



本科毕业设计（论文）

液压泵与液压马达实验台  
液压系统的设计

燕山大学

---

## 摘要

液压泵和马达作为液压系统的动力元件和执行元件，是整个液压系统的核心，它们的性能直接影响着整个液压系统的性能。因此液压泵、马达性能的精确测试有着非常重要的意义。液压泵和马达的性能测试是辨别产品优劣、改进结构设计、提高工艺水平、保证系统性能和促进产品升级的重要手段。

本次设计就是通过测定液压泵、液压马达在给定外界情况下的排量、流量、容积效率等，检验液压泵和液压马达的是否合格。

设计了液压泵与液压马达实验台液压系统，并对有关参数进行了计算，绘制了液压泵与液压马达实验系统原理图、泵站装配图、油箱的部件图、阀块零件图一系列相关立体图与二维图纸，为液压泵与液压马达实验台液压系统的设计奠定了理论基础。

**关键词** 液压泵；液压马达；液压系统



---

## Abstract

As the power components and the actuator components of hydraulic system, the hydraulic pump and the motor are the heart of the entire hydraulic system, of which the performance directly affects the entire hydraulic system's. Therefore, there is very important significance to test the performance of hydraulic pumps and motors accurately. The performance test is an important means of identifying product strengths and weaknesses, improving structural design and technological level, ensuring system performance and promoting product upgrading.

The design involved in this paper mainly discusses how to test hydraulic the eligibility of pumps and hydraulic motors by measuring displacement, flow, volumetric efficiency of the hydraulic pump-hydraulic pump, hydraulic motors with given external conditions.

In this paper, we design the hydraulic system bench of the hydraulic pump and hydraulic motor, and calculate the related parameters, draw series of three-dimensional maps and two-dimensional drawings of the hydraulic pump and hydraulic motor, including Schematic experimental system, pump station assembly drawings, parts drawings of tank and valve block parts diagrams, which lay a theoretical foundation for the design of the hydraulic pump and hydraulic motor hydraulic system bench.

**Key words** hydraulic pump; hydraulic motor; hydraulic system

---

# 目 录

摘要 .....	I
Abstract.....	II
目 录.....	III
第 1 章 绪论.....	1
1.1 课题背景 .....	1
1.1.1 国内外液压泵（马达）实验台发展状况.....	1
1.1.2 液压泵（马达）实验台未来发展趋势.....	2
1.1.3 存在问题.....	3
1.2 本次设计的主要内容 .....	4
1.3 本章小结 .....	4
第 2 章 液压泵实验台液压系统的设计.....	5
2.1 液压泵实验台工作原理.....	5
2.2 被试泵及驱动电机的选择 .....	6
2.3 液压泵实验台的基本测试项目 .....	6
2.3.1 排量验证试验.....	6
2.3.2 效率试验.....	7
2.3.3 变量特性试验.....	7
2.3.4 其它试验项目.....	8
2.4 液压泵性能表达式及参数 .....	8
2.5 本章小结 .....	9
第 3 章 液压马达实验台液压系统的设计.....	10
3.1 液压马达实验台工作原理.....	10
3.2 被试马达及主油泵的选择 .....	11
3.3 液压马达性能表达式及参数 .....	11
3.3 本章小结 .....	12
第 4 章 液压元件的选择.....	13
4.1 液压泵实验台系统部分 .....	13
4.1.1 被试泵、电机及联轴器的选择.....	13

---

4.1.2 管道尺寸的确定 .....	14
4.1.3 液压阀的选择 .....	18
4.2 液压马达实验台系统部分 .....	20
4.2.1 被试马达、泵、电机及联轴器的选择 .....	20
4.2.2 管道尺寸的确定 .....	20
4.2.3 液压阀的选择 .....	20
4.3 液压辅件的选择 .....	21
4.3.1 空气滤清器的选择 .....	21
4.3.2 液位液温计的选择 .....	21
4.3.3 加热器的选择 .....	22
4.3.4 泄油口球阀的选择 .....	23
4.3.5 压力表仪器的选择 .....	23
4.3.6 减震喉的选择 .....	23
4.4 本章小结 .....	24
<b>第 5 章 油箱的设计 .....</b>	<b>25</b>
5.1 概述 .....	25
5.2 油箱的分类 .....	25
5.3 油箱的设计要点 .....	25
5.4 油箱的设计计算 .....	27
5.4.1 油箱外形尺寸确定 .....	27
5.5 本章小结 .....	27
<b>第 6 章 阀块的设计 .....</b>	<b>28</b>
6.1 概述 .....	28
6.2 阀块的设计原则 .....	28
6.3 阀块的设计 .....	29
6.3.1 集成回路的选择 .....	29
6.3.2 阀块油道设计及三维模型 .....	30
6.3.3 阀块选材及安装 .....	30
6.4 本章小结 .....	31
<b>第 7 章 液压泵站的设计 .....</b>	<b>32</b>
7.1 概述 .....	32
7.2 泵站设计要点 .....	32

---

7.3 泵站布管 .....	33
7.4 泵站设计 .....	34
7.5 本章小结 .....	34
<b>第 8 章 液压系统安装、调试及维护 .....</b>	<b>35</b>
8.1 液压元件的安装 .....	35
8.2 液压系统调试 .....	36
8.2.1 调试前检查 .....	36
8.2.2 系统的调试 .....	36
8.3 本章小结 .....	38
结论 .....	39
参考文献 .....	40
致谢 .....	42
附录 1 .....	43
附录 2 .....	52
附录 3 .....	61





---

# 第 1 章 绪论

## 1.1 课题背景

### 1.1.1 国内外液压泵（马达）实验台发展状况

近年来随着计算机技术、测试技术、液压技术的不断进步，液压泵、马达性能测试试验台的技术取得了飞速发展。各类液压计算机辅助测试系统成为了各类液压试验台的主流。尤其是虚拟仪器测试系统的出现和逐渐发展成熟，几乎应用到了近年来所有液压元件性能测试试验台上。这类试验台采用计算机集散系统，对液压试验台进行智能检测、控制和管理。按照液压油泵试验方法国家标准控制有关条件，实时采集性能参数，并对数据进行集中处理、分析、计算、存贮、显示、传输、控制和维护，从根本上改变了传统继电控制模拟采集人工处理的方式，为企业标称产品性能提供准确的数据，同时为企业分析产品质量、改进工艺提供了决策依据

近年来的研究热点主要集中在降低系统污染、减小液压元件功率损耗、引入新型元器件、设计合理液压回路、引入新型的传感器测试仪表等方面。如美国的 SUNDSTRON 公司的液压传动试验室的 CAT 系统，日本制钢所的柱塞泵效率试验台，英国国家实验室拥有计算机控制的 ISO 标准试验台，法国机械工业研究中心 (ETIT) 也做了类似的工作。国内也有许多高等院校及科研单位正在进行液压 CAT 的研究工作，并在液压测试中进行一定程度的应用。我国已经研制出一些具有较高性能的液压计算机辅助测试系统，如机械部北京自动化研究所研制的液压元件计算机辅助测试系统，该系统可完成阀及泵的性能测试；北京理工大学研制的液压泵（液压马达、液压泵—液压马达传动系统）工作特性的计算机辅助试验系统；上海交通大学及昆山液压件厂共同研制的液压阀的特性试验系统，北航开发的液压泵虚拟仪器试验台等。

虚拟仪器技术虽然起步较晚，但发展非常迅速。在科研开发、计检、测控领域得到了广泛的应用。如：比利时 Intersoft 电子工程公司的 RASS—PDP 和 RASS—S 软件；美国斯坦福大学的虚拟仪器教学、试验、仿真系统；挪威 CARDIAC 公司的基于 LabVIEW 平台的测试北海油田石油、大气、水流的

