

编号: _____



桂林电子科技大学

GUILIN UNIVERSITY OF ELECTRONIC TECHNOLOGY

毕业设计说明书

题 目: **液压机主机结构与计算**

院 (系): _____ 机电工程学院 _____

专 业: _____ 机械设计制造及其自动化 _____

学生姓名: _____ 李玉寒 _____

学 号: _____ 1000110121 _____

指导教师单位: _____ 机电工程学院 _____

姓 名: _____ 宋宜梅 _____

职 称: _____ 教 授 _____

题目类型: 理论研究 实验研究 工程设计 工程技术研究 软件开发

2014 年 6 月 4 日

摘 要

根据任务书的要求，在设计前查阅了相关资料，了解了四柱式通用液压机的工作原理、设计过程，设计了一台四柱式通用液压机的主机部分。通过工作要求计算出液压机的主要技术规格，进行多种四柱式液压机的方案论证比较，选出了最优设计方案。根据最优方案，依次设计完成了液压系统、主机结构和泵站的设计计算。

液压机主缸是液压机的主要工作部件，液压机主缸的性能直接影响着液压机整体工艺水平。通过细致的分析及理论研究解决易损部分设计结构中存在的问题，可以使液压缸整体上达到工艺强度要求，提高液压缸应用的工艺水准及使用寿命。所以对液压机主缸进行细致严谨的设计计算对对液压机的设计生产有着至关重要的作用。

本论文从总体上对液压机本体结构，主要结构部件进行设计及必要的校核，对液压机主缸主要参数进行计算，并对所得结果进行分析、验算，从而力争使液压机主缸能够满足生产工艺要求，并从整体上提高液压机的工艺水准，使液压机设计水平更上一个新的台阶。

关键词：液压机；结构设计；液压缸

Abstract

According to the mission statement of requirements before designing the access to relevant information, to understand the working principle of universal four-column hydraulic machine, the design process, the design of a common host part of a four-post hydraulic press. Through the work required to calculate the main technical specifications of hydraulic machines, for a variety of four-column hydraulic machine demonstration program compares to elect the optimal design. According to the optimal solution, in order to complete the design of the hydraulic system, the host structure and pumping station design calculations.

Hydraulic master cylinder is the main working parts of hydraulic press, hydraulic press master cylinder direct impact on the performance of the overall technological level of hydraulic machines. Through careful analysis and theory to solve the structure vulnerable part of the design problems in it , and the hydraulic cylinder can be reached technological strength of the overall requirements of the application of technology to improve the standard of the hydraulic cylinder and life. So the cylinder for hydraulic design of meticulous

calculation of the design and production of hydraulic machines has a vital role.

This paper generally focus on the body structure of the hydraulic press, and design the major structural components and its necessary check , calculation of the main parameters of the hydraulic master cylinder, and analysis and checking the results. To strive to make the hydraulic master cylinder to meet the requirements of production press and raise the overall technological level of the hydraulic press, and hydraulic press design level to advance to a new level.

Keywords: Hydraulic press; Structural Design; Hydraulic cylinder

目 录

引言.....	1
1 液压机的基本知识.....	2
1.1 概述.....	2
1.2 液压机的型号和主要技术规格.....	3
1.2.1 液压机的型号.....	3
1.2.2 液压机的主要技术规格.....	3
1.3 液压机的分类.....	5
1.4 液压机的发展概况.....	5
2 四柱式通用液压机总体方案设计.....	6
2.1 四柱式通用液压机的工作原理和动作循环分析.....	6
2.1.1 四柱式液压机的工作原理分析.....	6
2.1.2 四柱式液压机的动作顺序分析.....	6
2.1.3 四柱式液压机的工作循环分析.....	7
2.2 主要技术规格的确定.....	7
2.3 四柱式通用液压机的总体设计.....	9
2.3.1 四柱式液压机各部分的方案选择.....	9
2.3.2 总体布局设计.....	9
3 四柱式液压机液压系统与电气系统设计.....	10
3.1 液压系统设计.....	10
3.1.1 液压传动概述.....	10
3.1.2 液压系统设计参数.....	10
3.1.3 液压系统原理图的拟定.....	11
3.1.4 液压系统控制过程分析.....	12
3.1.5 液压元件的选择.....	13
3.2 电气系统设计.....	13
4 液压机主机结构设计与校核.....	14
4.1 液压缸部件的设计与校核.....	14

4.1.1 液压缸的结构形式及方案论证比较.....	14
4.1.2 液压缸的支承形式及方案论证比较.....	15
4.1.3 柱塞与活动横梁的连接形式与方案论证比较.....	16
4.1.4 液压缸基本尺寸计算.....	16
4.1.5 缸体强度计算.....	17
4.2 顶出缸部件的设计与校核.....	20
4.2.1 顶出缸的尺寸计算.....	20
4.2.2 活塞杆稳定性的校核.....	21
4.3 上横梁的设计与校核.....	21
4.3.1 上横梁结构形式及方案论证比较.....	21
4.3.2 上横梁的尺寸计算.....	22
4.3.3 上横梁的强度计算.....	23
4.3.4 上横梁的刚度计算.....	23
4.4 工作台的设计与校核.....	24
4.4.1 工作台的结构形式与方案论证比较.....	24
4.4.2 工作台的尺寸计算.....	24
4.4.3 工作台的强度计算.....	25
4.4.4 工作台的刚度计算.....	25
4.5 立柱组件的设计与校核.....	26
4.5.1 立柱的连接形式与方案论证比较.....	26
4.5.2 立柱的尺寸设计.....	26
4.5.3 立柱的强度校核.....	27
4.5.4 立柱螺母及预紧.....	27
4.5.5 立柱螺母的强度校核.....	28
4.6 活动横梁的设计.....	29
4.6.1 活动横梁的结构设计.....	29
4.6.2 活动横梁尺寸设计.....	29
4.7 主机其他部件设计.....	30
4.7.1 立柱导套.....	30
4.7.2 限位套.....	30
4.8 主机总体结构设计.....	31

5 液压机动力系统的设计与计算.....	32
5.1 液压泵的计算与选择.....	32
5.1.1 液压泵最高工作压力的计算.....	32
5.1.2 液压泵最大流量计算.....	32
5.1.3 选择液压泵的规格.....	33
5.2 电动机的选择.....	33
5.3 油箱的设计与计算.....	33
5.3.1 油箱有效容积的确定.....	33
5.3.2 油箱的结构设计.....	34
5.4 油管的设计与计算.....	34
5.4.1 主油缸油管内径计算.....	35
5.4.2 顶出缸油管内径计算.....	35
5.5 泵站设备的布置.....	36
5.5.1 泵站设计应考虑的问题.....	36
5.5.2 泵站的结构形式设计.....	36
6 四柱液压机安装调试和维护.....	37
6.1 四柱液压机的安装.....	37
6.2 四柱液压机的调试.....	37
6.3 四柱液压机的保养维护.....	38
7 结论.....	38
谢辞.....	39
参考文献.....	40
附录.....	41

引言

作为机械制造行业中一种重要的生产设备，锻压设备已广泛地应用于工业生产的各个领域。液压机作为一种通用的锻压设备，主要是利用液压传动技术实现各种压力加工工艺，具有功率大、精度高、规格多的特点。因此在锻压（塑性加工）领域中，液压机被广泛应用于自由锻造、模锻、冲压（板料成形）、挤压、剪切、拉拔成形及超塑性成形等工艺中。

本设计着重叙述了液压机的泵站、液压机的本体结构及设计计算以及液压机液压系统的设计三个方面，里面详细的说明了液压机的基本工作原理、特点、分类、基本参数、液压机的本体结构及其设计计算以及液压机的液压系统的设计，尤其主液压缸的设计与校核阐述了大量内容。

设计液压机的意义在于其不但具有较大的通用性，适用于塑性材料的成形如薄板件的落料、拉伸、压印等；轴类件的校正；零部件的压装；粉末制品的压制。还具有点动、手动和半自动等操作方式，可按工艺需要任选定时或定位控制，压力和行程可调，操作灵便、工作可靠。

1 液压机的基本知识

1.1 概论

液压机是根据帕斯卡原理制成，是一种利用液体压力能来传递能量的机器。在国民经济的各个领域都得到广泛的应用，如锻造液压机，模锻液压机、冲压液压机、万能液压机等。它们具有许多优点：如结构简单，结构布局灵活；可以根据工艺要求来灵活改变其压力与行程；可以根据工艺要求十分方便的在各种部位布置所需的液压缸；与机械压力机相比，具有压力和速度可在广泛的范围内无级调速；可在任意位置输出全部功率和保持所需压力；各执行机构动作可很方便地达到所希望的配合关系；振动小、易于实现计算机控制及自动控制等等。所以液压机在国民经济各部门得到了日益广泛的应用。

液压机一般由本体（主机）、液压系统及泵站三大部分组成，如图 1-1 液压机实例。



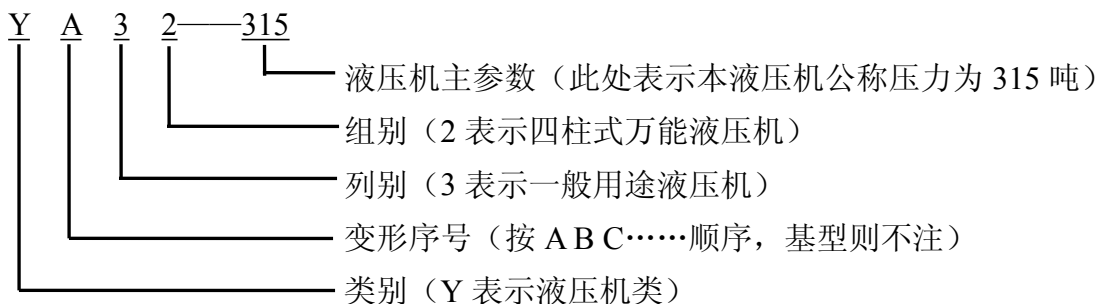
图 1-1 液压机实例

1.2 液压机的型号和主要技术规格

1.2.1 液压机的型号

目前液压机设计制造的品种、规格日益增多，为了不致与其他机械型号混淆和在同一标准下表达该机的性能特征，便利生产管理和用户选用，液压机型号编制^[1]必须遵循上级有关规定。

例如，YA32-315 型四柱式万能液压机型号表示为：



锻压机械类别代号见表 1-1^[1]。

表 1-1 锻压机械类别代号

序号	1	2	3	4	5	6	7	8
类别名称	机械压力机	液压机	自动锻压机	锤	锻机	剪切机	弯曲校正机	其他
汉语简称	机	液	自	锤	锻	切	弯	他
拼音代号	J	Y	Z	C	D	Q	W	T

主要液压机的组型代号见表 1-2^[1]。

表 1-2 主要液压机的组型代号

组型	名称	组型	名称
Y12	下拉式锻造液压机	Y28	双动薄板冲压液压机
Y13	正装式锻造液压机	Y31	双柱液压机（一般用途）
Y16	模锻液压机	Y32	四柱液压机（一般用途）
Y27	单动薄板冲压液压机	Y61	金属挤压液压机

在生产过程中，由于工艺的改进要求有关零部件做相应改进。液压元件、电气元件等的发展和更替，需要对产品图纸进行整顿再版。为了区别这种变化便利生产管理和技术管理。因此，对于这类修改常在型号最后增加 A B C 等设计修改序号。

1.2.2 液压机的主要技术规格

基本参数是液压机的基本技术数据，是根据液压机的工艺用途及结构类型来确定的，它们反映了液压机的工作能力及特点，也基本定下了液压机的轮廓和尺寸及本体总重。在基本参数中，最主要的是主参数。它代表了液压机的规格，因此成为液压机型号中的主要组成部分。

现介绍三梁四柱式液压机的主要技术规格^[2]:

(1) 公称压力(公称吨位)及其分级

公称压力是指液压机名义上能产生的最大力量,在数值上等于工作液体压力和工作柱塞总工作面积的乘积(取整数)。它反映了液压机的主要工作能力。

为了充分利用设备,节约高压液体并满足工艺要求,一般大中型油压机将公称压力分为两级或三级。泵直接传动的油压机不需要从机构上进行压力分级。

(2) 最大净空距(开口高度)H

最大净空距 H 是指活动横梁停止在上限位置时,从工作台上表面到活动横梁下表面的距离,最大净空距反映了液压机高度方向上工作空间的大小,它应根据模具(工具)机相应垫板的高度、工作行程大小以及以及放入坯料、取出工件所需空间大小等工艺因素来确定。因此既要尽可能满足工艺要求,又要尽量减小压机高度,以降低其造价。

(3) 最大行程 s

最大行程 s 指活动横梁位于上限位置时,活动横梁的立柱导套下平面到立柱限程套上平面的距离,也即活动横梁能移动的最大距离。

(4) 工作台尺寸(长×宽)

