

20MN 复合材料液压机电控系统的设计研究



重庆大学硕士学位论文
(学术学位)

学生姓名：龙海洋

导师姓名：杨继东 副教授

专 业：机械电子工程

学科门类：工学

重庆大学机械工程学院

二〇一六年五月

Design and Research on Electronic Control System of 20MN Composite Material Hydraulic Press



A Thesis Submitted to Chongqing University
In Partial Fulfillment of the Requirement for the
Master's Degree of Engineering

By
Long Haiyang

Supervised by Assistant Prof. Yang Jidong
Specialty: Mechatronics Engineering

College of Mechanical Engineering of Chongqing
University, Chongqing, China.

May 2016

摘 要

高性能复合材料在汽车领域的应用,是当前汽车“减重、节能、减排”的迫切需求,符合国际能源供应紧张下对汽车“轻量化、安全化、低能耗化”的发展规划。20MN 复合材料液压机作为新型复合材料 LFT-D 在线模压成型生产线的终端成型设备,其控制系统的设计研究具有重要意义。本文针对 20MN 复合材料液压机的性能要求,对电气控制系统进行了设计,在此基础上对系统加压、保压控制进行了仿真研究。

论文首先介绍了 20MN 复合材料液压机的结构特点以及液压系统分布;在给出液压机技术参数的基础上,计算了系统流量和液压回路沿层压力损失;介绍了当前多阀并联控制的研究概况,分析了主缸回路采取多阀并联控制的必要性。

其次根据 20MN 复合材料液压机的工艺过程及性能要求,确立了以 PLC 为核心的现场总线控制系统,并选取工业以太网 PROFINET 以及 IO-Link 连接系统来实现网络结构的优化。给出了主要控制元件的选型,在此基础上对电气传动系统以及 PLC 主、从站进行了设计。

然后对 20MN 复合材料液压机加压、保压系统进行了建模仿真研究,首先建立主缸回路比例阀组的数学模型,在此基础上搭建加压、保压控制 Simulink 仿真模型,通过与比例阀样本中压差-流量参数对比,验证了比例阀模型的可行性。然后研究了回路泄漏对单阀加压速度及加压能力的影响,通过仿真测试了 0.5S 时间内单阀加压能力,以此确定了 DG10 阀、DG32 阀、DG80 阀并联加压的方案,最后提出了基于 PID 的加压保压变增益比例控制方案,通过对比仿真给出了满足加压要求的比例控制参数,为下阶段加压控制提供依据。

最后进行了液压机控制系统软件设计,给出了前期试运行阶段关键过程的采取的控制策略,并对试运行阶段采集的无压快下和快转慢过程的速度、位移数据进行分析,验证了前期控制策略的可行性。通过对在滑块静止状态下采集的速度波动数据进行分析,确定了系统的主要干扰源,并提出可行的干扰抑制措施。

关键词: 复合材料液压机, PLC 控制系统, 压力控制, 建模仿真

ABSTRACT

Application of high performance composites in the automotive sector that is the urgent needs of weight reduction, energy saving, emission reduction for current vehicle, and that is accordance with the development planning of vehicle lightweight, safety, low energy consumption as the supply of international energy shortage. 20MN compo-site hydraulic press as a terminal equipment of LFT-D molding production line, it has great significance to design and research on it. According to the performance requirements of 20MN composite hydraulic press, PLC control system was designed. Based on this, the simulation research of system compression and holding pressure is carried out.

Firstly, the structural characteristics and hydraulic system distribution of 20MN composite hydraulic press are introduced in this paper. Based on the known technology parameters of hydraulic machine, calculated the system flow and linear pressure loss of hydraulic circuit. Then, introduced the general situation of research on multi valve parallel control, and analyzed the need of multi valve parallel control for the main cylinder hydraulic loop.

Secondly, according to the process and performance requirements of 20MN composite hydraulic press, the Fieldbus Control System based on PLC is established, while the Industrial Ethernet PROFINET and IO-Link connection system are selected to realize the optimization of the network structure. Then, the selection of the main control components is given. Based on this, the electrical drive system and the PLC main and slave station are designed.

Then, the simulation research of compression and holding pressure system of 20MN composite hydraulic press is carried out. The mathematical model of master cylinder loop proportional valve group is first built, based on this, build the MATLAB-Simulink simulation control model of compression and holding pressure, through compared with the pressure-flow parameters in the proportional valve sample to verify the feasibility of proportional valve model. Then, the effect of the circuit leakage on the pressure speed and the pressure capability of the single valve is studied, and the pressure capability of the single valve within 0.5 second is tested by simulation. Based on this, determined the parallel compression scheme of DG10, DG32 and DG80 valve. Finally, a proportional control scheme based on PID is proposed, and

the proportional control parameters satisfying the requirement of compression are given by comparing the simulation results, this provides the basis for the next stage of pressure control.

Finally, the software design of the control system of the hydraulic press is carried out, and the key control strategy of the pre commissioning is given, then the speed and displacement data of fast down without press and fast to slow process are analyzed, though this the feasibility of the control strategy is verified. Then the main disturbance sources of the system are determined by analyzing the velocity fluctuation data collected in the static state of the sliding block, and the feasible interference suppression measures are proposed.

Keywords: Composite material hydraulic press, PLC control system, Pressure control, Modeling and simulation

目 录

中文摘要.....	I
英文摘要.....	III
1 绪论.....	1
1.1 国内外复合材料液压机研究概述.....	1
1.1.1 国内复合材料液压机研究概况.....	1
1.1.2 国外复合材料液压机研究概况.....	2
1.2 控制系统概述.....	3
1.2.1 控制系统的发展.....	3
1.2.2 PLC 控制系统的主要干扰源及影响途径.....	4
1.2.3 抑制干扰的主要措施.....	5
1.3 课题研究背景与研究目的意义.....	6
1.3.1 课题研究背景.....	6
1.3.2 课题研究目的意义.....	6
1.3.3 本文主要内容.....	6
2 20MN 复合材料液压机液压系统简介.....	9
2.1 液压机结构特点.....	9
2.2.1 设备特点.....	9
2.2.2 主机结构及液压系统分布.....	9
2.2 上液压站液压原理.....	10
2.3 液压系统主要参数.....	11
2.3.1 主要技术参数.....	11
2.3.2 液压缸尺寸.....	12
2.3.3 系统流量.....	12
2.3.4 压力损失.....	14
2.3.5.主泵额定压力.....	17
2.4 主回路多阀并联的必要性.....	17
2.4.1 多阀并联的研究现状.....	17
2.4.2 主缸回路多阀并联的必要性.....	17
2.4.3 上液压站比例伺服阀参数.....	19
2.5 本章小结.....	19
3 20MN 复合材料液压机电控系统的设计.....	21

3.1 电气控制系统特点.....	21
3.2 电气控制方案.....	21
3.3 系统控制网络构架.....	22
3.3.1 PROFIBUS 与 PROFINET 通信.....	22
3.3.2 IO-Link 连接.....	23
3.3.3 控制系统网络结构.....	24
3.4 主要电气控制元件选型.....	25
3.5 电气传动系统设计.....	29
3.5.1 泵组控制回路设计.....	29
3.5.2 系统电源电路设计.....	32
3.6 控制主、从站设计.....	34
3.6.1 PLC 主站设计	34
3.6.2 控制从站设计.....	35
3.7 本章小结.....	39
4 20MN 复合材料液压机加压建模分析.....	41
4.1 系统加压数学建模.....	41
4.1.1 伺服比例阀模型仿真.....	41
4.1.2 工作缸模型.....	46
4.1.3 系统加压模型.....	47
4.2 单阀加压仿真分析.....	48
4.2.1 液压系统泄漏对加压的影响.....	48
4.2.2 单阀 0.5S 最大加压能力测试.....	50
4.3 并联加压仿真分析.....	51
4.3.1 加压保压阀组确定.....	51
4.3.2 系统并联加压仿真.....	52
4.3.3 并联加压对阀输出流量的影响.....	53
4.4 基于 PID 的变增益加压保压比例控制.....	54
4.4.1 PID 控制原理	54
4.4.2 PID 参数功能	55
4.4.3 加压保压变增益比例控制.....	56
4.5 本章小结.....	59
5 软件设计及试运行测试	61
5.1 关键过程控制策略及软件设计.....	61
5.1.1 主程序设计.....	61

5.1.2 滑块无压快下及快速回程控制	62
5.1.3 滑块快转慢控制.....	63
5.1.4 滑块慢速下行及慢速回程控制	64
5.1.5 移动操作台及吊臂界面设计	64
5.2 人机界面设计.....	65
5.2.1 显示输出界面	65
5.2.2 点动调试界面	66
5.2.3 单步调试界面	66
5.2.4 参数设置界面	67
5.2.5 状态监控界面	67
5.3 滑块无压快下及快转慢测试.....	68
5.3.1 系统响应时间测试.....	68
5.3.2 滑块无压快下测试.....	69
5.3.3 滑块下行快转慢测试.....	70
5.4 系统干扰分析.....	71
5.4.1 干扰源的确定	71
5.4.2 提高系统稳定性及安全性的措施	73
5.5 本章小结	75
6 总结与展望.....	77
致 谢.....	79
参 考 文 献.....	81
附 录： B.作者在攻读硕士学位期间参加的科研项目	85

1 绪论

1.1 国内外复合材料液压机研究概述

复合材料由两种及以上的不同物质以不同方式组合而成，能充分发挥各组成材料的优点，在航空航天、汽车工业、医学等领域有着广泛的应用^[1]。

不同种类的复合材料制品有不同的加工成型方法，根据不同成型方法，又分多种专用的成型设备，以满足不同领域的应用要求^[2,3]。

1.1.1 国内复合材料液压机研究概况

由于缺乏能够满足复合材料模压成型的高性能液压机设备，我国复合材料制品虽然发展较晚，但经过几十年的努力发展，国内复合材料液压机研制取得了较大的突破。太原重型机器厂根据市场的需求，研发了 5~20MN 系列 SMC 成型液压机^[4]，其研发的 15MN SMC 成型液压机如图 1.1(a)所示。



图 1.1 (a) 15MN SMC 成型液压机 (b) YT71S-3500A 玻璃钢制品液压机

Fig 1.1 (a) The 15MN SMC molding hydraulic press (b) The YT71S-3500A FRP hydraulic press

天津锻压机床厂基于 SMC 复合材料制品的工艺需求，研发的 YT71S-3500A 系列复合材料制品专用液压机，成功打入美国市场^[5]。该液压机采用四柱加滑块结构，配备快速移动工作台和顶出装置，能够实现机外换模、取出制品等功能，YT71S-3500 系列玻璃钢压机如图 1.1(b)所示。

随着新型 LFT 复合材料的崛起，为打破国外的垄断地位，国内液压机厂也在致力于开发相应的在线模压成型专用设备。2011 年天津锻压机床厂根据 LFT 复合材料制品的工艺需求，自主研发的 YT71S-2400 液压机系统稳定可靠运行，工作速度 1~40mm/s 可调，四角调平精度达 $\pm 0.05\text{mm}$ ，持压波动小于 $\pm 1\%$ ，各项指标均达到国际同等水平^[6]。YT71S-2400 系列压机如图 1.2(a)所示。



图 1.2 (a) YT71S-2400 LFT 成型液压机 (b) LFT-D 模压成型生产线

Fig 1.2(a) The YT71S-2400A LFT molding hydraulic press (b) The LFT-D molding production line

2012 年 4 月福建海源机械有限公司成功研发出我国第一条长纤维增强热塑性复合材料（LFT-D）在线模压生产线^[7]。填补了我国热塑性复合材料成套自动化设备的空白，但其工艺水平与国外相比还有较大差距，该生产线如图 1.2(b)所示。

1.1.2 国外复合材料液压机研究概况

国外复合材料液压机设计研究较为成熟，上世纪七八十年代，以美国为首的发达国家，根据不同复合材料的成型工艺研发了各种规格的高精度复合材料压机产品，应用领域广泛。美国 Pacific Press Technologies 公司研发的 SMC 成型液压机如图 1.3(a)所示，日本 Santec 公司研发的 15MN 复合材料液压机如图 1.3(b)所示^[8]。



(a)

(b)

图 1.3(a) 美国 Pacific Press Technologies 公司研发的 SMC 成型液压机 (b) 日本 Santec 公司研发的 10MN 液压机

Fig 1.3(a) The SMC molding hydraulic press produced by Pacific Press Technologies (b) The 10MN hydraulic press produced by Santec

德国的 Dieffenbacher 公司主要致力于塑料行业 SMC/GMT/LFT 专用液压机的研发^[9]，根据用户要求的提高和产品的更新换代，目前已拥有 Compress、Compress ECO、Compress PLUS、Compress LITE 四大系列的复合材料制品压机。图 1.4 为该公司研发的 Compress ECO 和 Compress PLUS 系列复合材料液压机。



图 1.4 德国 Dieffenbacher 研发的 Compress ECO 和 Compress PLUS 系列复合材料液压

Fig 1.4 The Compress ECO and Compress PLUS hydraulic press produced by Dieffenbacher

Dieffenbacher 四大系列复合材料液压机中，Compress PLUS 压机具有高产出、高可靠性以及低能耗等优点，最高运行速度达 1200mm/s，最大压制压力可达 36MN，且具有高精度动态调平控制系统，根据滑块的运行速度，调平精度最高可达 0.02mm^[4]。其最新研发的 Compress LITE 压机，主要用于挤压纤维增强的热塑性塑料以及增碳纤维增强塑料。该液压机采用上行程和短行程设计，其工作台面和活塞具有相同的偏转，使上、下机床具有均匀的弯道流以及高精度平行度确保元件厚度一致，提高了组件的质量。

1.2 控制系统概述

1.2.1 控制系统的发展

随着测量与控制、计算机、通信网络等技术的发展，目前，控制系统主要经历了以下几个发展阶段：

① 模拟仪表控制系统

六七十年代的控制系统以模拟调节仪表为主要控制元件，通过反馈值与给定值的偏差，产生模拟输出信号驱动执行器消除偏差，使受控参数保持在给定值附近或按预定规律变化。其显著缺点是：模拟信号精度低，易受干扰^[10]。

② 集中式数字控制系统

七八十年代的控制系统以单片机、PLC 或微机作为控制器，模拟信号在控制器内部以数字量形式传输，系统的抗干扰能力强。同时能根据系统全局情况进行控制运算与判断，但要求控制器本身必须具有足够的处理能力和极高的可靠性。

③ 集散控制系统 DCS (Distribute Control System)

八九十年代以集散控制系统为主，以分散控制、集中管理为核心原则，管理与控制相分离，上位机实现监视管理功能，现场的下位机实现分布式控制，上、下位机之间通过控制网络实现信息传递^[11]。DCS系统能克服集中式数字控制系统中对控制器处理能力与可靠性要求极高的不足。然而，其测控信息须由控制主站才能实现控制与管理，仅仅是实现了控制站的相对分散。同时，不同的 DCS 厂商采用各自专用的通讯协议，未能实现网络互连和信息共享。

④ 现场总线控制系统 FCS (Fieldbus Control System)

20 世纪八十年代，微处理器运用到测量控制仪表中，使其具有数字计算与通信能力，采用通信线路来代替常规的 4~20mA 模拟量信号传输标准^[12]。按照公开的通信协议，实现现场设备间以及现场设备与远程监控间的全数字传输与信息交互的现场总线控制系统 FCS 就此诞生。

以现场总线为设备间的纽带的 FCS 新型网络集成式全分布式控制系统，在过程控制、楼宇自动化、交通运输、电力配送等领域有着广泛的应用前景^[13]，被誉为 21 世纪最具发展潜力的自动化技术，这是实现工业 4.0 的重要技术支撑。通过 FCS 构成的 Intranet 控制网络与 Internet 能够很好的兼容，从而形成完整的企业网络三级机构体系。

1.2.2 PLC 控制系统的主要干扰源及影响途径

自动化设备工作在强电设备所形成的恶劣电磁环境中，PLC 系统的干扰主要是因回路局部电流或电压剧烈变化而产生的，常见的干扰主要有以下几种：

① 空间辐射的干扰。空间的辐射电磁场 (EMI) 主要是由电气设备的暂态过程以及无线电、高频感应加热等设备产生的，其影响途径有两种：一是对 PLC 内部的辐射，由电路感应产生干扰；二是对 PLC 通信网络的辐射，由通信线路的感应引入干扰^[14]。

② 系统传导干扰。系统传导干扰通过电源和信号线引入，主要有电源引入的干扰和信号线引入的干扰两种^[15]。PLC 系统由电网供电，电网内部的变化，如大型电力设备起停、交直流传动装置引起的谐波等，都能对 PLC 系统造成干扰。PLC 控制系统信号传输线，传输有效信息的同时也会引入外部干扰信号。其干扰途径主要有两种：一是通过变送器供电电源或共用信号仪表的供电电源引入的电网干扰；二是信号线受空间电磁辐射感应产生的外部感应干扰。

③ PLC 系统内部的干扰。主要由系统内部元器件及电路间的相互电磁辐射产生，如逻辑电路相互辐射及其对模拟电路的影响，模拟地与逻辑地的相互影响及元器件间的相互不匹配使用等^[16]。

1.2.3 抑制干扰的主要措施

为保证 PLC 控制系统的可靠运行，一方面需提高 PLC 自身的抗干扰能力；另一方面，需要合理设计、规范安装施工，才能有效地增强系统的抗干扰性能。抑制干扰的主要措施有^[15-17]：

① 源部分的拦截。空间辐射中大气过电压产生的强电场和强磁场（如雷电产生的过电压）对 PLC 系统的干扰最严重。工厂配电箱中的避雷器等屏蔽装置能削弱过电压影响，但仍有较高的残压尖脉冲通过 PLC 系统的供电电源、仪表供电电源等耦合引入系统。可采用图 1.5(a)所示的电源干扰拦截电路，以及图 1.5(b)所示的半浮空与泄放技术来拦截电源干扰。