---

MPFM系统等。虚拟仪器的开发和研究在国内尚属于起步阶段，清华大学应用虚拟技术构建的汽车发动机性能出厂检测系统；电子部三所的仪器自动计量控制系统；石油科学研究院研制的小型石油精炼试验系统等；另外航天局809所、上海803所、上海交通大学、西安交通大学、浙江医科大学以及东方振动和噪声技术研究所等高校和公司在研究和开发虚拟仪器产品、虚拟仪器设计平台以及消化吸收NI等产品方面做了大量工作，其成果已在自动计量控制系统等方面得到广泛的应用。

最近浙江大学流体传动及控制国家重点实验室也开发的基于虚拟仪器的液压试验台CAT系统便是比较典型的例子，软件部分采用了VC++6.0实现试验系统编程。硬件部分A/D卡采用PCI—1713卡（提供了32个模拟输入通道，12位转换分辨率，2.5 $\mu$ s的转换速率）。实际应用中该型系统可根据情况的不同采用不同的接口技术，灵活地组成相应的液压测试系统。虚拟仪器的兴起是测试仪器技术的一次“革命”，是仪器领域的一个新的里程碑。未来的VI完全可以覆盖计算机辅助测试的全部领域，几乎能替代所有的模拟测试设备。基于计算机的全数字化测量分析是采集测试分析的未来，虚拟仪器必将在越来越多的领域中广泛普及。数据采集、测试、过程控制、信息传输与通信等现代信息技术汇聚在一起，将最终导致标准化、规范化的卡式仪器和软件化仪器的更广泛流行。

### 1.1.2 液压泵（马达）实验台未来发展趋势

随着液压技术的不断提高与发展，对液压测试技术的要求也不断提高。信息技术包含微电子、光电子、计算机技术等多项技术，以信息传递快、运算速度快、控制精确、能耗小等优点使其在控制领域有越来越广泛的应用，现代工业中，液压技术已与信息技术紧密结合，提高了液压传动与控制的精确性。在液压传动与控制中，液压系统趋于复杂化和小型化的发展趋势，液压测试技术要对液压系统和液压元件进行充分的测试，必然需要对大量的数据进行采集及处理，液压测试技术和信息技术紧密结合才能符合现代液压测试技术的需要。液压计算机辅助测试技术（Computer Aided Test

---

）将信息技术与液压测试技术结合，可以显著提高液压测试的可靠性、精确性和自动化程度，它必定是液压测试技术的发展方向。不论何种检测系统，都必须有测试传感器。传感器使将感受到的物理量转变为电信号输出的装置，随着现代制造工艺和材料科学的反展，传感器的核心——敏感元件也越来越精密，测量误差和非线性失真越来越容易为人们控制。液压测试中，需要多种物理量的检测，传感器的高速发展为液压测试精确性提供了有力的保障。

运用模块化思维能助你理顺头绪，分清构成事物的诸功能、结构要点（模块）及其间的联系，从而能作出更好的设计——工程设计、产品设计、工艺设计、组织机构设计、布局设计等等。

利用计算机技术及传感器技术改造旧式液压测试设备或开发新式高精度、高自动化液压测试设备具有广阔的研究前景。计算机高速处理数据的能力正好满足液压系统动态测试和动态分析的要求，开发以计算机为中心的液压测试设备可以很好的对液压系统进行动态测试和动态分析。液压系统的自动化控制与液压测试密不可分，液压系统闭环反馈控制必然要求对液压系统参数进行测量和反馈，液压测试技术的发展也有利于液压传动及控制技术的发展与提高；发展液压测试技术以提高液压控制技术也是以后液压测试技术的重要发展方向。

### 1.1.3 存在问题

由于被测液压泵（马达）的型号不同，存在大功率液压泵（马达）测试能耗大，浪费液压油，主要反映在系统的容积损失和机械损失。如果全部压力能都能得到充分利用，则将使能量转换过程的效率得到显著提高。

有液压元件测试必然存在液压油污染问题，

---

不论哪一类液压油流入环境，都会造成不同程度的危害。在使用中，液压油会慢慢老化，老化的油液在更换时不能被回收，就会排到环境中，造成污染。泄漏是液压系统常见的故障，油流到环境中会造成污染，同时也会造成经济上的损失。因此对于液压介质，应开发新的无污染、可降解的液压油，这样即使流到环境中，一定时间后也会降解而不造成危害；如果还是使用对环境有危害的液压油，就应该加强管理，防止或减少它流到环境中去，使对环境危害最小。由于泄漏产生的环境问题也是不可忽视，而泄漏也是液压系统的一个顽疾。对于泄漏的防治需要技术和管理上的支持，在设计、使用、维护阶段都应考虑此问题，维修时要做好液压油的回收。

## 1.2 本次设计的主要内容

本设计主要研究液压泵和液压马达实验台液压系统。其基本内容为：

1. 液压泵和液压马达实验台的液压系统方案的设计
2. 液压泵和液压马达实验台液压系统元件的选择与设计
3. 液压泵和液压马达实验台整体结构的设计
5. 有关参数的计算

由于不同类型的液压泵(马达)有不同的测试方法标准,即使是同一类型、不同额定压力的液压泵(马达)的测试方法也不完全相同,所以只能对其中某一类型、某一压力级别的液压泵(马达)进行性能测试或对其中共同的项目进行测试。

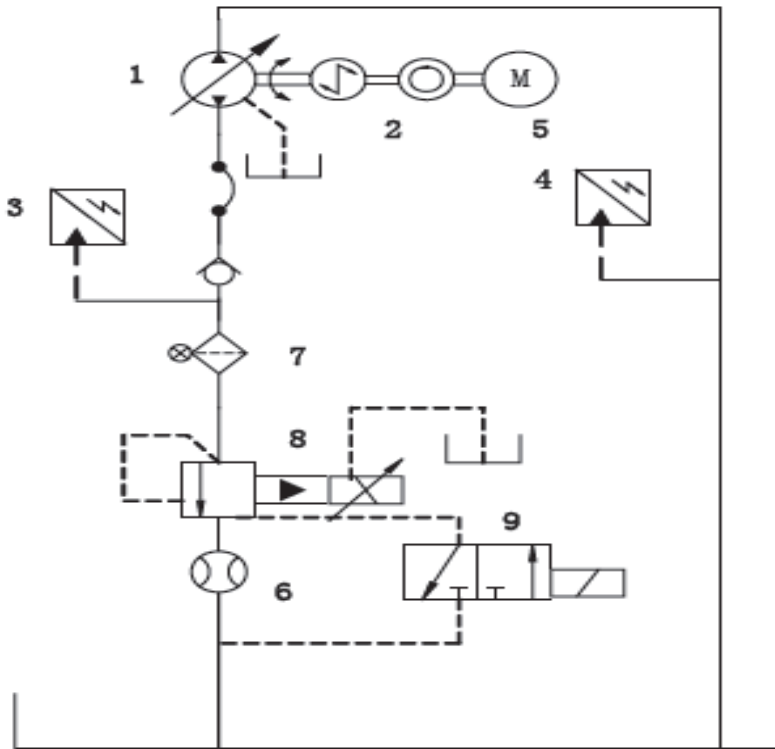
## 1.3 本章小结

近年来液压泵、马达的测试系统在传统的液压测试系统原理上增加计算机辅助测试和虚拟测试技术,但液压系统测试的基本原理大致相同。本章主要介绍了液压泵和液压马达实验台发展、未来趋势和存在的问题,并介绍了本次设计的主要内容。

## 第 2 章 液压泵实验台液压系统的设计

### 2.1 液压泵实验台工作原理

液压泵性能试验台采用变频器驱动三相交流电机拖动被试泵，控制被试泵的转速、转矩转速仪来观测输入转速转矩值，如图2-1所示。电磁比例溢流阀控制被试泵出口加载，并且配备了卸荷阀、各类压力传感器和温度传感器。试验时调节变频电机13 控制被试泵的转速达到设定要求，然后控制电磁比例溢流阀给被试泵加载，通过进出口压力传感器采集进出口压力值，通过转矩转速仪器采集被试泵的输入转矩转速值。空载排量测量时可以打开电磁球阀2使被试泵卸荷。