工作台一般安装在下横梁上,其上安放模具或工具,工作台尺寸是指工作台上可以利用的有效尺寸。大中型锻造或厚板冲压油压机,往往还设置移动工作台。移动工作台的行程则与更换模具及工艺操作有关。

(5) 回程力

计算回程所需的力量时,要考虑活动部分的重量、回程时工艺上所需的力量(如拔模力、提升剃刀等)、工作缸排液阻力、各缸密封处的摩擦力以及动梁导套处的摩擦力等。回程力由活塞缸下腔工作面积或单独设置的回程缸来实现。

(6) 活动横梁运动速度(滑块速度)

活动横梁运动速度分为工作行程速度、空程(充液行程)速度及回程速度。

应根据不同的工艺要求来确定工作行程速度,它的变化范围很大,并直接影响工件质量和对泵的功率需求。

(7) 允许最大偏心距 e

在液压机工作时,不可避免地要承受偏心载荷。偏心载荷在液压机的宽边与窄边都会发生。最大允许偏心距是指工件变形阻力接近公称压力时所能允许的最大偏心值。在结构设计计算时,必需考虑此偏心值。

(8) 顶出器公称压力及行程

有些液压机(如模锻和冲压液压机)往往在下横梁底部装有顶出器,以顶出工件或拉延时使用。顶出器的力量及行程完全由工艺要求来确定。

以上所述为三梁四柱结构型式液压机的最常见的基本参数,对于各种不同工艺用途及不同结构型式的液压机,均有各自不同的基本参数。

1.3 液压机的分类

锻压机械共分为八类，类别代号用汉语拼音的首字母表示。液压机下面又按其用途分为十个组别：

- (1) 手动液压机：用于一般压制、压装等工艺。
- (2) 锻造液压机：用于自由锻、钢锭开坯及金属模锻。
- (3) 冲压液压机：用于各种薄板、厚板的冲压。
- (4) 一般用途液压机：用于各种工艺，通常称为万能液压机。
- (5) 校正压装液压机：用于零件的校正及装配。
- (6) 层压液压机：用于胶合板、刨花板、纤维板及绝缘材料板的压制。
- (7) 挤压液压机：用于挤压各种有色及黑色金属材料。
- (8) 压制液压机：用于各种粉末制品的压制成形，如粉末冶金、人造金刚石、耐火材料的压制。
- (9) 打包、压块液压机：用于将金属碎屑及废料压成块。
- (10) 其他液压机：包括轮轴压装、冲孔等专门用途的液压机。

1.4 液压机的发展概况

在生产能力及市场方面，国内液压机的产量每年都有很大的增长率。国内液压机从产值和销售收入上和国外发达国家比较，还不具有优势，但从生产的台数和总吨位上比较，在国际上，我国的液压机生产产量处于领先地位。国内进口的液压机多为一些专用液压机，大部分为日本产品，欧美的产品较少；在产品的技术水平上，国内液压机单机的技术水平达到了国际中等或较先进水平。一些液压机生产企业通过技术引进或与国内外同行业的合作，技术发展很快。但在一些技术含量较高的液压机中，某些关键技术，如液压和电控部分，还要通过与国内外的企业或研究单位合作，高档的液压元件和电控元件还主要依靠进口。从产品分布上看，低档的液压机主要集中在小吨位上，一般为小吨位的四柱或单柱液压机。在质量水平上，随着用户对产品质量要求的不断提高，国内各液压机生产企业越来越重视产品的质量。由于国内液压机的技术最早是从前苏联引进和吸收的，国内生产的液压机在刚度和强度上远远优于日本及韩国的产品，与欧美的产品相当。

和国外产品比较，我国的产品在质量方面还存在以下不足：在可靠性方面，故障率还比较大，主要集中在液压系统方面，多是因为液压和电器元件的可靠性低引起的；漏油问题在国产液压机中较为普遍；关键件的加工质量还需提高。

总体上讲，国产液压机在质量上和国外一些较知名公司的产品还有一定的差距，但随着国内制造商对质量的不断重视和管理水平的提高，国产液压机的质量会接近和赶上国际水平。

2 四柱式通用液压机总体方案设计

2.1 四柱式通用液压机的工作原理和动作循环分析

2.1.1 四柱式液压机的工作原理分析

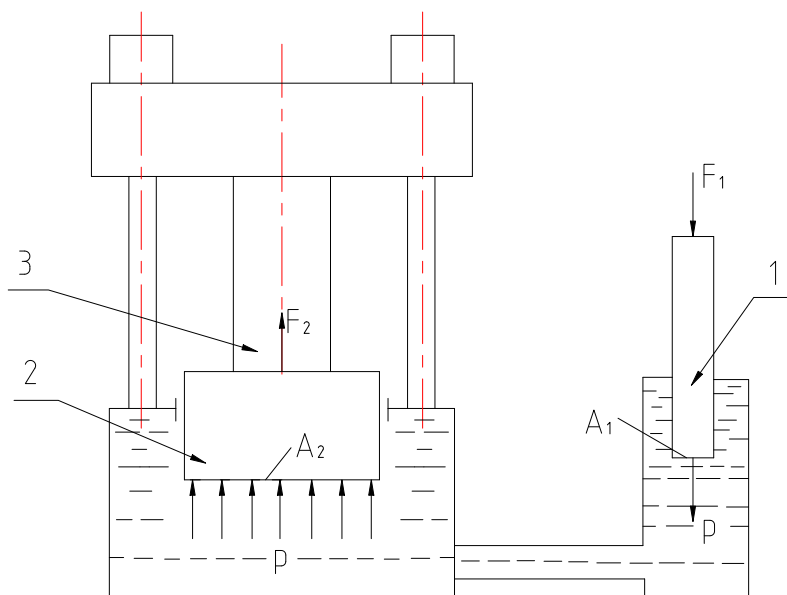


图 2-1 四柱液压机工作原理示意图

液压机的工作原理如图 2-1 所示。两个充满工作液体的具有柱塞或活塞的容腔由管道相连接，当小柱塞 1 上的作用力为 F_1 时，作用在液体上的压强为 $p = \frac{F_1}{A_1}$ ， A_1 为柱塞 1 的工作面积。根据帕斯卡原理：在密闭的容器中，液体压力在各个方向都是相等的，则压力 p 将会容腔的每一点，因此，在大柱塞 2 上将会产生向上的作用力 F_2 ，迫使工件 3 变形，且 $F_2 = \frac{A_2}{A_1} \times F_1$ ， A_2 为大柱塞 2 的工作面积。由于 A_2 大于 A_1 ，所以 F_2 也大于 F_1 ，力被放大了。

2.1.2 四柱式液压机的动作顺序分析

四柱液压机的动作顺序通过电气系统、液压系统控制，控制顺序框图如图 2-2。

从控制顺序框图可以看出，液压机的工作原理由电气控制系统控制液压系统，液压控制系统再控制主机工作，主机动作触及行程开关，将信号反馈给电气控制系统，实现循环控制。

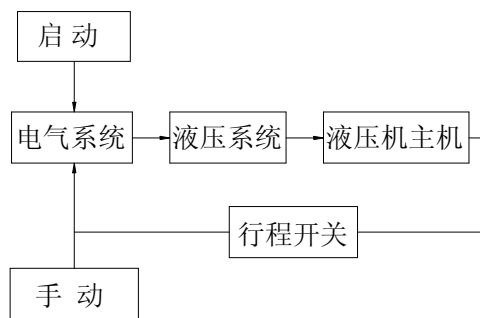


图 2-2 四柱液压机控制顺序图

2.1.3 四柱式液压机的工作循环分析

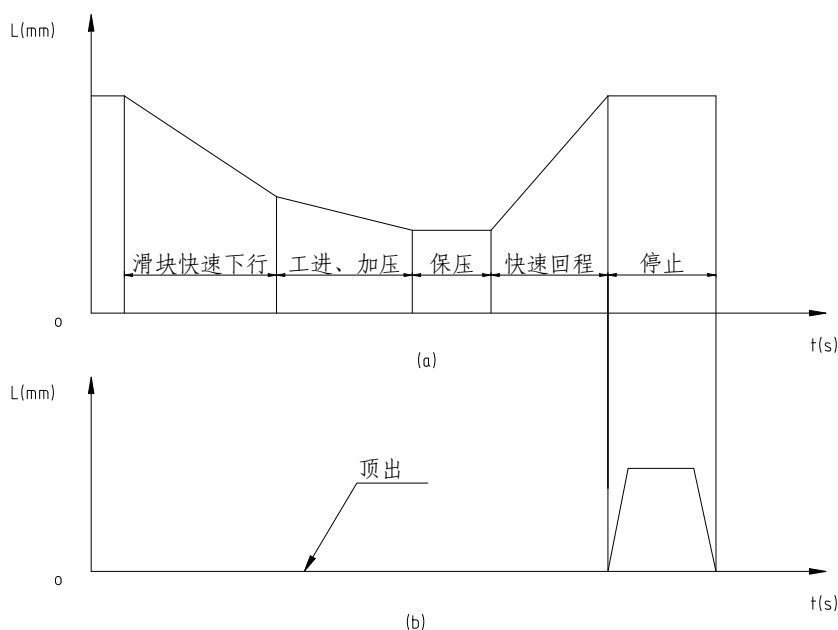


图 2-3 四柱液压机工作循环图

四柱液压机工作循环如图 2-3 (a)，滑块在自重的作用下快速下行，碰到行程开关后由快进变为工进，随后进行加压、保压。保压时间完成后，滑块快速回程，直到回到原来的位置，停止运动；图 2-3 (b) 表示顶出缸的工作循环过程，主缸快进、工进、保压、退回停止后，顶出缸才运动，将工件顶出。

2.2 主要技术规格的确定

任务书中本液压机设计的基本要求为公称压力：630 吨，工作行程：700 毫米，工作空间高度：1120 毫米。查阅有关标准规定，可知对于 6.3~20000 吨的各种液压机，其公称压力应按 JB611-64 标准^[1]规定，应选择公称压力为 630 吨。再查 JB/T9965-1999 标准^[1]规定，可确定所设计的四柱式通用液压机的型号为 Y32-630。

液压机的设计也和其他任何机械设计一样，是由加工对象——工件的工艺要求决定的。而四柱式通用液压机的主要用途为压制零件，则规定所压制零件的最大长度为

450mm，可以设计出相应的模具结构。这样就得到模具外形尺寸、安装面积和闭合高度。相应地决定了工作台面积，上滑块下平面的有效面积和闭合高度。综上所述，根据工艺分析和统计的分析情况，即可决定主要技术规格中的一些主要参数。其余参数可查阅四柱式通用液压机的基本参数（JB/T 9957.2-1999）^[2]。

Y32-630 四柱式通用液压机的主要技术规格如下：

序号	项目	单位	规格
1	公称压力	kN	6300
2	液体最大工作压力	MPa	32
3	回程压力	kN	1500
4	顶出压力	kN	1000
5	退回压力	kN	700
6	拉伸时压边压力	kN	800
7	工作台距地面高度	mm	800
8	活动横梁下平面距工作台面最大距离 H	mm	1120
9	活动横梁最大行程 S	mm	700
10	顶出活塞上平面距工作台最大距离	mm	200
11	顶出活塞最大行程	mm	100
12	工作台有效尺寸（前后 x 左右）	mm	980×1200
13	活动横梁行程速度		
	空载下行最大	mm/s	120
	工作最大	mm/s	15
	回程最大	mm/s	100
14	顶出活塞行程速度		
	顶出最大	mm/s	60
	退回最大	mm/s	90
15	主机轮廓尺寸		
	左右	mm	1500
	前后	mm	1200
	地面上高	mm	4500
	地面下深	mm	550
16	机器占地面积		
	左右	mm	4000
	前后	mm	1500
17	总功率	kW	45
18	全机重量	t	20

2.3 四柱式通用液压机的总体设计

2.3.1 四柱式液压机各部分的方案选择

(1) 控制方式的选择:

采用液压系统与电气系统相结合的控制方式。具有调整、手动、半自动三种工作方式，可实现定压、定程两种加工工艺。

(2) 液压系统:

液压油路采用封闭式回路，供油方式选用变量泵供油，液压控制元件采用插装阀形式。针对液压机快进时供油不足以及工进时的高压特性，系统应设有补油和卸压装置。

(3) 电气控制:

采用继电器、行程开关、接触器、手动按钮等元件进行手动、半自动控制。

(4) 主机形式:

主机结构形式采用“三梁四柱”的形式，主缸和顶出缸为执行元件。

(5) 控制台设计:

