

编 号

无锡太湖学院

毕业设计（论文）

题目： 六自由度液压运动平台的自动控制

信机系 机械工程及自动化专业

学 号： _____

学生姓名： _____

指导教师： _____（职称：副教授）

_____（职称：_____）

2013年5月25日

无锡太湖学院本科毕业设计（论文）

诚信承诺书

本人郑重声明：所提交的毕业设计（论文）六自由度液压运动平台的自动控制是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的成果。有关观点、方法、数据和文献等的引用已在文中指出，并与参考文献相对应。其内容除了在毕业设计（论文）中特别加以标注引用，表示致谢的内容外，本毕业设计（论文）不包含任何其他个人、集体已发表或撰写的成果作品。

班 级：_____

学 号：_____

作者姓名：_____

2013 年 5 月 25 日

无锡太湖学院

信机系 机械工程及自动化 专业

毕 业 设 计 论 文 任 务 书

一、题目及专题：

1、题目 六自由度液压运动平台的自动控制

2、专题

二、课题来源及选题依据

六自由度运动平台，由于有极为广阔的应用前景，六自由度运动平台是由六支油缸，上、下各六只万向铰链和上、下两个平台组成，下平台固定在基础上，借助六只油缸的伸缩运动，完成上平台在空间六个自由度（ $X, Y, Z, \alpha, \beta, \gamma$ ）的运动，从而可以模拟出各种空间运动姿态，可广泛应用到各种训练模拟器如飞行模拟器、舰艇模拟器、海军直升机起降模拟平台、坦克模拟器、汽车驾驶模拟器、火车驾驶模拟器、地震模拟器以及动感电影、娱乐设备等领域，甚至可用到空间宇宙飞船的对接，空中加油机的加油对接中。在加工业可制成六轴联动机床、灵巧机器人等。由于六自由度运动平台的研制，涉及机械、液压、电气、控制、计算机、传感器，空间运动数学模型、实时信号传输处理、图形显示、动态仿真等等一系列高科技领域，因而六自由度运动平台的研制变成了高等院校、研究院所在液压和控制领域水平的标志性象征。

三、本设计（论文或其他）应达到的要求：

1. 查阅资料，了解国内外多自由度运动平台的现状和发展趋势。

2. 确定总体方案，设计六自由度运动平台的本体结构和液压伺服系统并完成相关工程图的设计。

3. 建立控制系统的数学模型，使用 PID 控制方式提高系统的运动性能。运用虚拟样机技术，在 ADMAS 环境下，对六自由度运动平台进行运动学和动力学的仿真。

4. 完善各个部分，撰写设计说明书。

四、接受任务学生：

_____ 班 姓名 _____

五、开始及完成日期：

自 2012 年 11 月 12 日 至 2013 年 5 月 25 日

六、设计（论文）指导（或顾问）：

指导教师 _____ 签名

_____ 签名

_____ 签名

教研室主任

{ 学科组组长研究所所长 }

签名

_____ 系主任 _____ 签名

2012 年 11 月 12 日

摘 要

六自由度运动平台，由于有极为广阔的应用前景，可以完成在空间六个自由度（ X ， Y ， Z ， α ， β ， γ ）的运动，从而可以模拟出各种空间运动姿态，可广泛应用到各种训练模拟器上。由于六自由度运动平台的研制，涉及机械、液压、电气、控制、计算机、传感器，空间运动数学模型、实时信号传输处理、图形显示、动态仿真等等一系列高科技领域，因而六自由度运动平台的研制变成了高等院校、研究院所在液压和控制领域水平的标志性象征。

通过六自由度运动平台的机构特点及应用，可以在平台控制总体设计的基础上完成液压伺服系统的建模工作，在 Matlab 软件中对系统进行了仿真分析，将常规 PID 控制和基于神经网络算法的先进 PID 控制方法进行对比，仿真结果表明基于神经网络的 PID 控制方法对伺服系统具有良好的控制效果，同时也证明了电液伺服控制系统设计的合理性，将控制策略应用于样机平台，平台运行稳定，流畅。为平台控制的进一步改进和完善奠定了基础。

关键词：六自由度平台；液压；PID 控制

Abstract

Six degree of freedom platform, because there is a very broad application prospect, can be completed in the space of six degrees of freedom (X, Y, Z, alpha, beta, gamma) motion, which can simulate various spatial motion, can be widely applied to various training simulation. The development of six degree of freedom motion platform, related to the mechanical, hydraulic, electrical, control, computer, sensor, the spatial movement mathematical model, real-time signal transmission and processing, graphic display, dynamic simulation and so on a series of fields, so the development of six degree of freedom motion platform into colleges and universities research institutes to hydraulic and control field level symbol.

Through the mechanism, characteristics and application of six degree of freedom motion platform, can complete the modeling of hydraulic servo system based on the general control platform design, in the Matlab software to simulate the system analysis, the conventional PID control and PID neural network algorithm based on advanced control methods were compared, simulation results show that the PID neural network the control method has good control the servo system based on, it also proved that the design of electro-hydraulic servo control reasonable, the control strategy is applied in the prototype platform, platform stable operation, smooth. As a platform to control the further improvement and laid the foundation for the of.

Key words: 6-DOF platform, hydraulic PID control

目 录

摘要.....	
ABSTRACT	IV
目录.....	
1 绪论.....	错误! 未定义书签。.....
1.1 课题背景及意义.....	错误! 未定义书签。.....
1.2 六自由度平台发展及应用.....	错误! 未定义书签。.....
1.3 六自由度平台国内外研究状况.....	
1.3.1 国外研究现状.....	
1.3.2 国内研究现状.....	错误! 未定义书签。.....
1.4 课题主要研究内容.....	
2 六自由度运动平台本体结构设计.....	
2.1 平台主要性能指标.....	
2.2 平台结构.....	
2.3 平台驱动方式.....	
3 液压缸设计.....	
3.1 简介	
3.2 液压缸的设计.....	
3.3 液压缸的密封设计.....	
3.4 支承导向的设计.....	
3.5 防尘圈的设计.....	
3.6 液压缸材料的选用.....	
3.7 液压泵的选择.....	
3.8 电机的选择.....	
4 液压油路设计.....	
4.1 液压设备外接线路.....	
4.2 操作板.....	
4.3 程序地址分配.....	
4.4 芯片接线图.....	
4.5 PLC 程序指令	
5 液压伺服系统的建模与仿真.....	
5.1 六自由度运动平台系统的总体设计.....	
5.2 数学模型的建立.....	
5.2.1 单个作动器的数学模型.....	
5.3 系统的控制及仿真.....	
5.3.1 基于常规 PID 的控制系统仿真研究	
5.3.2 基于 BP 神经网络的控制算法.....	