1. 被试泵 2. 转矩转速仪 3. 高压传感器 4. 真空传感器 5. 变频电机 6. 流量计 7. 过滤器 8. 电液比例阀 9. 卸荷阀

图 2-1 液压泵实验回路

---

## 2.2 被试泵及驱动电机的选择

由于不同类型的液压泵(马达)有不同的测试方法标准,即使是同一类型、不同额定压力的液压泵(马达)的测试方法也不完全相同,所以只能对其中某一类型、某一压力级别的液压泵(马达)进行性能测试或对其中共同的项目进行测试。参照各类液压泵试验的国家标准,综合考虑现有的试验条件确定试验项目为:气密性检查和跑合试验、排量验证试验、效率试验、压力振摆检查、自吸试验、高温试验、超速试验、超载试验、满载试验、冲击试验和效率检查试验。

选取恒压变量泵63PCY14-1B进行了性能测试试验,被试泵公称排量为63mL/r,额定转速为1500r/min,确定系统最大流量

$$Q=94.5\text{L}/\text{min}$$

液压系统中驱动液压泵的原动机有电动机和发动机。发动机指汽油机柴油机等,一般用于行走机械,而且不是由液压系统设计者选定的。固定设备系统中驱动液压泵的电动机需要设计者选定。根据使用的环境,决定开式、封闭扇冷式、防雨保护式、防爆式等形式及立式、卧式结构。变频电机选择Y250M-4-B3 额定转速:1410r/min, 额定电压:380v, 额定功率:55kw。

驱动电机决定了被试泵的测试范围。

## 2.3 液压泵实验台的基本测试项目

### 2.3.1 排量验证试验

GB7936 规定排量验证试验分为以下几步:

第一,使液压泵空载,即使液压泵的负载为零,或液压泵的输出压力不超过额定压力的5%或不超过0.5MPa;

第二,在液压泵的最低许用转速到额定转速的范围内设定均匀的5档转速,测量每档转速 $n$ 下泵的流量。

第三,计算泵的空载排量。国标GB7936 规定:

$$V_i = \frac{N \left( \sum_{j=1}^N n_j q_{v2,ej} \right) - \left( \sum_{j=1}^N n_j \right) \left( \sum_{j=1}^N q_{v2,ej} \right)}{N \left( \sum_{j=1}^N n_j^2 \right) - \left( \sum_{j=1}^N n_j \right)^2} \quad (2-1)$$

其中  $V_i$  为空载排量 mL/r;  $n$  为实际转速 r/min;  $N$  为转速测量档数;  $q_{v2,ej}$  为有效输出流量 L/min, 这是一个用最小二乘法拟合的方程, 测得  $N$  个点的转速和流量值, 然后运用最小二乘法拟合求其直线的斜率即为要求的空载排量。

### 2.3.2 效率试验

按照国标 JB/T 7042—93 规定, 效率试验主要有以下几步:

第一, 在最大排量、额定转速下, 使泵的出口压力逐渐增加, 至额定压力的 25% 左右。待测试状态稳定后, 测量与效率有关的数据;

第二, 按上述方法, 至少测量泵的出口压力约为额定压力的 25%, 40%, 55%, 70%, 80%, 100% 时, 分别测量与效率有关的数据;

第三, 转速约为额定转速的 100%, 85%, 70%, 55%, 40% 时, 在上述各试验压力点, 分别测量与效率有关的数据。

第四, 绘出等效率特性曲线图, 或绘出性能曲线图;

第五, 在额定转速下, 进口油温为 20~35℃ 和 70~80℃ 时, 分别测量空载压力至额定压力范围内至少 6 个等分压力点的容积效率;

第六, 绘制功率、流量、效率随压力变化的曲线图。

### 2.3.3 变量特性试验

恒功率变量泵 恒功率变量泵的特性试验主要有以下几步:

- (1) 最低压力转换点的测定 调节变量机构使被试泵处于最低压力转换状态, 测量泵出口压力;
- (2) 最高压力转换点的测定 调节变量机构使被试泵处于最高压力转换状态, 测量泵出口压力;
- (3) 恒功率特性的测定 根据设计要求调节变量机构, 测量压力、流量相对应的数据, 绘制恒功率特性曲线;

(4) 其他特性按实际要求进行试验。

恒压变量泵本试验台安装的为恒压变量泵，因此应做相应的恒压特性试验。恒压静特性试验包括最大排量、额定转速下加载，然后绘制不同调定压力下的流量—压力特性曲线。

### 2.3.4 其它试验项目

气密性检查和跑合, 压力振摆试验, 自吸试验, 低温试验, 高温试验, 超速试验, 超载试验, 满载试验, 效率检查试验。

## 2.4 液压泵性能表达式及参数

试验油路是为一定的试验目的服务的，离不开具体的试验内容，要求测试液压泵的各种性能指标，而这些指标又与各种参数有关。有关液压泵的主要性能表达式有：

$$\text{排量 } V_p : V_p = (q/n) \times 10^3 (L/\text{min}) \quad (2-2)$$

式中 $q$  为泵输出的实际流量(L/min)； $n$  为泵轴转速(r/min)；泵的空载排量 $V_i$  为空载时测出的排量最大值。

泵轴输入的理论转矩 $T_{Pth}$ ：

$$T_{Pth} = \frac{V_i(p_h - p_i)}{2\pi} (N \cdot M) = \frac{V_i \Delta p}{2\pi} \quad (2-3)$$

其中 $p_h$ 为泵的出口压力(MPa)； $p_i$  为泵的进口压力(MPa)。

$$\text{容积效率 } \eta_{pV} : \eta_{pV} = (V_p / V_{pk}) \times 100\% \quad (2-4)$$

$$\text{机械效率 } \eta_{pm} : \eta_{pm} = (T_{Pth} / T_p) \times 100\% \quad (2-5)$$

$$\text{泵输入功率 } P_i : P_i = 1.5 \times 10^{-4} T_{pn} (kW) \quad (2-6)$$

其中 $T_p$  为泵轴输入转矩(N.m)； $n$  为泵的转速(r/min)

$$\text{泵的输出功率 } P_0 : P_0 = \frac{\Delta p q}{60} (kW) \quad (2-7)$$

其中 $\Delta p$ 为泵的进、出口压力差(MPa)； $q$ 为泵实际输出流量(L/min)

$$\text{总效率 } \eta_p : \eta_p = (P_0 / P_i) = 159 \frac{\Delta p q}{T_{pn}} \times 100\% \quad (2-8)$$

$$\text{实际输出流量 } q : q = V_{pn} \times 10^{-3} (L/\text{min}) \quad (2-9)$$



---

$$\text{泄漏流量 } q_L : q_L = V_{in} \times 10^{-3} - q (L/\text{min}) \quad (2-10)$$

## 2.5 本章小结

此液压泵实验台油路根据国家标准设计，用以检测液压泵的技术特性。本章介绍了液压泵实验台的基本原理，并说明了液压泵的测试项目及测试计算方法。

---

## 第 3 章 液压马达实验台液压系统的设计

### 第 4 章 液压元件的选择

#### 4.1 液压泵实验台系统部分

##### 4.1.1 被试泵、电机及联轴器的选择

###### 4.1.1.1 被试泵的选择

液压泵是将原动机的机械能转换为液压能的能量转换组件，在液压系统中，液压泵作为动力组件向液压系统提供液压能。

选取恒压变量泵 63PCY14-1B 进行了性能测试试验，被试泵公称排量为 63mL/r，额定转速为 1500r/min。泵的基本参数是压力、流量、转速、效率。泵的最高压力与最高转速不宜同时使用，以延长泵的使用寿命。转速的选择应严格按照产品技术规格表中规定的数值，不得超过最高转速值。至于其最低转速，在正常使用条件下，并没有严格的限制。