材料选择：控制台主要用于安装控制按钮，不承受动载荷，强度要求不是很高，满足使用要求即可，材料选用 Q235A。

2.3.2 总体布局设计

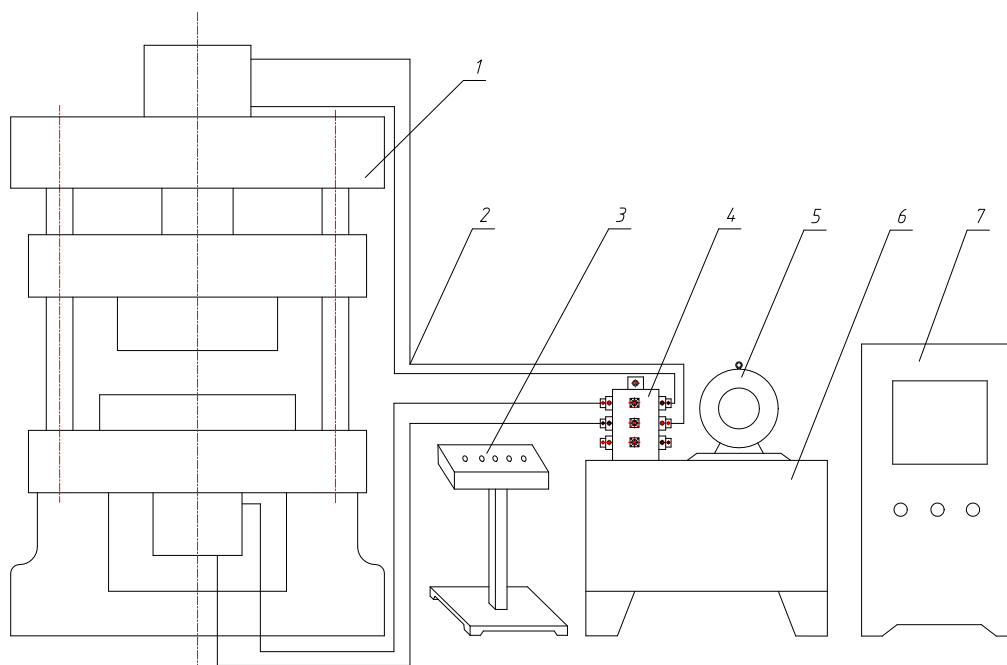


图 2-4 四柱液压机总体布局简图

1-主机 2-液压油管 3-控制台 4-插装阀 5-液压泵装置 6-液压油箱
7-电气控制柜

3 四柱式液压机液压系统与电气系统设计

3.1 液压系统设计

3.1.1 液压传动概述

科学技术迅猛发展的今天，液压传动技术随之有了比较完善、成熟的理论基础。目前液压传动技术正向着高压、高速、大功率、高效、低噪音、经久耐用、高度集成化的方向发展。

(1) 液压传动优越性：

- ① 液压元件布局灵活；
- ② 液压传动操作控制方便，可实现无级调速；
- ③ 液压传动容易实现直线传动，可以进行自动过载保护；
- ④ 液压传动采用电液控制相结合的控制方式，可实现自动化控制，还可实现远程控制；
- ⑤ 液压系统中液压元件的磨损比机械传动小很多，液压油除了作为传动介质外还起到了润滑的作用，延长了液压系统中液压元件的使用寿命。

(2) 液压传动不足：

- ① 液压传动沿程、局部阻力损失比较大；
- ② 液压传动压力高时泄漏较大，效率降低，处理不好油液还会对环境构成污染；
- ③ 液压系统工作环境受温度影响较大，不宜在很高和很低的温度条件下工作；
- ④ 液压传动存在的液压冲击、气蚀、困油现象影响了设备的安全工作和使用寿命；
- ⑤ 液压系统工作环境受温度影响较大，不宜在很高和很低的温度条件下工作。

3.1.2 液压系统设计参数

液压系统设计参数可参考前文所确定的主要技术规格：

最大负载：6300kN；	工进时系统最大压力：32MPa；
主缸回程力：1500kN；	顶出缸顶出力：1000kN；
主缸滑块快进速度：80mm/s；	主缸最大工进速度：6mm/s；
主缸回程速度：30mm/s；	顶出缸顶出速度：60mm/s；
顶出缸回程速度：90mm/s	

3.1.3 液压系统原理图的拟定

液压机工进时负载大，运动速度慢，快进、快退时的负载相对于工进时要小很多，

但是速度却比工进时要快。为了提高液压机的工作效率，可以采用双泵或变量泵供油的方式。综合考虑，液压机采用变量泵供油，基本油路如图 3-1 所示。

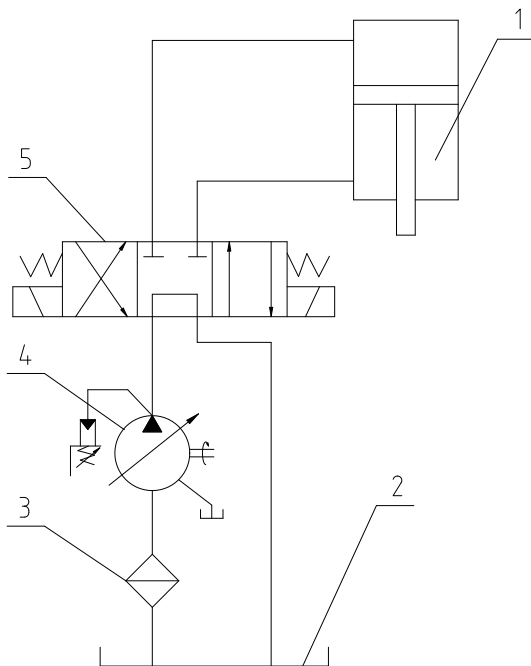


图 3-1 液压机基本回路图

1-液压缸 2-油箱 3-过滤器 4-变量泵 5-三位四通电磁换向阀

由于液压机工况时的负载压力会逐步增大，为了使液压机处于安全的工作状态，调速回路采用恒功率变量泵调速回路。当负载压力增大时，泵的排量会自动跟着减小，保持压力与流量的乘积恒为常数，即：功率恒定，如图 3-2 所示。

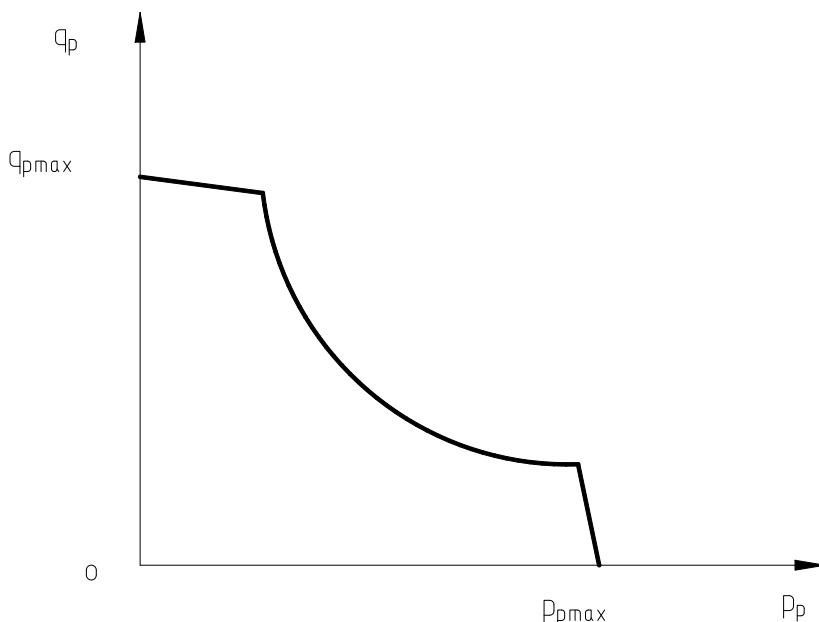


图 3-2 恒功率曲线图

液压系统采用插装集成控制系统，该控制系统具有密封性好、流通能力大、压力损失小、易于集成等优点。液压机系统控制原理如图 3-3 所示。

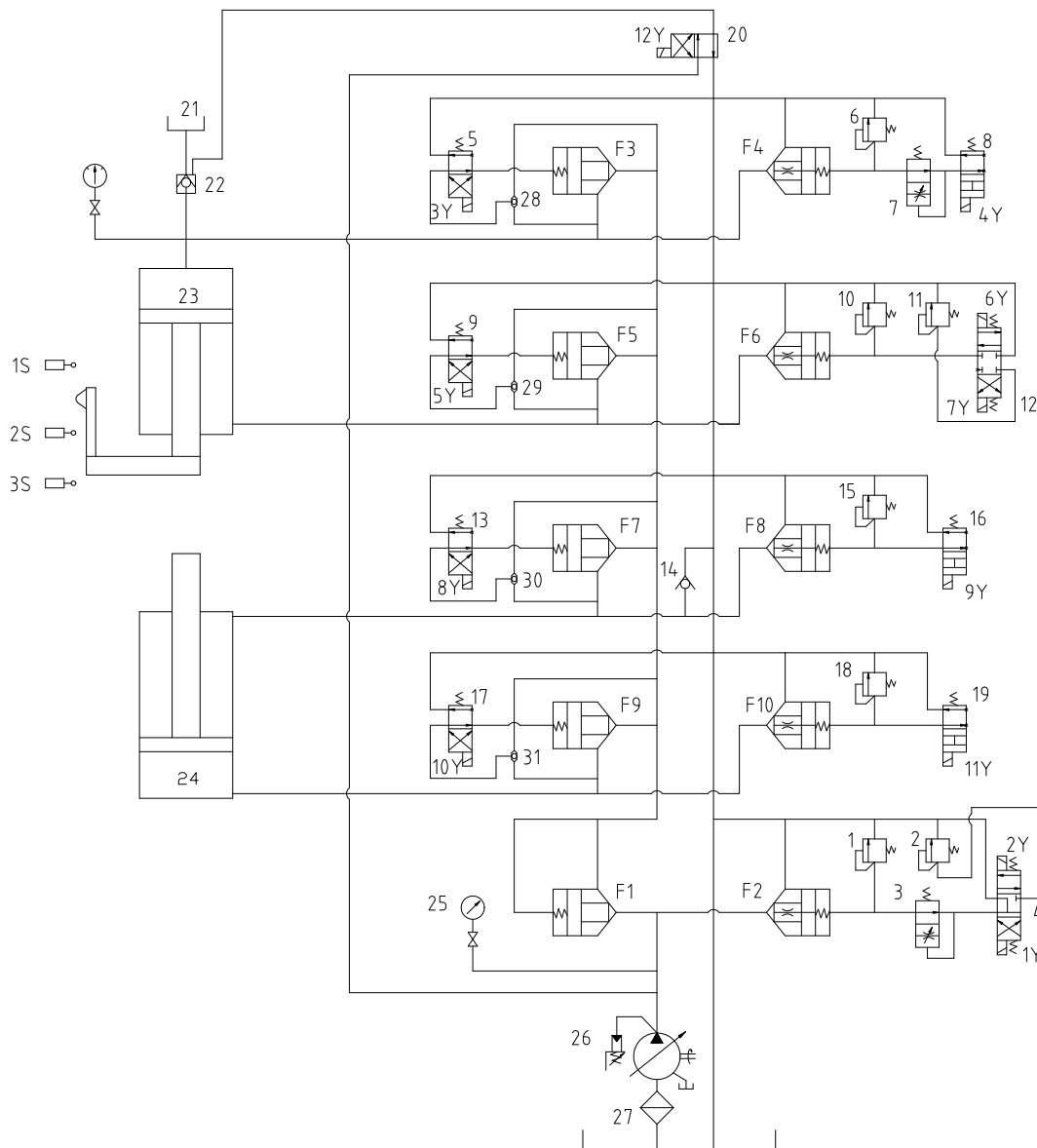


图 3-3 液压机插装阀控制系统原理图

- 1、2、6、18、15、10、11-先导溢流阀 1S、2S、3S-行程开关 3、7-缓冲阀
 14 单向阀 4、5、8、9、12、13、16、17、19、20-电磁换向阀
 21-补油邮箱 22-充液阀 23、24-液压缸 25 压力表
 F1、F2、F3、F4、F5、F6、F7、F8、F9、F10-插装阀
 26-变量泵 27-过滤器 28、29、30、31 梭阀

3.1.4 液压系统控制过程分析

整个液压控制系统包括五个插装阀集成块，插装阀工作原理分析如下：

F1、F2 组成进油调压回路，其中 F1 为单向阀，用于防止系统中液压油倒流回泵，F2 的先导溢流阀 2 用于调整系统的压力，先导溢流阀 1 用于限制系统的最高压力，缓冲阀 3 与电磁换向 4 用于液压泵卸载和升压缓冲；

F3、F4 组成主缸 23 油液三通回路, 先导溢流阀 6 是用于保证主缸的安全阀, 缓冲阀 7 与电磁换向阀 8 用于主缸上腔卸压缓冲;

F5、F6 组成主缸下腔油液三通回路, 先导溢流阀 11 用于调整主缸下腔的平衡压力, 先导溢流阀 10 为主缸下腔安全阀;