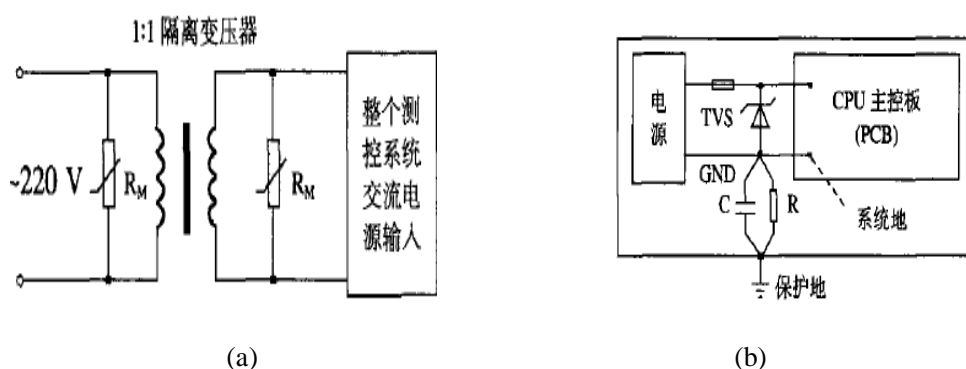


图 1.5 (a) 电源干扰拦截电路 (b) 半浮空与泄放技术

Fig 1.5 (a) The blocking circuit of interference (b) Semi floating and discharge technology

图 1.5(a)所示的电源拦截电路，在使用防雷变压器的同时，并联两个氧化锌压敏电阻 R_M ，利用氧化锌压敏电阻正常电压呈高阻态，过电压时呈低阻态的特性来吸收释放浪涌电压。图 1.5(b)所示的半浮空与泄放技术，在 CPU 主控板的系统地与保护地间跨接一个电容 C 和电阻 R。电容 C 具有隔直作用，能释放脉冲波；大阻值电阻 R，正常情况下相当于断开状态，同时可释放电容 C 上积累的静电；瞬变电压抑制器 TVS，在反向应用时与压敏电阻有相同的功能。

② 规范设计、正确施工。系统设计时，充分考虑现场运行环境，设计合理有效的抗干扰措施，同时安装施工时也需按照图纸要求正确施工。

③ 软件解除干扰。软件解除干扰是在程序中运用特定的数学方法对信号进行处理，以消除或减弱干扰信号的数量与强度，从而提高输入信号的可靠性，软件解除的实质是通过数字滤波（如平均值滤波、中值滤波等）对干扰信号进行处理。

1.3 课题研究背景与研究目的意义

1.3.1 课题研究背景

高性能 LFT 复合材料主要用于汽车零部件的制造，以此减轻汽车重量，从而实现汽车工业节能减排，这是当前汽车“减重、节能、减排”的迫切要求，符合国际能源短缺和供应紧张下对汽车“轻量化、安全化、低能耗化”的未来发展规划以及可回收循环再利用的绿色环保标准，在汽车制造工业中具有广泛的应用前景^[18]。

德国 Dieffenbacher 以及意大利 Persico 等国外企业研发的 LFT-D 在线模压生产线技术成熟，在全球汽车行业广泛应用。目前国内拥有约 10 条 LFT-D 生产线及装备，其中有 4 条引进的设备，包括上海耀华大中新材料公司引进的德国 Dieffenbacher 公司的 LFT-D 全自动模压生产线。另外，还有 1 条德国 Copperian 公司的 LFT-D 注射成型生产线和 2 台德国 Copperian 公司的 LFT-D 挤出机。国内 LFT 仅限于 LFT 粒料的初步研发与使用，产品与制件设计经验不够成熟^[1,2]。

为此江东机械联合长城汽车、北京航空航天大学等校企，共同开展长纤维增强热塑性复合材料在线模压(LFT-D)装备关键技术、成型工艺技术等的攻关研发。重庆大学参与模压成型设备—20MN 复合材料液压机电控系统的设计研发，20MN 复合材料液压机作为 LFT-D 模压成型生产线的终端设备，主要实现最终的模压成型工艺。

1.3.2 课题研究目的意义

LFT-D 在线模压生产线主要由双螺杆混料设备、压机、保温输送设备等组成，20MN 复合材料液压机作为该生产线最为关键的设备，其最高运行速度达 800mm/s，快转慢距离为 80mm，要求合模接触后 0.5S 完成 25MPa 加压，在液压机控制领域处于领先水平。同时由于具有高压、高速、大流量、大运动惯量等典型非线性特点，使得复合材料液压机控制的快速性与稳定性成为难点。

本课题在完成控制系统设计的基础上，对 20MN 复合材料液压机加压、保压系统进行建模仿真研究，能够为下阶段实现快速建压、稳定保压以及平稳泄压提供可靠的理论依据和数据支持；同时完成对前期试运行参数的分析，为下阶段控制策略的优化完善提供理论支撑。本课题的研究有助于 20MN 复合材料液压机控制关键技术的实现，这也是 LFT-D 在线模压生产线的成功研发的保障。

1.3.3 本文主要内容

本文以 20MN 复合材料液压机电控系统的开发研究为主要内容，在完成电控系统设计基础上，查阅相关技术资料及研究论文，进一步对系统加压、保压进行研究，主要进行的工作如下：

- ① 20MN 复合材料液压机液压系统组成及原理分析。介绍了液压机结构特点

以及液压系统分布，对系统流量、液压回路沿层压力损失进行了计算，分析了主缸回路采取多阀并联的必要性；

② 20MN 复合材料液压机电控系统的设计。根据系统特点确立了以 PLC 为核心的现场总线控制系统，选取了工业以太网 PROFINET 以及 IO-Link 连接系统来实现网络结构的优化，设计了电气传动系统以及控制主从站；

③ 20MN 复合材料液压机加压保压仿真研究。建立了比例阀、主缸以及系统加压的仿真模型，通过与样本中的压差-流量数据对比，验证了比例阀模型的可行性；通过单阀加压分析，确定了系统并联加压方案；提出了加压、保压变增益比例控制策略；

④ 20MN 复合材料液压机软件设计及数据测试分析。设计了丰富的人机交互界面；分析了前期试运行阶段无压快下及快转慢的性能参数；通过分析采集的速度波动数据，确定了系统主要干扰源，并提出了抑制措施。

2 20MN 复合材料液压机液压系统简介

2.1 液压机结构特点

2.2.1 设备特点

① LFT-D（直接在线混配注塑成形）生产线主要由双螺杆混料设备、保温输送设备、机器人以及液压机等组成。20MN 复合材料液压机作为 LFT-D 在线模压生产线的终端设备，主要用于热塑性复合材料的模压成型；

② 为保证热塑性复合材料成型温度，减小温度对复合材料制品力学性能的影响，同时为加快生产节拍，提高生产效率，液压机快下、回程的速度高达 800mm/s；

③ 滑块慢下压制速度在 80mm/s 范围内可调，同时 0.5S 完成 25MPa 加压，保压精度控制在 $\pm 0.1\text{MPa}$ ，为此系统主回路采取高精度、高频响的小流量伺服比例阀并联大流量的比例插装阀来实现大范围调速以及高性能的加压保压控制。

2.2.2 主机结构及液压系统分布

20MN 复合材料液压机主机采用预应力框架三梁四柱上传动结构^[19]，由立柱、上横梁、活动滑块、底座部分等组成，其结构如图 2.1 所示。



图 2.1 20MN 复合材料液压机

Fig.2.1 The 20MN composite materials hydraulic press

液压系统分为上、下两个液压站，上液压站主要实现快下、回程、加压等功能，下液压站主要实现四角调平以及微开模等功能，上、下液压站相对独立。上液压站安装在龙门架顶部，由液压泵站、集成控制阀组、冷却循环回路、油箱等组成，主要为主油缸和液压回路提供动力。

工作缸为两个柱塞缸，回程缸为一个柱塞缸，工作缸与回程缸并排安装在上横梁，滑块置于机架中间。工作缸主要实现慢下及加压控制，回程缸主要实现无压快下及快速回程控制。

工作柱塞缸柱塞通过球面铰链的方式直接与滑块相连，由工作柱塞缸向下运动实现加压控制；回程柱塞缸柱塞通过拉杆与滑块连接，回程柱塞缸向上运动，通过拉杆向上抬升滑块，从而实现系统回程控制。

为满足大流量、高压力的要求，系统采用插装阀集中控制，控制阀组高度集成，减少了管道连接及油液泄露的可能性，提高了系统的响应性。

2.2 上液压站液压原理

20MN 复合材料液压机液压系统属于大流量、高压系统，采用插装阀集成控制，为满足滑块快速下行时主缸所需的大量液压油，同时储存回程时主缸排出的大量油液，在压机顶部设置有高位油箱以及液控单向阀。上液压站主要实现系统加压和滑块速度控制功能，其液压回路原理如图 2.2 所示。

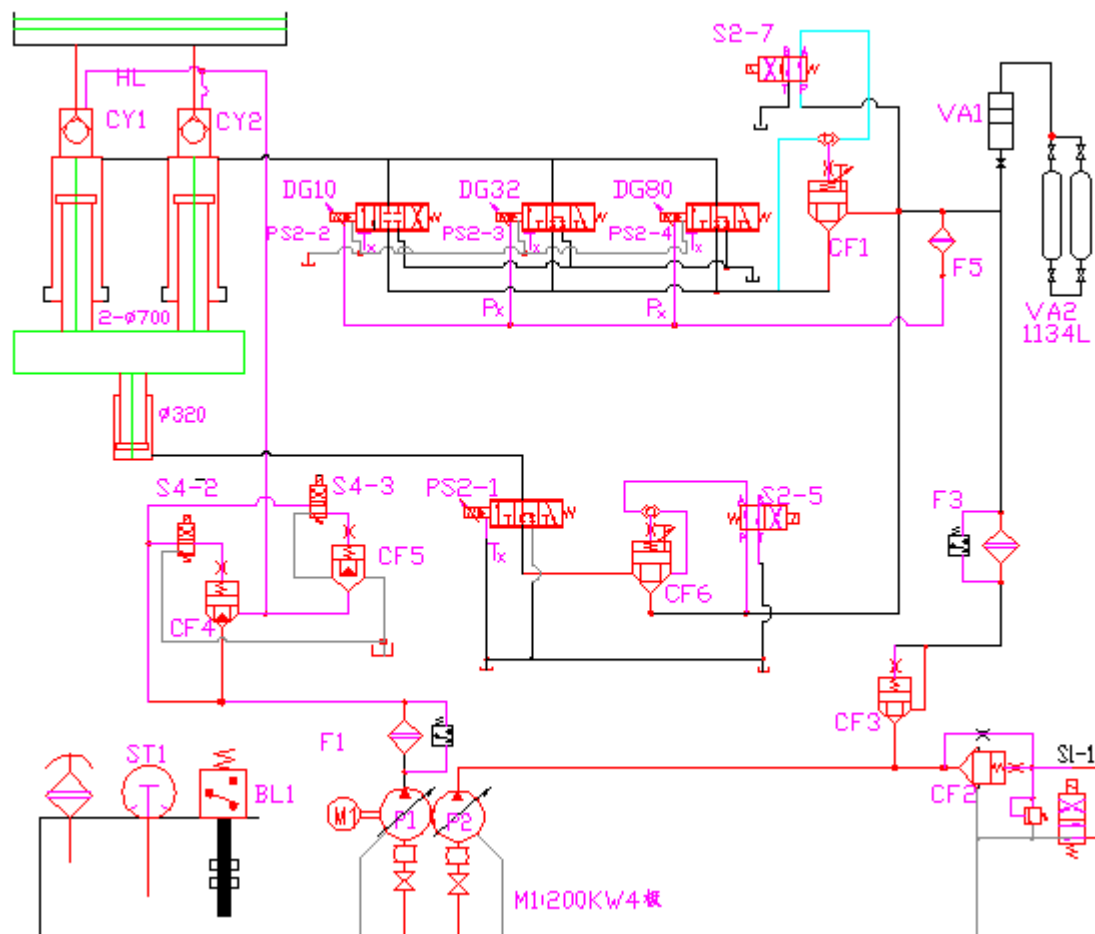


图 2.2 20MN 复合材料液压机液压原理图

Fig.2.2 The hydraulic principle diagram of 20MN composite materials hydraulic press

无压快下时：上高位油箱 HL 中的液压油通过充液阀 CY1、CY2 进入主缸，由回程缸比例阀 PS2-1 控制回程缸回油，在滑块重力作用下实现快速下行控制。

滑块慢下时：普通电磁阀 S2-7 得电，根据不同速度要求，比例阀 PS2-2 或者 PS2-3 或者 PS2-4 控制储能器 VA1 中的高压液压油进入主缸，同时回程缸比例阀 PS2-1 控制回程缸回油，从而实现滑块慢下控制。

系统加压、保压、泄压：普通电磁阀 S2-7 得电，比例阀 PS2-2/3/4 同时打开从而实现快速建压；保压阶段 PS2-3/4 关闭，由高精度伺服比例阀 PS2-2 完成快速稳定保压；泄压时，比例阀 PS2-2/3/4 同时反向打开，实现平稳泄压。

快速回程时：普通电磁阀 S2-5 得电，通过回程缸比例阀 PS2-1 控制储能器 VA1 中高压油进入回程缸，同时普通电磁阀 S4-2、S4-3 得电，充液阀 CY1、CY2 打开，主缸油液快速回到高位油箱 HL，通过控制回程缸进油实现快速回程控制。

2.3 液压系统主要参数

2.3.1 主要技术参数

表 2.1 20MN 复合材料液压机技术参数

Table 2.1 The parameters of 20MN composite materials hydraulic press

参数名称	单位	数值
公称力	KN	20000
液体最大工作压力	MPa	25
回程力	KN	2000
滑块最大行程	mm	2000
	空程快下	800
滑块速度	工作速度	mm/s 1~80（可调）
	脱模速度	1~80（可调）
	快速回程	800
加速距离（800mm/s）	mm	80
快转慢距离（800 到 80mm/s）		80
生产节拍	S	20-60
合模接触后从零压升到满压时间	S	0.5
保压调整时间	S	0.2
保压压力波动值	MPa	±0.1

20MN 复合材料液压机主要技术参数如表 2.1 所示。

2.3.2 液压缸尺寸

① 主缸柱塞直径 D_1

主缸为两个单作用柱塞缸并联，柱塞缸缸筒内壁和柱塞不接触，故缸筒内壁不用加工或只做粗加工，因此加工制造简单、能大幅降低制造成本^[20]。根据复合材料液压机的实际工况，当系统加压时，出力最大，将两个柱塞缸并联出力简化，不考虑相互耦合，此时有力平衡方程：

$$2PA_1 + Mg - F_0 - f = F_1 \quad (2.1)$$

式中： F_1 ——公称力， KN ；

M ——滑块、柱塞、拉杆部分总重量，约 40 吨；

F_0 ——加载时，回程缸、调平柱塞缸提供的总支撑力， KN ；

f ——总摩擦力， KN ；

P ——系统最大工作压力， MPa ；

A_1 ——主缸单个柱塞面积， $A_1 = \frac{1}{4} \times \pi \times D_1^2$ ， m^2 ；

D_1 ——单个柱塞直径， m 。

系统加压时，主要由工件受力，回油路被压，同时四个调平缸提供压力支撑，可以近似认为回程缸以及调平缸提供的支撑力与滑块总重力平衡，即有 $F_0 = Mg$ ，相对于系统最大压力，摩擦力 f 较小，一般取 $f = 0.05F_1$ ，此处忽略不计，由式(2.1)可得：

$$F_1 = 2P \times \frac{1}{4} \times \pi \times D_1^2 \quad (2.2)$$

$$\text{主缸单个柱塞直径：} D_1 = \sqrt{\frac{2F_1}{\pi P_1}} = \sqrt{\frac{2 \times 20000 \times 10^3}{3.14 \times 25 \times 10^6}} \approx 0.714m \text{ 取 } D_1 = 700mm。$$

② 回程缸柱塞直径 D_2

滑块回程时，回程力主要用于克服滑块重力，根据系统设计要求，最大回程力 $F_2 = 2000KN$ ，而滑块总重力 $Mg = 400KN$ ；有 $F_2 > Mg$ ，故直接按系统要求的最大回程力来计算回程柱塞直径：

$$F_2 = P \times \frac{1}{4} \times \pi \times D_2^2 \quad (2.3)$$

$$\text{求得柱塞缸外径：} D_2 = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi P}} = \sqrt{\frac{4 \times 2000 \times 10^3}{3.14 \times 25 \times 10^6}} \approx 0.319m \text{ 取 } D_2 = 320mm$$

2.3.3 系统流量

由液压原理图可知，滑块无压快下时，由上液压站高位油箱向主缸补充低压液压油，回程缸通过回油路排出液压油；进入慢下及加压阶段，由主回路控制高压油进入主缸液压腔；快速回程时，由回油路控制高压油进入回程柱塞缸内，主缸油液通过液控单向阀回到上高位油箱。

① 滑块快下时的流量

快下时主缸充液的流量:

$$Q_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} \times V_{1max} \times 2 = \frac{3.14 \times 0.7^2}{4} \times 0.8 \times 2 \times 1000 \times 60 \approx 36945 \text{ (L/min)}$$

快下时回程缸回油流量:

$$Q_2 = \frac{\pi D_2^2}{4} \times V_{1max} = \frac{3.14 \times 0.32^2}{4} \times 0.8 \times 1000 \times 60 \approx 3858 \text{ (L/min)}$$

② 慢下加压时的流量

滑块慢下加压速度 $1 \sim 80 \text{ mm/s}$ 可调, 当以最大速度 $V_{2max} = 80 \text{ mm/s}$ 工进时:

主缸最大工作流量:

$$Q_{3max} = \frac{\pi D_1^2}{4} \times V_{2max} \times 2 \approx 3694 \text{ (L/min)}$$

回程缸回油流量:

$$Q_{4max} = \frac{\pi D_2^2}{4} \times V_{2max} = \frac{3.14 \times 0.32^2}{4} \times 0.8 \times 1000 \times 60 \approx 385.8 \text{ (L/min)}$$

当滑块以最小速度 $V_{2min} = 1 \text{ mm/s}$ 工进时,

主缸最小工作流量:

$$Q_{3min} = \frac{\pi D_1^2}{4} \times V_{2min} \times 2 \approx 46 \text{ (L/min)}$$