液压泵的主要类型有：外啮合齿轮泵、内啮合齿轮泵、螺杆泵、叶片泵、柱塞泵。因为本系统为低压系统，故可选双螺杆泵，具体型号由系统的最大工作压力与所需液压泵的流量决定。

###### 4.1.1.2 电机的选择

电气传动用交流电动机是将直流电能转变为机械能的旋转机械，特点是调速优良，过载能力大，可实现频繁的无级快速起动制动和反转，多用于宽调速的场合和要求有特殊运行性能的自动控制场合。交流电机中最常用的是三相异步电动机和同步电动机，异步电动机结构简单，维护方便，重量较轻，成本较低，工作效率较高，负载特性较硬，能满足大多数工业机械的电气传动需要；同步电动机广泛适用于拖动不要求调速和功率较大的生产机械。比较之后，本系统选择通用异步电动机。

根据被试泵的规格，变频电机选择 Y250M-4-B3 额定转速：1410r/min，额定电压：380v，额定功率：55kw。

---

#### 4.1.1.3 联轴器的选择

联轴器是连接两轴或轴和口转件，在传递运动和动力过程中一同回转而不分开的一种装置。此外，联轴器还可能具有补偿两轴相对位移、缓冲和减振以及安全防护功能。联轴器的类型应根据使用要求和工作条件来确定。具体选择时考虑以下几点：

1. 所需传递的转矩大小和性质以及对缓冲和减振方面的要求。
2. 联轴器工作转速高低和引起的离心力大小，对于高速传动轴，应选用平衡精度高的联轴器，而不宜选用存在偏心的滑块联轴器。
3. 两轴相对位移的大小和方向，当安装调整后，难以保持两轴精确对中，或工作过程中两轴将产生较大的附加位移时，应选用挠性联轴器。
4. 联轴器的可靠性和工作环境。
5. 联轴器的制造、安装、维护和成本，在满足使用性能的前提下应选择拆装方便、维护简单、成本低的联轴器。一般的非金属弹性元件联轴器，由于具有良好的综合性能，适宜于一般的中小功率传动。

由于泵与电动机之间的传动不属于大功率传动，选择联轴器型号：黎明 CC-115。

#### 4.1.2 管道尺寸的确定

##### 4.1.2.1 管道的计算

由新版机械设计手册第四卷，第 23 篇，第 4 章—液压传动系统设计计算，查得

管道内径计算公式为：

$$d \geq \sqrt{\frac{4q_v}{\pi v}} \quad (4-1)$$

壁厚计算公式

$$\delta \geq \frac{P \cdot d}{2 \cdot [\sigma]} \quad (4-2)$$

$P$ ——管道内最高工作压力 (Pa)；

$d$ ——管道内径 (m)；

$[\sigma]$ ——管道材料的许用应力 (MPa),  $[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n}$ ;

$\sigma_b$ ——管道材料的抗拉强度 (MPa),  $\sigma_b = 520 \text{ MPa}$ ;

$n$ ——安全系数, 对钢管来说,  $P < 7 \text{ MPa}$  时, 取  $n=8$ ;  $P < 17.5 \text{ MPa}$  时, 取  $n=6$ ;  $P > 17.5 \text{ MPa}$  时, 取  $n=4$ ; 这里取  $n=8$ 。

则

$$\delta \geq \frac{P \cdot d}{2 \cdot [\sigma]} = \frac{P \cdot d \cdot n}{2 \cdot \sigma_b} \quad (4-3)$$

管道内液体的流动速度如表 4-2 所示

表 4-2 允许流速推荐值

管道	推荐流速/(m/s)
液压泵吸油管道	0.5~1.5, 一般常取 1 以下
液压系统压油管道	3~6, 压力高, 管道短, 粘度小取大值
液压系统回油管道	1.5~2.6

取吸油管路油液流速为 1 m/s, 压油管路流速为 6 m/s, 回油管路为 2 m/s。

液压泵吸油管道内径:

$$d = \sqrt{\frac{4q_V}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 \times 93.6 \times 10^{-3}}{\pi \times 1 \times 60}} = 44.6 \text{ mm},$$

圆整取标准值 50 mm。

液压泵吸油管道壁厚:

$$\delta \geq \frac{P \cdot d \cdot n}{2 \cdot \sigma_b} = \frac{1.92 \times 50 \times 8}{2 \times 520} = 0.74 \text{ mm},$$

圆整取标准值 3 mm。

液压泵压油管道内径:

$$d = \sqrt{\frac{4q_V}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 \times 93.6 \times 10^{-3}}{\pi \times 6 \times 60}} = 18.2 \text{ mm} ,$$

圆整取标准值 25 mm。

液压泵压油管道壁厚：

$$\delta \geq \frac{P \cdot d \cdot n}{2 \cdot \sigma_b} = \frac{1.92 \times 20 \times 8}{2 \times 520} = 0.30 \text{ mm} ,$$

圆整取标准值 2 mm。

液压泵回油管道内径：

$$d = \sqrt{\frac{4q_V}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 \times 93.6 \times 10^{-3}}{\pi \times 2 \times 60}} = 31.5 \text{ mm} ,$$

圆整取标准值 32 mm。

液压泵压油管道壁厚：

$$\delta \geq \frac{P \cdot d \cdot n}{2 \cdot \sigma_b} = \frac{1.92 \times 32 \times 8}{2 \times 520} = 0.47 \text{ mm} ,$$

圆整取标准值 2 mm。

#### 4.1.2.2 硬管的选择

对于具有不同管路长度的刚性联接一般使用硬管。在硬管和软管之间做出选择时，应选择硬管，因为硬管成本低、阻力小、安全。多选用无缝钢管，无缝钢管耐压高，变形小，耐油，抗腐蚀，虽装配时不易弯曲，但装配后能长久保持原状，用于中压系统。硬管可分为两大类，一类是通经定尺寸，另一类是外径定尺寸的。

泵的吸油和压油口直径是固定的，分别为 50 mm 和 42 mm，根据新版机械设计手册第四卷，第 23 篇，第 9 章，表 23.9-2—钢管公称通径、外径、壁厚、联接螺纹和推荐流量表，选取钢管管道直径如表 4-3 所示。

表 4-3 过滤系统管径

(mm)

管道	外径	内径
吸油管道	50	44
压油管道	42	38
回油管道	42	38

布管的基本要求是：

1.为了减少摩擦损失，管子长度应尽可能最短。

2.固定点之间的直管段至少要有一个松弯以适应热胀冷缩。应不惜任何代价的避免紧死的直管。这种直管能在管路中造成严重的拉压应力，并使得管子从接头体后退才能装卸的管接头难以联接。

3.弯管应减至与布管的几何形状一致的最少数目，并采用尽可能大的弯管半径，否则难以与管接头找正。管子总应该有一段直管接近管接头，而把任何近处的弯管调整到远处。

4.所有管路，尤其是高压管路均应适当支撑，尤其在高压系统中弯管前后及与软管连接之前必须支撑。流量的任何突然扰动都将在弯管处产生使弯管伸直的倾向，如果管子未加支撑则导致“甩动”。不过管夹不应将管子卡死，而应为热胀冷缩留出足够的窜动自由度。

5.弯管的半径  $R$  应根据管子中心和外径  $d$  来规定。最小弯管半径为外径的 2.5 倍。

#### 4.1.2.3 软管的选择

软管用于连接相互运动的液压元件之间的挠性联接，或者用于有关元件的布置很不利，致使软管连接成为唯一现实的解决的办法的场合。软管还起吸振和消声的作用，泵的出口要有一段软管，其目的就在于此。系统压力、压力波动、油液流速、温度、油液、及环境条件构成了液压软管使用中的重要因素。

液压系统用的高压软管由合成橡胶制成，并根据拟用的负载加固。与油连接的是耐油合成橡胶制成的内管，内管外面有若干层加固层。加固材料可以是天然或合成纤维或细金属丝或它们的组合。加固层可以是编织的，缠绕的或两者兼而有之。最外面是一层耐油的蒙皮。各层之间有粘接剂。