- 5.3.3 仿真实现.....
- 6 液压运动平台的运动仿真.....
 - 6.1 液压平台的基本结构设计.....
 - 6.2 虚拟样机的建立与仿真.....
 - 6.2.1 零件建模.....
 - 6.2.2 装配设计.....
 - 6.2.3 运动分析.....
 - 6.3 结束语.....
- 7 结论与展望.....
- 致谢.....
- 参考文献.....

1 绪论

1.1 课题背景及意义

六自由度平台的研制对舰船运动规律的研究起着重要的作用平台可以在实验室中模拟舰船在海上航行时摇摆的情况将舰船在海洋中摇摆的姿态和运动真实地再现出来并能检测舰载直升机系统和各分系统在各种摇摆和位置姿态下的动态和静态技术性能。该专用设备主要由机械运动系统、液压伺服控制系统、传感检测系统、信号采集处理系统、计算机控制系统和各种安全保护装置等组成可按试验要求实现六个自由度的旋转运动以及这些自由度的复合运动以达到模拟舰船在海上的垂荡、纵荡、横荡、纵摇、横摇和艏摇各种摇摆状况的目的。

六自由度平台可以进行船舶运动和结构动力学研究同时也是驾驶员航海训练的一种良好设备可以将舰载武器和设备仪器放在平台上进行陆地实验减少海上实验次数这样就降低了实验成本和研究周期。可见用平台在实验室作运动模拟试验具有明显的节能性、安全性、可控性、无破坏性、经济性、可操作性和训练效率高等优点对进行舰船运动模拟技术研究具有重要意义。

目前运动模拟技术已成为多快好省达到研究舰船运动和训练飞行目的的最佳途径六自由度平台是一种发展快、应用广的典型运动模拟器是一具有重大经济价值和国防战略意义的高精尖试验设备而我国在这一领域的设计和制造水平与西方发达国家相比还有相当大的差距。因此深入研究六自由度平台运动系统的基础理论对其关键技术进行理论分析和实验研制出性能优良能满足各方面需求的平台对提高我国的仿真技术水平增强国防实力具有重大的理论意义和实际应用价值。

1.2 六自由度平台发展及应用

上世纪年代末特别是年代以来并联式机构被广为关注成为新的热点由于六自由度平台具有结构刚度大、承载能力强、位置精度高、哈尔滨工程大学硕十学位论文响应快的优点而且可以灵活地实现六个自由度的三维空间运动。

1965 年六自由度平台是英国工程师 Stewart 于 1965 年在他的论文《A Platform with 6 degrees freedom》中作为一种六轴并联式空间机构的设计提出的,称为 Stewart 机构^[1]。在制作飞行模拟器后, Stewart 机构逐渐成为飞行模拟器的标准机构。到 70 年代初,美国 NASA 等研究中心公布了 6-DOF 并联式平台的研究成果,相继出现了 6-DOF 并联机构运动平台的飞行模拟器。1974 年美国制定了空勤人员训练模拟器 6-DOF 并联式运动平台系统军用标准 MIL-STD-1588。此后 6-DOF 并联式运动平台已趋向标准化、系列化生产阶段。1978 年澳大利亚著名的机构学专家 Hunt. KH 教授指出 Stewart 机构更接近于人体的结构,提出可将 Stewart 平台机构用作并联机器人的主要机构,至此并联机器人的研究受到许多学者的关注。MacCallion 和 Pham 在 1979 年首次利用这种机构设计出了用于装配的机器人,从此拉开了并联机器人研究的序幕,此后 Stewart 机构又被称为并联机器人。

Stewart 机构在大功率装配机器人、步行机器人、机器人手腕等方面得到进步的发展。Stewart 机构进一步的应用范围逐渐扩展到机床方面,即所谓的并联机床,但不论是并联机器人还是并联机床,要实现运动精

确伺服控制是非常困难的,主要难点在于 Stewart 机构在运动学、动力学极其控制方面蕴涵的复杂性和大量的计算。进入到上世纪 80 年代末以后,计算机工业的飞速发展为解决 Stewart 机构诸多难点提供了强有力的支持,对 Stewart 机构的研究和研究进入了一个新的时期。

Hunt 应用空间机构自由度计算准则及螺旋理论对 Stewart 机构的机器人进行了机构综合研究,给出了多种 6-DOF 的并联机构的基本形式。1988 年 Merlet 教授提出了 INRIA 并联机构的样机。1997 年意大利研制出具有六个自由度的 Turin 并联机构。

六自由度平台的另一个重要的发展方向,是作为微动机构或微型机构,在三维空间微小移动,仍具有小的土作空间,这种微动机构正好发挥了六自由度摇摆台的特点,工作空间小大,但精度和分辨率都非常高。一个例子是用于眼科手术中,治疗视网膜静脉闭,另有一种微动双指并联机构,用于生物工程上的细微外科手术中的细胞操作。

由于六自由度并联机构的应用日益广泛,其领域不断扩展。按平台的工作特性,可以分为两个方面的应用操作器和运动仿真。

在国防军事上,随着高新技术在军事领域的广泛应用,现代化武器装备技术先进、价格昂贵的特点越来越突出。一艘先进战舰造价昂贵,如果全部实装训练不仅耗资巨大,同时也大大缩短了战舰的寿命。为解决这一难题,许多发达国家采取花巨资研制模拟器的对策,并规定凡:装备新武器,必须装备相应的模拟器。美国于 20 世纪 40 年代就研制出了第一台飞行模拟器。可见六自由度并联机构的应用就船舶模拟器而言,其制造和应用一方面是技术水平的反映,另一方面也具有极高的军事和经济意义。在民用领域方面的情况也是如此。