回程缸回油路流量:

$$Q_{4min} = \frac{\pi D_2^2}{4} \times V_{2min} \approx 4.8 \text{ (L/min)}$$

③ 快速回程时流量

快速回程时, 进入上液压站高位油箱的流量:

$$Q_5 = \frac{\pi D_1^2}{4} \times V_{3max} \times 2 \approx 36945 \text{ (L/min)}$$

回程缸回油路流量:

$$Q_6 = \frac{\pi D_2^2}{4} \times V_{3max} \approx 3858 \text{ (L/min)}$$

式中: V_{1max} ——滑块无压快下最大速度, m/s ; V_{2max} ——滑块最大慢下速度, m/s ; V_{2min} ——滑块最小慢下速度, m/s ; V_{3max} ——滑块最大回程速度, m/s ;

通过计算, 滑块以 80 mm/s 的速度慢下时, 主缸回路流量最大, 为 36945 L/min ;
 滑块快速回程时, 回程缸回路流量最大, 为 3858 L/min 。

2.3.4 压力损失

系统压力损失 ΔP_1 包含两种^[21]：一种是由于粘性摩擦引起的沿程压力损失 ΔP_1 ，另一种是液体流经局部障碍（如阀口、弯头等），使油液流速和方向发生改变引起的局部压力损失 ΔP_2 ，其中：

$$\Delta P_1 = \sum \lambda_r \rho \frac{L_r V_r^2}{d_r} \quad (2.4)$$

$$\Delta P_2 = \sum \xi_r \rho \frac{V_r^2}{2} \quad (2.5)$$

式中： λ_r ——油路沿程阻力系数；

ξ_r ——油路局部阻力系数；

ρ ——油液密度， Kg/m^3 ；

L_r ——油路油管长度， m ；

d_r ——油管内径， m ；

V_r ——油液流速， m/s 。

油液流速：

$$V_r = \frac{A}{A_r} \cdot V = \frac{VA}{d_r^2} \quad (2.6)$$

式中 V ——滑块运行速度 m/s ；

A ——液压缸面积， m^2 ；

A_r ——油管横截面积， m^2 。

沿程阻力系数 λ_r 与油液流动状态有关，有紊流与层流之分。

当液压油在金属管中流动为层流时：

$$\sum \lambda_r = \frac{75}{Re} \quad (2.7)$$

当液压油在金属管中流动为紊流时：

由于紊流运动的复杂性，紊流时的沿程阻力系数的规律尚未完全弄清楚，一般以以下经验公式确定^[21]：

当 $10^3 < Re < 10^5$ 时：

$$\sum \lambda_r = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (2.8)$$

当 $10^5 < Re < 10^6$ 时：

$$\sum \lambda_r = 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237} \quad (2.9)$$

当 $Re > 3 \times 10^6$ 时：

$$\sum \lambda_r = \left(3 \lg \frac{d}{2\Delta} + 1.74 \right)^{-2} \quad (2.10)$$

d 为管道直径， Δ 为管壁粗糙度。

油液流动为层流还是紊流可根据油液的雷诺数 R_e 与临界雷诺数 $R_{e_{cr}}$ 的大小判断, 当 $R_e < R_{e_{cr}}$ 时为层流, 反之为紊流, 金属圆形管道的临界雷诺数 $R_{e_{cr}}$ 为2000~2320^[21]。

对于圆形管道有, 油液的雷诺数:

$$R_e = \frac{V_r d_r}{\nu} = \frac{VA}{\nu d_r} \quad (2.11)$$

式中: R_e ——雷诺数;

ν ——液压油运动粘度, m^2/s 。

压机不同运行阶段, 其控制油路略有差异, 压力损失也略有不同, 此处分阶段计算系统最大沿程压力损失。其中系统使用的长城L-HM46抗磨液压油的运动粘度 $\nu = 47.34 \times 10^{-6} m^2/s$, 油液密度 $\rho = 900 Kg/m^3$, 金属圆形管道的临界雷诺数 $R_{e_{cr}}$ 为2000~2320。

① 无压快下阶段

在无压快下阶段, 上高位油箱通过充液阀向主缸补充液压油, 不考虑进油路的压力损失, 此过程压力损失主要存在于回程缸回油路。滑块无压快下时, 设计最大速度为 $0.8m/s$, 回程缸柱塞有效作用面积为 $0.08m^2$, 管道内径为 $0.086m$, 回程缸到油箱管道长度 $2.2m$ 。

回程缸回油路油液流速:

$$V_r = \frac{A}{A_r} \cdot V = \frac{VA}{d_r^2} = \frac{0.8 \times 0.08}{0.086^2} = 8.65m/s$$

雷诺数:

$$R_e = \frac{V_r d_r}{\nu} = 15720 > R_{e_{cr}}$$

故无压快下阶段, 回程缸回油管道中的油液流动为紊流, 且有:

$$\sum \lambda_r = 0.3164 R_e^{-0.25} = 0.0283$$

沿程压力损失:

$$\Delta P_{11} = \sum \lambda_r \rho \frac{L_r}{d_r} \frac{V_r^2}{2} = 0.0283 \times 900 \times \frac{2.2}{0.086} \times \frac{8.65^2}{2} = 0.024MPa$$

② 滑块慢下阶段

此阶段主缸由储能器供油, 主缸进油路与回程回油路均存在沿程压力损失, 慢下最大速度为 $0.08m/s$, 主缸柱塞面积 $0.385m^2$, 进油路两根管道总长 $5.2m$, 两根管道内径均为 $0.086m$, 回油路参数与无压快下一致。

1) 进油路

油液流速

$$V_r = \frac{VA}{d_r^2} = \frac{0.08 \times 0.385}{0.086^2} = 4.16m/s$$

雷诺数:

$$R_e = \frac{V_r d_r}{\nu} = 7557 > R_{e_{cr}}$$

故滑块慢下阶段，进油路油液流动是紊流，且有：

$$\sum \lambda_r = 0.3164 R_e^{-0.25} = 0.034$$

沿程压力损失:

$$\Delta P_{12} = \sum \lambda_r \rho \frac{L_r V_r^2}{d_r} = 0.034 \times 900 \times \frac{5.2}{0.086} \times \frac{4.16^2}{2} = 0.016MPa$$

2) 回油路

油液流速

$$V_r = \frac{VA}{d_r^2} = \frac{0.08 \times 0.08}{0.086^2} = 0.865m/s$$

雷诺数:

$$R_e = \frac{V_r d_r}{\nu} = 1572 < R_{e_{cr}}$$

故滑块慢下阶段，回油路油液流动为层流，故有：

$$\sum \lambda_r = \frac{75}{R_e} = 0.048$$

沿程压力损失:

$$\Delta P_{13} = \sum \lambda_r \rho \frac{L_r V_r^2}{d_r} = 0.048 \times 900 \times \frac{2.2}{0.086} \times \frac{0.865^2}{2} = 0.004MPa$$

③ 快速回程阶段

快速回程时，由回程柱塞缸推动滑块上行，回程柱塞缸进油；主缸内油液通过充液阀回到高位油箱，故此阶段只有回程缸进油路存在沿层压力损失。其中最大回程速度为 $0.8m/s$ ，回程缸柱塞有效作用面积为 $0.08m^2$ ，管道内径为 $0.086m$ ，储能器到回程管道总长为 $3.1m$

油液流速

$$V_r = \frac{VA}{d_r^2} = \frac{0.8 \times 0.08}{0.086^2} = 8.65m/s$$

雷诺数:

$$R_e = \frac{V_r d_r}{\nu} = 15720 > R_{e_{cr}}$$

故快速回程阶段，回程缸进油管道中的油液流动为紊流，且有：

$$\sum \lambda_r = 0.3164 R_e^{-0.25} = 0.0283$$

沿程压力损失:

$$\Delta P_{14} = \sum \lambda_r \rho \frac{L_r}{d_r} \frac{V_r^2}{2} = 0.0283 \times 900 \times \frac{3.1}{0.086} \times \frac{8.65^2}{2} = 0.034 \text{ MPa}$$

通过计算, 快速回程时, 系统沿层压力损失最大, 为 0.034 MPa 。

2.3.5. 主泵额定压力

液压泵的最大工作压力 P_s , 可由下式确定:

$$P_s \geq P_1 + \sum \Delta p_i \quad (2.12)$$

式中: P_1 ——系统最大工作压力, MPa ;

$\sum \Delta p_i$ ——系统压力损失总和, MPa ;

根据前面计算的沿层压力损失, 结合实际经验, 系统压力损失取 $\sum \Delta p_i = 1.5 \text{ MPa}$ 。

为确保阀控缸系统具有较高的工作效率, 根据经验, 液压泵压力要比系统最大压力高 20%, 故有主泵最大压力:

$$P_s \approx 1.2 \left(P_1 + \sum \Delta p_i \right) = 1.2 \times (25 + 1.5) = 31.8 \text{ MPa}$$

2.4 主回路多阀并联的必要性

2.4.1 多阀并联的研究现状

傅林坚^[22]采用多个高速开关阀并联实现大流量比例阀的快速准确控制。王经甫、于少娟^[23, 24]等人采用压力阀与流量阀并联的方式, 来解决负载模拟器等力控制系统中存在的多余力问题, 保证压力阀或流量阀处于无扰工作状态。

金波^[25]等人提出了高速开关阀和比例方向阀并联的方式, 来解决系统高速运行与精确定位的问题。满珍^[26]针对串级先导控制伺服阀存在的大范围阶跃响应严重滞后、放大倍数有限等问题, 提出了并联先导电液伺服阀的控制方案。方锦辉^[27]等人对伺服阀制造误差、电气部分差异等造成的并联同步性问题进行研究, 最终将双阀并联时的阀芯过零误差控制在 $\pm 2^\circ$ 内, 实现了输出流量最大化。

田金光^[28]对双阀电液位置控制系统的切换问题进行研究, 通过模糊变增益的控制策略, 实现了双阀平稳切换以及系统快速跟踪与精确定位。陈传彬^[29]针对火炮系统无法同时兼顾高速与低速的性能的问题, 采用了大流量伺服阀和小流量伺服阀并联控制方案, 并设计了动态滑模控制器来实现系统最低平稳运行速度控制。

2.4.2 主缸回路多阀并联的必要性

主缸回路通过控制两个并联柱塞缸进油, 实现滑块慢下以及加压、保压等功能。滑块慢下时, 要求速度 $1 \sim 80 \text{ mm/s}$ 范围可调; 加压时要求在合模接触后 0.5 S

完成从零压升到满压（25MPa），且保压波动值为 $\pm 0.1MPa$ 。

① 滑块慢下阶段主回路流量范围

主缸单个柱塞面积： $A = \frac{1}{4} \times \pi \times D^2 = 0.385m^2$ ；

滑块慢下速度范围：

$$\begin{cases} V_{MAX} = 80mm/s = 4.8m/min \\ V_{MIN} = 1mm/s = 0.06m/min \end{cases}$$

滑块慢下时，主回路流量输出范围：

$$\begin{cases} Q_{MAX} = v_{MAX} \cdot 2A = 3.696m^3/min = 3696L/min \\ Q_{MIN} = v_{MIN} \cdot 2A = 0.0462/min = 46.2L/min \end{cases}$$

② 加压保压阶段主回路流量范围

忽略柱塞泄露，由可压缩流体的连续性方程，有：

$$q = A \frac{dx}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \frac{dP}{dt} \quad (2.13)$$

式中： A ——柱塞缸柱塞有效面积， m^2 ；

V ——加载液压缸，阀腔和连接管道的总容积， m^3 ；

x ——柱塞位移， m ；

β_e ——油液等效体积弹性模数， N/m^2 ；

V_0 ——柱塞缸进油腔及进油管路初始容积， m^3 ；

若忽略加压阶段柱塞的位移，0.5S 完成 25MPa 加压，由式 2.13 可近似计算主回路平均输出流量：

$$q = \frac{0.77}{700} \times 25 \times 2 \times 60 \times 1000 = 3300L/min$$

保压阶段，当只考虑系统泄漏时，主回路输出流量最小，本系统泄漏系数 C_{te} 约为 3×10^{-12} ，故有：

$$q_{min} = P \cdot C_{te} = 25 \times 10^6 \times 3 \times 10^{-12} \times 60000 = 4.5L/min$$

所以主缸回路的流量输出范围为，4.5~3696L/min。若以最大空载流量选择伺服阀，单个大流量伺服阀的频带往往较窄、分辨率有限，当系统给定输出流量小于一定值时，伺服阀无法控制系统进行稳定输出，因此在选择伺服阀时需考虑伺服阀的最小输出能力^[28,29]。

为解决“大流量”与“高频响、高分辨率”这一主要矛盾，20MN 复合材料压机主缸回路采用由一个小流量的伺服比例阀配合两个大流量的比例插装流量阀作为控制元件。通过合理的控制策略将小流量的高精度伺服比例阀和大流量的比例流量阀并联使用，最大限度发挥它们各自的优势。

慢下阶段根据不同速度要求，选择不同的比例阀控制；加载阶段，在保证小

的超调量前提下，大流量比例阀组尽可能的开到最大以加快加压速度，根据不同的加载压力，合理控制两个不同通径的比例流量阀；保压阶段，由小流量的高精度比例伺服阀进行闭环调节。

2.4.3 上液压站比例伺服阀参数

传统伺服阀在结构上都存在 $\phi 1$ 左右的阻尼孔，易堵塞。其抗油污能力差，且要求高精度过滤。若加大阻尼孔则会造成零耗油量过大，引起油泵频繁启动。其次，由于结构和制造原因，往往反复调整才能达到性能要求，质量不稳定，故障率较高^[20]。

伺服比例阀是在比例阀的基础上研制而成的，配有大驱动力的电磁铁，机械运动幅间摩擦小，同时具有高频响的比例放大器，其动态性能非常好。带位置反馈的比例伺服阀，可以使滞环、重复精度等性能指标达到最优^[30]。

主回路最大流量： $q_{max} = 3696\text{L/min}$ ；供油压力： $P_s = 31.8\text{MPa}$ ，根据 q_{max} 和 P_s 选取的控制阀组参数如表 2.2 所示

表 2.2 上液压站比例阀参数

Table 2.1 The proportional valve's parameters of up hydraulic pressure station

伺服比例阀		比例流量阀		
通径	DG10	通径	DG32	DG80
最大工作压力 (MPa)	32	最大工作压力 (MPa)	35	
名义流量 q_v (L/min)	60	最大流量 q_v (L/min)	850	5000
响应时间 (ms)	$\leq 15\text{ms}$	响应时间 (ms)	25	31
频响 (HZ)	100	频响 (HZ)	70	50
滞环	$\leq 0.1\%$	滞环	$\leq 0.1\%$	
零漂 ($T = 40^\circ\text{C}$)	$< 1\%$	零漂 ($T = 40^\circ\text{C}$)	$< 1\%$	

2.5 本章小结

本章介绍了 20MN 复合材料液压机主机结构以及液压系统分布特点，通过给定参数计算了系统流量及回路沿层压力损失，分析了上液压站的工作原理以及主缸回路采取多阀并联的必要性。

3 20MN 复合材料液压机电控系统设

3.1 电气控制系统特点

LFT-D 生产线前端包含双螺杆混料设、保温输送等设备，存在严重的电磁干扰。为保证设备间实时通讯准确、内部控制精确，保障设备稳定运行，电气控制系统需满足以下要求：

- ① 为了适应工业现场恶劣的工作条件，控制系统应具备较高可靠性，抗干扰能力应达到工业标准，并且要具备较好的可维护性；
- ② 为了满足设备生产过程中的实时性要求，控制系统要具备高速数据处理能力以及快速响应性；
- ③ 设备相对复杂，在设计时应考虑控制系统的兼容性以及可扩展性，同时控制系统应尽量简单灵活；
- ④ 作为生产线的一环，控制系统应该具备丰富的现场接口，以便于与总控系统进行数据交换；
- ⑤ 控制系统人机交互界面丰富，操作方便。

3.2 电气控制方案

随着汽车行业的发展，要求用于汽车零部件生产的复合材料液压机具有大吨位、高速、高精度等特点，这对液压机控制系统提出了更高的要求。

对于工业现场控制，当前普遍采用的方法是选以 PLC 作为下位机直接输入输出数字量以及模拟量对现场设备进行控制；采用触摸屏 HMI 作为人机交互界面，在控制现场实现简单操作控制、参数修改设置以及信息显示等功能；采用总线及以太网通讯实现系统间的数据交换。本系统参照传统液压机控制系统设计方案的基础上，采用如下的硬件控制方案：

- ① 选用西门子 S7-300 型 PLC 做为系统主控制器，配备触摸屏、移动操作台等实现手动操控、参数修改设置以及信息交互等功能；
- ② 采用 PROFIBUS DP 总线与工业以太网 PROFINET 组成异构网络，实现上、下液压站的数据交互；
- ③ 考虑液压机体积庞大，控制对象分散，采用 S7-300 主站通过新一代 IO-Link 连接系统实现分布现场的控制，系统硬件网络如图 3.1 所示。

