轴配流、端面配流三种配流方式。这些配流方式被广泛应用于柱塞泵中，并对柱塞泵的高压、高速化起到了不可估量的作用。可以说没有这些这些配流方式，就没有柱塞泵。但是，由于这些配流方式在柱塞泵中的单一使用，也给柱塞泵带来了一定的不足。设计中对轴向柱塞泵结构中的滑靴作了介绍，滑靴一般分为三种形式；对缸体的尺寸、结构等也作了设计；对柱塞的回程结构也有介绍。

柱塞式液压泵是靠柱塞在柱塞腔内的往复运动，改变柱塞腔容积实现吸油和排油的。是容积式液压泵的一种。柱塞式液压泵由于其主要零件柱塞和缸体均为圆柱形，加工方便配合精度高，密封性能好，工作压力高而得到广泛的应用。

柱塞式液压泵种类繁多，前者柱塞平行于缸体轴线，沿轴向按柱塞运动形式可分为轴向柱塞式和径向往塞式两大类运动，后者柱塞垂直于配油轴，沿径向运动。这两类泵既可做为液压泵用，也可做为液压马达用。

泵的内在特性是指包括产品性能、零部件质量、整机装配质量、外观质量等在内的产品固有特性，或者简称之为品质。在这一点上，是目前许多泵生产厂商所关注的也是努力在提高、改进的方面。而实际上，我们可以发现，有许多的产品在工厂检测符合发至使用单位运行后，往往达不到工厂出厂检测的效果，发生诸如过载、噪声增大，使用达不到要求或寿命降低等等方面的问题；而泵在实际当中所处的运行点或运行特征，我们称之为泵的外在特性或系统特性。

正如科学技术的发展一样，现阶段科技领域中交叉学科、边缘学科越来越丰富，跨学科的共同研究是十分普遍的事情，作为泵产品的技术发展亦是如此。以屏蔽式泵为例，取消泵的轴封问题，必须从电机结构开始，单局限于泵本身是没有办法实现的；解决泵的噪声问题，除解决泵的流态和振动外，同时需要解决电

机风叶的噪声和电磁场的噪声；提高潜水泵的可靠性，必须在潜水电机内加设诸如泄漏保护、过载保护等措施；提高泵的运行效率，须借助于控制技术的运用等等。这些无一不说明要发展泵技术水平，必须从配套的电机、控制技术等方面同时着手，综合考虑，最大限度地提升机电一体化综合水平。

柱塞式液压泵的显著缺点是结构比较复杂，零件制造精度高，成本也高，对油液污染敏感。这些给生产、使用和维护带来一定的困难。

1 直轴式轴向柱塞泵工作原理与性能参数

1.1 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 1.1 所示。柱塞的头部安装有滑靴，滑靴底面始终贴着斜盘平面运动。当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 g ，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° 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° 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。