六自由度并联机构除了在上述领域得到极大的重视外,也在许多新兴的领域引起广泛的注意,如在航天对接模拟器,娱乐(当前国内外一些游乐场所已有六自由度体感模拟器、大航海体验馆、太空穿梭机、动感电影等娱乐模拟器)海上钻井平台以及主动隔震等方面。由于六自由度并联机构的优点,可以预料到未来六自由度并联机构会广泛应用到更多的领域。

表 1-1 平台运用案例

飞行模拟训练器	六自由度运动
电动玩具	多自由度运动
铣床、钻床、立式或卧式三轴切削中心	平移运动
机械起重机	由于其二力杆的特性, 可用来做需要高刚性的起重机
力与力矩测量仪	风动测试
快速成型机	由于其能够在高加速的情况下提供高精度, 可降低开发的时间
轮胎测试	旋转及平移运动
坦克驾驶训练台	旋转及平移运动
管道喷漆机器人	旋转及平移运动
手术用微型机器人	利用其结构简单、刚性高的原理, 可作出精巧的微型机器人

医用手术平台	可利用一个小的踏板来控制大的平台运动
--------	--------------------

1.3 六自由度平台国内外研究状况

1.3.1 国外研究现状

目前世界上研制大型六自由度平台的国家较多,主要有加拿大、美国、英国、法国、德国、日本、俄罗斯、荷兰等国,大多用于飞机(包括战斗机、运输机和民航客机)模拟飞行训练,在舰船、装甲车辆、自行火炮等方面也有一些应用。早期研制的六自由度平台系统主要用于军事目的,例如美国五十年代开始研制的摇摆模拟台就用于装各海军。用于空间对接机构研究的六自由度半实物仿真实验系统,以俄罗斯和美国的系统最具代表性,其大型液压六自由度运动系统的性能,尤其是定位精度和频率响应特性已达到这类系统的极高水平。近几年来,六自由度平台系统也被应用到工业甚至娱乐场所,如美国 Ford 汽车公司研制的汽车行驶仿真器,美国 Ingersol 机床公司生产的并联机床,德国 Rexroth 公司为德国奔驰汽车公司建造的大型汽车行驶模拟平台等等。用于娱乐场所的六自由度游乐模拟平台则是一种模拟运动载体特征,给人视觉、听觉、触觉以全方位真实感受的现代化新潮游乐设施,美国、日本等国家的一些著名游乐场所有六自由度 UFO 体感模拟台、航空航海模拟台,这是当代科技向游乐业渗透的产物。

随着 6-DOF 并联机构研究的深入,对于自由度少于六的空间并联机构(称为少自由度机构),也引起许多学者的注意。加拿大著名学者 Gosselin 和 Angeles 提出了平面和球面三自由度并联机器人的优化设计问题。加拿大 Laval 大学用球面三自由度并联机器人研制出了灵巧眼。Lee 和 Shah 对空间三自由度并联机器人进行了运动学和动力学分析。Clavel 提出了并联式三维移动机构,即 DELTA 机器人,后来 Tsai 作了改进,发明了 Tsai 氏三维移动机构,机构简单了许多。L. W. Lal 等人也在此方面进行相应的研究。

虚拟轴机床在国外已出现的型式就有数十种之多,如 6-SPS 平台式、6-SPS 球台式、6-PSS 立式、6-PSS 上置式等等,又有不同参数比例的变化。美国 Hexel 公司将 6 杆并联结构作成独立部件应用于转塔铣床。这可将低价的普通铣床升级为轴联动铣床。其主要技术参数为工作台直径 710mm、行程范围为直径 305mm 的圆,Z 轴 178mm,最大进给速度为 5.1m/min,重 91kg。瑞士技术院(ETH)、机床与制造技术院(IWF)和机器人院(IFR)也联合研制出了名为 IWF 的 Hexaglide 虚拟轴机床。迄今为止,我们了解的虚拟轴并联机床有二自由度、三自由度、三自由度、纯移动三自由度四自由度、对称五自由度和六自由度等类型。

虚拟轴数控并联机床多用于虚拟轴六自由度数控机床,瑞典 Neos Robotics 公司则采用了并联加串联的方案,从低层次应用做起,逐步积累经验和财力,向高层次应用发展,以及采用了三杆中央的中心管等正确的措施,其并联机床产品早已进入实用至今已创 200 余台的惊世销售业绩。该公司展出的 Tricept845 加工中心,其体积定位精度达 $\pm 50\mu\text{m}$,重复定位精度达 $\pm 10\mu\text{m}$,这两个指标距离传统机床虽还有较大的差距,但对并联机床已属重大的突破,具有实用价值。其进给速度已达 90m/min,加速度已达 2g,主轴功率为 30~45KW, 24,000~30,000r/min 采用瑞士 IBAG 公司电主轴、Siemens840D 数控系统和 Heidenhain 的测量系统。该加工中心采用模块化结构。三杆结构组件有 0° 、 45° 、 90° 。三种布局可任选(即分别组成卧式、倾斜和立式加工

中心)。德国 Fraunhofer 机床和成型技术研究所开发的 6x 型机床适于模具的高速加工,其主要技术参数为:工作台: 630X630, X, Y, Z 行程均为 630mm, 两个转动自由度范围为 30° , 主轴最高速度为 3000r/min, 功率为 16KW, 腿的最大进给速度为 30m/min, 加速度为 10m/s。

1.3.2 国内研究现状

我国并联机器人出现的较晚,起先出现在引进的 6-DOF 飞行模拟器上。我国民航于 1975 年引进 Beoing707, 1988 年引进 MD-82 飞机飞行模拟器, 1992 年引进 Beoing737 和 757 飞机飞行模拟器,近年来还引进了最新的 Beoing777 飞机飞行模拟器,都用于民航飞行员的培训。1984 年北京航空模拟器技术联合开发公司按照航空部“七五”预研课题计划,开始研制 6-DOF 并联式飞行模拟器,三年后研制成功。现在该公司正进行国内生产机型的飞机飞行模拟器的研制与生产。