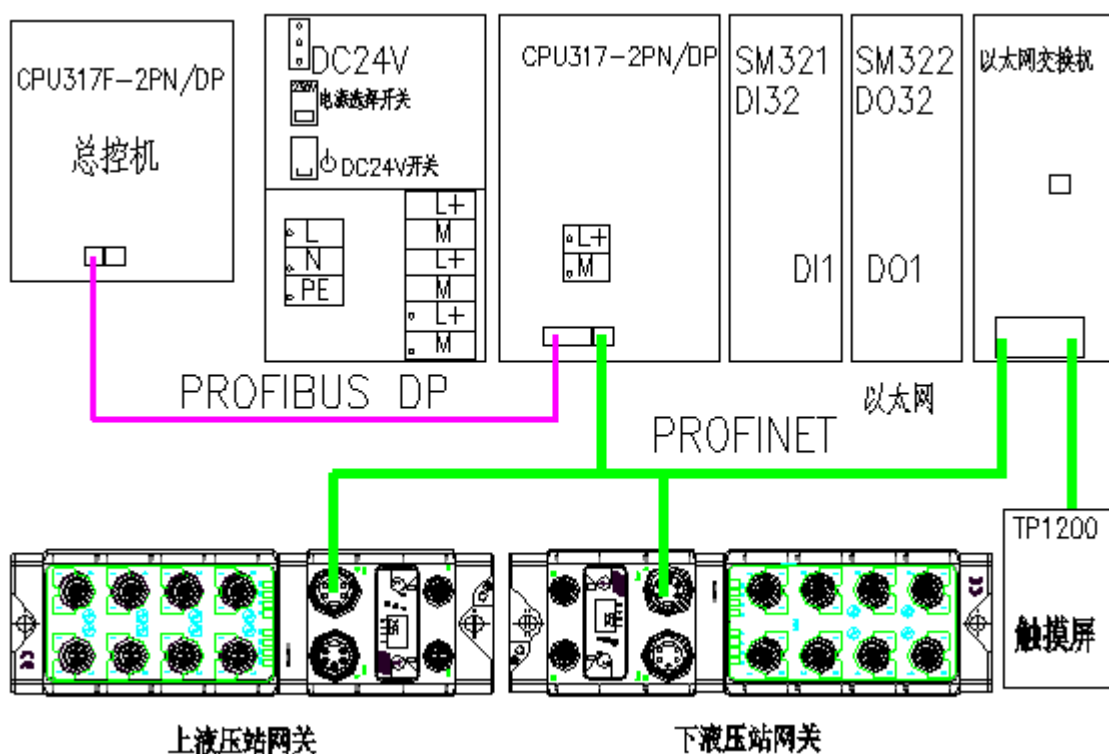


图 3.1 系统硬件网络

Fig.3.1 System hardware network

20MN 复合材料液压机的控制通过使用西门子 S7-300 型 PLC 系统，通过 PROFIBUS DP 总线以及工业以太网 PROFINET 通讯网络得以实现。PLC 系统可实现输入输出管理、工艺过程控制以及控制策略的运算处理等功能，PLC 开发软件选用西门子新一代 Portal V13 开放软件，其集 PLC 与触摸屏 HMI 开发功能于一体，易于实现两者统一设计开发，具有较强的灵活性。同时设置有移动操作台、吊臂显示操作台，以保证操作者进行必要的控制操作以及信息输出。

3.3 系统控制网络构架

随着测控、网络通信、微电子等技术的发展，建立在现场总线基础上的现场总线控制系统已成为主流趋势，同时工业以太网 PROFINET 的应用，使 FCS 现场总线系统具有更高的带宽、更好的开放、更容易与 Internet 集成^[31]。

3.3.1 PROFIBUS 与 PROFINET 通信

PROFIBUS（Process Fieldbus）过程现场总线由三个兼容部分组成^[32]，即 Profibus-FMS、Profibus-DP、Profibus-PA。其中 Profibus-DP 是一种基于 RS485 传输的高速低成本的通讯，能根据需要达到的目标通信功能来加以扩充，主要应用于现场设备级。

工业以太网 PROFINET 是一种基于传统以太网底层标准协议 IEEE802.3 的新一代工业自动化通讯标准, 主要面向工业现场自动化领域。作为新型的工业以太网标准, 具有全开放、全分散、智能化等特点, 可灵活组建各种不同的网络结构系统, 完全与现场总线进行集成, 保证了其兼容性与扩展性^[33, 34]。

PROFINET 通过代理设备实现与传统的 PROFIBUS 系统或者其他总线系统的无缝集成^[35, 36]。PROFIBUS 总线通过代理设备连接到 PROFINET 网络中时, 代理设备协调站点间的数据传输, 与此同时, 作为站点, 又负责在 PROFINET 上进行数据交换。代理设备可以是控制器也可以是一个路由器。图 3.2 为 PROFINET 网络结构示意图。

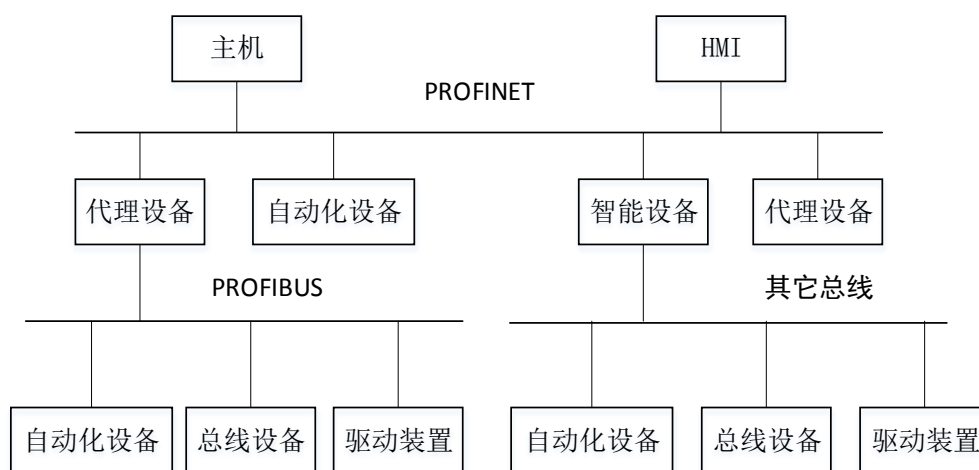


图 3.2 PROFINET 网络结构示意图

Fig.3.2 The schematic diagram of PROFINET network structure

3.3.2 IO-Link 连接

IO-Link 作为一种独立于现场总线的以及开放标准的通信接口, 通过点对点的通讯方式连接各种数字量或者模拟量的传感器和执行器, 将传感器或执行器集成于自动化控制系统中^[37]。完整的 IO-Link 系统由 IO-Link 主站、IO-Link 设备、传感器、执行器等组成, 通过 IO-Link 主站(网关)可以和多种现场总线(如 PROFIBUS、CAN 等)相连接, 在现场总线上, IO-Link 主站以通用的现场总线设备呈现, 通过相应的设备描述(如 GSD、GSDML 等)连接到各自的网络适配器上^[38]。

IO-Link 主站又作为现场总线的的一个节点服务器, 在它下面可连接多个 IO-Link 设备, 现场执行元件或传感器直接和 IO-Link 设备进行点对点连接。一个 IO-Link 主站可以有一个或多个端口, 每个端口只能连接一个 IO-Link 设备, 因此 IO-Link 是一种点到点的底层总线连接, 而不是一种现场总线, 其系统构成如图 3.3 所示。

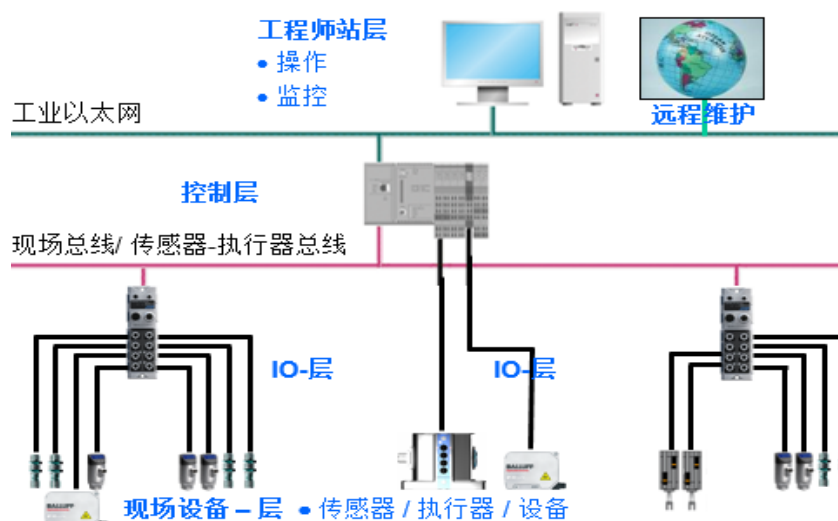


图 3.3 IO-Link 网络结构示意图

Fig.3.3 The schematic diagram of IO-Link network structure

IO-Link 在很大程度上改进了传感器和执行器的选用，以前在系统正常运行前，要经过繁杂的传感器和执行器的布线和参数化工程。如今，IO-Link 为传感器和执行器的安装提供了一种更为灵活便捷的方式，IO-Link 通信与常规方式的对比如图 3.4 所示。

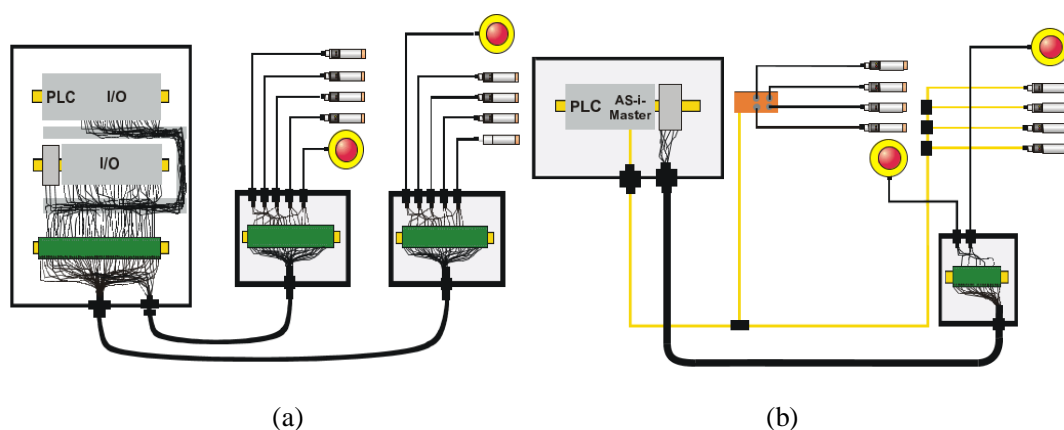


图 3.4 (a) 常规接线方式 (b) IO-Link 接线方式

Fig.3.4 (a) Conventional connection mode (b) IO-Link connection mode

与传统常规方式相比，IO-Link 利用现有通讯系统标准接口，能减少工程安装成本；采用标准电缆点对点连接方式，能降低电缆成本；简便参数设置与存储，缩短了组态、安装、投运和启动的时间。

3.3.3 控制系统网络结构

完整的工业控制网络一般由管理层、控制层和设备层组成^[39]。管理层采用以太网技术，其余两层通常采用不同的现场总线或其他网络。虽然以太网已渗透到控制层和设备层，大多数现场设备及其控制器都支持以太网接口，但是因现场总线已被广泛应用于现场设备层，因此不可能将其全部替换，将 PROFIBUS 总线与 PROFINET 网络集成为异构网络系统，可以实现自动化控制领域中各层上不同网络的统一。

20MN 复合材料液压机系统输入输出信号多，且分散较开，属于典型的分布式控制系统，因此需要一种分散、开放的通信技术作为支撑。通过以上分析，系统采用如图 3.5 所示的网络构架。

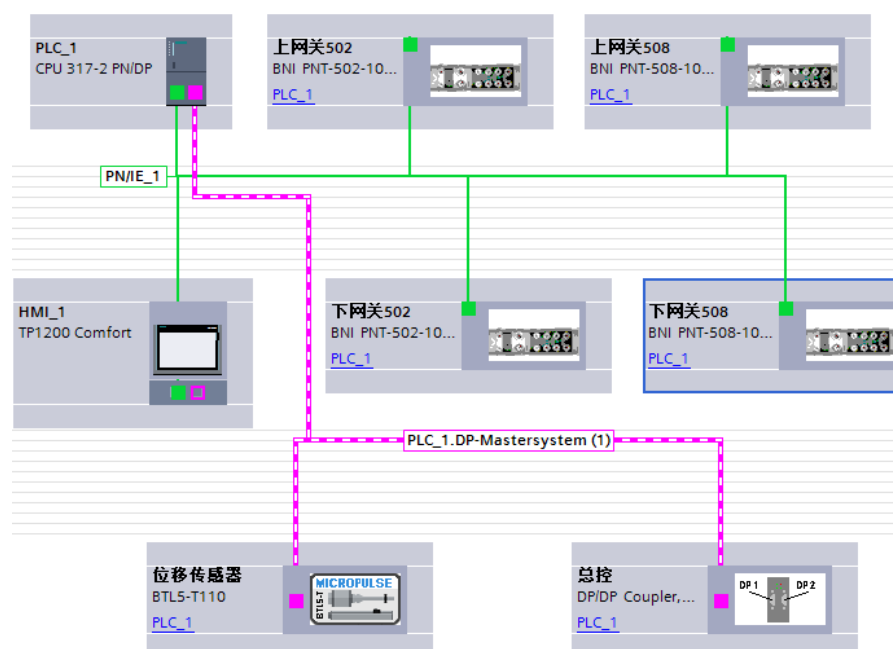


图 3.5 系统网络构架

Fig.3.5 Systems network architecture

系统为管理层预留有工业以太网 PROFINET 通信接口，控制层和设备层采用工业以太网和 PROFIBUS 现场总线两种通信，能够兼容不同通信设备，使系统具有强大的兼容性、扩展性；输入输出采用 IO-Link 连接，通过上、下液压站网关将外围输入输出接入总线控制系统，可以根据现场信号分布合理布置 IO-Link 设备的位置，缩短信号传输距离，提高系统抗干扰能力。IO-Link 设备与输入输出信号通过标准的 M12 接头连接，大大减少现场接线工作量，现场布线更加美观，排查检修更加方便。

3.4 主要电气控制元件选型

20MN 复合材料液压机结构庞大，各液压控制元件分散较远，且控长期处于振动频繁，冲击惯性大，强电磁干扰的工作环境。因此，基于 PLC 的控制系统硬件结构的选择对提高压机的集中控制能力，增强系统的可靠性、稳定性、抗干扰能力以及改善系统的响应性有着至关重要的影响。

① 主控 PLC

液压机主控 PLC 需完成系统所有的逻辑处理、数据运算、储存等功能，运算处理速度和响应性是第一关键因素，同时现场输入输出变量繁多、复杂，通信方式多样，这要求现场控制网络中的 PLC 硬件结构组合灵活，存储容量大，具有较高的可扩展性以及丰富的通信接口。

基于以上要求，控制器选用德国西门子的 S7-300 系列的 PLC。该系列 PLC 的显著特点是：数据处理能力强大，可以有效缩短控制程序的扫描周期；编程控制指令丰富，可以简化复杂控制程序的编写；通信功能强大，可以适应多种通信协议间的通信；各种功能模块齐全，可以适应不同的控制任务要求；分布式结构简单实用，面对复杂的控制现场可以灵活分布、自由扩展。S7-300 系列 PLC 是由各种不同功能的基本模块配置而成，其中最重要的功能模块为 CPU 模块。

CPU 模块选择 317-2PN/DP，其具有较强的浮点数运算能力，可以处理复杂的控制算法运算；具有大容量存储器，能满足大规模控制程序对存储及运行空间的需要；具备 PROFIBUS-DP 以及 PROFIBNET 接口，可以构建现场总线网络，兼容不同通信的设备，可扩展性强。其主要参数如表 3.1 所示。

表 3.1 317-2PN/DP 主要参数

Table 3.1 The main parameters of 317-2PN/DP

名称	参数
额定电压	24V
位指令处理最短时间	0.05us
字指令处理最短时间	0.09us
整数运算处理最短时间	0.12us
浮点数运算处理最短时间	0.45us
通讯功能	PROFIBUS-DP、PROFIBNET

② 输入输出模块

为增强系统抗干扰能力，简化现场走线，方便后期维护管理，PLC 主站输入输出选择西门子 IO 模块，压机外围元件如电磁阀、压力传感器等输入输出信号选用巴鲁夫的新型 IO-Link 连接。一个完整的 IO-Link 系统由 IO-Link 主站、IO-Link

设备、传感器、执行器等组成。

根据系统网络构架, IO-Link 主站总线选择 PROFINET 通信, 相关的元件主要有电流变送器、发讯器、温度传感器、位移传感器、压力传感器、电磁阀、比例电磁阀等。其中电机信号、电磁阀信号为数字量输出信号 (DO); 电流变送器信号、压力传感器信号为模拟量输入信号 (AI); 行程开关信号、发讯器信号为数字量输入信号 (DI); 比例电磁阀信号为模拟量输出信号 (AO)。相应的输入输出模块如图所示, 系统选用模块数量统计如表 3.2 所示。

表 3.2 输入输出模块统计

Table 3.2 The statistics of Input and output modules

站点	功能规格	模块型号	数量	作用
PLC 主站	16DI	6ES7-321-1BH02-0AA0	1	主站数字量输入
	16DO	6ES7-322-1BH01-0AA0	1	主站数字量输出
	网关	BNI PNT-502-105-Z015	1	上液压站网关 1
	网关	BNI PNT-508-105-Z015	1	上液压站网关 2
上液压	16DI/DO	BNI IOL-310-000-K025	2	吊臂信号输入输出
从站	4AI+8DI	BNI IOL-709-000-K006	3	压力、限位等信号输入
	16DO	BNI IOL-302-000-Z013	2	普通电磁阀输出
	1DI	BNI IOL-722-000-K023	4	比例阀输出
	网关	BNI PNT-502-105-Z015	1	下液压站网关 1
	网关	BNI PNT-508-105-Z015	1	下液压站网关 2
	4AI+8DI	BNI IOL-709-000-K006	2	压力、液位等信号输入
下液压	16DO	BNI IOL-302-000-Z013	2	普通电磁阀输出
从站	1DI	BNI IOL-722-000-K023	2	比例阀输出

③ 传感器选择

在控制系统中, 通过传感器采集的数据一部分用于用户操作界面的显示与报警, 另一部分将作为重要参数参与运动控制程序的运行, 因此传感器的选择是控制系统能否提高控制精度和自动化控制程度的关键。在本控制系统中, 主要涉及位移、液压压力、温度以及泵站电流三方面数据的测量。

1) 位移传感器

复合材料液压机活动横梁(滑块)行程可达 2m, 长期处于高震荡的工作环境, 滑块在自动、联动方式下位置控制的反馈信号由滑块位移传感器输入, 所以此传

传感器是压机位置控制的关键。

系统滑块位移传感器选用巴鲁夫公司的 BTL5 外置式微脉冲直线位移传感器，PROFIBUS-DP 总线输出，能加快数据传输速度，提高系统响应性；测量范围可达 4m，满足滑块测量行程要求；可实现位移与速度的直接获取，位置分辨率为 1 μ m，速度分辨率为 0.1mm/s；采样频率为 1KHz；具有较强的抗冲击和抗干扰能力，能够满足系统要求。