F7、F8 组成顶出缸上腔油液三通回路, 先导溢流阀 15 为顶出缸上腔安全阀, 单向阀 14 用于顶出缸作液压垫, 活塞浮动时上腔补油;

F9、F10 组成顶出缸下腔油液三通回路, 先导溢流阀 18 为顶出缸下腔安全阀。

液压系统电磁铁动作顺序见表 3-1。

表 3-1 液压机液压系统电磁铁动作顺序表

执行部件	工况	1Y	2Y	3Y	4Y	5Y	6Y	7Y	8Y	9Y	10Y	11Y	12Y
主缸	快速下行	+		+			+						
	工进、加压	+		+				+					
	保压												
	泄压				+								
	回程		+		+	+							+
	停止												
顶出缸	顶出		+							+	+		
	退回		+						+			+	
	停止												

注：“+”表示电磁铁处于得电状态。

3.1.5 液压元件的选择

通过液压系统的参数计算查阅液压手册^[3], 液压元件选择见附录。

3.2 电气系统设计

四柱液压机的电气控制系统^[5]通常采用继电器控制、PLC 控制、工业计算机控制等方式。继电器控制和 PLC 控制是目前用的最多的控制方式。继电器控制系统主要由继电器、接触器、按钮、行程开关等元件组成。继电器控制具有结构简单, 维护方便, 价格低廉, 抗干扰能力强, 但固定的接线方式, 使继电器控制的通用性和灵活性差; PLC 控制系统主要由 CPU、存储器、输入输出接口、编程器等元件组成。PLC 控制具有编程简单, 维护方便, 通用性强, 体积小, 设计调试期短, 性能稳定, 抗干扰能力强, 价格比继电器控制系统贵。

由于本设计任务主要是液压机主机结构设计及计算, 故此不再对电气系统进行详细的设计说明。

4 液压机主机结构与校核

4.1 液压缸部件的设计与校核

4.1.1 液压缸的结构形式及方案论证比较

液压缸部件通常可以分为柱塞式、活塞式和复合式三种。

(1) 柱塞式油缸

柱塞式油缸的结构见图 4-1，其原理图见图 4-2。

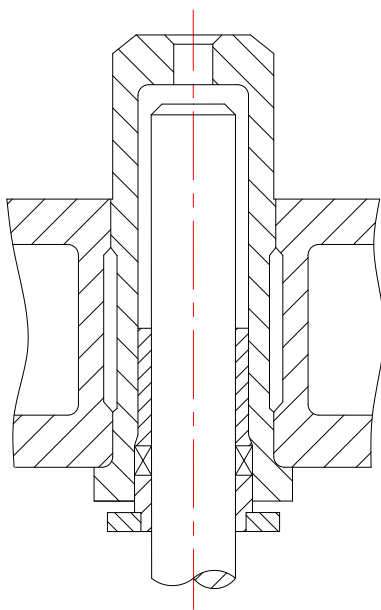


图 4-1 柱塞式油缸的结构

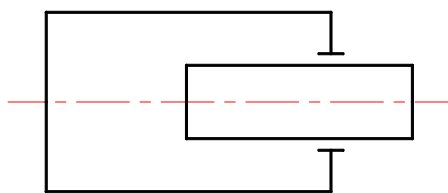


图 4-2 柱塞式油缸原理图

有图可见，柱塞式油缸由缸体、柱塞、导向套、缸口密封装置等零件所组成。利用缸体的凸缘固定于液压机的梁上。

柱塞式油缸由于缸孔不需精加工，甚至不需加工，因而制造简单，维修方便，在液压机上应用很广，但只能单方向作用，反向运动需用回程缸实现。

(2) 活塞式油缸

活塞式油缸结构见图 4-3，其原理图见图 4-4。

由图可见，油缸被活塞头分割为两腔，因此，可以获得正向和反向的运动，既能完

成工作行程又可以实现回程。实质上，起两个柱塞缸的作用。此种结构形式的油缸，在中小型液压机上应用最广。

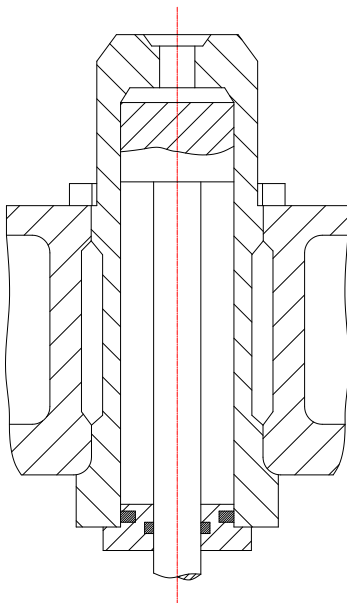


图 4-3 活塞式油缸的结构

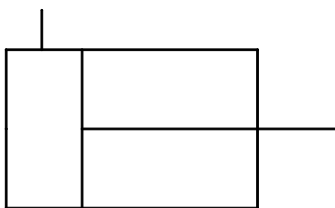


图 4-4 活塞式油缸原理图

（3）复合式油缸

柱塞式和活塞式油缸为基本的结构型式，在特殊情况下，可以将其组合变形得到复合式油缸。

由于本设计有四柱式通用液压机，型号为 Y32-630，属于中型液压机，比较上述三种结构型式的油缸，选用活塞式油缸最为合理。

4.1.2 液压缸的支承形式及方案论证比较

（1）法兰支承

液压缸以其下部的法兰支承并安装在横梁内，由缸外壁的两个环形面积与横梁相配合。液压缸本身则依靠法兰上一圈螺栓固定在横梁上。

（2）缸底支承

a. 以缸底支承方式安装在滑块中，缸底以螺柱拉紧。

b. 缸底靠在上横梁表面，用螺栓或压板固定。横梁不用开设安装液压缸大孔。

将上述方案比较可知，选用法兰支承较为合适。

4.1.3 柱塞与活动横梁的连接形式与方案论证比较

柱塞与活动横梁的连接形式主要有两种：刚性连接和球面支承连接。

(1) 刚性连接

柱塞下端插入活动横梁内，两者间无相对运动，在偏心加载时，柱塞随活动横梁一起倾斜，将活动横梁所受偏心距的一部分传给液压缸的导向处，加剧了导向钢套及密封垫的磨损。

(2) 球面支承

柱塞支承于活动横梁球面座上。当偏心加载时，活动横梁在偏心力矩作用下倾斜，此时球面副可相对滑动，侧向力将大大减小，改善了导套及密封垫的磨损，但安装定位比较麻烦。

单缸液压机及三缸液压机的中间缸多采用刚性连接。而多缸及三缸液压机的侧工作缸多采用球面连接。而此液压机设计为单缸液压机，所以柱塞与活动横梁的连接形式应采用刚性连接。

4.1.4 液压缸基本尺寸计算

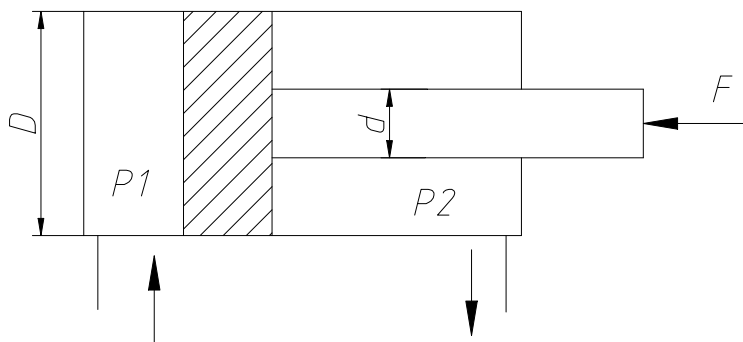


图 4-5 液压缸受力简图

由图 4-5 液压缸受力简图可得，主缸的内径的计算公式如下：

$$D = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi p}} \quad \text{式 (4-1)}$$

式中：F1 为液压缸营产生的名义总压力，（ $F_1=6300\text{kN}$ ）

p 为选定的液体工作压力，（ $p=32\text{MPa}$ ）

代入数据得 $D=0.500\text{m}$ ，所得 D 值圆整后按柱塞标准直径表^[2]JB2001-76 选取相近的标准直径 $D_1=500\text{mm}$ 。

主缸活塞杆直径计算公式如下：

$$d = \sqrt{D_1^2 - \frac{4F_2}{\pi p}} \quad \text{式 (4-2)}$$

式中：F₂ 为主缸回程压力，（F₂=1500kN）

代入数据得 d=0.365m，按标准取整 d=360mm。

4.1.5 缸体强度计算

(1) 中段强度

缸体材料选用 45 号钢，最大应力出现在缸内壁，应用第四强度理论进行计算。

$$\sigma_{\max} = \frac{\sqrt{3}D_1^2}{D_1^2 - D^2} p \leq [\sigma] = 100 \sim 120 \text{MPa} \quad \text{式 (4-3)}$$

代入尺寸数据，得 $\sigma_{\max} = 115.5 \text{MPa}$ ，安全。

(2) 支承台肩强度

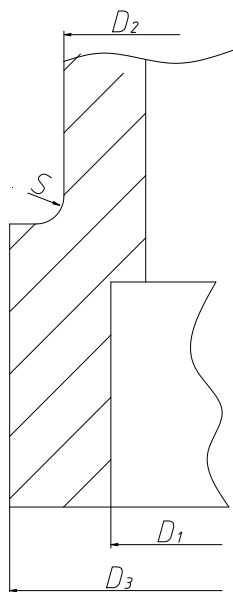


图 4-6 油缸支承台肩尺寸

支承台肩接触面挤压压力计算公式如下：

$$\sigma = \frac{P}{0.785[(D_2 - 2S)^2 - (D_3 + 2S)^2]} \leq [\sigma] \quad \text{式 (4-4)}$$

式中：P=6300kN D₂=670mm D₃=600mm S=2mm

[σ]——许用挤压应力,此处取 [σ]≤120MPa

代入数据得， $\sigma = 110 \text{MPa} \leq 120 \text{MPa}$ ，安全。

(3) 缸底强度计算

按圆形平板弯曲计算，公式如下：

$$\sigma = 0.1875 \frac{pD^2}{\phi B^2} \leq [\sigma] = 100 \text{MPa} \quad \text{式 (4-5)}$$

式中：D=500mm B=130mm

$$\phi = \frac{D - \sum Di}{D} = 0.87$$

代入数据，得： $\sigma = 0.1875 \frac{320 \times 50^2}{0.87 \times 13^2} = 98.6 \text{MPa} < [\sigma]$ ，安全。

(4) 缸口部分零件强度计算

① 作用在缸口导套及法兰盘上的力，计算公式如下：

$$P_1 = 0.785(D_1^2 - d)p \quad \text{式 (4-6)}$$

式中：D₁=500mm d=360mm

代入数据，得： $P_1 = 0.785(500^2 - 360^2) \times 320 = 9.8 \times 10^5 \text{ kN}$

② 螺栓计算

螺栓选用 16 个 M30 双头螺柱，材料为 45 号钢，M30 螺纹内径为 $d_{\text{内}} = 26.2 \text{cm}$ 。螺

栓拉伸应力的计算公式如下：

$$\sigma = \frac{P_1}{nF_1} \leq [\sigma] \quad \text{式 (4-7)}$$

式中：n——螺栓数目，n=16

F_1 ——螺栓截面积 (cm^2)， $F_1 = 0.785 \times 26.2^2 = 5.4 \text{cm}^2$

$[\sigma]$ ——许用拉伸应力，对大于 M12 的螺栓， $[\sigma] \leq 120$

代入数据。得： $\sigma = \frac{980000}{16 \times 5.4} = 113 \text{MPa} < [\sigma]$ ，安全。

③ 缸口导套挤压计算

缸口导套材料选用 HT20-40，导套挤压应力的计算公式如下：

$$\sigma = \frac{P_1}{0.785(D_1^2 - D_2^2)} \leq [\sigma] = 100 \text{MPa} \quad \text{式 (4-8)}$$

式中：D₁=500mm D₂=360mm

代入数据，得： $\sigma=83\text{MPa}<[\sigma]$ ，安全。

(5) 活塞部分计算

活塞杆材料为 45 号钢，活塞杆直径为 360mm，长度大约为 100mm。长度与直径之比值约为 4。在加压过程中活塞仅受压，面积较大。故对其挤压及稳定性可略去不计。

① 活塞头部导套材料为 HT20-40，导套挤压应力计算公式如下：

$$\sigma = \frac{0.785(D^2 - d_1^2)p}{0.785[(d - 2S)^2 - (d + 2S_2)^2]} \leq [\sigma] \quad \text{式 (4-9)}$$

式中： $S=2\text{mm}$ $S_2=3\text{mm}$

$[\sigma]$ ——许用挤压应力，为 100MPa

代入数据，得： $\sigma=48\text{MPa}<[\sigma]$ ，安全。

② 活塞与活动横梁端面挤压应力校核

活动横梁材料为 HT20-40，取许用挤压应力 $[\sigma]=100\text{MPa}$ 。挤压应力计算公式如下：

$$\sigma = \frac{P}{0.785[(d - 2S)^2 - (d_4 + 2S_4)^2]} \leq [\sigma] \quad \text{式 (4-10)}$$