---

系统压力，压力波动，油液流速，温度，油液及环境条件构成液压软管使用中的重要因素。

本系统在泵的出口处应设液压软管，目的是吸收泵出口处的压力脉动。

型号：A10×6S-35

#### 4.1.2.4 管子连接以及管接头的选择

管子与元件、管子与管子都需要相互连接。连接有可拆卸连结和永久性连接。永久性接头可以是熔焊的、钎焊的、冷挤压的和胶合的。这种接头是由航空航天工业开发的，主要考虑可靠度高、安装成本低和重量轻。虽然是为航空航天工业开发的，但是这种接头中有许多现在已经用于工业界。当然，它们是不能重复使用的。可拆连接是可以重复使用的，所用的连接件有法兰、管接头、底板之类，也可以不用联接件而直接把管子与元件连上。

管接头的主要作用是连接管子与元件、连接管子与管子及在隔墙处提供连接与固定。焊接式、卡套式、扩口式管接头应用较普遍，管接头的基本型有7种：端直通管接头、直通管接头、端直角管接头、直角管接头、端三通管接头、三通管接头和四通管接头。凡带端字的都是用于管子与机件之间的连接，其余是用于管件之间的连接。

法兰与管子的连接，可以是螺纹连接也可以是焊接。法兰和法兰之间，法兰和机件之间，用螺纹进行连接，用O型密封圈密封。

液压系统中，金属管之间，金属管与元件之间的连接，可采用焊接连接、法兰连接和管接头连接。直接焊接时，焊接工作要在现场进行，安装后拆卸不方便，焊接质量不易检查。

根据本系统的实际情况，主要选择焊接式端直通管接头。

根据如下标准选择：

卡套式端直通管接头(GB 3733.1-83)

卡套式直角管接头 (GB 3740.1-83)

卡套式三通管接头 (GB 3745.1-83)

---

### 4.1.3 液压阀的选择

#### 4.1.3.1 溢流阀的选择

在液压系统中,用来控制流体压力的阀统称为压力控制阀,简称压力阀。

按用途,压力阀可分为溢流阀、遥控阀、安全阀、电磁溢流阀、卸荷溢流阀、制动阀、背压阀、平衡阀、缓冲阀、压力继电器、压力表保护阀等。压力控制阀的安装连接方式可分为螺纹式、板式和法兰式,其中螺纹式连接的管口结构及技术条件可参见国家标准 GB/T2878-93。

溢流阀是使系统中多余流体通过该阀溢出,从而维持其进口压力近于恒定的压力控制阀。在液压系统中,溢流阀可作定压阀,用以维持系统压力恒定,实现远程调压或多级调压;作安全阀,防止液压系统过载;作制动阀,对执行机构进行缓冲、制动;作背压阀,给系统加载或提供背压;它还可与电磁阀组成电磁溢流阀,控制系统卸荷。溢流阀可分为:直动式、先导式。当溢流量变化时,直动式溢流阀的进口压力是近于恒定的。

本系统选取选取比例溢流阀:AGZMO-A-20-315Y。

#### 4.1.3.2 单向阀的选择

单向阀又称止回阀,它使液体只能沿一个方向通过。其作用是使液体只能沿一个方向流动,不许它返回倒流。用在液压泵的出口,防止系统压力突然升高而损坏液压泵,防止系统中的油液在泵停机时倒流回油箱;用作旁通阀,与其它类型的液压阀相并联,从而构成组合阀。单向阀还可做保压作用,对开启压力大的单向阀,还可做背压阀使用。分类:按进出口流道的布置形式可分为直通式和直角式两种,按阀芯的结构形式可分为钢球式和锥阀式。

对单向阀的要求主要有:

1.通过液流时压力损失要小,而反向截止时密封性要好;

2.动作灵敏,工作时无撞击和噪声。单向阀的弹簧在保证能克服阀芯摩擦力和重力而复位的前提下,弹簧刚度尽可能小,从而减小单向阀的压力损失。一般,单向阀的开启压力为 0.035~0.05 MPa,通过额定流量时的压力损失不应超过 0.1~0.3 MPa。

选择管式单向阀,规格为 S25A2,通径为 25 mm,开启压力为 0.15



---

MPa, 重量 0.32 kg。



---

#### 4.1.3.3 蝶阀的选择

在吸油口设置一个蝶阀，当拆卸液压泵时，不会使油液流出，前面已经算出吸油管直径为 50 mm，系统压力 1.2 MPa。根据天津塘沽瓦特斯有限公司的产品样本，选择蝶阀规格为 XD71X-10C DN50，直径为 50 mm，工作压力 0.6-1.0 MPa。

#### 4.1.3.4 球阀的选择

主要用于截断或接通管路中的介质，亦可用于流体的调节与控制，其中硬密封 V 型球阀其 V 型球芯与堆焊硬质合金的金属阀座之间具有很强的剪切力，特别适用于含纤维、微小固体颗粒等介质。而多通球阀在管道上不仅可灵活控制介质的合流、分流、及流向的切换，同时也可关闭任一通道而使另外两个通道相连。

选用电磁球阀 M-3SEW6C30B420M，公称压力 31.5MPa，工作电压：12V。

### 4.2 液压马达实验台系统部分

#### 4.2.1 被试马达、泵、电机及联轴器的选择

##### 4.2.1.1 被试马达的选择

液压马达是将液压能转化成机械能的液压组件，其工作原理与液压泵相同。选取被试马达 A2F28W391，排量：28 mL/r，最大转速：4750r/min。

##### 4.2.1.2 加载泵及电机的选择

主油泵根据被试马达规格选取 A2F28W3P1，电机选择马可波罗 Y250M-4-B35 型电机。

##### 4.2.1.3 补油泵及电机的选择

补油泵的作用是给上位充液油箱打油，大部分时间都是处于闲置状态。本系统补油泵安放在主油箱的顶部，需要较好的自吸能力。设定一次打满充液油箱需要 16 分钟左右进行对泵的选择。

补油泵选择力士乐 PFE-410B5，排量：85.3mL/r，额定压力:21MPa，输出流量：114L/min，驱动功率：59kw，转速：700-2000r/min。

补油泵电机选择马可波罗 Y160L-4-B35，额定功率：15kw，额定电压：380V，额定转速：1480r/min。

### 4.2.1.3 联轴器的选择

序号	元件名称	代号
1	蝶阀	DN50
2	比例溢流阀	AGZMO-A-20-315Y
3	单向阀	S20P1
4	电磁球阀	M-3SEW6C30B420M
5	电液换向阀	H-WEH25E51/W221-51ED1
6	比例调速阀	2FRE16-4X/100LBK4M
7	管式单向阀	S25A2

加载泵联轴器选择 CC-145,补油泵联轴器选择 CC-115.