近几年来我国的一些高等院校和科研院所也相继投入人力物力。在微动器或称作微动机构研究方面,杨宜民教授等研制出仿生型直线驱动器,哈尔滨工业大学研制成了压电陶瓷驱动的 6-DOF 并联微动机器人,其重复精度可达 20 纳米;北京航空航天大学机器人所在自然科学基金资助下提出了用于微动操作的由两个 3-DOF 并联机构串联而成“串并联”机构以及 PP-R-S 型并联机构微动机器人等;燕山大学 1994 年研制了基于并联机构的误差补偿器,将其安装于机器人手腕处可以补偿手臂的误差;陈垦、李嘉等研究分析了 6-PSS 型 6-DOF 并联微操作手的运动学和工作空间。另外天津大学与天津第一机床厂联合研制了九杆三自由度并联机床 Linapod, 沈阳自动化所研制了五自由度并联机床样机,哈尔滨工业大学和东北大学分别研制了以 Stewart 平台为原型的 6-DOF 并联机床的样机和带有平行机构的三自由度 Stewart 并联机床样机,燕山大学也在这方面作了一些基础性工作。1999 年 6 月在清华大学召开了我国第一届并联机器人与并联机床设计理论与关键技术研讨会,对并联机床的发展现状,未来趋势以及亟待解决的问题进行了研讨,对并联机床在我国的发展起到了一定的促进作用。

由国防科技大学和香港科技大学联合研制的银河一 2000 虚拟轴机床是一种并联式六自由度机床,是由传统并联机床发展而来的,在保持原并联机构的诸多优点,如高刚度,高精度和高的运动速度外,用变异机构扩大了机床的运动范围。2005 年哈尔滨工业大学流体传动与控制研究所与武汉 719 研究所研制了一种六自由度航海模拟器,用于训练潜艇驾乘人员和检测各种仪表的性能。

总之,与国外相比,我国运动模拟器的研制工作起步较晚,以后由于种种原因又未能得到迅速发展,与国外的运动模拟技术相比还存在较大距离。因此目前面临的任务是如何迎头赶上技术先进国家并缩小与他们的距离。

1.4 课题主要研究内容

通过查阅资料,了解国内外多自由度运动平台的现状和发展趋势,根据相关资料设计六自由度运动平台的结构,设计与其配套的液压缸等零件。通过三维软件画出三维实体图,并通过建立模型,使用 PID 控制方式提高系统的运动性能,利用虚拟样机等技术对模型进行运动仿真,对其的可靠性等相关性能进行分析比较,来证明其方法的可行性。

2 六自由度运动平台本体结构设计

六自由度平台作为一种实验设备，在地面物理仿真过程中起着重要作用。平台有机械台体、液压系统、检测系统和计算机控制四个主要组成部分，其中机械台体主要由上台面、下基座、关节铰链和伺服液压缸组成。液压系统主要由液压油源和液压伺服控制系统组成，主要用于为运动系统提供液压油源和驱动力。

2.1 平台主要性能指标

承载能力（含上平台及其附件）0.5吨

平台的运动范围有机构的结构参数、液压油缸的长度、铰链转动角度等因素决定。合理的平台结构是六自由度运动平台设计的基础，是保证实现性能指标的关键。运动机构的设计，应保证平台工作过程中，出现人为的误操作和系统发生故障是，所有机械部件不得出现机械干涉现象。为了使运动平台能够获得较大的位置变化，液压缸长度较大，这进一步降低了活塞杆的稳定性。因此设计时应优化布置运动机构的结构尺寸，使得液压缸的正常工作位置尽可能的短，提高平台安全性。

因此，优化各个参数，确定平台系统的几何尺寸参数如下：

上平台外圆直径：0.3m

下平台外圆直径：0.6m

2.2 平台结构

平台主要由下台基、上运动台面、12 个铰（球铰或万向铰）及 6 个液压缸组成，其中液压缸通过铰以并联的方式将上运动台面和下台基连接起来，成为一体，如图 2.1 所示。这样的机构在并联式多自由度机械装置研究中又常常被称为 Stewart 平台。电液比例方向阀控制液压油流量的大小、方向，驱动六个液压缸沿缸长方向伸缩作线性移动。通过六个液压缸的协调动作，上运动台面能够灵活地实现六个自由度的运动，三个线性移动及三个转动，即一个刚体在空间的全自由度运动。因此，六自由度平台也可以看作是一种并联式的机器人。图 2.2 为实验室样子实物图。

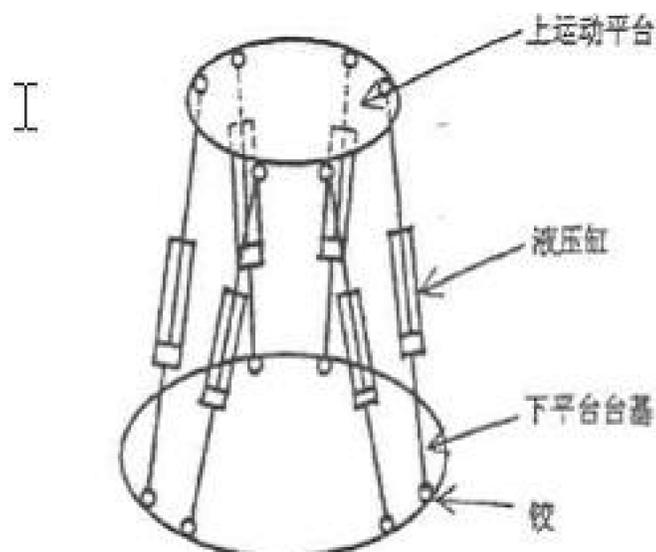


图 2.1 平台结构示意图



图 2.2 实验室平台样机

2.3 平台驱动方式

六自由度运动平台的驱动方式在很大程度上决定了运动系统的承载能力、运动精度、快速性等性能指标，也是运动系统中关键技术之一。

通常并联式机构的驱动方式主要有电动、气动和液压三种基本方式，从理论上讲，用电气、气动和液压这三种动力系统都可以，但每种系统都有其各自的优缺点，因而各有其最为适合的承载范围。

对于电动系统来说，电动机启动容易且可设计成低转动惯量，加减速特性都很好，但要获得大的功率输出，电动机的质量和体积都较大。由于电气传动和其他形式相比，在高速、高精度、小型节能方面更能满足并联式机构驱动的要求，因而在轻载情况下，国外的并联式机构多采用电气传动。