式中： $d=360\text{mm}$ $S=5\text{mm}$ $d_4=155\text{mm}$ $S_4=3\text{mm}$

代入数据，得： $\sigma=41\text{MPa}<[\sigma]$ ，安全。

③ 活塞与活动横梁联接螺母强度校核

螺纹剪切应力计算公式如下：

$$\tau = \frac{P_{\text{回}}}{\pi d_{\text{内}} b K} \leq [\tau] = 60\text{MPa} \quad \text{式 (4-11)}$$

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{3P_{\text{回}} h t}{\pi d_{\text{内}} b t k^2} \leq [\sigma_{\text{弯}}] = 120\text{MPa} \quad \text{式 (4-12)}$$

式中：螺纹选取 M15×40，螺纹内径 $d_{\text{内}}=14.48$ 螺纹高度 $h=\frac{d_{\text{外}}-d_{\text{内}}}{2}=2.6\text{cm}$

b ——螺纹长度 (cm) $b=8.5\text{cm}$

t ——螺距 (cm) $t=0.4\text{cm}$

K ——螺纹完满系数，三角形螺纹取 $K=0.81$

代入数据，得： $\tau=19\text{MPa}<[\tau]$ ， $\sigma_{\text{弯}}=46\text{MPa}<[\sigma_{\text{弯}}]$ ，安全。

4.2 顶出缸部件的设计与校核

4.2.1 顶出缸的尺寸计算

(1) 材料选择与技术要求

顶出缸工作时的最大工作压力为 12.5MPa，比主缸的要小，为了保证顶出缸安全工作，缸体材料也选用无缝钢管 45。

缸体的制造要求应该满足液压缸内圆柱表面粗糙度为 $Ra0.4\sim 0.8\mu m$ ；内径配合采用 H8~H9；内径圆度、圆柱度不大于直径公差的一半；缸体内表面母线的直线度 500mm 长度之内不大于 0.03mm；缸体端面对轴线的垂直度在直径每 100mm 上不大于 0.04mm。

(2) 顶出缸壁厚的计算如下：

$$\delta \geq \frac{P_y \times D}{2 \times [\sigma]} \quad \text{式 (4-13)}$$

式中： $P_y = 1.3 \times 12.5\text{MPa} = 16.25\text{MPa}$

$D = 0.2\text{m}$

$[\sigma] = 110\text{MPa}$

代入数据，得： $\delta \geq 0.015\text{m}$ ，圆整为标准直径系列后，取顶出缸壁厚为 0.2cm。

(3) 顶出缸缸盖材料、厚度的计算

缸盖常用制造材料有 35 钢、45 钢、铸钢，做导向作用时常用铸铁、耐磨铸铁。顶出缸缸盖材料选用 35 钢，缸盖厚度计算公式如下：

$$t \geq 0.433 \times 145 \times \sqrt{\frac{16.25\text{MPa}}{100\text{MPa}}} \approx 0.025\text{m} \quad \text{式 (4-14)}$$

取缸盖厚度 $t = 25\text{mm}$ 。

(4) 顶出缸活塞材料、外形尺寸及密封方案的计算

顶出缸活塞选用灰铸铁 HT200。

计算活塞宽度时区宽度系数为 0.8，即活塞的宽度 $B = 0.8D = 0.8 \times 200\text{mm} = 160\text{mm}$ 。取活塞宽度 $B = 160\text{mm}$ 。液压机顶出缸工况时的工作压力比主缸要小很多，密封圈选用 O 形密封圈^[4]。

(5) 顶出缸活塞杆材料、技术要求及长度确定

活塞杆有空心和实心两种结构形式。空心时一般选用 35 钢、45 钢的无缝钢管^[5]；实心结构选用 35 钢、45 钢。顶出缸活塞杆选用 35 钢。由顶出活塞的行程，确定活塞杆的长度 $L_{杆} = 705\text{mm}$ 。

(6) 顶出缸长度的计算

液压缸缸体内部长度等于活塞的行程与活塞的宽度之和。缸体的外形尺寸应考虑两

端盖的厚度，总之，液压缸缸体的长度 L 不应该大于缸体内径 D 的 20~30 倍^[4]。

由主缸行程为 250mm，活塞宽度为 160mm，缸盖厚度为 25mm，通过计算可知，主缸的长度取 $L_{缸}=650\text{mm}$ 。

4.2.2 活塞杆稳定性的校核

当液压缸的支承长度 $L_b \geq (10 \sim 15)d$ 时，应该对活塞杆的弯曲稳定性进行校核， d 为活塞杆直径。通过计算可知， L_b 的最大值不可能大于 $L_{杆}+L_{缸}=1355\text{mm}$ ，而 $(10 \sim 15)d=2000 \sim 3000\text{mm}$ 。将参数代入 $L_b \geq (10 \sim 15)d$ 中，比较后 $L_b < (10 \sim 15)d$ ，活塞杆满足使用要求，工作时不会失稳。

4.3 上横梁的设计与校核

4.3.1 上横梁结构形式及方案论证比较

上横梁的结构如图 4-7 所示，

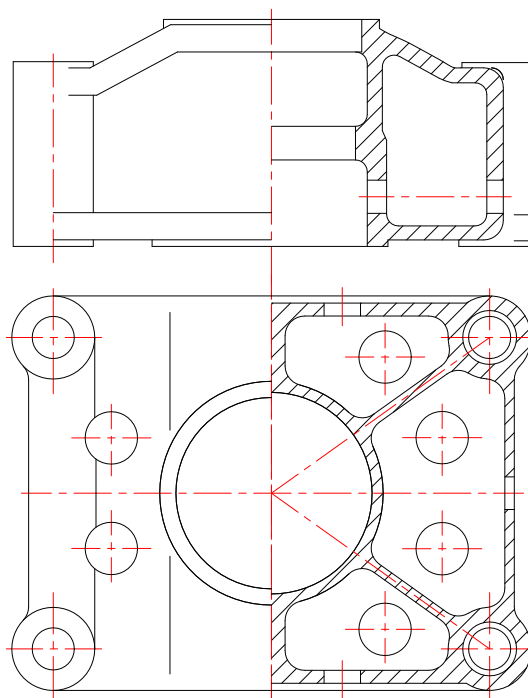


图 4-7 上横梁

上横梁位于立柱上部，用于安装工作缸，承受工作缸的反作用力。也可安装回程缸及其他辅助装置。对于中小型液压机其结构形式主要有：铸造及焊接两种。

在成批生产中，一般上横梁都采用 HT200 铸铁件或 ZG35 铸钢件。制造单台液压机时，采用 A3 普通钢板焊接组成的上横梁。此结构一般用在四柱间距较小、工作缸较大的情况下，所以本液压机设计的上横梁形式应为铸造。

4.3.2 上横梁的尺寸计算

横梁由铸造制成，目前多采用 ZG35B 铸钢。上横梁可是为受两集中力，两端支承的简支梁。上横梁受力简图如图 4-8 所示。

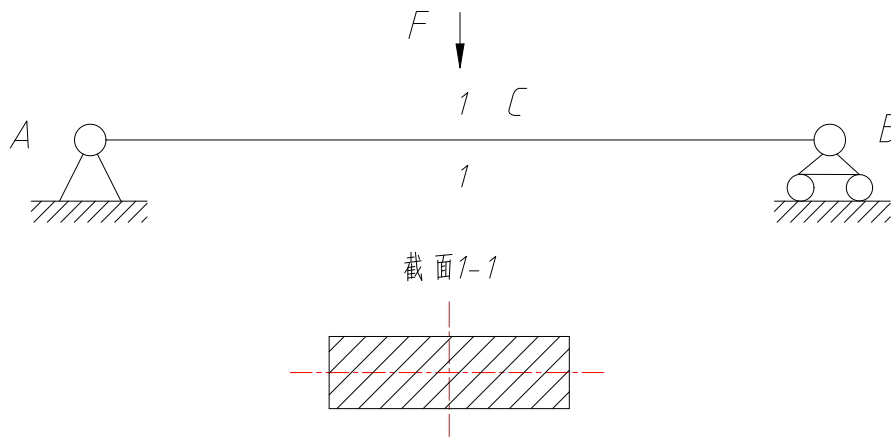


图 4-8 上横梁受力简图

在主截面所受弯矩计算公式如下：

$$M = \frac{1}{4}PB \left(1 - \frac{2}{\pi} \times \frac{D}{B} \right) \tag{4-15}$$

代入数据，得：\$M=820\text{kN}\cdot\text{m}\$，则 \$Q=0.5P=410\text{kN}\cdot\text{m}\$

初步确定横梁的长、宽、高尺寸分别为 1210、1040、670mm，截面为矩形。

在载荷作用下上横梁的剪力弯矩图如 4-9。

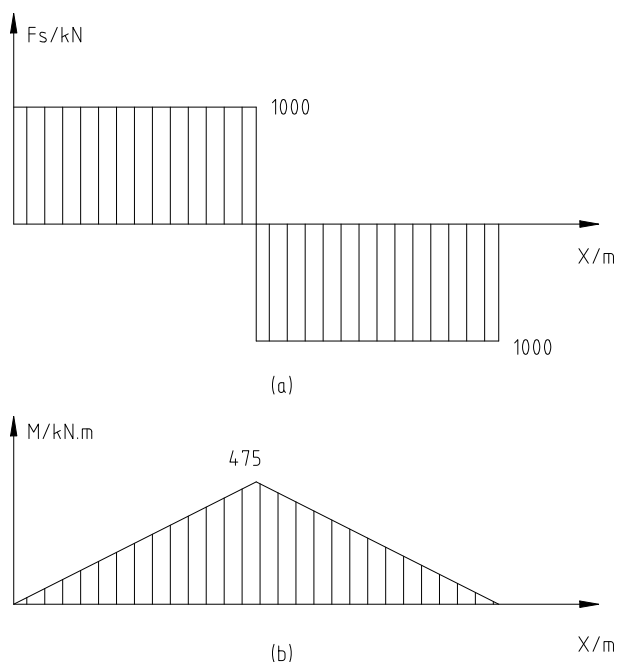


图 4-9 上横梁的剪力弯矩图

4.3.3 上横梁的强度计算

由剪力弯矩图 4-9(b) 可知，横梁 C 点 1—1 截面弯矩最大，该截面是危险截面。为了保证横梁能够正常工作，必须对该截面进行强度校核。

正应力计算公式如下：

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \quad \text{式 (4-16)}$$

式中： σ_{\max} —最大弯曲正应力；

M_{\max} —最大弯矩；

W —抗弯截面系数(m^3)，矩形截面抗弯系数 W 计算公式为： $W = \frac{bh^2}{6}$

式中： b —矩形截面的宽； h —矩形截面的高， $W = \frac{1.040 \times 0.670^2}{6} \approx 0.077m^3$

代入数据，得 $\sigma_{\max} = \frac{485kN.m}{0.077m^3} \approx 6.3MPa$ ，45 钢的弯曲许用应力 $[\sigma]=100MPa$ ，而横梁的最大弯曲应力 $\sigma_{\max}=8.1MPa$ ，远小于材料的许用应力，设计尺寸满足要求。

4.3.4 上横梁的刚度计算

上横梁受弯矩及剪切而产生的挠度计算公式如下：

$$f_{\text{弯}} = \frac{P(B - \frac{2D}{\pi})}{96EJ} \left[2B^2 + 2B \times \frac{2D}{\pi} - \left(\frac{2D}{\pi} \right)^2 \right] \quad \text{式 (4-17)}$$

$$f_{\text{剪}} = 1.2 \times \frac{P(B - \frac{2D}{\pi})}{4DF_1} \quad \text{式 (4-18)}$$

式中： J ——上横梁主截面的惯性矩 (cm^4)

F_1 ——受剪力立板面积 (cm^4)

E ——材料弹性模数 对于铸铁， $E=1.05 \times 10^5 MPa$

G ——剪切弹性模数 对于铸铁， $G=6 \times 10^5 MPa$

代入数据，得：

$$f_{\text{弯}} = \frac{315000(140 - \frac{2 \times 57}{\pi})}{96 \times 1.05 \times 10^5 \times 932000} \left[2 \times 140^2 + 2 \times 140 \frac{2 \times 57}{\pi} - \left(\frac{2 \times 57}{\pi} \right)^2 \right] = 0.0175 \text{cm}$$

$$f_{\text{剪}} = 1.2 \times \frac{315000(140 - \frac{2 \times 57}{\pi})}{4 \times 6 \times 10^5 \times 1200} = 0.0136 \text{cm}$$