2) 压力传感器

随着半导体技术的发展，体积小、质量轻、精度高、温度特性好的半导体压力传感器应运而生，MEMS 技术的发展，使半导体传感器向着微型化发展，而且其功耗小、可靠性高。

系统采用 Firstrate 公司的 FST800-401 工业压力变送器测量压机主缸、回程缸、储能器等的压力。该压力传感器量程为 40MPa，满足复合材料液压机的最高 25MPa 工作压力； $\pm 0.1\%$ 的测量精度能够满足系统压力测量精度；4~20mA 电流输出信号，可以通过 IO-Link 模拟量模块接入总线系统；工作温度为 -40℃~125℃，符合压机 0℃~65℃ 的温度范围；3 倍过载压力，增强了传感器耐用性和可靠性；3.2KHz 的响应频率，提高了数据采集监控的实时性。

3) 温度传感器

温度传感器是指能感受温度并转换成可用输出信号的传感器。系统采用 PT100 一体化电阻式温度传感器测量上、下油箱实时油温，放大变送模块安装在温度传感器的防水接线盒内，与传感器连接形成一体化测量仪器，输出为 4~20mA 电流信号，测量范围 0℃~100℃。

4) 电流变送器

电流变送器是用来将被测单相或三相交流电流隔离转换成按线性比例输出的标准直流电压或电流线性，以供用户实时监控显示当前电流。压机在运行过程中，需要实时监控主油泵、调平泵、冷却泵的电流，确保压机在正常状态下工作。

根据电机额定电流，选择信瑞达 LF 系列单相交流电流变送器，其测量范围最高可达 500A，精度等级 $< 0.5\%$ F.S，标准导轨安装，能够满足系统要求。

5) 液位继电器

在压机运行过程中，需实时监控上、下油箱液位高度，为防止系统加入过量液压油导致压机运行时油液溢出，当液位高于设定上限时需发出液位过高报警信号；同时压机长期运行过程中，由于油液泄露等因素导致油液低于正常工作下限时，也需要发出报警信号，提醒人员为系统补充液压油。

系统选用 YKJD 型液位控制继电器，其工作温度范围 -20℃~100℃，动作时间 1.7ms，触点容量 DC24Vx0.2A，主要用于箱内液体位置与液体源电机的自动控制

或报警，具有结构紧凑，控制灵敏，安装简单等特点。工作时浮子随液面升高或降低，当液面将浮子升上或降到发讯位置时，继电器动作常闭触点断开，常开触点闭合，以实现自动停机或报警。

3.5 电气传动系统设计

电气传动系统为整个电控系统提供动力，是整个电控系统的基础组成部分。电气传动系统的设计主要包含传动电机的选择、系统主回路、控制回路设计以及相关元件选型等。

3.5.1 泵组控制回路设计

① 回路设计

20MN 复合材料液压机采用泵-储能器传动且为空载启动，泵站运行电机选择普通鼠笼型异步电机，根据液压系统所需的功率和转速选择的电机型号及参数如表 3.3 所示。

表 3.3 泵站电机参数

Table 3.2 Motor parameters of pumping station

代号	名称	电机型号	功率 (KW)	数量	额定电流 (A)	额定转速 (r/min)	功能
M1	主泵	Y315L2-4B35	200	1	361.3	1485	主油路供油
M2	调平泵	Y160L2-4B35	15	1	30.3	1460	调平回路供油
M3	冷却泵	Y132M1-6B35	4	1	9.4	1400	系统冷却

交流异步电机启动有全压启动和降压启动两种方式，全压直接启动时，启动电流会达到额定电流的 4~7 倍，会影响同电网其他设备的正常运行。通常，出于安全和节能的考虑，功率大于 11KW 的电机采用降压启动。常用的降压启动方式有自藕变压器降压启动、软启动、变频启动和星三角启动等。

星三角启动时，启动电流是原来三角形直接启动的的 $1/\sqrt{3}$ ，启动转矩也是按三角形直接启动的 $1/\sqrt{3}$ ，适合空载或者轻载启动的场合。同其它降压起动器相比，其结构最简单，性价比最高，在生产现场应用较广泛。

根据系统性能要求，系统主泵电机采用星-三角启动，根据电机额定功率选择施耐德的接触器作为启动控制元件。调平泵、冷却泵电机功率较小，直接启动。泵组电机的启动主回路如图 3.6 所示，控制回路如图 3.7 所示。

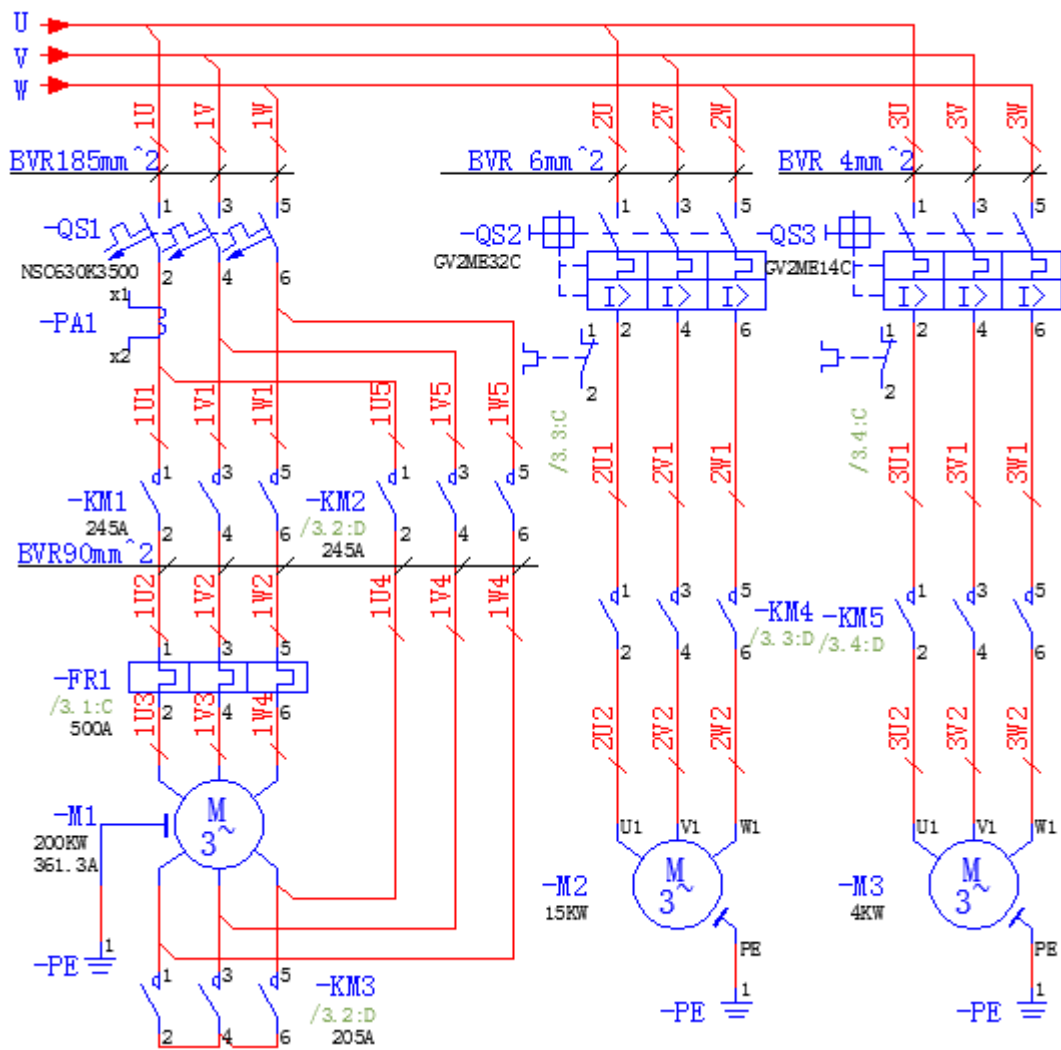


图 3.6 泵站电机启动主回路

Fig.3.6 The starting main loop of pump station motor

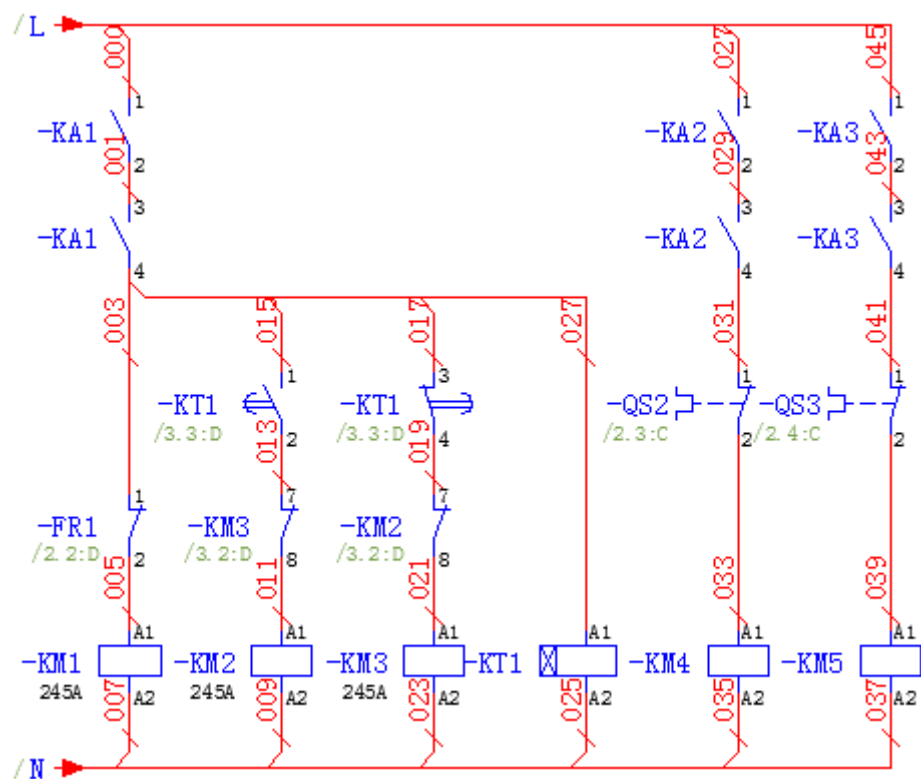


图 3.7 泵站电机启动控制回路

Fig.3.7 The starting controlloop of pump station motor

② 电机启动控制元件选型

控制元件是保证传动系统正常运行的基础，元件的选择涉及多方面的因素，产品质量、性能可靠是第一要素，其次是性价比。电机启动控制的元器件主要包括空气开关、低压断路器、接触器、热继电器等。以电流为主要选择依据，相关元件参数如表 3.4 所示。

表 3.4 电机启动控制元件参数

Table 3.4 Parameters of motor starting control element					
控制回路	代号	元件名称	型号	参数	功能
电机 M1 (200KW)	QS1	断路器	NSC630K3500	AC380V/500A	电机供电
	FR1	热继电器	LR9-D7379C	500A	过载保护
	KM1	交流接触器	LC1-D245Q5C	245A	星三角
	KM2		LC1-D245Q5C	245A	启动
	KM3		LCI-D205Q5C	205A	
	PA1	电流变送器	LF-AI12-A2-AC/4	24VDC/400A	测量电流
00A					

续表 3.4

控制回路	代号	元件名称	型号	参数	功能
电机 M2 (15KW)	QS2	启动保护器	GV2-ME32C	24A	供电保护
	KM4	交流接触器	LC1-D32Q5C	32A	启停控制
	PA2	电流变送器	LF-AI12-A2- AC/30A	24VDC/30A	测量电流
电机 M3 (4KW)	QS3	启动保护器	GV2-ME14C	9A	供电保护
	KM5	交流接触器	LC1-D09Q5C	9A	启停控制
	PA3	电流变送器	LF-AI12-A2- AC/8A	24VDC/8A	测量电流

空气开关能保护整个低压系统的运行，低压断路器为防止在电机运行过程中出现过流现象，对于功率较小的电机启动，可选择电机启动保护器，它兼有空气开关和低压断路器的功能；触器主要是用来控制电机的启、停；热继电器主要是防止电机运行过程中出现过流现象；电流变送器主要是监控测量回路实时电流。

3.5.2 系统电源电路设计

复合材料生产线设备多、功率大，为减小因外围设备频繁启停对系统电源造成的冲击，增强系统的抗干扰能力，合理的配电设计显得尤为重要。系统内不同设备分布在不同位置，对供电有不同的需求；不同设备功率不同，需选用不同线径的电缆，合理的电路设计是设备正常安全运行的基础，是提高系统抗干扰能力的有效措施，也有利于现场布线，方便后期维护检查。

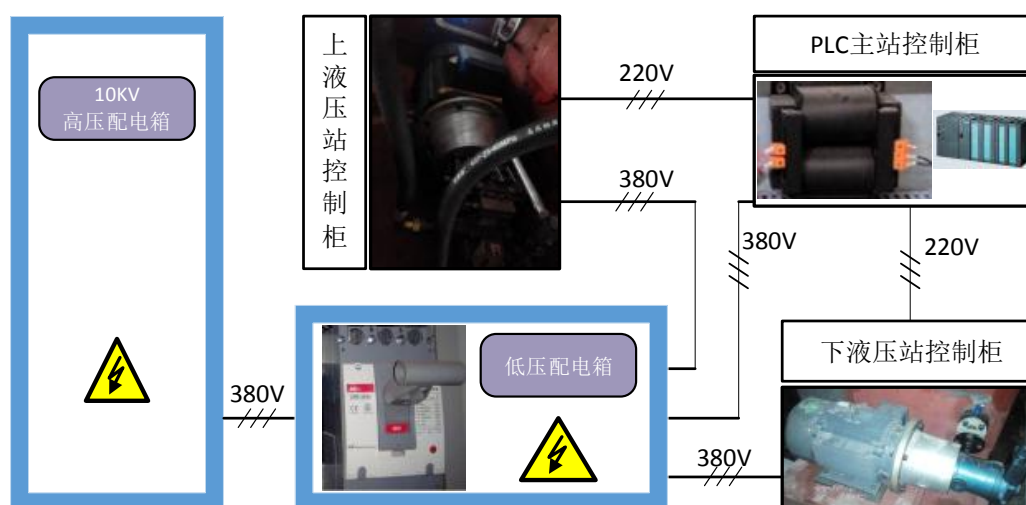


图 3.8 系统强电分配

Fig.3.8 System electrical distribution

系统强电分配如图 3.8 所示，上液压站 200KW 主泵电机，为主要耗电设备，其额定电流达 361.3A，且安装在压机顶部，采用星三角启动，从节约成本以及减小因其启动对系统造成的冲击干扰考虑，从低压配电箱直接引入一组 380V 动力电源，同时，主控制柜以及下液压站也都直接从低压配电箱引入 380V 电源。为抑制电源引入的外接干扰，上、下液压站 220V 电源均由 PLC 主控制柜内的变压器输出，变压器起电压转换以及隔离干扰作用

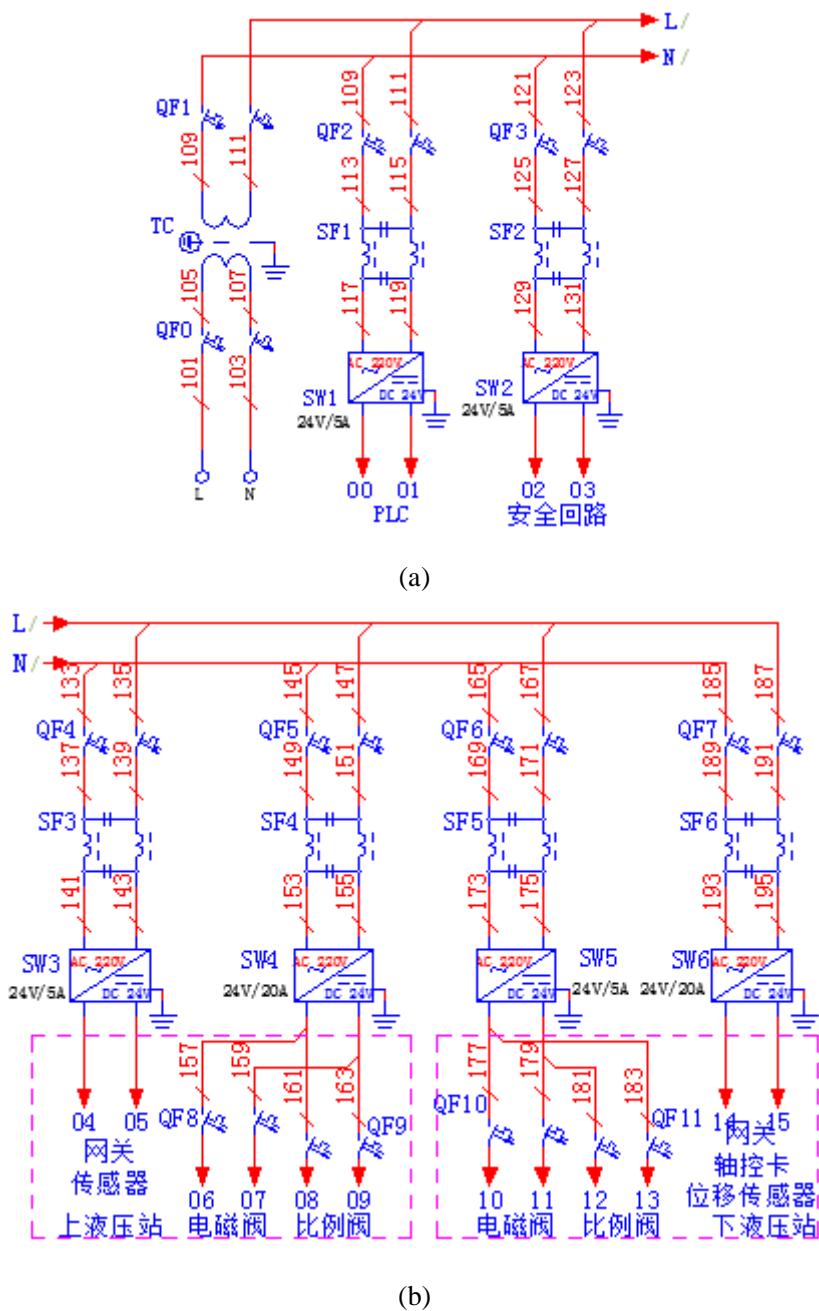


图 3.9 系统弱电设计

Fig.3.9 System instrumentdesign

系统弱电设计如图 3.9 所示，为减小外接辐射对 PLC 的干扰以及保障压机安全，PLC 和安全回路各单独分配一组电源；上液压站分布在压机顶部，为减小电压因长距离传输引起的压降，在上液压站设置有独立的直流电源，其中网关、触摸屏、位移传感器等属于优先供电级，同时为减少因电磁阀频繁通断产生的感应电流对系统造成的干扰，所以网关、传感器与电磁阀各独立设置一组电源，其中电磁阀供电又分比例阀与普通电磁阀两条回路。