气动系统以空气作为介质，响应速度较快，且空气可直接从大气中获得，又可排放到大气中去，不需要回流系统，与液压系统相比，其系统构成简单、价格便宜，但其工作压力低，因而承载能力低，定位刚度低。工作载荷在几百牛顿是，气动系统最为有效。

液压传动从动力性能方面看占有很大优势，一个体积与能搬送 14~24Kg 载荷的气动或电气系统相当的液压系统，就可搬送 120~140Kg 的载荷，而且还有气动和电气系统相当的精度和响应速度。另一方面，液压系统的油液能起到对运动部件润滑的作用，并通过油液的流动把热量带走，实现系统的自冷却，以延长元件和系统的使用寿命。采用液压驱动机构还可得到很大的速度范围，其低速特性比电动机要好，当液压执行器泄漏较小时，液压弹簧刚度大，因而闭环系统的定位刚度较大，位置误差较小。另外，利用液压系统的继承回路可以把液压系统设计的相当紧凑，减少系统所占空间。

综上所述，由于此次研究的六自由度并联驱动平台的有效载荷为 0.5 吨左右，所以在其驱动方式上采用动力性能好的液压驱动方式，不仅可以满足功率和控制精度的要求，而且从结构上看，平台的六个液压缸的伸缩控制由六个液压阀来实现，液压阀是直线位移式驱动机构，它们的运动与杆件所要求的运动相吻合，结构非常简单。此次平台采用了直接驱动方式，避免了间接驱动给机构的控制所带来的麻烦，易获得较好的控制性能。若采用直流电动机驱动，不仅由于负载大使电动机本身结构加大，而且还需要减速装置和一套旋转直线位移转换装置，使系统结构复杂、庞大，且难以控制。因此，选用液压驱动方式。

3 液压缸设计

3.1 简介

液压缸是液压系统中活塞杆作往复运动的工作机构。其结构形式均为单活塞杆双作用耳环安装式。主要用于工程机械、运输机械、矿山机械及车辆等的液压传动。液压缸结构如下图 3.1:

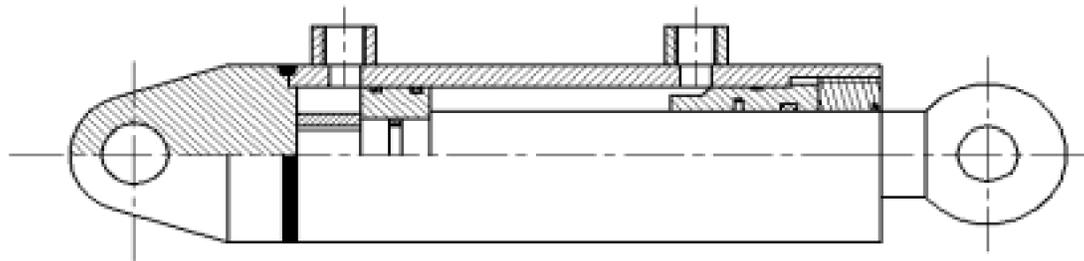


图 3.1 液压缸结构

3.2 液压缸的设计

液压缸系统供油 $P=6.3\text{Mpa}$;

液压缸最大推力 $F_{\max}=5\text{KN}$;

缸的最大行程 $L=250\text{mm}$;

(1) 液压缸工作压力的确定

液压缸的工作压力主要根据液压设备的类型来确定，对于不通用途的液压设备，由于工作条件不同，通常采用的压力范围也不同。根据负载 $F=5\text{KN}$ ，查附表可知液压缸的工作压力为 $1.5\sim 2\text{Mpa}$ ，由附表确定液压缸的工作压力 $P=1.6\text{Mpa}$ 。

(2) 液压缸缸筒内径 D 的计算

根据已知条件，工作最大负载 $F=1500\text{N}$ ，工作压力 $P=1.6\text{MPa}$ 可得液压缸内径 D 和活塞杆直径 d 的确定：

已知： $F=1500\text{N}$ ， $P=1.6\text{MPa}$ ，

$$D = \sqrt{\frac{4F}{P}} = \sqrt{\frac{4 \times 1500}{1.6 \times 10^6}} = 39.5\text{mm}$$

$$d = 0.75D = 0.75 \times 39.5\text{mm} = 29.625\text{mm}$$

查表得： $D=40\text{mm}$ ， $d=32\text{mm}$

$$\text{则 } A = \frac{D^2}{4} = \frac{3.14 \times 40^2}{4} = 1256\text{mm}^2$$

故必须进行最小稳定速度的验算，要保证液压缸工作面积 A 必须大于保证最小稳定速度的最小有效面积 A_{\min}

$$\text{又: } A_{\min} = \frac{q_{\min}}{V_{\min}} = \frac{2L}{0.8} = \frac{2 \times 10^6 \text{ mm}^3 / \text{min}}{0.8 \times 10^3 \text{ m} / \text{min}} = 2500 \text{ mm}^2$$

式中： Q_{\min} —流量阀的最小稳定流量，由设计要求给出。

V_{\min} —液压缸的最小速度，由设计要求给出。

故查表取 $D=63 \text{ mm}$

$$\text{当 } D=63 \text{ mm} \text{ 时 } A = \frac{D^2}{4} = \frac{3.14 \times 63^2}{4} = 3115.7 \text{ mm}^2, \text{ 保证了 } A > A_{\min}$$

(3)、液压缸活塞杆直径 d 的确定

由已知条件查表取 $d=45 \text{ mm}$ 。

查表知，45 钢的屈服强度 $\sigma_s = 355 \text{ MPa}$

按强度条件校核：

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\sigma_s}} = 10^3 \sqrt{\frac{4 \times 1200}{355}} = 10^3 \times 3 = 3 \times 10^3 \text{ mm}$$

所以符合要求。

(4)、液压缸壁厚的计算

液压缸的壁厚由液压缸的强度条件来计算。液压缸的壁厚一般指缸筒结构中最薄处的厚度。从材料力学可知，承受内压力的圆筒，其内应力分布材料规律因壁厚的不同而各异。一般计算时可分为薄壁圆筒和厚壁圆筒。