### 4.2.2 管道尺寸的确定

液压马达实验台管道尺寸的确定方法及计算公式与液压泵的相同,计算得出压油管管径 25mm,回油管管径 35mm。

### 4.2.3 液压阀的选择

主要元件列表:

表 4-1

## 4.3 液压辅件的选择

### 4.3.1 空气滤清器的选择

空气滤清器简称空滤器。它不仅可以防止液压系统工作时,由空气中带入油箱的灰尘,还可以防止加油过程中混入颗粒物质,从而简化了油箱的结构,有利于油箱的净化。

---

空气过滤器装于油箱上，连通大气，使得油箱内气体压力不至于过高或者过低，因为过高影响油箱安全，过低降低泵自吸能力，而且容易产生气泡，影响系统性能；空气过滤器还用于油液的抽取和注入。注油口与通气器一般合二为一。取下通气帽时可以注油，放回通气帽即成通气过滤器。周围环境较脏时，应采用油浴式空气过滤器。当周围空气的温度较大时，有与空气干燥器合用的注油通气器，它兼有除湿、收尘和注油的功能。

空气过滤器的精度不应小于系统的过滤精度，空气过滤器的空气流量应大于系统最大流量的 3 倍以上，在安装条件允许的情况下，流量尽可能大些，以防止滤芯堵塞影响系统的正常工作。

由前面的计算可知，系统的总流量为 300 L/min，根据温州黎明液压有限公司的产品样本，选择空气滤清器的规格为 QUQ2.5-10×3.0，过滤精度为 10 μm，空气流量为 2 m<sup>3</sup>/min。

#### 4.3.2 液位液温计的选择

由前面的计算可知，油温是在 30℃~55℃之间变化的，油箱的高度为 1400 mm，则油面的最高高度为  $H_{\max}=1400 \times 80\%=1120$  mm，液位计的下刻线至少应比吸油过滤器或吸油管口上缘高出 75 mm，吸油管口上缘高度为 300 mm，则取液位计的下刻线距油箱最低点距离为 700 mm，根据温州黎明液压有限公司的产品样本，选择 YWZ 液位液温计，规格为 YWZ-500T。

#### 4.3.3 加热器的选择

加热器的作用在于低温起动时，将油液温度升高到适当的值（15℃）。采用电加热器加热器安装在油箱内。

加热器的发热能力可按下式估计：

$$N \geq \frac{C \cdot \gamma \cdot V \cdot \Delta Q}{T} \quad (4-5)$$

式中

$N$ ——加热器的发热能力；

$C$ ——油的比热，取  $C=1800\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ；

$\gamma$ ——油的密度，取  $\gamma=900 \text{ kg}/\text{m}^3$ ；

---

$V$ ——油箱内的油液体积；

$\Delta Q$ ——油加热后的温升，取  $\Delta Q=15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ；

$T$ ——加热时间，取  $T=3600\text{s}$ 。



---

有前面的设计可知，油箱的尺寸为  $700 \times 1400 \times 2100$ ，则邮箱中油液的体积为

$$V = 0.7 \times 1.4 \times 2.1 \times 80\% = 1.6\text{m}^3$$

则

$$N = \frac{1800 \times 900 \times 1.6 \times 15}{3600} = 10800\text{J/s} = 10800\text{W} = 10.8\text{KW}$$

加热器的功率为

$$P = \frac{N}{\eta} \quad (4-6)$$

式中

$\eta$ ——热效率。 $\eta=0.7$ 。

则加热器的功率为

$$P = \frac{10.8}{0.7} = 15.4\text{KW}$$

经计算，可确定取一个 15.4 KW 的加热器既可满足要求。根据温州黎明液压有限公司的产品样本，选择加热器的规格为 GYY2-220/2，功率为 20 KW，数量为 1。

#### 4.3.4 泄油口球阀的选择

在油箱底部泄油口设置截止阀，用于排出油箱底部的污泥；在油箱盖板上边缘的泄油口设置一截止阀，用于排出盖板上积蓄的油液。<sup>[14]</sup>根据奉化市朝日液压有限公司的产品样本，选择内螺纹连接式高压球阀，规格为

底部：Q11F-16-DN20，通径为 20，工作压力 1.6 MPa。

盖板处：Q11F-16-DN10，通径为 10，工作压力 1.6 MPa。

#### 4.3.5 压力表仪器的选择

##### 4.3.5.1 压力表

选用 YN 系列耐震压力表，这种压力表适于测量无爆炸，不结晶，不凝固，对铜和铜合金无腐蚀作用的液体、气体或蒸汽的压力。

选择温州黎明生产的压力表，型号 YN-100，测量范围 0~60MPa



---

#### 4.3.5.2 压力表开关

压力表开关是小型的截止阀或节流阀，主要用于切断压力表和油路的连接，或调节开口度起着阻止作用，减轻压力表急剧跳动，防止损坏。

根据压力表的连接规格，选择奉化生产的压力表开关，型号 KF-L8/14E，通径 8mm，工作压力 31.5MPa，压力表接头螺 M20×1.5，压力油进口 M14×1.5。

#### 4.3.5.3 压力传感器

根据不同的使用要求，压力传感器可以与数字测量仪、巡回检测装置或计算机等配套使用，便于实现测试自动化。

本系统选择托斯生产的压力传感器，型号 E-ATR-5/400/I，压力测试范围 0~400bar，电压输出型号 0~10V。

#### 4.3.6 减震喉的选择

液压泵在安装时，要求较高的同心度，特别是斜轴泵对安装位置比较特殊。安装减震喉既可以减小油箱与泵连接应力，接头两端可任意偏转，便于自由调节轴向或横向压力，还可以降低液压泵吸油的冲击。

主泵过滤器出口道通径为 65mm，所以选择 KXT 型可曲挠橡胶接管，型号为：KXT-(I)-65，其工作压力为 2.0MPa，爆破压力：6.0MPa，真空度：100kPa，适用温度：-20~+115℃。

### 4.4 本章小结

本章分别对液压泵和液压马达测试系统进行了选件计算，确定实验泵、电机、阀、液压辅件的型号，以及管道的尺寸，同时还确定了油箱的容积。

---

## 第 5 章 油箱的设计

### 5.1 概述

油箱在液压系统中除了储油之外，还起着散发系统工作中产生的热量，分离油液中混入的空气，沉淀污染物及杂质等作用。在油箱上，安装有很多辅件，如冷却器、加热器、空气滤清器、及液位计等。

### 5.2 油箱的分类

按照油面是否与大气相通，油箱可分为开式油箱和闭式油箱。开式油箱广泛应用于一般液压系统，它在油箱盖上装有空气滤清器，沟通油箱内部与大气的连接，并兼作注油口用。开式油箱结构简单，安装维护方便。闭式油箱一般用于压力油箱，内充一定压力的惰性气体，充气压力可达 0.05MPa。

按照油箱的形状来分，油箱可分为矩形油箱和圆罐形油箱。矩形油箱制造容易，箱上易于安放液压器件，所以被广泛采用；圆罐形油箱强度高，重量轻，易于清扫，但制造较难，占地空间较大，大型冶金设备中经常采用。

### 5.3 油箱的设计要点

设计油箱时应考虑如下几点：

#### (1) 基本结构

为了在相同的容量下得到最大的散热面积，油箱外形以立方体形或长六面体为宜，油箱的顶盖上有时要安放泵和电机，阀的集成装置有时也安装在顶盖上，最高油面只允许达到油箱高度的 80%，油箱一般用钢板焊接而成，顶盖可以是整体的，也可以是分为几块，油箱底脚高度应该在 150mm 以上，以便散热、搬移和放油；油箱四周要有吊耳，以便起吊装运。

#### (2) 吸、回、泄油口的设置

泵的吸油管与系统回油管之间的距离应尽可能远些，管口都应该插于最低液面以下，但离油箱底要大于管径的 2~3 倍，以免吸空和飞溅起泡。吸油端部所安装的滤油器，离箱壁要有 2~3 倍管径，以便四面进油。回油管口应截成 45°

---

斜角，以增大回流截面，并使斜面对着箱壁，以利散热和沉淀杂质；阀的泄油管口应在液面之上，以免产生背压；液压马达和泵的泄油管则应引入液面之下，以免吸入空气；为防止油箱表面泄油落地，必要时在油箱下面或顶盖四周设泄油回收盘。

### （3） 隔板的设置

在油箱中设置隔板的目的是将吸、回油隔开，迫使油液循环流动，利于散热和沉淀。一般设置一至两个隔板，高度常为液面高度的  $2/3 \sim 3/4$ 。为了散热效果好，应使液流在油箱中有较长的流程，如果与四壁都接触，效果更佳。隔板缺口处要有足够大的过流面积，使环流速为  $0.3 \sim 0.6\text{m/s}$ 。如果隔板与油箱内表面之间采用焊接连接，则焊缝应该满焊，不要留下可能无法清理的藏污纳垢的缝隙。