下液压站与 PLC 主控制柜距离较近，故下液压站与 PLC 控制柜内元件共用 24V 供电电源，其设计原则与上液压站一致。在每组开关电源前端设置有单相滤波器，防止外接干扰对电源产生影响；在滤波器前端设置有回路断路器，起过载及通断电源的作用。

3.6 控制主、从站设计

根据复合材料液压机系统控制对象的特点，系统以主站 PLC 为控制核心，通过工业以太网 PROFINET 与上、下液压从站网关通讯，实现对整个系统的控制，各主、从站的设计如下所述。

3.6.1 PLC 主站设计

PLC 主站作为整个控制系统的中枢神经，设计示意图如图 3.10 所示。PLC 主站作为整个控制系统的“大脑”，主要实现三方面的功能：

首先是工艺实现功能，整个液压机系统的工艺动作，包括速度控制、压力控制、调平控制、逻辑处理、数据运算等都由主控 PLC 完成；

其次是信息交互功能，通过以太网通信实现对整个系统的操控以及通过 DP 通讯完成与总控系统的信息交互，实现生产线总控系统对本压机的协同控制；

最后是配电功能，整条生产线共用一组 380V 电源，为避免其他设备频繁启动造成电压波动以及其它设备产生的干扰经由电源进入本控制系统，保证 220V 电源的稳定，在 PLC 主控制柜内安装有 AC380/AC220 变压器，系统所用 220V 电源均从 PLC 控制柜引出。

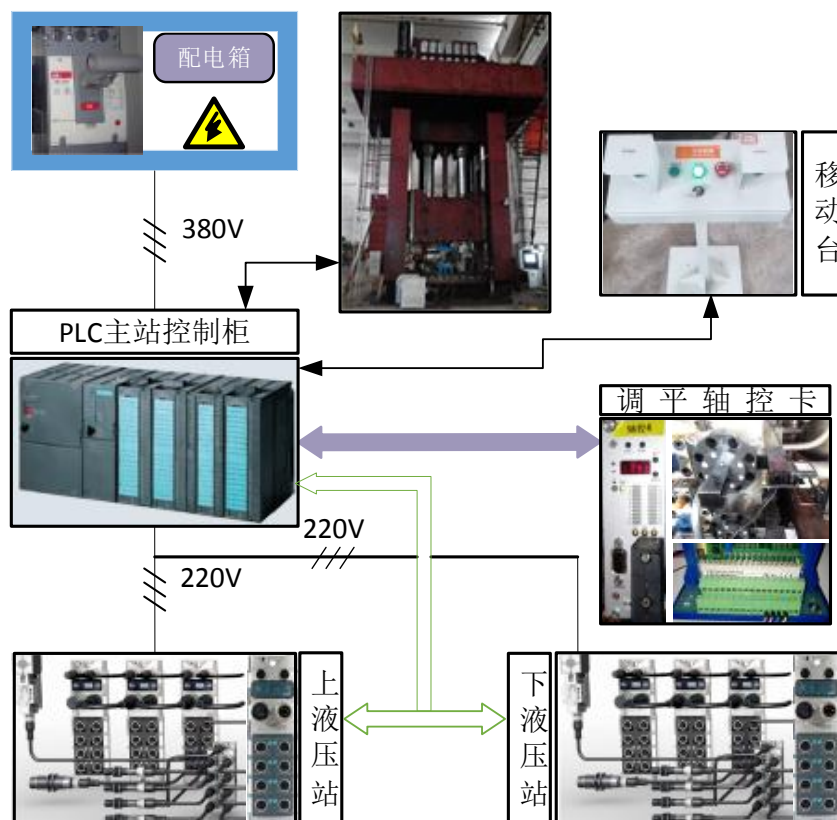


图 3.10 PLC 主站设计示意图

Fig.3.10 Design schematic diagram of PLC master station

3.6.2 控制从站设计

① IO-Link 模块简介

系统选德国用巴鲁夫的 IO-Link 连接，主要包含网关、数字量输入/输出模块以及模拟量输入/输出模块，所有模块根据信号输入输出就近原则分布，相关模块简述如下：

1) 网关。网关模块选用 BNI PNT 502-105-Z015 和 BNI PNT 508-105-Z015（简称 502、508）两种，如图 3.11 所示。其中 502 包含 4 个普通 I/O 口以及 4 个 IO-Link 端口，508 的 8 个端口全为 IO-Link 端口。根据系统需要，每个普通 I/O 口用 T 型接头最对可接 2 个外围输入或输出，输入输出可配置；每个 IO-Link 端口可扩展一个输入或输出 IO-Link 模块，也可作为普通 I/O 口使用。

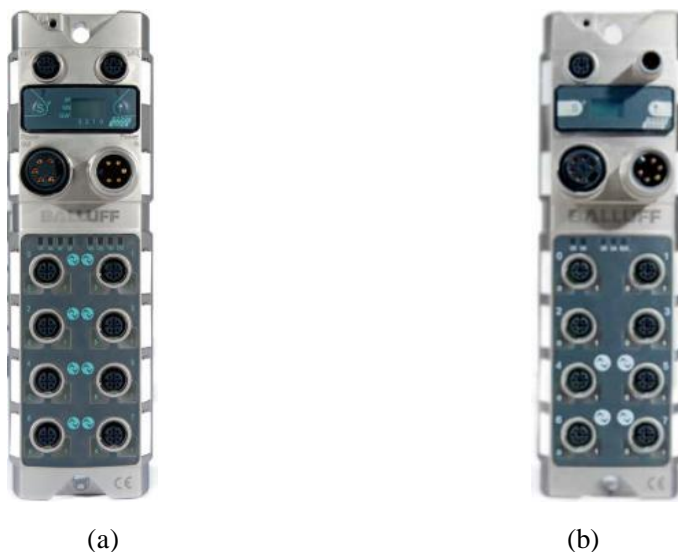


图 3.11 (a) 502 网关模块 (b) 508 网关模块

Fig.3.11 (a) 502 gateway module (b) 508 gateway module

2) 输入模块。输入模块选用 BNI IOL 310-000-K025 和 BNI IOL 709-000-K006 (简称 310、709) 两种, 如图 3.12 所示。它们通过 IO-Link 通讯连接到网关模块的 IO-Link 端口, 其中 310 为 16 点输入/输出可配置模块, 防护等级较低, 本系统用于吊臂操作箱的输入输出接口。709 防护等级达 IP65, 可安置在离元件较近的位置, 它的前 4 个端口为模拟量输入端口, 后 4 个端口为数字量输入端口, 每个端口用 T 型转接头最多可接两个数字量输入信号。



图 3.12 (a) 310 输入模块 (b) 709 输入模块

Fig.3.12 (a) 310 input module (b) 709 input module

3) 输出模块。输出模块选用 BNI IOL 302-S01-Z013 和 BNI IOL 722-000-K023

(简称 302、722) 两种, 如图 3.13 所示。它们通过 IO-Link 通讯连接到网关模块的 IO-Link 端口, 其中 302 为最多 16 点数字量输出模块, 采用外接单独供电, 每个端口最大输出电流为 2A, 用于连接电磁阀驱动输出信号。722 为 4~20mA 模拟量输出模块, 用于驱动比例阀信号输出。



图 3.13 (a)302 输出模块 (b) 722 输出模块

Fig.3.13 (a) 302 output module (b) 722 output module

② 上液压从站设计

上液压从站主要实现 PLC 主站对上液压站各元件的控制以及信息输入输出。主要包括主泵、冷却泵、润滑泵的启停信号; 主缸、回程缸、储能器的压力反馈; 速度、压力控制的信号指令输出; 以及油液温度、堵塞、液位等信息交互。

上液压站是 PLC 主站实现速度控制、压力控制的关键执行单元, 其所有控制指令输出、以及信号输入由上液压站网关通过以太网通讯与 PLC 主站进行数据通讯。触摸屏通过上液压站网关实现与主站 PLC 的连接, 从而实现系统手动操作功能以及信息显示、人机交互功能, 其网络拓扑如图 3.14 所示。

图中两个网关 502、508 通过工业以太网 PROFINET 相连, 502 前端接入主控 PLC 的 PROFINET 接口, 508 末端与人际交互触摸屏相连, 网关由上液压站网关电源模块单独供电, 502 电源输出口用电源堵头堵住。

网关 502 下挂 1 个模拟量/数字量输入模块 709, 2 个输入/输出可配置模块 310, 以及 1 个数字量输出模块 302。309 用于连接电流变送器、压力传感器、过滤发讯器、限位开关等模拟量/数字量输入信号; 一个 310 作为吊臂输入模块, 接操作按钮, 如启动、停止、手自动选择等, 另一个 310 作为吊臂输出模块, 接输出指示灯, 如滑块下行、加压、报警等; 302 用于连接普通电磁阀。

网关 508 下挂 2 个模拟量/数字量输入模块 709, 1 个数字量输出模块 302, 以及 4 个模拟量输出模块 722。709 和 302 的作用与 502 网关下的一致; 722 为 4~20mA

模拟量输出模块，用于上液压站 4 个比例阀的控制。

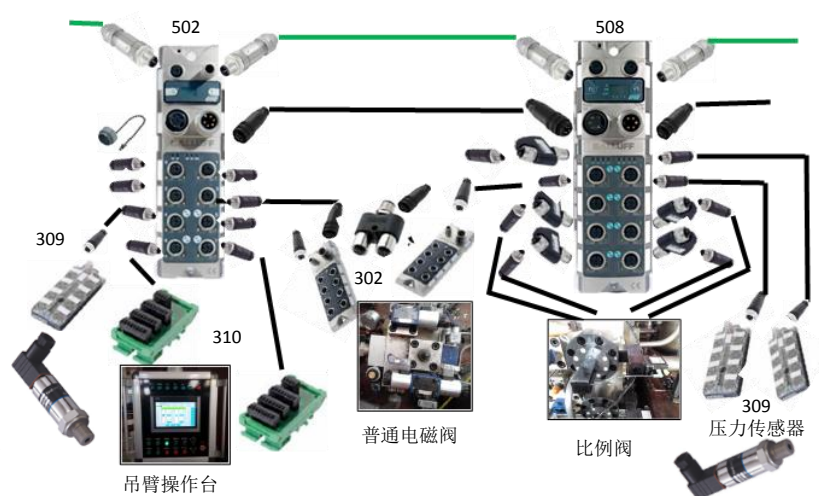


图 3.14 上液压站网络拓扑示意图

Fig.3.14 Schematic diagram of the network topology of the up hydraulic station

③ 下液压从站设计

主站 PLC 通过 DP 通讯与下液压站的轴控卡建立通讯完成系统的四角调平功能，同时通过以太网通讯实现与下液压站各执行元件的信息交互，主要包括：下液压站泵的启停信号、油路液压元件的执行信息，压力反馈以及下液压站各项状态数据的信息交互，其网络拓扑如图 3.15 所示。

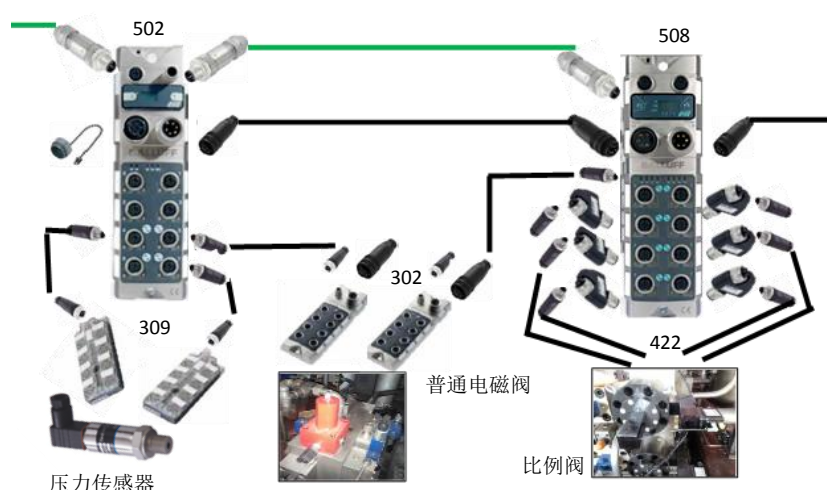


图 3.15 下液压站网络拓扑示意图

Fig.3.15 Schematic diagram of the network topology of the lower hydraulic station

图中两个网关 502、508 通过工业以太网 PROFINET 相连，502 前端接入主控 PLC 的 PROFINET 接口，网关由 PLC 控制柜内网关电源模块单独供电，502 电源输出口用电源堵头堵住，防止因灰尘等进入引起短路等危害。

网关 502 下挂 2 个模拟量/数字量输入模块 709，以及 1 个数字量输出模块 302。309 用于连接电流变送器、压力传感器、过滤发讯器、限位开关等模拟量/数字量输入信号；302 用于连接普通电磁阀。

网关 508 下挂 1 个数字量输出模块 302，以及 6 个模拟量输出模块 722。302 的作用与 502 网关下的一致；722 为 4~20mA 模拟量输出模块，用于下液压站比例阀的控制。

3.7 本章小结

本章针对 20MN 复合材料液压机的特点，首先确定了以 S7-300PLC 为核心的控制方案，设计了集工业以太网 PROFINET 与现场 PROFIBUS-DP 总线于一体的异构网络框架，同时外围输入输出选取 IO-Link 连接方式；然后给出了电气控制主要元件选项，最后对电气传动系统以及控制主、从站进行了设计。

4 20MN 复合材料液压机加压建模分析

4.1 系统加压数学建模

4.1.1 伺服比例阀模型仿真

① 伺服比例阀模型

复合材料液压机加压、保压由一个高频响的伺服比例阀并联两个大流量的比例插装阀控制，根据不同工作压力决定并联阀组的工作状态。阀组选用意大利阿托斯公司的液压阀，其中伺服阀型号为 DLKZOR-TES-PS-140-T72，简称 DG10，其结构如图所示 4.1(a)所示；两个比例插装阀型号分别为 LIQZO-LES-PS-323L4/I 和 LIQZO-LES-PS-803L4/I，简称 DG32、DG80，其结构如图所示 4.1(b)所示。

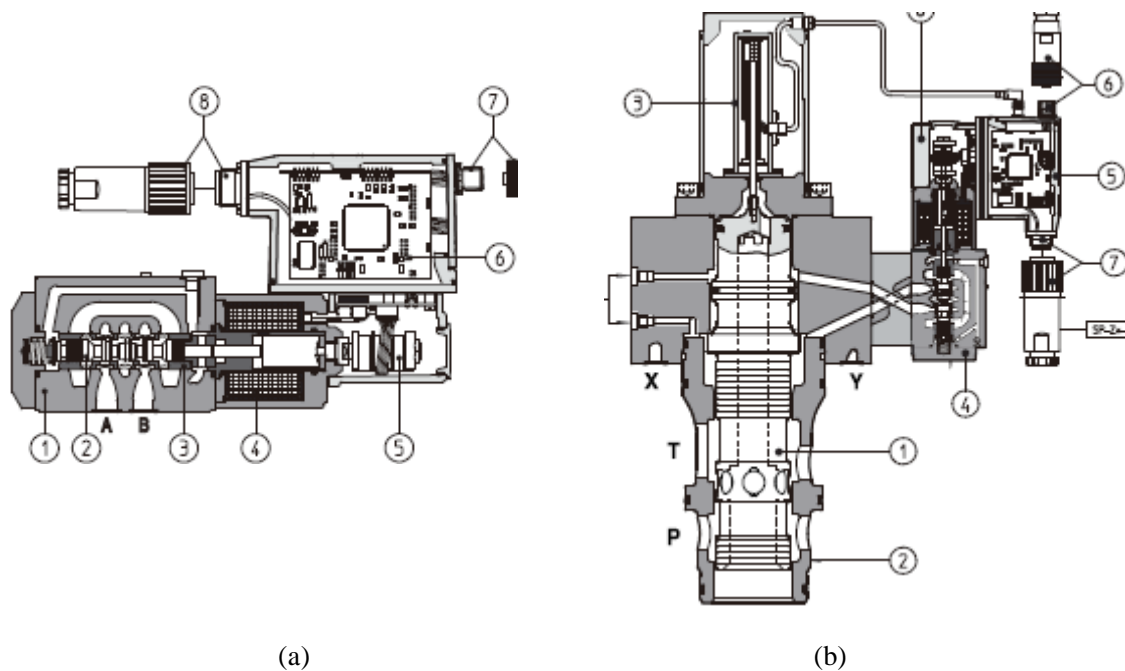


图 4.1(a)DLKZOR 伺服比例阀 (b)LIQZO 比例插装阀

Fig.4.1(a) Servo proportional valve of DLKZOR (b) Proportional cartridge valve of LIQZO

DLKZOR 系列电磁阀为高性能的伺服比例阀，带 LVDT 位置传感器，根据输入电信号提方向控制以及无压力补偿的流量控制。比例阀内有一四边阀芯②，可在精密加工并淬硬的阀套③内滑动，以获得最高的遮盖精度。阀套③被压入腔阀体①内，阀芯由比例电磁铁④直接推动，并由带 LVDT 位置传感器⑤闭环位置来控制。