按照薄壁圆筒设计，其壁厚按薄壁圆筒公式计算为：

$$\frac{P D}{2[\sigma]} \quad (\text{该设计采用无缝钢管})$$

$$p_y = (1.25 \sim 1.5)p, \text{ 取 } p_y = 1.5p$$

$$p_y = 1.5 \times 1.6 = 2.4 \text{ MPa}$$

$$[\sigma] = 100 \sim 110 \text{ MPa} \quad (\text{无缝钢管}), \text{ 取 } [\sigma] = 100 \text{ MPa}$$

$$\frac{2.1 \times 63}{2 \times 100} = 0.66 \text{ mm}$$

由计算的公式所得的液压缸的壁厚厚度很小，使缸体的刚度不够，如在切削加工过程中的变形，安装变形等引起液压缸工作过程中卡死或漏油。所以用经验法选取壁厚： $\delta = 8 \text{ mm}$

(5)、缸体外径尺寸的计算

$$\text{缸体外径 } D_1 = D + 2 \times 63 = 2 \times 0.63 \text{ mm}$$

查机械手册表：外径 D_1 取 76mm

(6)、液压缸工作行程的确定

由于在液压缸工作时要完成如下动作

快 进 150



即可根据执行机构实际工作的最大长度确定。由上述动作可知工作行程为 250mm。

(7)、缸盖厚度的确定

一般液压缸多为平底缸盖，其有效厚度 按强度要求可用下式进行近似计算：

$$t = 0.433D \sqrt{\frac{P}{[\sigma]}} = 0.433 \times 63 \times \sqrt{\frac{3.75 \sim 4.5}{100}} = 5.28 \sim 5.78 \text{mm}$$

式中： D —缸盖止口内径 (mm)

T —缸盖有效厚度 (mm)

$$T \geq 4.74 \text{mm}$$

(8)、最小导向长度的确定

当活塞杆全部外伸时，从活塞支承面中点到缸盖滑动支承面中点距离为 H ，称为最小导向长度。如果导向长度过小，将使液压缸的初始挠度增大，影响液压缸的稳定性，因此在设计时必须保证有一定的最小导向长度。

对一般的液压缸，最小导向长度 H 应满足：

$$H \geq \frac{L}{20} \frac{D}{2} \frac{250}{20} \frac{63}{2} \text{mm} = 44 \text{mm}$$

式中： L —液压缸的最大行程 (mm)

D —液压缸内径 (mm)

取 $H=65 \text{mm}$

(9)、活塞宽度 B 的确定

活塞的宽度 B 一般取 $B = (0.6 \sim 1.0) D$

即 $B = (0.6 \sim 1.0) \times 63 = (37.8 \sim 63) \text{mm}$

取 $B=60 \text{mm}$

(10)、缸体长度的确定

液压缸缸体内部的长度应等于活塞的行程与活塞宽度的和。缸体外部尺寸还要考虑到两端端盖的厚度，一般液压缸缸体的长度不应大于缸体内径 D 的 20-30 倍。

即：缸体内部长度 $250+55=305 \text{mm}$

缸体长度 $\leq (20 \sim 30) D = (1260 \sim 1890) \text{mm}$

即取缸体长度为 460mm

（11）、液压缸进、出油口尺寸的确定

液压缸的进、出油口可布置在端盖或缸筒上，进、出油口处的流速不大于 5m/s，油口的连接形式为螺纹连接或法兰连接。

根据液压缸螺纹连接的油口尺寸系列^[8]及 16MPa 小型系列单杆液压缸油口安装尺寸确定。

进出油口的尺寸为 M16x1.5。连接方式为螺纹连接。

3.3 液压缸的密封设计

液压缸要求低摩擦，无外漏，无爬行，无滞涩，高响应，长寿命，要满足伺服系统静态精度，动态品质的要求，所以它的密封与支承导向的设计极为重要，不能简单的沿用普通液压缸的密封和支承导向。因此设计密封时应考虑的因素：

- 1) 用于微速运动（3-5mm/s）的场合时，不得有爬行，粘着滞涩现象。
- 2) 工作在高频振动的场合的，密封摩擦力应该很小且为恒值。要低摩擦，长寿命。
- 3) 工作在食品加工、制药及易燃环境的伺服液压缸，对密封要求尤为突出，不得有任何的外渗漏，否则会直接威胁人体健康和安全。
- 4) 工作在诸如冶金、电力等工业部门的，更换密封要停产，会造成重大经济损失，所以要求密封长寿命，伺服液压缸要耐磨。
- 5) 对于高速输出的伺服液压缸，要确保局部过热不会引起密封失效，密封件要耐高温，要有良好的耐磨性。
- 6) 工作在高温、热辐射场合的伺服液压缸，其密封件的材料要有长期耐高温的特性。
- 7) 工作介质为磷酸酯或抗燃油的，不能用矿物油的密封风材料，要考虑他们的相容性。
- 8) 伺服液压缸的密封设计不能单独进行，要和支承导向设计统一进行统筹安排。

（1）静密封的设计

静密封的设计要确保固定密封处在正常工作压力的 1.5 倍工作压力下均无外泄露。

静密封通常选用 O 形橡胶密封圈。

根据标准查通用 O 形密封圈系列（代号 G）的内径、截面及公差。

由液压缸装配草图确定：

选用 63×3.55 G GB3452.1 一个

36×2.65 G GB3452.1 一个

（2）动密封的设计

动密封的设计直接关系到伺服液压缸性能的优劣，其设计必须结合支承导向的设计统筹进行。

活塞与缸筒之间用 O 型密封圈。

根据《液压传动与控制手册》^[7]查得用 226 编号的 O 型密封圈，其尺寸为 50.39×3.53。

活塞杆与端盖之间用 O 型密封圈，它使双作用元件具有良好的性能，抗挤压性好，尺寸稳定，摩擦力小，耐磨、耐腐蚀性强。

3.4 支承导向的设计

伺服液压缸的支承导向装置就是为了防止活塞与缸筒、活塞活塞杆与端盖之间的直接接触,相互摩擦,产生磨损,从而达到降低摩擦,减少磨损,延长寿命,起到导向和支承侧向力的作用。

导向环的特点:

- 1) 避免了金属之间的接触;
- 2) 具有高的径向交荷承载力;
- 3) 能补偿边界力;
- 4) 具有强耐磨性和高寿命;
- 5) 摩擦力小;
- 6) 能抑制机械振动;
- 7) 有良好的防尘效果,不允许外界异物嵌入;
- 8) 保护密封件不受过分挤压;
- 9) 导向时即使无润滑也没有液动力方面的问题;
- 10) 结构简单,安装方便;
- 11) 维修费用小。