### （4） 空气滤清器与液位计的位置

空气滤清器的作用是使油箱与大气相通，保证泵的自吸能力，滤除空气中的灰尘杂物，接作加油口。它一般布置在顶盖上靠近油箱边缘处。液位计用于监测油液高度，其安装位置应使液位计窗口满足对油箱吸油区最高、最低液位的观察。同时应设在注油口附近，以便注油时可以监视液面。

### （5） 放油口与清洗口的设置

油箱底部做成斜面，倾斜坡度通常为  $1/25 \sim 1/20$ ，这样可以促使沉淀物聚集到油箱的最低点。在最低处设置放油口，平时用螺塞或放油阀堵住，螺塞规格不小于  $M16 \times 1.5$ 。为了便于换油时清洗油箱，大容量的油箱一般均在侧壁设清洗窗口。

### （6） 密封装置

油板盖板和窗口连接处均需要加密封垫，各进出油管通过都需要装有密封垫，确保连接处严格密封。

### （7） 油温控制

油箱正常工作温度应该在  $15 \sim 66^\circ\text{C}$ ，必要时应该安装温度控制系统，或设置加热器和冷却器。

### （8） 油箱内壁的加工

油箱的内壁应进行抛丸或喷砂处理，以清除焊渣和铁锈。待灰砂清理干净后，按不同工作介质进行防腐处理。对于矿物油，常采用磷化处理。对于高水基或水、乙二醇等介质，则应采用与介质相容的涂料进行涂刷，以防油漆剥落污染油液。

在考虑油箱内部的防腐处理时，不但要顾及与介质的相容性，还要考虑处理后的可加工性、制造到投入使用之间的时间间隔以及经济性，条件允许时采用不锈钢制油箱无疑是最理想的选择。

综上所述，综合考虑设计了如下的油箱。

## 5.4 油箱的设计计算

本系统有两个油箱：主油箱和上位充液油箱，本次毕设仅对主油箱的结构进行了设计。

### 5.4.1 油箱外形尺寸确定

#### 5.4.1.1 油箱的有效容积

按照经验公式确定油箱的容量，如下：

$$V = a q_v \quad (5-1)$$

式中  $q_v$ ——液压泵每分钟排出压力油的容积（ $m^3$ ）；

$a$ ——液压经验系数。

表 5-1 液压经验系数  $a$

系统类型	行走机械	低压系统	中压系统	锻压机械	冶金
$a$	1~2	2~4	5~7	6~12	10

本系统为高压锻造机械， $a$ 取 10，得到：

$$V = 6 \times 0.297 = 1.78 \text{ (m}^3\text{)}, \text{ 取 6.3 系列。}$$

#### 5.4.1.2 油箱的外形尺寸

油箱尺寸高、宽、长之比可以取 1: 2: 3，液面高度达油箱高度的 0.8 倍，设高为  $X$ ，得油箱的有效容积等于  $1X \times 2X \times 3X$ 。得：

主油箱  $0.7m \times 1.4m \times 2.1m$

## 5.5 本章小结

本章主要介绍了泵站油箱的分类及设计要点，计算了本次液压机主油箱

---

的外形尺寸，设计了主油箱的结构。

---

## 第 6 章 阀块的设计

### 6.1 概述

液压阀块在液压系统中的重要性已被越来越多的人所认识,其应用范围也越来越广泛。液压阀块的使用不仅能简化液压系统的设计和安装,而且便于实现液压系统的集成化和标准化,有利于降低制造成本,提高精度和可靠性。因此,液压集成块是液压系统无管化连接方式的一种常用方法,液压元件由散装改为集成化,使之具有以下优点:

- (1) 元件距离近,油道短,压力损失小,效率高;
- (2) 无管子引起的振动及噪音,泄漏小,系统稳定性好;
- (3) 节省大量的管路、接头和密封件。结构紧凑,占有空间小,可使系统减轻重量,降低成本;
- (4) 安装、调试、使用、维护方便。

然而,随着液压系统复杂程度的提高,也增加了液压阀块的设计、制造和调试的难度,若设计考虑不周,就会造成制造工艺复杂、加工成本提高、原材料浪费、使用维护烦琐等一系列问题。

### 6.2 阀块的设计原则

集成块的阀体是安装各种液压元件,并且其内部按照液压系统原理图的要求能够实现各个元件之间油道连通的复杂功能块,是集成设计的关键,有如下几条注意点<sup>[8]</sup>:

- (1) 集成块的尺寸是考虑了其正面所安装叠加阀的类型,外形尺寸,以及保证板内油路孔与叠加阀的油路孔相对应的原则下,应该力求结构紧凑,体积小,重量轻。
- (2) 在集成块设计时,板内的油路应尽量简捷,尽量减少深孔、斜孔,尽量缩短油路长度,减少拐弯,板中的孔径要与叠加阀的孔径和通过的流量相匹配,特别要注意相关通的孔要有足够的通流面积。
- (3) 板块设计时,应注意进出油口的方向和位置,应与系统的总体布置及管道连接的形式匹配,并考虑安装操作便利。

(4) 对于工作中须要调节的元件，设计时要考虑其操作和观察的方便性，如溢流阀、调速阀等可调元件应设置在调节手柄便于操作的位置。需要经常检修的元件及关键元件如比例阀、伺服阀等应处于阀块的上方或外侧，以便于拆装。

(5) 重量较大的阀块，应设置起吊螺钉孔。

(6) 根据经验，一般集成块管道通径和阀或外联管道的尺寸相对应，等于或小于阀口通径，最小壁厚 $\geq 5\text{mm}$ 。

在设计过程中，首先分清油路的串并联关系，液压元件与主油路是串联的则主油路需要通过该元件；待完成主油路的设计后再考虑并联元件。在进行内部结构设计时，首先应确定贯穿所有阀体的压力油孔，回油孔及泄油孔的位置，元件油道的布置以他们为准则。在布置元件位置时，不仅考虑阀体的安装面的尺寸，还应该注意元件的外形尺寸，以防止元件间或元件与其它设备之间的干涉。

## 6.3 阀块的设计

### 6.3.1 集成回路的选择

在设计阀块之前，要将整个系统划分成几个集成回路，确定要将那些基本回路集成在一起，每个块体上包括的元件数量应适中，元件太多阀块体积大，设计、加工困难；元件太少，集成意义不大，造成材料浪费。

本系统分为 3 个集成回路，需要 3 个集成阀块，包括主泵出口阀块，控制泵出口阀块和主分配阀块。这里主要对主泵出口阀块进行了结构设计，它的液压原理如图 6-1 所示。

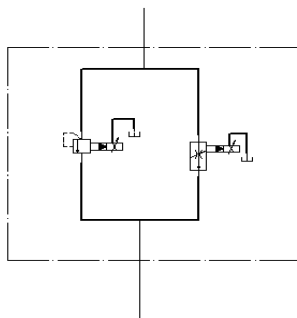


图 6-1 主泵出口阀块的原理图

### 6.3.2 阀块油道设计及三维模型

根据主泵出口阀块的原理图，初步设计了阀块的管道布置。

在布置阀块孔道时，首先根据系统的总体布置确定各油口的方位，互相沟通的元件应尽量置于互相垂直的相邻面上以简化孔道布置，然后先走通主油路，再完成小通径的油路和控制油路。采用深孔流道时，必须考虑钻头的长度及钻孔时发生偏斜的可能，一般长径比应小于 10mm。所有孔距的确定应保证其壁厚有足够的强度，对于中高压系统而言，采用铸铁块的壁厚应大于 5mm，采用钢材的应大于或等于 3mm，如果是深孔，还应考虑钻头在允许范围内的偏斜，应适当加大孔距。另外，还应校验元件的安装螺钉孔是否与其它孔道贯通。设计的初步管道如图 6-2 所示。