上横梁在公称压力下的总变形量为：

$$f_1 = f_{\text{弯}} + f_{\text{剪}} = 0.0175 + 0.0136 = 0.0311 \text{cm}$$

4.4 工作台的设计与校核

4.4.1 工作台的结构形式与方案论证比较

工作台是主机的安装基础，工作中承担机器主机的重量及全部载荷。也可安装顶出缸，回程缸及其他辅助装置。小型液压机的工作台一般为铸造结构，材料选用 HT20-40；中型液压机的工作台采用钢板焊接结构。此液压机型号为 Y32-630，属于中型液压机，所以其工作台应采用钢板焊接结构。为了固定模具，一般情况在工作台面上设有 T 型槽，按 GB158-59 标准^[3]尺寸进行加工。

4.4.2 工作台的尺寸计算

工作台中心有一个中心孔，其直径为 27cm。工作台材料选用 HT20-40，台面挤压许用应力取 $[\sigma] = 100 \text{MPa}$ 。模具垫板最小尺寸的计算公式如下：

$$F - \frac{\pi}{4} \times 27^2 \geq \frac{P}{[\sigma]} \quad \text{式 (4-19)}$$

式中：F——垫板面积

代入数据，得： $F \geq 887 \text{cm}^2$

按圆直径计算，则垫板直径 $d = 33.6 \text{cm}$ ，去垫板宽带 $b = 35 \text{cm}$ 。

在主截面上的弯矩计算公式如下：

$$M_1 = \frac{1}{4} PB \left(1 - \frac{b}{2B} \right) \quad \text{式 (4-20)}$$

代入数据，得 $M_1 = 988 \text{kN} \cdot \text{m}$

最大剪力为： $Q = \frac{1}{2} P = 3150 \text{kN}$

4.4.3 工作台的强度计算

由前面计算结果可得主截面尺寸如下：

$$J=10^7 \text{ cm}^4 \quad h_1=33\text{cm} \quad h_2=32\text{cm}$$

$$\sigma_{\text{压}} = \frac{M_1 h_2}{J} = 9880000 \times 32 = 31.5 \text{ MPa}$$

在受拉截面上的弯曲应力为：

$$\sigma_{\text{拉}} = \frac{M_1 h_1}{J} = 9880000 \times 33 = 32.6 \text{ MPa}$$

所以，在主截面上弯曲应力均满足要求。

4.4.4 工作台的刚度计算

根据工作台受力，工作台弯曲和剪切变形量计算公式如下：

$$f_{\text{弯}} = \frac{P}{6EJ} \left[\frac{B}{4} \left(B^2 - \frac{1}{2} B^2 - \frac{b^2}{4} \right) + \frac{b^3}{64} \right] = \frac{P}{6EJ} \cdot \frac{497}{4097} B^3 \quad \text{式 (4-21)}$$

$$f_{\text{剪}} = 1.2 \frac{\frac{1}{2} P \frac{B}{2}}{GF} \int_0^{l/2} 1.2 \frac{qx}{GF} dx = \frac{21}{80} \times \frac{PB}{GF} \quad \text{式 (4-22)}$$

式中：J——工作台截面惯性矩 $J=10^7 \text{ cm}^4$

F——工作台立板面积 $F=1020 \text{ cm}^2$

代入数据，得： $f_{\text{弯}} = 0.0167 \text{ cm}$

$$f_{\text{剪}} = 0.019 \text{ cm}$$

所以，工作台在公称压力作用下的总变形量为：

$$f_2 = f_{\text{弯}} + f_{\text{剪}} = 0.0357 \text{ cm}$$

又因为允许工作台弯曲变形量为：

$$[f] = (0.12 \sim 0.20) \frac{B}{1000} = (0.12 \sim 0.20) \frac{1400}{1000}$$

故工作台刚度符合要求。

4.5 立柱组件的设计与校核

4.5.1 立柱的连接形式与方案论证比较

立柱是四柱式液压机重要的支承件和受力件，同时又是活动横梁的导向基准。因此，立柱应有足够的强度与刚度，导向表面应有足够的精度、光洁度和必要的硬度。

如图 4-10 所示，常用的连接形式有：

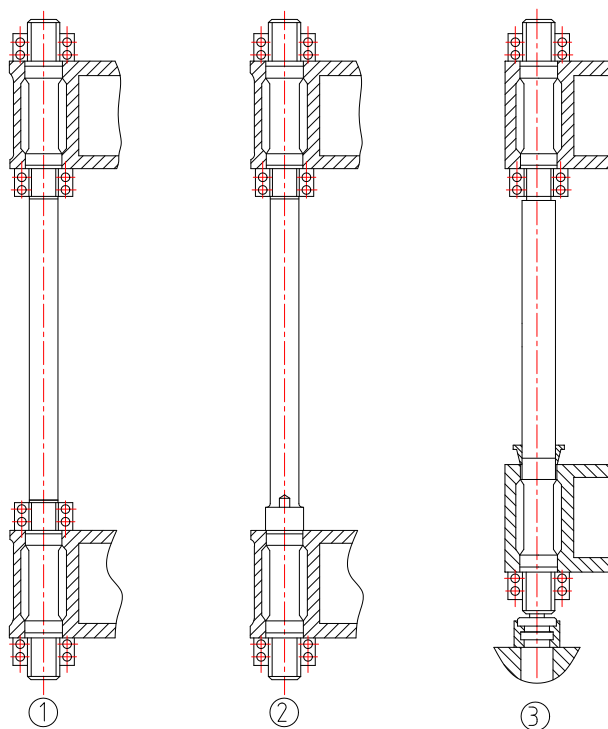


图 4-10 立柱与横梁的连接形式

(1) 双螺母式

特点：每根立柱轴向尺寸要求不严，加工方便。但必须对螺母进行良好预紧，否则引起机架摇晃，使用时间长时螺母易松动。多应用于小型液压机。

(2) 台肩式（锥台式）

特点：刚性好，可防止立柱与横梁水平移动，但锥台加工困难，装配后不能调整。

(3) 锥套式

特点：可消除立柱与横梁间隙，便于对中。但长期使用锥套松动，影响机架刚性。比较上述联接形式，此液压机设计的应选用台肩式结构。

4.5.2 立柱的尺寸设计

材料选择：导柱在工作过程中主要承受拉力，材料必须具备较高的抗拉强度。导柱材料选择 45 号钢。

液压机的最大负载约为 6300kN，通过力传递后，最后由四根导柱承受 6300kN 的拉

力，作用在每根导柱上的拉力约为 1500kN。由许用拉应力公式（4.24），可计算导柱的安全直径 D 。

$$[\sigma] = \frac{F}{A} \quad \text{式 (4-23)}$$

式中： $[\sigma]$ ——许用应力；取 45 号钢 $[\sigma]=80\sim 100\text{MPa}$

F ——轴向拉力；

A ——横截面积。

$$\text{代入数据, 得: } D = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.5 \times 10^6 \text{ N}}{3.14 \times 90 \times 10^6 \text{ Pa}}} = 0.145 \text{ m}$$

圆整后取导柱直径 $D=145\text{mm}$ ，为了防止四根导柱因瞬间的受力不均而被破坏，导柱直径可适当加大，取 $D=150\text{mm}$ 。

4.5.3 立柱的强度校核

立柱的受力情况是由液压机结构、工艺过程的受力和预紧状态下的受力状态决定的。因此，一般有下列两种情况：第一，立柱预紧状态下的受力分析和强度计算。第二，中心载荷下立柱的受力分析和强度计算。

(1) 中心载荷时的应力计算公式如下：

$$\sigma = \frac{F}{n\pi\left(\frac{d}{2}\right)^2} \quad \text{式 (4-24)}$$

代入数据，得： $\sigma=22.2\text{MPa}$

(2) 偏心载荷静载荷合成应力

由于小型液压机，可将立柱考虑为插入端的悬臂梁， $m=0.25$ ，应力计算公式如下：

$$\sigma_1 = \frac{F}{n\pi\left(\frac{d}{2}\right)^2} + \frac{mFe}{0.1d^3} \quad \text{式 (4-25)}$$

代入公式，得 $\sigma_1=22.2+74.1=96.3\text{MPa}<150\text{MPa}$ ，安全。

4.5.4 立柱螺母及预紧

立柱螺母一般为圆柱形，小液压机的立柱螺母是整体的，立柱直径在 150mm 以上时，做成组合式，由两个半螺栓紧固而成，材料用 35~45 锻钢或铸钢。因为在设计中我选用的立柱为 150mm，所以采用此种结构。

立柱螺母的尺寸已有机械行业标准^[4]JB/T 2001.73——1999，螺母外径约为螺纹直径的 1.5 倍，内螺母一般与螺母等高，约为螺纹直径的 0.9 倍，两端钻出预紧用加热孔。

4.5.5 立柱螺母的强度校核

作用在每一圈螺纹上的力，由如下公式计算：

$$P_1 = \frac{P_2}{nZ} \quad \text{式 (4-26)}$$

式中： P_2 ——立柱所受总拉力，6300kN

n ——立柱数目， $n=4$

Z ——工作螺纹圈数 $Z = \frac{h}{S}$

h ——螺纹高度， $h=7.5\text{cm}$

S ——螺距， $S=0.3\text{cm}$

代入数据，得， $P_1=6356\text{kN}$

剪切应力计算公式如下：

$$\tau = \frac{P_1}{\pi d_1 a} \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad \text{式 (4-27)}$$

式中： a ——螺纹牙根部宽度，取 $a=KS=0.81 \times 0.3=0.243\text{cm}$

K ——螺纹完满系数， $K=0.81$

代入数据，得： $\tau=534\text{MPa}$

挤压应力计算公式如下：

$$\sigma_{\text{挤}} = \frac{P_1}{0.785(d^2 - d_1^2)} \quad \text{式 (4-28)}$$

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{M}{W} = \frac{P_1 \frac{t}{2}}{\frac{\pi d a^2}{6}} = \frac{3P_1 t}{\pi d_1 a^2} \quad \text{式 (4-29)}$$

式中： t ——螺纹牙高 $t = \frac{1}{2}(d - d_1)$

d 、 d_1 ——螺纹外径和内径

代入数据，得 $[\sigma_{\text{挤}}]=1123\text{MPa}$ ， $[\sigma_{\text{弯}}]=865\text{MPa}$

许用应力选择： $[\tau] \leq 600\text{MPa}$ ， $[\sigma]_{\text{挤}} \leq 1200\text{MPa}$ ， $[\sigma]_{\text{弯}} \leq 1000\text{MPa}$ ，均安全。

4.6 活动横梁的设计

4.6.1 活动横梁的结构设计

活动横梁的结构如图 4-11 所示，

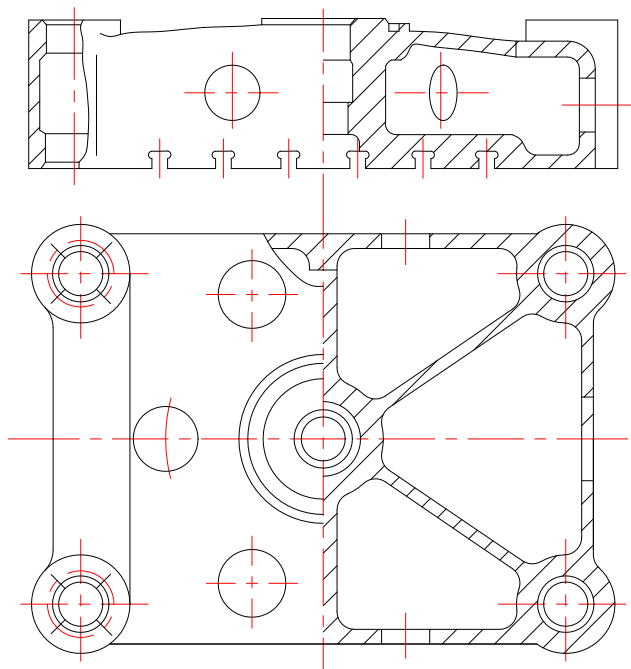


图 4-11 活动横梁

活动横梁的主要作用:

与工作缸柱塞杆连接传递液压机的压力，通过导向套沿立柱导向面上下往复运动；安装固定模具及工具等。因此需要有较好的强度、刚度及导向结构。活动横梁上部与工作缸柱塞相连，下部与上模座相连，梁体结构和受力状态都很复杂。当液压机工作时，高压液体作用于柱塞的力是通过活动横梁及上砧传递到锻件上而做功，活动横梁的上下运动则依靠梁与立柱的导向装置。