导向环的作用: 导向环安装在活塞外圈的沟槽内或活塞杆导向套内圆的沟槽内,以保证活塞与缸筒或活塞杆与其导向套的同轴度,并用以承受活塞或活塞杆的侧向力,用来对活塞杆导向。

根据《新编液压工程手册》^[6]查得选用 GST5908-0630 的导向环。

导向套的选用为其导向长度 $A=(0.6-1.0)D=(37.8-63)\text{mm}$,

取 $A=40\text{mm}$

3.5 防尘圈的设计

为防止落入活塞杆的尘埃,随着活塞杆的伸缩运动被带进端盖和缸筒内,从而使密封件和支承导向环受到损失和过早的磨损,所以,伺服液压缸还设计安装防尘圈。

防尘圈的选择原则:

- 1) 不给伺服液压缸增加摩擦;
- 2) 不产生爬行;
- 3) 不粘着滞涩;
- 4) 不磨损活塞杆。

防尘圈的选择不当,会引起摩擦力的增加,将保护活塞杆表面起润滑作用的粘附性油膜层刮下来,造成粘附性渗漏,这种渗漏在原理上是允许的。

防尘圈的作用: 以防止活塞杆内缩时把杂质、灰尘及水分带到密封装置区,损伤密封装置。

综上所述,经查《液压传动与控制手册》,选用 J 型无骨架防尘圈,尺寸为 45mm

3.6 液压缸材料的选用

1、缸筒

缸筒材料：常用 20、35 和 45 号钢的无缝钢管。由于缸筒要与法兰焊接在一起，故选用 45 号钢的无缝钢管。

缸筒和缸盖的连接方式：法兰连接；特点是结构较简单、易加工、易装卸，使用广泛，外形尺寸大，重量大。缸盖的材料为 HT200，液压缸内圆柱表面粗糙度为 Ra0.2-0.4um

- (1) 内径用 H8 的配合；
- (2) 内径圆度、圆柱度不大于直径公差之半；
- (3) 内表面母线直线度在 45.0mm 长度上，不大于 0.03mm；
- (4) 缸体端面对轴线的垂直度在直径上每 100mm 上不大于 0.04mm；
- (5) 缸体和端盖采用螺纹连接，用内六角螺栓。

2、活塞

活塞的结构形式应根据密封装置的形式来选择，密封形式根据工件条件而定。

3、活塞杆

(1) 活塞杆的外端结构

活塞杆外端与负重连接，其结构形式根据工作要求而定。

(2) 活塞杆的内端结构

活塞杆的内端与活塞连接。所有形式均需有锁紧措施，以防止工作时由于往复运动而松开。活塞杆与活塞之间还需安装密封，采用缓冲套的螺纹连接。

4、活塞杆导向套

活塞杆导向套装在液压缸的有杆腔一侧的端盖内，用来对活塞杆导向，其内侧装有密封装置，保证缸筒有杆腔的密封性。外侧装有防尘圈，防止活塞杆内缩时把杂质、灰尘和水分带进密封装置区，损伤密封装置。

5、缓冲装置

当工作机构质量较大，运动速度较高时，液压缸有较大的动量。为了减少液压缸在行程终端由于大的动量造成的液压冲击和噪音，必须采用缓冲装置。当停止位置不要求十分准确时，可在回路中设置减速阀和制动阀，也可以在缸的末端设置缓冲装置。

3.7 液压泵的选择

差动进给：

$$P_J = \frac{F}{A_1 - A_2} = \frac{1500 \times 0.3 \times 10^6 \times 0.0014}{0.0016} = 1.2 \text{ MPa}$$

$$P_b = P_j = P = 1.2 \text{ MPa}$$

$$q = \frac{A_1 - A_2}{5} = \frac{0.0016 - 0.0008}{5} = 0.00013 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_p = P_j = P = 1.2 \text{ MPa}$$

工进 1：

$$P_j = \frac{F_p A_{b-2}}{A_1} = \frac{1500 \cdot 1.5 \cdot 10^6 \cdot 0.0014}{0.003} = 12 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$P_b = P_2 = 0.5 \text{ MPa}$$

$$q_1 = A_{1-1} \cdot 0.003 \cdot 0.8 = 0.0024 \text{ m}^3 / \text{min} = 0.00004 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$P_j q = 12 \cdot 10^5 \cdot 0.00004 = 48 \text{ W} = 0.048 \text{ KW}$$

工进 2:

$$q_2 = A_{1-2} \cdot 0.003 \cdot 1.2 = 0.0036 \text{ m}^3 / \text{min} = 3.6 \text{ L} / \text{min} = 0.00006 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$P_j q = 12 \cdot 10^5 \cdot 0.00006 = 0.072 \text{ KW}$$

快退:

$$P_j = \frac{F_p A_{b-1}}{A_2} = \frac{1500 \cdot 0.003 \cdot 0.5 \cdot 10^5}{0.0014} = 1.2 \text{ MPa}$$

$$P_b = 5 \text{ MPa}$$

$$q_2 = A_2 \cdot 5 \cdot 0.0014 = 0.007 \text{ m}^3 / \text{min} = 0.000117 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$P_j q = 1.2 \cdot 10^6 \cdot 0.000117 = 0.1404 \text{ KW}$$

液压泵的参数计算:

取进油路总压力损失为 $P = 0.8 \text{ MPa}$

$$P_p = P_1 = P + 12 \cdot 10^5 = 0.8 \text{ MPa} + 12.8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

因此泵的额定压力可取 $P_r = 1.25 \cdot 12.8 \cdot 10^5 = 16 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

快进时泵的流量为:

$$q_{vp} = k q = 1.1 \cdot 8 = 8.8 \text{ L} / \text{min}$$

工进 1 时泵的流量为:

$$q_{vp} = k q_1 = 1.1 \cdot 2.4 = 2.64 \text{ L} / \text{min}$$

工进 2 时泵的流量为:

$$q_{vp} = k q_2 = 1.1 \cdot 3.6 = 3.96 \text{ L} / \text{min}$$

根据上面计算的压力和流量,查产品样本,选用 YBN A M 型的限压式变量叶片泵,排量为 $15 \text{ m}^3 / \text{r}$, 该泵的压力调节范围为 $1.4 \sim 3.5 \text{ MPa}$, 额定转速 $1500 \text{ r} / \text{min}$ 。