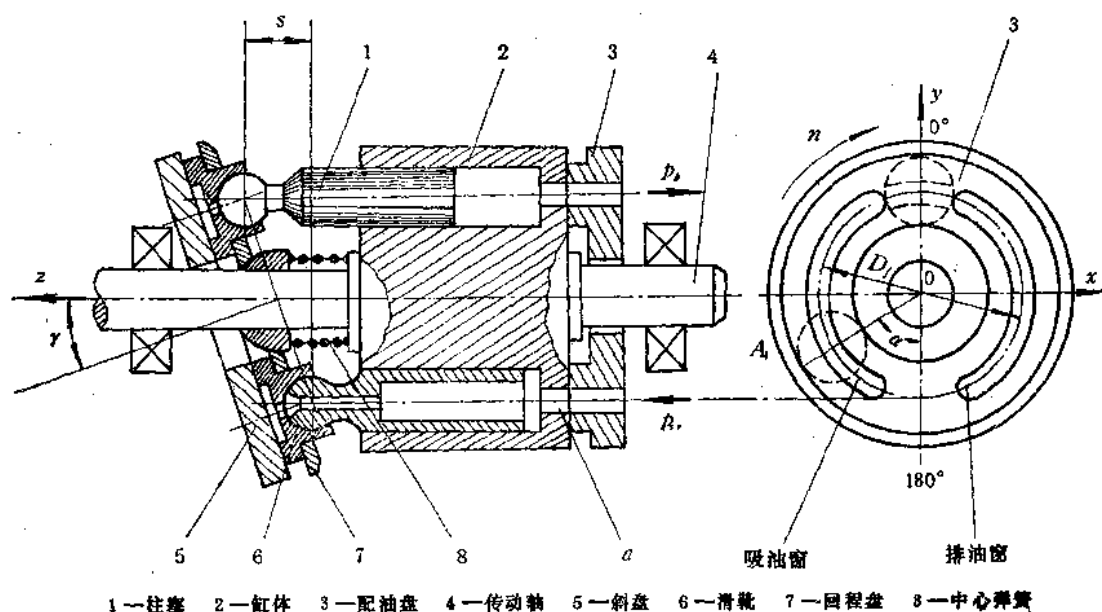


图 1.1 直轴式轴向柱塞泵工作原理

1.2 直轴式轴向柱塞泵主要性能参数

给定设计参数

最大工作压力 $P_{\max} = 40\text{MPa}$

额定流量 $Q = 100\text{L/min}$

最大流量 $Q_{\max} = 200\text{L/min}$

额定转速 $n=1500\text{r/min}$

最大转速 $n_{\max}=3000\text{r/min}$

1.2.1 排量、流量与容积效率

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

$$\begin{aligned} q_b &= F_x s_{\max} Z = \frac{P}{4} d_x^2 s_{\max} Z \\ &= \frac{P}{4} (19.5 - 0.2)^2 (19.5 - 0.2) 9 \\ &= 0.84(\text{L}) \end{aligned}$$

不计容积损失时，泵的理论流量 Q_{tb} 为

$$\begin{aligned} Q_{tb} &= q_b n_b = \frac{P}{4} d_x^2 s_{\max} Z n_b \\ &= 0.84 \times 1500 \\ &= 1260(\text{L}) \end{aligned}$$

式中 F_x —柱塞横截面积；

d_x —柱塞外径；

s_{\max} —柱塞最大行程；

Z —柱塞数；

n_b —传动轴转速。

泵的理论排量 q 为

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

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：

$$\begin{aligned} n_{\max} \cdot q^{\frac{1}{3}} &\leq C_p \\ \frac{3000}{60} \cdot 70.2^{\frac{1}{3}} &\leq 206 < C_p \end{aligned}$$

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 $q_b = \frac{\pi}{4} d_z^2 D_f Z t g g$ 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 g 来实现。对于直轴式轴向柱塞泵, 斜盘最大倾斜角 $g_{\max} = 15^\circ \sim 20^\circ$, 该设计是通轴泵, 受机构限制, 取下限, 即 $g = 15^\circ$ 。

泵实际输出流量 Q_{gb} 为

$$Q_{gb} = Q_{tb} - \Delta Q_b = 100 - 3 = 97 \text{ (ml/min)}$$

式中 ΔQ_b 为柱塞泵泄漏流量。

轴向柱塞泵的泄漏流量主要由缸体底面与配油盘之间、滑靴与斜盘平面之间及柱塞与柱塞腔之间的油液泄漏产生的。此外, 泵吸油不足、柱塞腔底部无效容积也造成容积损失。

泵容积效率 h_{VB} 定义为实际输出流量 Q_{gb} 与理论流量 Q_{tb} 之比, 即

$$h_{VB} = \frac{Q_{gb}}{Q_{tb}} = \frac{97}{100} = 97\%$$

轴向柱塞泵容积效率一般为 $h_{gb} = 0.94 \sim 0.98$, 故符合要求。

1.2.2 扭矩与机械效率

不计摩擦损失时, 泵的理论扭矩 M_{tb} 为

$$M_{tb} = \frac{\Delta p_b q_b}{2\pi} = \frac{12 \times 0.84 \times 10^6}{2\pi} = 1.6 \times 10^6 \text{ (N.m)}$$

式中