LIQZO 系列电磁阀为三通型比例流量插装阀，带双位置传感器，根据输入信号的大小提供双向无压力补偿的流量控制。通过带 LVDT 位移传感器③的双先导

阀控制主阀芯①与法套②的配合实现流量调节，阀芯由一个高性能的比例方向阀④驱动，并通过 LVDT 传感器②、⑧形成双闭环控制，从而实现主阀芯高精度控制并获得高的动态性能，阀 LIQZO-LES-PS-803L4 的先导阀④为阿托斯 DLKZOR 型比例方向阀。

1) 比例放大器

比例放大环节是比例插装阀的信号放大环节，输入的指令信号与经传感器转换的先导阀阀芯位移信号进行比较，再经比例放大器放大，控制主阀芯的位移。相对于机械装置，比例放大器的固有频率较高，其动态特性可以忽略，常将其作为比例环节处理^[40]。放大器输出的电信号（电压或电流）与输入的指令电信号（-10V~10V 或 4~20mA）的比值即为比例放大系数。

$$K_a = I_{out} / I_{in} \quad (4.1)$$

式中 K_a ——比例放大器放大系数，mA/A；

I_{in} ——比例放大器输入电流，mA；

I_{out} ——比例放大器输出电流，A；

2) 阀芯位移与驱动信号的关系

工程上，将比例阀的阀芯与驱动信号的关系当成为二阶振荡环节处理，以驱动电信号为输入，阀芯位移为输出，其传递函数为^[41]：

$$G_1(S) = \frac{X_v}{I} = \frac{K_v}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\xi_n}{\omega_n}s + 1} \quad (4.2)$$

式中： K_v ——比例阀芯位移—电流增益，m/A；

ω_n ——二阶振荡环节的固有频率；

ξ_n ——二阶振荡环节的阻尼比，范围 0.5~0.7。

3) 比例阀阀口流量

由阀口流量方程可得：

$$q = C_d \cdot w \cdot X_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (4.3)$$

式中： q ——阀口流量， m^3/s ；

C_d ——阀口流量系数；

w ——比例阀节流窗口面积梯度，m；

ρ ——液压油的密度， Kg/m^3 ；

ΔP ——阀口压差，Pa。

X_v ——阀芯位移，m；

4) 节流窗口面积梯度

在层流状态下，阀的零位泄露流量为^[42]：

$$q_c = \frac{\pi r_c^2 w}{32 \mu} p_s \quad (4.4)$$

式中: q_c ——零位泄露流量, m^3/s ;

w ——比例阀节流窗口面积梯度, m ;

u ——液压油的动力粘度, Pa/s ;

p_s ——供油压力, Pa ;

r_c ——阀芯与阀套的径向间隙, 通常取 $r_c = 5 \times 10^{-6}m$ 。

② 伺服比例阀参数计算

表 4.1 比例阀已知参数

Table 4.1 Known parameter of proportional valve

参数名称	符号	DG10	DG32	DG80	单位
	ΔP	7	10		MPa
最大输出流量	q_{\max}	100	470	3000	L/min
10MPa 零位泄漏量	q_c	0.4	0.2	0.7	L/min
线圈最大输出电流	I_{out}	3	2.6	2.6	A
截止频率	f	100	20	10	Hz
阻尼系数	ξ_n		0.6		
输入电流	I_{in}		4~20		mA
油液密度	ρ		900		Kg/m ³
油液运动粘度	ν		47.34×10^{-6}		m ² /s
油液动力粘度	u		0.0426		Pa/s
流量系数	C_d		0.62		
主缸初始工作容积	V		0.77		m ³
油液弹性模量	β_e		7×10^8		Pa

由式 4.4 可得阀口面积梯度:

$$w = \frac{32uq_c}{\pi r_c^2 p_s} \quad (4.5)$$

由式 4.3 可得伺服比例阀最大开口:

$$X_{v\max} = \frac{q_{\max}}{w_1 C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}} \quad (4.6)$$

例阀芯位移—电流增益:

$$K_v = \frac{x_{v\max}}{i_{\max}} \quad (4.7)$$

比例阀放大器增益:

$$K_a = \frac{I_{\text{out}}}{I_{\text{in}}} \quad (4.8)$$

伺服比例阀固有频率：

$$\omega_n = 2\pi f \quad (4.9)$$

根据表 4.1 中比例阀已知参数，由式 (4.5) ~ 式 (4.9) 计算的比例阀相关如表 4.2 所示。

表 4.2 比例阀计算参数

Table 4.2 Calculated parameters of proportional valve

参数名称	符号	DG10	DG32	DG80	单位
阀口面积梯度	w	0.01158	0.00578	0.0203	m
最大开口	X _v	1.87×10^{-3}	0.0147	0.0267	m
阀芯位移—电流增益	K _v	0.62×10^{-3}	5.65×10^{-3}	1.02×10^{-2}	m/A
比例放大器增益	K _a	0.375	0.325	0.325	A/mA
固有频率	ω_n	628.3	125.7	62.8	rad/s

DG10、DG32、DG80 阀的传递函数分别为：

$$G_{11}(S) = \frac{x_{v1}}{I} = \frac{0.62 \times 10^{-3}}{\frac{s^2}{628.3^2} + \frac{2 \times 0.6}{628.3} s + 1}$$

$$G_{12}(S) = \frac{x_{v2}}{I} = \frac{5.65 \times 10^{-3}}{\frac{s^2}{125.7^2} + \frac{2 \times 0.6}{125.7} s + 1}$$

$$G_{13}(S) = \frac{x_{v3}}{I} = \frac{1.02 \times 10^{-2}}{\frac{s^2}{62.8^2} + \frac{2 \times 0.6}{62.8} s + 1}$$

③ 伺服比例阀仿真

根据阀的传递函数以及阀口流量方程，可搭建如图 4.2 所示的 DG10 伺服比例阀仿真模型。其中 Subsystem 为方向切换模块，系统选用的比例阀输入信号为 4~20mA，其中 4~12mA 信号为回油方向，12~20mA 为进油方向，进油与回油时，由于阀口压差不一样，在同样给定输入信号状态下，两个方向的流量输出不一样，为此需要根据输入信号大小进行方向切换。DG32 和 DG80 阀的模型框架与 DG10 一致，只是相关参数不同。

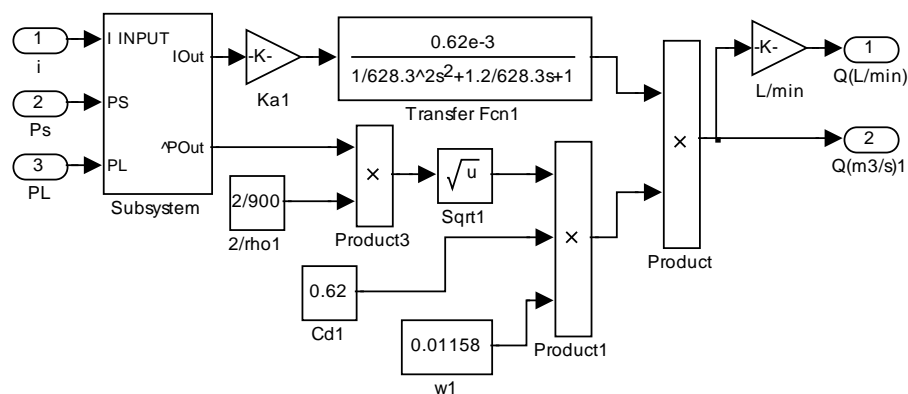


图 4.2 DG10 伺服比例阀仿真模型

Fig.4.2 Simulation mode of DG10 servo proportional valve

由搭建的模型，对 DG10 阀，测试其在阀口压差为 3MPa、7MPa 以及 28MPa 条件下的最大开口流量输出；对 DG32、DG80 阀，测试其在阀口压差为 5MPa、10MPa 以及 28MPa 条件下的最大开口流量输出，仿真结果如图 4.3 所示，表 4.3 为样本中给出的压差--输出流量参数。

表 4.3 样本中的压差--流量

Table 4.3 Differential pressure and flow in the sample

压差（MPa）	流量（L/min）		
	DG10	DG32	DG80
3	65	*	*
5	*	330	2100
7	100	*	*
10	*	470	3000
最大流量	160	850	5000
最大压差	31.5MPa		35MPa

注：*表示样本中未直接给出该压差下阀的输出流量

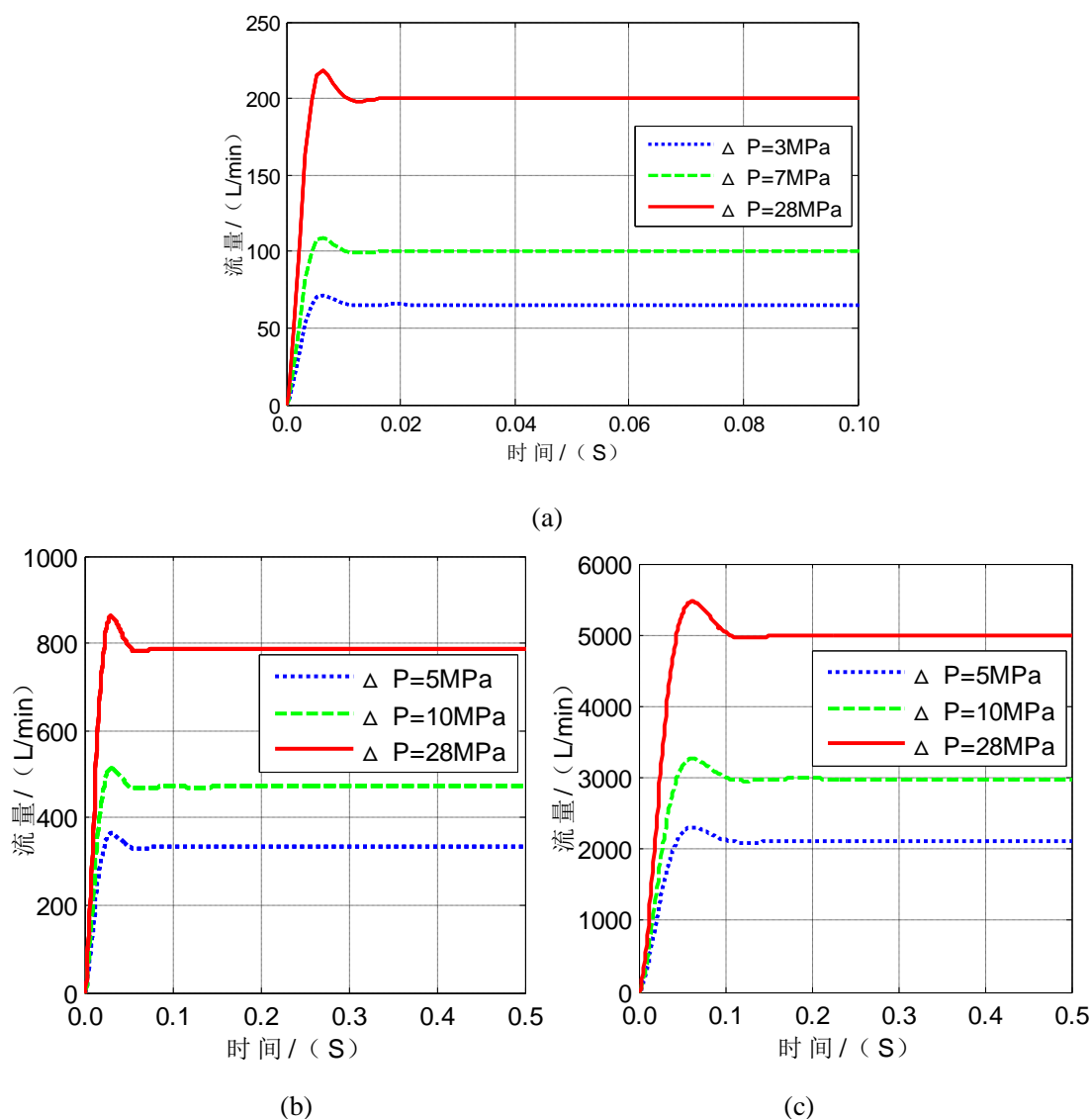


图 4.3 (a) DG10 压差-流量输出 (b) DG32 压差-流量输出 (c) DG80 压差-流量输出

Fig. 4.3 (a) Simulation of differential pressure and flow of DG10 (b) Simulation of differential pressure and flow of DG32 (c) Simulation of differential pressure and flow of DG80

通过与表 4.3 样本给出的在相关压差下阀的输出流量进行对比, 仿真结果基本吻合, 验证了仿真模型的可用性, 同时可以看出 DG10 阀的响应性最高。

4.1.2 工作缸模型

液压缸能将液压能转换为机械能, 有柱塞缸和活塞缸两种之分。20MN 复合材料液压机由于滑块行程较长, 缸筒内壁按高精度加工十分困难, 因此采用柱塞缸作为执行元件^[43]。

在建立工作缸模型时, 做以下假设^[44]:

- ① 缸工作腔内各点压力均等, 油液密度、温度为常数;

② 缸的泄漏视为层流形式，缸及管道内不存在空穴、饱和现象；

③ 连接管道短而粗，忽略管道的动态特性，不计管道内流体质量的影响，仅考虑管道内油液可压缩性的影响。

由可压缩流体的连续性方程，有：

$$q = A \frac{dx}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \frac{dP}{dt} + C_{tc} P \quad (4.10)$$

式中： A ——柱塞缸柱塞有效面积， m^2 ；

V ——加载液压缸，阀腔和连接管道的总容积， m^3 ；

β_e ——油液等效体积弹性模数， N/m^2 ；

V ——主缸初始容积， m^3 ；

C_{tc} ——系统总的泄露系数， $(m^3/s)/Pa$ ；

P ——系统压力， Pa 。

压机整个加压阶段，滑块下行的位移等于工件的变形量，这相对于柱塞缸的长度而言，可以忽略，故其增加的容积对系统加压的影响可以忽略，为简化分析，此处假设加压阶段，滑块位移 $x = 0$ ，则有：

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\beta_e}{V} (q - C_{tc} P) \quad (4.11)$$

根据式 4.11 以及比例插装阀的模型可建立主缸系统的仿真模型，如图 4.4 所示。

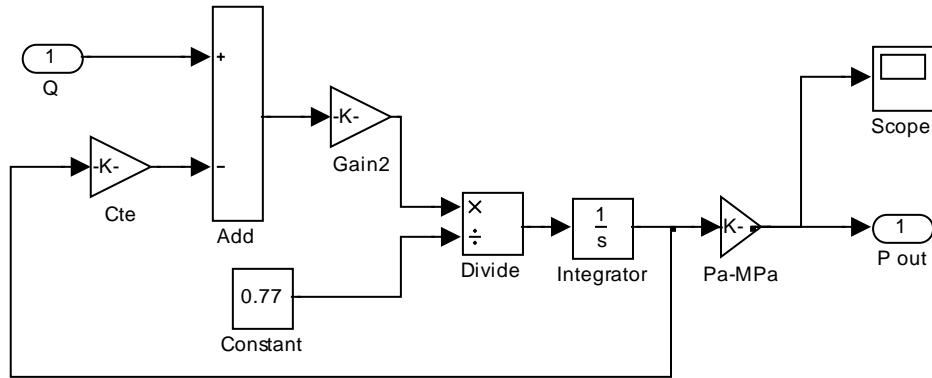


图 4.4 主缸系统仿真模型

Fig.4.4 Simulation model of main cylinder system

4.1.3 系统加压模型

将比例阀模型与工作缸模型封装，并分考虑系统泄露对加压过程的影响以及忽略系统泄露对加压的影响两种情况，可搭建如图 4.5 所示的系统加压模型。

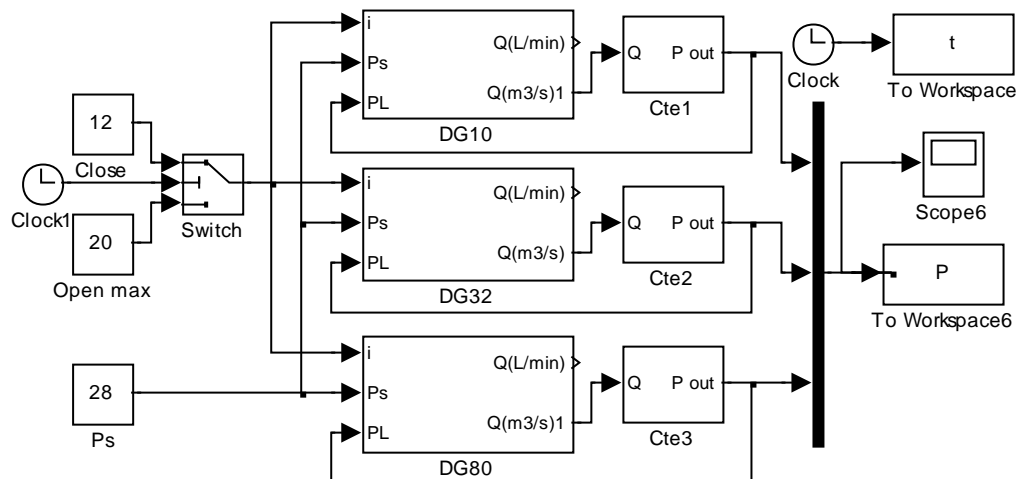


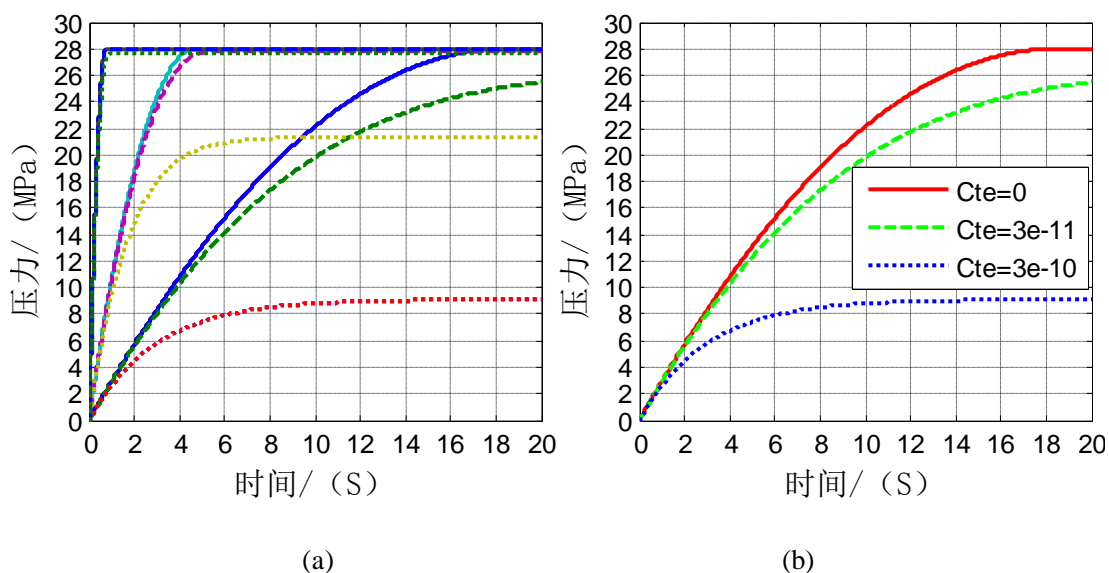
图 4.5 系统加压仿真模型

Fig.4.5 Simulation model of system compression

4.2 单阀加压仿真分析

4.2.1 液压系统泄漏对加压的影响

液压回路存在泄漏，会对加压过程产生影响。根据图 4.5 的加压仿真模型，对每个阀在供油压力 28MPa 以及最大开口条件下，取泄漏系数分别为 $Cte = 3 \times 10^{-10}$ 和 $Cte = 3 \times 10^{-11}$ 进行加压过程对比仿真测试。三个阀在 20S 加压时间过程中的不同泄漏系数条件下的压力变化曲线如图 4.6 所示。