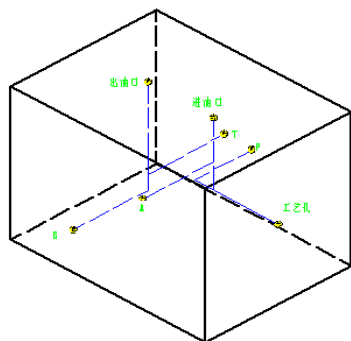


图 6-2 主泵出口阀块的初步管道图

最后利用 pro/e 进行三维建模，如图 6-3 所示，同时用 Solidworks 装配了阀块上的阀体，如图 6-4 所示。这样不仅可以简化 CAD 图纸的绘制，而且可以检验油道的布置及油道之间的连通是否符合设计要求，检查阀体之间是否存在干涉，这在阀体的设计中十分重要。

### 6.3.3 阀块选材及安装

本系统工作压力为 25MPa，属于高压，选用 45 号钢。用气割从板材上裁制阀块材料时，应留有足够的加工余量，将阀块的毛坯进行锻造后再加工。

**阀块安装：**在集成阀块底面加工四个螺纹孔，将阀固定在底板上，再将底板安装在油箱上，这样拆卸十分方便。



---

## 6.4 本章小结

本章主要介绍了阀块设计的重要性及设计要点，设计了本次液压机的泵出口阀块油道结构，并进行了三维建模。

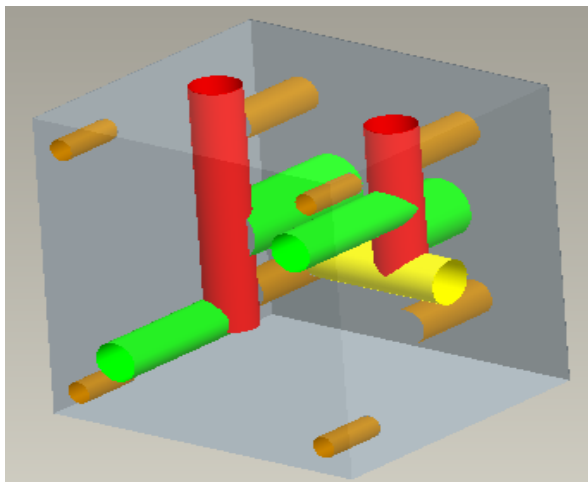


图 6-3 主泵出口阀块三维模型

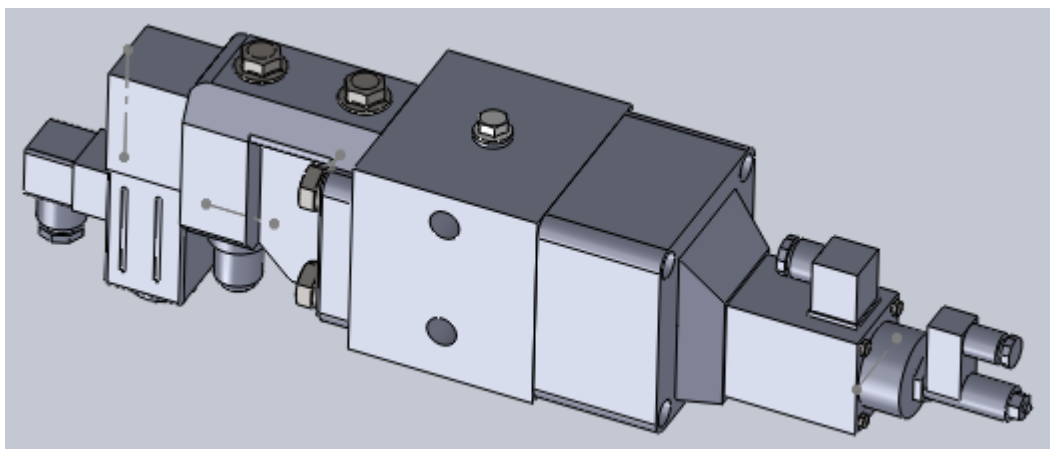


图 6-4 主泵出口阀块装配三维模型

---

## 第 7 章 液压泵站的设计

### 7.1 概述

液压泵站是液压系统的重要组成部分（动力源）。它向液压系统提供一定压力、流量的工作介质。在液压泵站上装上必需的液压阀可以直接控制液压执行元件工作。

液压泵站由泵组，油箱组件，集成块组件，冷却系统，蓄能器组件等组成。目前液压泵站产品尚未标准化，为获得一套良好性能的液压系统，应对泵站合理设计、制造。液压系统原理图确定以后，根据所选用或设计的液压元件、辅件，便可进行液压泵站的设计。

液压系统按配置形式可分为集中配置和分散配置两种形式。

集中配置是将系统的动力源，控制及调节装置安装于主机外，集中配置液压站主要用于固定式液压设备，如：机床及其自动线液压系统。这种形式的优点是装配维修方便，有利于消除动力源的震动和油温对主机精度的影响，缺点是单独设液压站，占地面积较大。

分散配置是将系统动力源，控制及调节装置按主机的布局分散安装。主要用于移动式液压设备。如：工程机械液压系统。这种形式的优点是结构紧凑，节省占地面积。缺点是安装、维修较复杂，动力源的震动和油温影响主机的精度。

### 7.2 泵站设计要点

（1）规模小的单元型液压泵站通常将液压控制阀安装在油箱盖板之上或是集成在油路块上，再安装在油箱上。中等规模的机组液压泵站则将控制阀组安装在一个或几个阀台上，阀台放在被控制设备附近。大规模的中央型液压泵站往往设置在地下室中，可以对组成的液压系统进行集中的管理。

（2）液压泵与电机可装在液压油箱的盖上，也可装在液压油箱之外，主要考虑油箱的大小和刚度。

---

(3) 在阀类元件的布置中，行程阀的安装位置必须靠近运动部件。手动换向阀的位置必须靠近操作部位。换向阀之间应留有一定的轴向距离，以便进行手动调整装拆电磁阀。压力表及其开关应布置在便于观察和调整的地方。采用油箱内的加热器时，要把它们设置得低于液面并处于下位，以保证热量的循环流动。

(4) 液压泵与执行元件相连的管道一般都先集中接到执行元件的中间接头上，然后再分别到各局部，这样有利于搬运、拆装和维修。

(5) 硬管应贴地或沿着机器外壁面铺设。相互平行的管道应保持一定的间距，并用管夹固定。随工作部件运动的管道可采用软管、伸缩管或弹性管。软管安装时应避免发生扭转，以免影响使用寿命。

(6) 液压装置中各部件、元件的布置要匀称，便于装配调整、维修和使用。并且要适当注意到外观的整齐和美观。

### 7.3 泵站布管

液压系统中元件与元件之间的连接，以及液压能源的输送是借助于管子、软管、油路块及连接板中的流道来实现的。泵站的布管是否合理影响到整个系统的性能，其基本要求如下<sup>[4]</sup>：

(1) 为了减少摩擦损失，管子长度应尽可能最短。

(2) 固定点之间的直管段至少要有个松弯以适应热胀冷缩。应不惜任何代价的避免紧死的直管。这种直管能在管路中造成严重的拉压应力，并使得管子从接头体后退才能装卸的管接头难以联接。

(3) 弯管应减至与布管的几何形状一致的最少数量，并采用尽可能大的弯管半径，否则难以与管接头找正。管子总应该有一段直管接近管接头，而把任何近处的弯管调整到远处。

(4) 所有管路，尤其是高压管路均应适当支撑，尤其在高压系统中弯管前后及与软管连接之前必须支撑。流量的任何突然扰动都将在弯管处产生使弯管伸直的倾向，如果管子未加支撑则导致“甩动”。不过管夹不应将管子卡死，而应为热胀冷缩留出足够的窜动自由度。

(5) 弯管的半径  $R$  应针对管子中心和外径  $d$  来规定。最小弯管半径为

---

外径的 2.5 倍。

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/356151132132011004>