3.8 电机的选择

$$q_v = v n_v = 15 \times 10^3 \times 1200 \times 0.9 \text{ L/min} = 16.2 \text{ L/min}$$

根据以上计算，知道快进时功率最大，故按快进时估算电机功率。

差动快进时，压力油经三位四通阀，二位二通阀1 和二位二通阀2 进入液压缸大腔，大腔压力 $P_1 = P_j = 0.96\text{MPa}$ ，由已知条件知 $P = 0.3\text{MPa}$ ，于是泵的出口压力为 $P_{p1} = 1.6\text{MPa}$ 。总效率 $\eta = 0.5$ 。

$$P_1 = \frac{P_{p1} q_v}{\eta} = \frac{1.6 \times 10^6 \times 16.2 \times 10^{-3}}{0.5 \times 60} = 864\text{W} = 0.864\text{KW}$$

查手册，选用Y90S-4型电动机，其额定功率为1.1KW，额定转速为1400r/min

4 液压油路设计

4.1 液压设备外接线路

设计原理如下图：

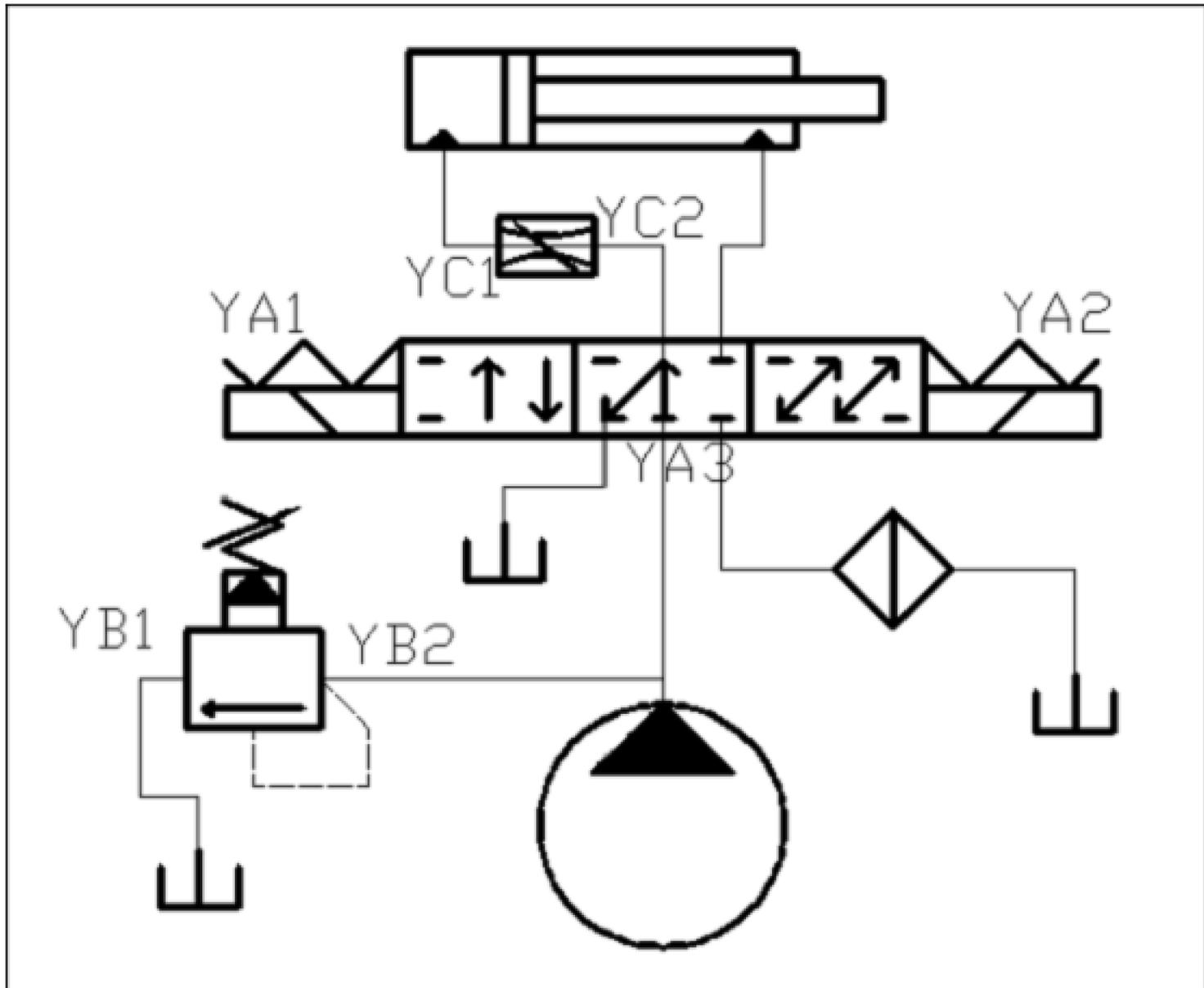


图 4.1 液压缸设计原理图

原理说明：

(一)、利用液压油泵供油，出油泵以后首先接入“电磁溢流阀（YB1、YB2）”，由“电磁溢流阀”决定下一步的油压。（这一项通过 PLC 控制）

(二)、“电磁换向阀（YA1、YA2、YA3）”在中间位置（YA3）时，泵输送的油完全泄入油缸，油缸不工作；在左边位置（YA1）时，活塞正向运动；在右边位置（YA2）时，活塞负向运动。（这一项通过 PLC 控制）

(三)、“调速阀（YC1、YC2）”对输入油缸正向的油压大小进行控制，可以调节到需要的尺度。（这一项通过 PLC 控制）

(四)、油缸处于正向工作状态的时候，滤油器可以对液压油进行过滤。

(五)、油缸行程的始端和末端有行程开关，控制活塞停止和运动。（这一项通过 PLC 控制）

4.2 操作板

PLC 控制面板如下图：

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/528042057020007001>