在活塞杆焊接法兰用螺钉与横梁连接，用 12 根 M30 的螺钉，达到预紧的目的。

4.6.2 活动横梁尺寸设计

活动横梁在工作中，不承受弯矩时，可仅考虑其受压，初步确定横梁的长、宽、高尺寸分别为 1380、1090、650mm，截面为矩形。

由于活动横梁的结构与上横梁类似，受力情况也相同，根据以往四柱式通用液压机的设计经验^[1]，此处选取的尺寸符合安全要求，故不再做重复校核。

4.7 主机其他部件设计

4.7.1 立柱导套

活动横梁运动及工作时，一般以立柱为导向，由于活动横梁往复运动频繁，且在偏心加压时有很大的侧推力，因此，不可能让活动横梁与立柱直接接触，互相磨损，必须选择耐磨损、易更换的材料作为两者之间的导向装置。导向装置的质量直接关系到活动横梁的运动精度及被加工件的尺寸精度，也会影响到工作缸密封件与导向面的磨损情况，对模具寿命及机身的受力情况也均有影响，为此，必须合理选择导向装置的结构及配合要求。

如图 4-12 为立柱导套的结构。

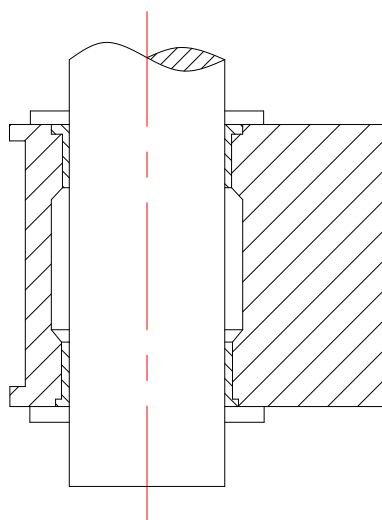


图 4-12 立柱导套

导向装置可分为导套与平面导板两大类。

对于圆截面的立柱，都是在活动横梁的立柱孔中采用导套结构，又可分为圆柱面导套和球面导套。圆柱面导套在活动横梁的立柱孔中，各装有上、下两个导套，它们由两半组成，为了拆装方便，两半导套的剖分面最好有 $3^{\circ} \sim 5^{\circ}$ 的斜度，导套两端装有防尘用的毡垫。这种导套结构简单，制造方便。

本次设计中采用这种形式的导套。

4.7.2 限程套

为防止活塞超程，在工作台四个立柱上安装限程套。限程套可以设计成整体式或対开式，其高度为液压机最大开口高度减去活塞行程，即等于最小闭合高度。限程套上下两端面应平行，各限程套高度应一致。内孔大于立柱直径 1 至 2 毫米以上。

图 4-13 为限程套的结构。

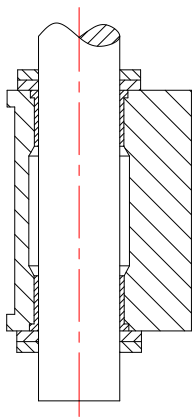


图 4-13 限位套

4.8 主机总体结构设计

主机总体结构设计见图 4-14。

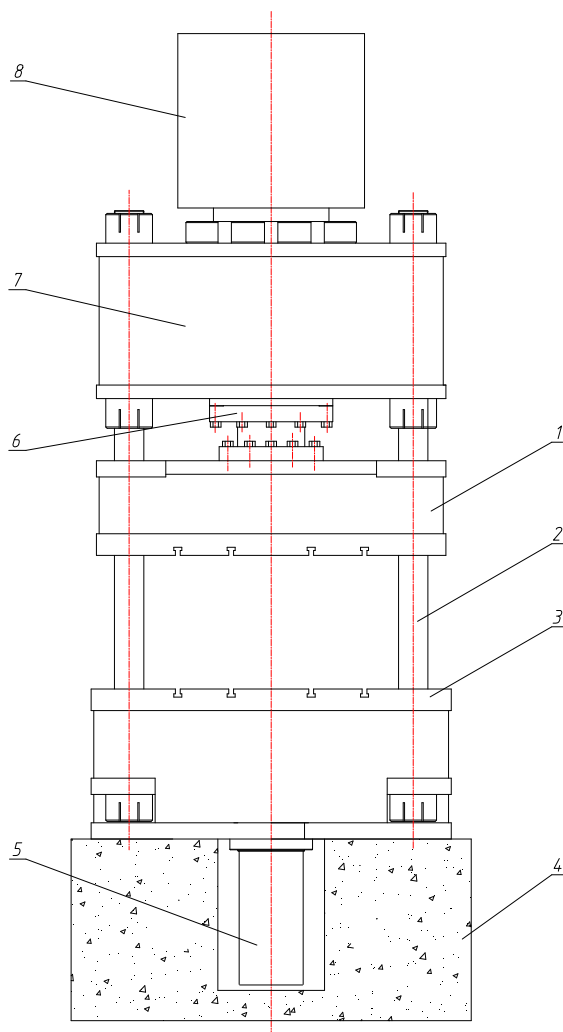


图 4-14 四柱液压机主机结构简图

1-滑块 2-导柱 3-工作台 4-安装地基 5-顶出缸 6-主缸 7-上横梁 8-辅助油箱

5 液压机动力系统的设计与计算

5.1 液压泵的计算与选择

5.1.1 液压泵最高工作压力的计算

实际工作过程中，液压油在进油路中有一定的压力损失，因此在计算泵的工作时必须考虑压力损失。泵的工作压力计算公式如下：

$$P_p = P_1 + \sum P \quad \text{式 (5-1)}$$

式中： P_p —— 液压泵最大工作压力；

P_1 —— 执行部件的最大工作压力；

$\sum \Delta P$ —— 进油路中的压力损失，对于简单的系统，取 0.2~0.5MPa。

代入数据，得：泵的工作压力 $P_p = 32 + 0.5 = 32.5 \text{MPa}$ 。

该压力是系统的静压力，而系统在各种工矿的过渡阶段出现的动态压力有时会超过静压力。此外，为了延长设备的使用寿命，设备在设计时必须有一定的压力储备量，并确保泵的寿命，因此在选取泵的额定工作压力 P_n 时，应满足 $P_n \geq (1.25 \sim 1.6)P_p$ ，取 $P_p = 1.25$ 。即： $P_n = 1.25P_p = 1.25 \times 32.5 \text{MPa} \approx 40.6 \text{MPa}$

5.1.2 液压泵最大流量计算

通过对液压缸所需流量的计算，以及各自的运动循环原理，泵的最大流量计算公式如下：

$$q_p \geq K_L (\sum q)_{\max} \quad \text{式 (5-2)}$$

式中： q_p —— 液压泵的最大流量；

K_L —— 液压系统泄漏系数，一般取 $K_L = 1.1 \sim 1.3$ ，取 $K_L = 1.2$ ；

$(\sum q)_{\max}$ —— 同时动作的各执行元件所需流量之和的最大值。如果这时溢流阀正处于溢流状态，还应加上溢流阀的最小溢流量。

代入数据，得： $q_p \geq 1.2 \times 385.8 \text{L/min} \approx 463 \text{L/min}$

5.1.3 选择液压泵的规格

根据泵的额定压力, 选取液压泵的型号为: 250YCY14-1B, 压力变量柱塞泵。

压力变量柱塞泵是采用配油盘配油, 缸体旋转, 靠变量头变量的斜盘式轴向柱塞泵。该泵采用液压静力平衡的最佳油膜厚度设计, 使缸体与配油盘、滑靴与变量头之间处于纯液体摩擦下运转, 具有结构简单、体积小、噪音低、效率高、寿命长和有自吸能力等优点。基本参数如下:

排量: 250mm³/r ; 额定压力: 45MPa ;

额定转速: 1000r/min ; 容积效率: 92% ;

5.2 电动机的选择

按液压泵最大功率确定电机功率。从前面的计算可知, 快速上行时, 液压缸压力最大。此时液压泵的压力为 $P_p=40.6\text{MPa}$

流量为 $q_b = V_b \eta_{bv} n = 250 \times 10^{-3} \times 0.95 \times 1000 = 237.5 \text{L}/\text{min}$

则电动机功率 $P_b = \frac{(P_p q_b)_{\max}}{\eta_b} = 18 \text{kW}$

选用额定功率为 18.5KW, 转速为 1470r/min, 型号为 Y180M-4 的电动机。

5.3 油箱的设计与计算

5.3.1 油箱有效容积的确定

液压油箱根据系统压力的不同, 有效容积的确定也不一样。为了防止液压油从油箱中溢出, 油箱中的液压油位不能太高, 一般不应该超过液压油箱高度的 80%。低压、中压、高压系统油箱的有效容积 V 确定算法如下:

低压系统($P \leq 2.5\text{MPa}$): $V = (2 \sim 4) q_p$

中压系统($P \leq 6.3\text{MPa}$): $V = (5 \sim 7) q_p$

中高压或高压系统($P > 6.3\text{MPa}$): $V = (6 \sim 12) q_p$

式中: V——液压油箱有效容积;

q_p ——液压泵额定流量。

液压机属于高压系统, 则油箱的有效容积即, $V = 9 q_p = 7 \times 250 \text{L} = 1750 \text{L}$

5.3.2 油箱的结构设计

油箱的形状一般是方形或长方形的,为了便于清洗油箱内壁及箱内滤油器,油箱盖板一般都是可拆开的。油箱的有效容积确定后,液压油箱外形尺寸长、宽、高的比值一般为:1:1:1~1:2:3。为了提高冷却效率,安装位置不受影响时,可适当增大油箱的容积。液压油箱的外形尺寸为:长×宽×高=1000×760×690(mm)。

液压油箱材料一般选用 Q235A 钢板,通过焊接的方式连接。油箱的结构组成一般包括隔板、吸油管、回油管、顶盖、清洗孔、油面指示、吊钩、加热与冷却装置等。

油箱内一般设有隔板,隔板主要是为了增加液压油的流动时间,除去沉淀的杂质,分离清除水和空气,调节温度,吸收液压油压力波动及防止液面的波动。隔板一般沿油箱的纵向布置,其高度一般为最低液面高度的 $\frac{2}{3} \sim \frac{3}{4}$ 。有时隔板高于液面,在中部开有较大的窗口并配上适当面积的滤网,对油液进行粗滤。

顶盖用于安装液压泵、阀组、动力装置、空气滤清器。泵和动力装置安装时底座应该与顶盖分开,另外制做。顶盖与油箱要有好的密封性,防止泄漏的油液直接进入油箱而污染油液;清洗孔用于清洗油箱内的角落和取出油箱内的元件;油面指示用于油箱内最高、最低油位;吊钩方便装配和搬运。

5.4 油管的设计与计算

液压传动中装置中,常用的液压油管有钢管、铜管、胶管、尼龙管和塑料管等。钢管承受的压力高,弯曲半径不能太小,弯制时比较困难。对于高压系统液压油管一般选用无缝钢管;紫铜管承受的工作压力一般在 6.3~10MPa。高压胶管是钢丝编制体或钢丝缠绕为骨架,可用于较高的油路中。低压胶管的组成骨架是麻线或棉线编制体,多用于压力较低的油路中。

通过液压机主缸、顶出缸工作压力的计算可知,主缸的最大工作压力约为 32.5MPa,顶出缸的工作压力约为 12.5MPa。主缸工作压力较高,油管选用无缝钢管,顶出缸油路油管选用高压胶管。

油管的内径的计算公式如下:

$$d = 4.6 \sqrt{\frac{q}{v}} \quad (5-3)$$

式中: d ——油管内径(mm)

q ——油路通过最大流量(L/min)

v ——油管中允许流速 m/s

5.4.1 主油缸油管内径计算

(1) 进油油管内径 D_1 的确定:

主缸快进所需流量 $q=385.8\text{L}/\text{min}$ ，而泵的额定流量 $q=250\text{L}/\text{min}$ ，取油管允许流速 $v=4\text{m}/\text{s}$ ，代入公式 (5-3)，即：

$$D_1 = 4.6 \sqrt{\frac{250\text{L}/\text{min}}{4\text{m}/\text{s}}} \approx 36.3\text{mm}$$

圆整后，取 $D_1 = 40\text{mm}$ ，壁厚 $t=5\text{mm}$ 。

(2) 回油油管内径 d_1 的确定:

主缸快退所需流量 $q=76.2\text{L}/\text{min}$ ，取油管允许流速 $v=4\text{m}/\text{s}$ ，代入公式 (5-3)，即：

$$d_1 = 4.6 \sqrt{\frac{76.2\text{L}/\text{min}}{4\text{m}/\text{s}}} \approx 20.1\text{mm}$$

圆整后，取 $d_1 = 25\text{mm}$ ，壁厚 $t=4.5\text{mm}$ 。

5.4.2 顶出缸油管内径计算

(1) 进油油管内径 D_2 的确定:

顶出缸顶出所需流量 $q=37.8\text{L}/\text{min}$ ，取油管允许流速 $v=4\text{m}/\text{s}$ ，代入公式 (5-3)，即：

$$D_2 = 4.6 \sqrt{\frac{37.8\text{L}/\text{min}}{4\text{m}/\text{s}}} \approx 14.2\text{mm}$$

圆整后，取 $D_2 = 16\text{mm}$ 。

(2) 回油油管内径 d_2 的确定:

顶出缸回程所需流量 $q=48\text{L}/\text{min}$ ，取油管允许流速 $v=4\text{m}/\text{s}$ ，代入公式，即：

$$d_2 = 4.6 \sqrt{\frac{48\text{L}/\text{min}}{4\text{m}/\text{s}}} \approx 16\text{mm}$$

圆整后，取 $d_2 = 16\text{mm}$ 。

5.5 泵站设备的布置

5.5.1 泵站设计应考虑的问题

(1) 液压装置中各部件、元件的布置要匀称，要便于安装和维修；

(2) 液压站结构尽量采用集中式，液压泵装置的安装尽量采用卧式，这样方便维护和散热；

(3) 行程阀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，便于手动调整和装拆电磁铁。压力表及开关应布置在便于观察和调整的地方；

(4) 随工作运动的管道采用软管或有弹性的管子，软管安装时应避免相互发生扭转。硬管布置时应贴地或沿主机外形布置，相互平行的管道应保持一定的间隔，并用管夹固定。

5.5.2 泵站的结构形式设计

泵站由液压油箱、液压泵装置、液压控制装置三部分组成。其中，液压油箱包括空气滤清器、过滤器、油面指示器和清洗孔；液压泵装置包括液压泵、驱动电机和联轴器等；液压控制装置包括各种液压阀和联接体。一般设计准则和习惯是，对于高压系统选择轴向柱塞泵，中低压系统选择叶片泵或齿轮泵。泵站是液压系统的核心，一个性能优良、设计合理的泵站对设备的性能、寿命、使用成本、检修强度会带来至关重要的影响。

(1) 四柱液压机液压站结构形式的选择

液压站的结构形式通常有两种，即：分散式、集中式。分散式液压站结构紧凑，泄漏油容易回收，节省占地面积，但安装维修不方便，一般较少采用；集中式液压站安装维修方便，液压装置产生的振动、发热、都与主机隔开，不影响主机的工作精度。液压机选用集中式液压站。

(2) 液压泵安装方式的选择

液压泵装置包括不同类型的液压泵、驱动电机和联轴器，安装方式有立式和卧式两种。立式安装将液压泵和与之相连的油管放在油箱内，结构紧凑，美观，吸油条件好，但是安装维修不方便，散热条件不好；卧式安装与立式恰好相反，安装维护方便、散热性好。液压机的液压泵装置采用卧式安装方式。

(3) 电动机与液压泵联接方式的选择

电动机与液压泵的联接方式有法兰式、支架式、支架法兰式。电动机与液压泵的联接方式采用支架法兰式。为了防止安装时同轴度误差的影响，联轴器选用弹性联轴器。

(4) 液压站布局简图

四柱液压机液压站布局如图 5-1 所示。

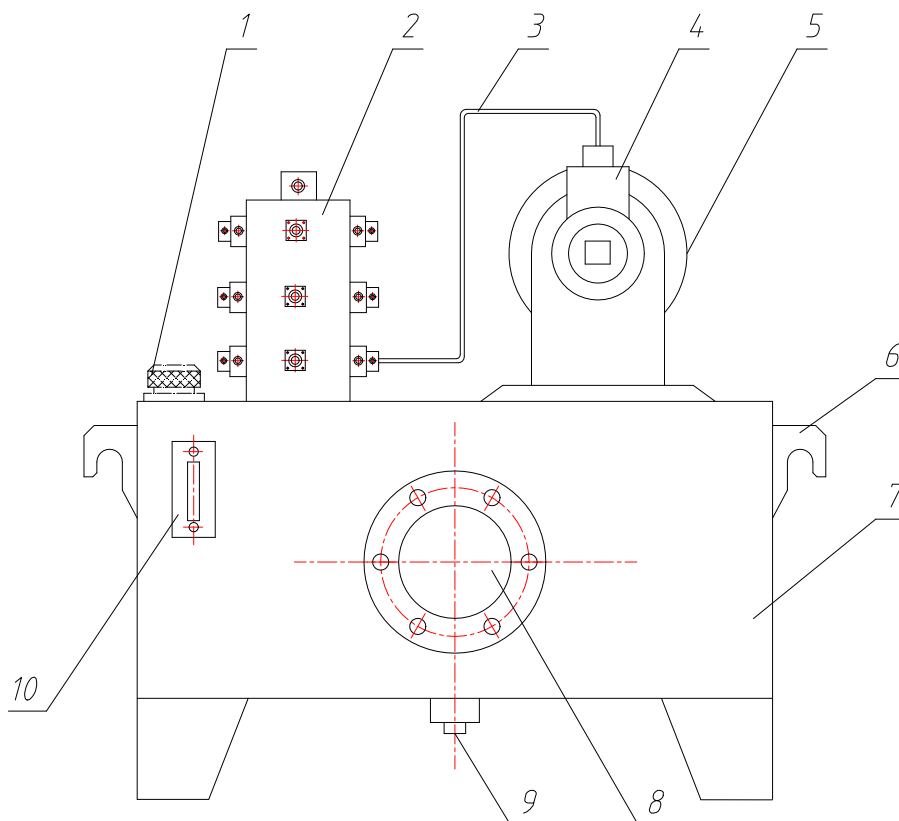


图 5-1 四柱液压机液压站布局简图

1-空气滤清器 2-插装阀 3-油管 4-液压泵 5-电动机 6-吊钩 7-油箱 8-清洗孔 9-放油塞 10-液面指示器

6 四柱液压机安装调试和维护

6.1 四柱液压机的安装

液压机安装之前应事先做好安装地基，一般采用混凝土地基。液压机床身采用螺栓固定，因此在做混凝土地基时应预留螺栓孔，等液压机安装后再浇注固定。液压机其它部件的安装参照部件装配图，按图纸所给配合要求进行安装。

6.2 四柱液压机的调试

液压机所有安装工作完毕后，必须进行现场调试。按下启动按钮，看液压机是否能够顺序的完成各工况动作。调试过程中通过看、听等方式看液压机硬件或控制系统工作是否正常。除此之外，还要检验所有控制按钮、压力表是否都能正常工作。调试一段时间后，如果运行正常，液压机就可以正式交付使用了。定期清除滤网上的污物，如果滤网破损要及时更换，当液压机工作 10000 小时后要请专业人员对设备进行检测，并进行调整和维护，防止因长久失修对液压系统和设备造成致命损坏。

6.3 四柱液压机的保养维护

（1）选择合适的液压油

液压油在整个系统中起着传递压力、润滑、冷却等作用。如果液压油选择不恰当将使液压系统出现故障和性能下降。一般情况参照随机使用说明书，选择规定型号的液压油，特殊情况可以选用与规定型号性质相同的代用油。不同牌号的液压油不能够混用，以免发生化学反应，深褐色、乳白色、有异味的变质油不能使用。

（2）定期进行保养

定期清除滤网上的污物，如果滤网破损要及时更换。设备工作一段时间后要清洗滤清器、液压油箱进行清洗，并及时更换液压油，长期处于高温工况时清洗和更换的周期要缩短。

（3）防止固体杂质进入系统

添加或更换液压油时要对油液过滤，防止固体杂质侵入系统后堵塞油路，特别是精密部件，很容易堵住。清洗油箱时，拆卸部件应包好，避免杂物污染。油箱的清洗油液应选用同牌号的液压油，反复清洗三次左右。

（4）防止液压油工作温度过高

液压油的工作温度一般应控制在 $30^{\circ}\text{C} \sim 80^{\circ}\text{C}$ 之间最好，油温过高会导致液压油的粘度降低，容易引起泄漏，效率下降，润滑油膜强度降低，加速机械的磨损，生成碳化物和淤渣，油液氧化加速，油质恶化；温过低时，其粘度大，流动性差，阻力大，工作效率低。

7 结论

本文重点对液压主机结构进行了方案设计、尺寸计算与校核。主要计算了主缸的各部分尺寸，并进行了详细的校核。除此之外，还对上横梁的结构进行了设计计算，对主机其他部件也做了详细的说明。由于现在出版的有关液压机结构设计的参考资料较少，只能参考一下出版年代比较早的图书资料，所以其中有关公式与设计思路可能有错误。

为了让系统的工作压力随负载的变化而自动调节，液压泵选用恒功率变量柱塞泵。为解决液压冲击对设备安全的影响，系统中设置泄压回路。通过泄压来降低系统的压力，设置保压回路让工件有足够的成型时间，保证产品的质量。速度换接通过行程开关来控制，这种换接方式，控制比较可靠，设备安装方便，价格也实惠。整体的方案确定后，对液压系统的可行性进行校验，该液压系统可以满足液压机的加工工艺要求。

液压机在进行方案设计时，有些方案的选择可能不是最佳。总体来说，本文的总体设计方案可以满足液压机的加工工艺要求。

谢 辞

经过几个月的努力，毕业设计已经接近尾声。由于实践经验的匮乏，本次设计难免有考虑不周的地方。如果没有宋宜梅教授的悉心指导，恐怕设计不会这样顺利完成。自开题以来，设计的每个环节宋老师都认真指导，从资料的查阅到具体方案的修改，宋老师都提出了宝贵的建议，让我受益匪浅。除此之外，宋老师科学严谨的治学态度和渊博的知识更是我永远学习的榜样。在此对宋老师表示衷心的感谢！

最后还要感谢曾教导过和给我帮助的老师，是你们曾经辛勤的付出才有了我今天毕设任务的完成。

参考文献

- [1] 天津市锻压机床厂.中小型液压机设计计算[M]. 天津:天津人民出版社, 1987.
- [2] 俞新陆. 液压机[M]. 北京:机械工业出版社, 1982.
- [3] 俞新陆. 液压机的设计与应用[M]. 北京:机械工业出版社, 2007.
- [4] 俞新陆. 液压机现代设计理论[M]. 北京:机械工业出版社, 1987.
- [5] 吴宗泽. 机械设计实用手册[M]. 北京:机械工业出版社, 2002.
- [6] 杨培元, 朱福元. 液压系统设计简明手册[M]. 北京:机械工业出版社, 1999, 1-191.
- [7] 刘泽民. 三梁四柱式液压机参数化系统设计及优化[D]. 燕山大学 2013
- [8] 冯瑞年. YA32-500 四立柱液压机结构有限元分析和优化设计[D]. 武汉理工大学 2009
- [9] 成大先.机械设计手册 单行本 常用设计资料[M]. 北京:化学工业出版社, 2004
- [10] 成大先.机械设计手册 单行本 联接与紧固[M]. 北京:化学工业出版社, 2004
- [11] JB3915-85.液压机安全技术条件.北京:中华人民共和国机械工业部,1985~02~08 发布
- [12] GB9166-88.四柱液压机精度.北京:国家标准局,1988~05~05 发布
- [13] 濮良贵. 机械设计[M]. 北京:高教出版社, 2001.6.
- [14] 孙桓. 机械原理[M]. 北京:高等出版社, 2001.5.
- [15] 许福玲, 陈尧明. 液压传动与气压传动[M]. 第二版.北京:机械工业出版社, 2004, 1-290.
- [16] 符炜等. 机构设计学[M]. 长沙:湖南大学出版社, 2001.
- [17] 王明强. 计算机辅助设计技术[M]. 北京:科学出版社, 2002.
- [18] 刘鸿文. 材料力学[M].第四版.北京:高等教育出版社, 2004, 1-366.
- [19] 李爱华等.工程制图基础[M] 北京:高等教育出版社, 2003.8
- [20] Homer D • Eckhardt.Kinematic Design of Machines and Mechanisms. McGraw-Hill.1998.
- [21] Bradley D A • Mechatronics:Electronics in products and Processes. London:Chpman and Hall,1991.
- [22] Sors I.fatigue design of machine components.oxford.pergramon press.1991

附 录

液压元件明细表

序号	液压元件名称	元件型号	额定流量 (L/min)
1	溢流阀	YEF3-E25B	120
2	溢流阀	YEF3-E20B	120
4	电磁换向阀	34F3P-E16B	80
5	电磁换向阀	24F3-E16B	80
6	溢流阀	YEF3-E25B	120
8	电磁换向阀	24F3-E16B	80
9	电磁换向阀	24F3-E16B	80
10	溢流阀	YEF3-E25B	120
11	溢流阀	YEF3-E20B	120
12	电磁换向阀	34F3O-E16B	80
13	电磁换向阀	24F3-E16B	80
14	单向阀	AF3-Eb20B	100
15	溢流阀	YEF3-E25B	120
16	电磁换向阀	24F3-E16B	80
17	电磁换向阀	24F3-E16B	80
18	溢流阀	YEF3-E25B	120
19	电磁换向阀	24F3-E16B	80
20	电磁换向阀	24F3-E16B	80
22	充液阀	YAF3-Ea20B	150
25	压力表	KF3E6L	240
26	变量泵	250YCY14-1B	250
27	过滤器	WU-250X180F	250