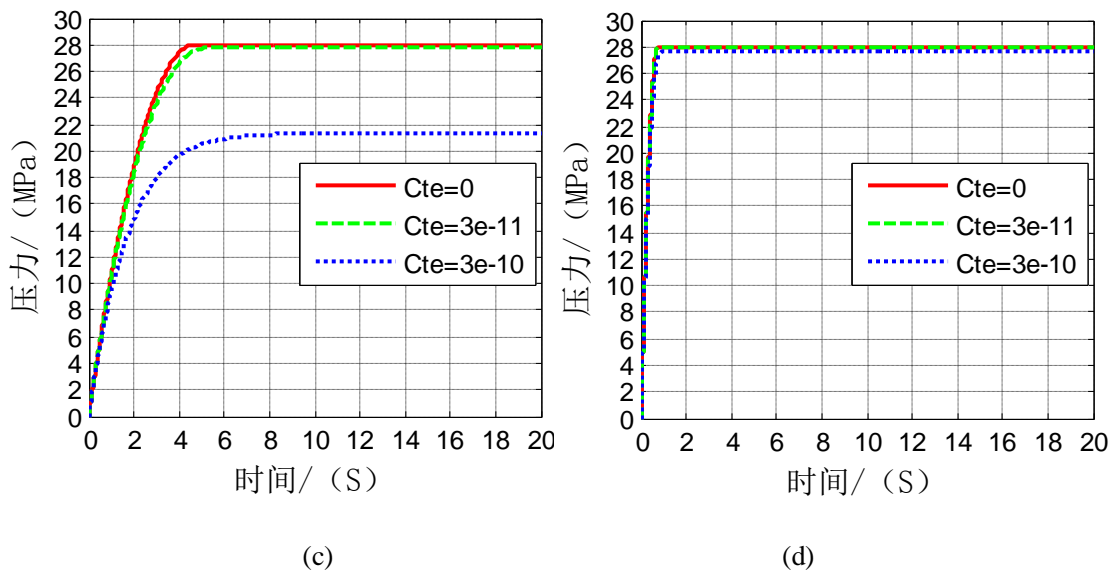


图 4.6 (a) 阀组加压对比(b) DG10 阀加压对比 (c) DG32 阀加压对比 (b) DG80 阀加压对比
Fig.4.6 (a) Comparison of Valve group compression (b) Comparison of DG10 Valve compression (c)
Comparison of DG32 Valve compression (d) Comparison of DG80 Valve compression

通过对图 4.6 进行分析，可得出以下结论，在 28MPa 恒压供油压力下：

① 阀口口径越大，加压速度越快。在无泄漏条件下，三个阀达到 28MPa 压力的时间分别为：DG80 阀 0.7S，DG32 阀 4.5S，DG10 阀 17.7S；

② 液压系统存在泄露会减缓加压速度，降低最大加压能力，且泄漏系数越大（即泄漏越严重），对加压速度及加压能力影响越大。通过对比阀在有泄漏与无泄漏条件下的加压曲线，可以看出无泄漏时的压力上升比有泄漏时快；并且在同一时刻，无泄漏情况下的压力值大于有泄漏时的值，泄漏系数越大，现象越明显，即影响越大；

③ 阀口径越小，泄漏对加压速度以及最大加压能力影响越大，且泄漏系数越大，对小阀的影响越明显。若用公式（4.12）来表征某一时刻泄漏对加压的影响，可得如图 4.7 所示的泄露影响曲线。

$$\mu = \frac{P_0 - P_1}{P_0} \times 100\% \quad (4.12)$$

式中： μ ——该时刻泄漏影响系数；

P_0 ——该时刻无泄漏的压力值，MPa；

P_1 ——该时刻有泄漏的压力值，MPa。

从加压影响曲线图 4.7 可以看出：泄漏系数越大，对阀加压影响越大。相同泄漏条件下，对小阀的影响最大。泄漏对加压的影响趋势为先呈线性增大再减小，最后趋于平稳，这是由于开始阶段，同一时刻，无泄漏与有泄漏的压力差值呈线

性增大，当无泄漏压力值达到最大时，存在泄露的压力值还处于上升过程，两者差值开始呈减小趋势，到达某一时刻，当存在泄露影响的压力值也达到最大时，两者差值不再变化，故其影响为先增后减最后稳定的趋势。

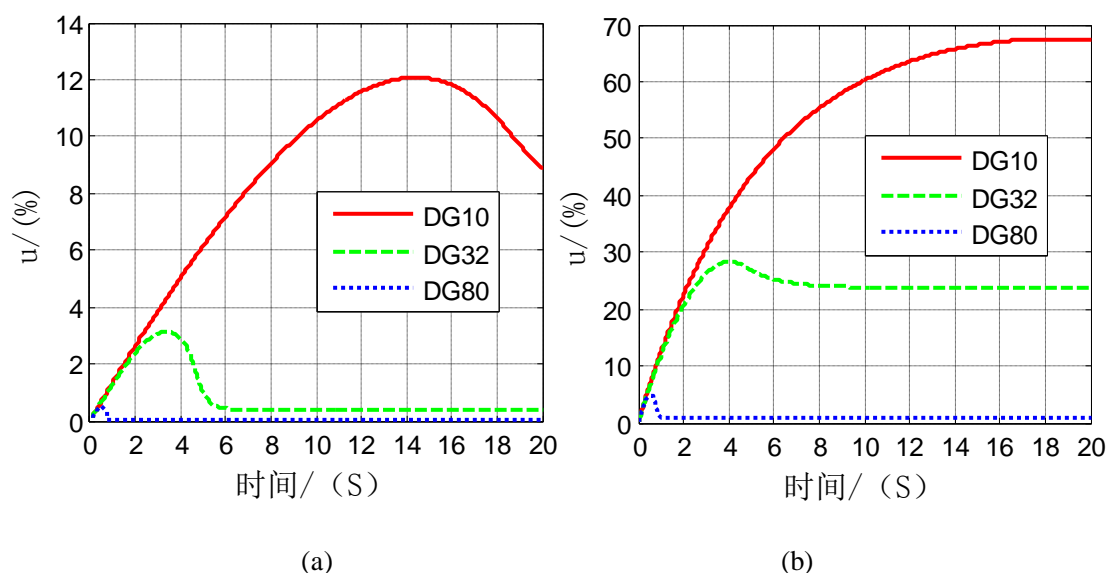


图 4.7 (a) 泄漏系数 $Cte = 3 \times 10^{-11}$ 时的加压影响曲线 (b) 泄漏系数 $Cte = 3 \times 10^{-10}$ 时的加压影响曲线

Fig.4.7 (a) Compression effect with leakage coefficient $3e-11$ (b) Compression effect with leakage coefficient $3e-10$

通过图 4.6(a)分析，当系统泄漏系数 $Cte = 3 \times 10^{-11}$ 时，在 0.5S 的加压过程中，泄漏对加压的影响可以忽略。根据现场测量，系统泄露系数接近 $Cte = 3 \times 10^{-12}$ ，小于仿真时的泄漏系数，后续对加压的研究忽略泄露影响。

4.2.2 单阀 0.5S 最大加压能力测试

系统要求合模接触后 0.5S 从零压升到满压 (25MPa)，为此在 28MPa 恒压供油以及阀最大开口的条件下，通过仿真测试各阀在 0.5S 时间的最大加压能力，0.5S 后各阀处于关闭状态，仿真曲线如图 4.8 所示，表 4.4 为每个阀在 0.5S 时的压力值。

表 4.4 0.5S 时间每个阀的压力值

Table 4.4 Pressure value of each valve at 0.5S

T=0.5S	DG10	DG32	DG80
压力值 (MPa)	1.49	5.65	25.05

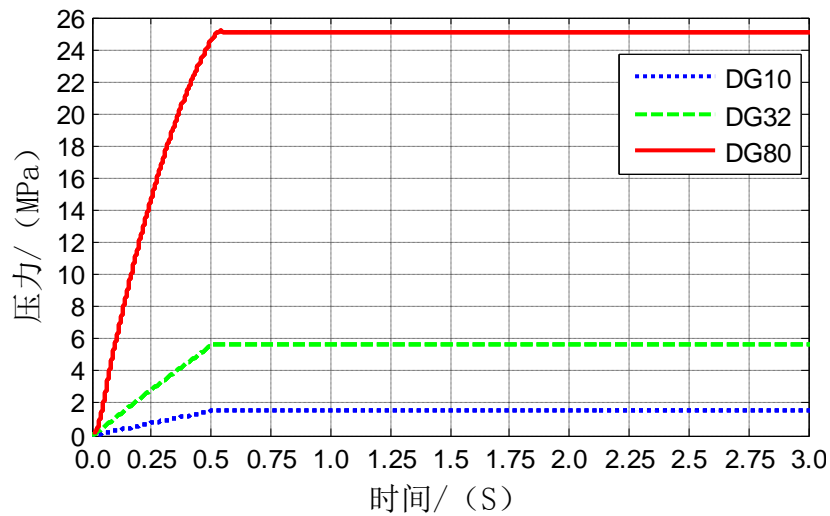


图 4.8 单阀 0.5S 加压曲线

Fig.4.8 Single valve compression at 0.5S

通过仿真数据我们可以得出以下结论：

① 单阀加压难以实现 0.5S 完成加压的技术要求。在无泄漏条件理想条件下，0.5S 时间内单阀的最大加压能力为 25.05MPa，在实际过程中，由于管道漏油、供油压力不恒定、外力扰动等复杂因素影响下，单独的阀难以实现 0.5S 完成加压的技术要求。

② 系统 25MPa 加压，需由多阀并联实现。由于单阀加压速度难以达到要求，所以加压时需采取多阀并联的策略来提高加压速度。

③ 并联加压阀组组合有 DG10 阀+DG80 阀；DG32 阀+DG80 阀；DG10 阀+DG32 阀+DG80 阀三种方式。

④ 最后实现保压功能的阀，在加压过程中，正向（进油）开启，即参与加压，有利于实现快速保压。若实现保压功能的阀在加压阶段开启，加压完成后直接进入保压阶段，可加缩短阀的开启时间，从而加快保压速度。

4.3 并联加压仿真分析

4.3.1 加压保压阀组确定

① 保压阀

表 4.5 为各比例阀参数，在保压阶段，系统流量输出较小，为保证保压的快速性及稳定性，选用高频响的 DG10 伺服比例阀更合适。

表 4.5 阀组的参数

Table 4.5 Parameters of valve group

阀	DG10	DG32	DG80
最大流 (L/min)	160	850	5000
响应时间 (ms)	15	25	31
滞环		0.1%	
零漂 ($T=40\text{ }^{\circ}C$)		1%	

② 加压阀

通过 4.3.2 节分析，系统要实现 0.5S 完成 25MPa 加压，采取的阀组并联方式有 3 种，同时需含有保压时的 DG10 阀，故最终满足要求的组合只有：DG10 阀+DG80 阀和 DG10 阀+DG32 阀+DG80 阀两种情况。

4.3.2 系统并联加压仿真

由于实际工况存在泄露，故只研究存在泄露时的并联加压情况，为确定最终的并联加压阀组合情况，搭建如图 4.9 所示的阀组并联加压仿真模型，在 $T=0.5S$ 时，各阀关闭，得如图 4.10 所示的多阀并联加压曲线。

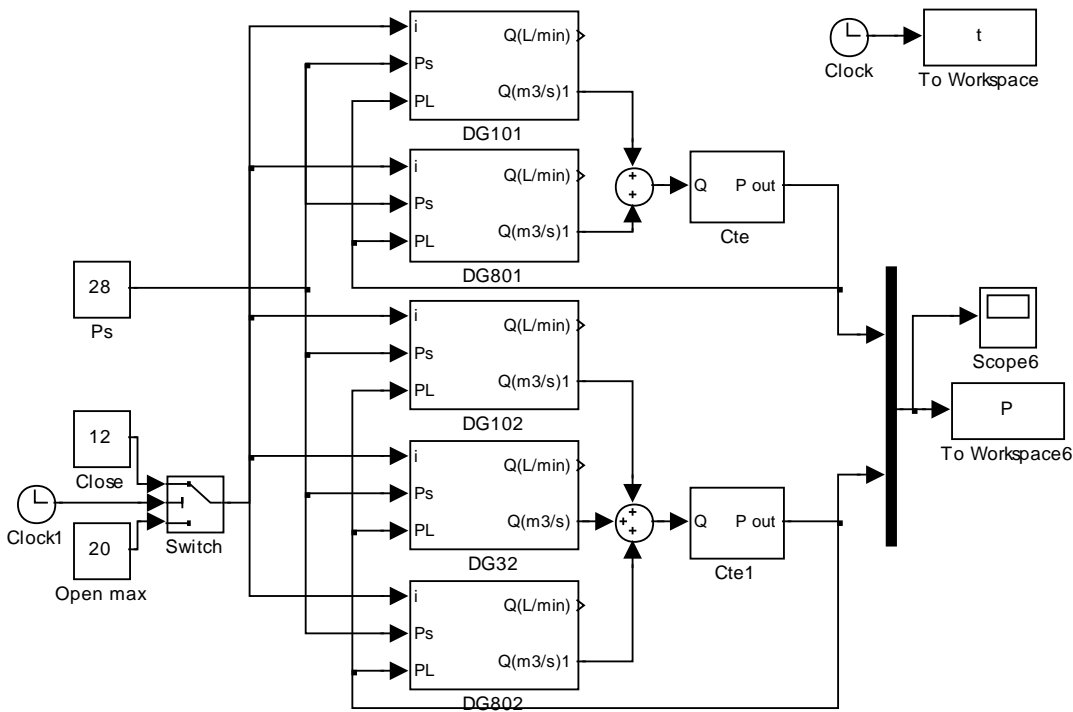


图 4.9 多阀并联加压仿真模型

Fig.4.9 Simulation model of multi valve parallel compression

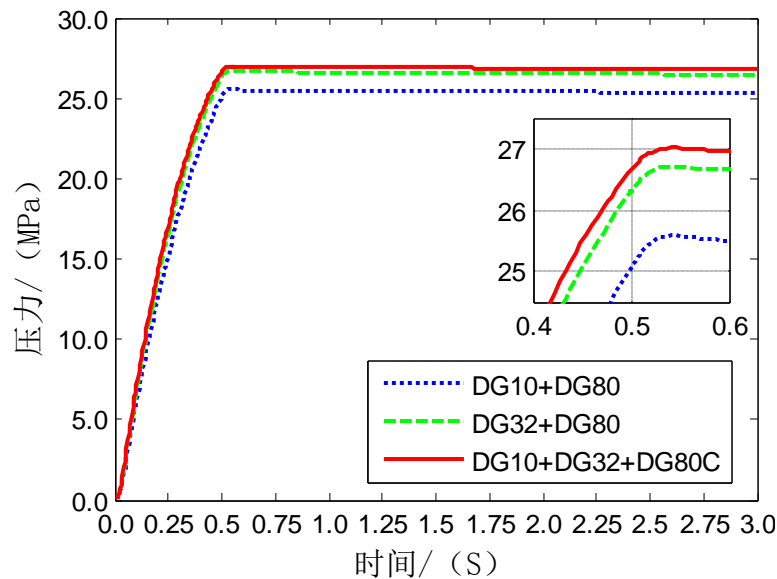


图 4.10 多阀并联加压仿真曲线

Fig.4.10 Simulation curve of multi valve parallel compression

通过仿真曲线可以得出以下结论：

① 系统 0.5S 实现 25MPa 加压，阀组并联最佳组合为 DG10 阀+DG32 阀+DG80 阀。从曲线可以看出，DG10 阀+DG80 阀并联加压，在 0.5S 时压力值为 25.5MPa，只比要求的压力高出 0.5MPa，考虑到实际情况的复杂性，该组合的最大压力不能满足系统要求，而 DG10 阀+DG32 阀+DG80 阀组合的压力为 27.0MPa 能够满足。

② DG32 阀+DG80 阀和 DG10 阀+DG32 阀+DG80 阀两种方式并联加压方式在 0.5S 时的压力值分别为 26.7MPa 和 27.0MPa，可以看出 DG10 阀在加压过程中起的作用很小，为加快保压调整时间，此阀在加压过程中不必开到最大。

③ 多阀并联加压，不等同于单阀加压的数值累加。一方面是因为相对于 DG10 与 DG32 两个小阀而言，多阀并联加压的压力比单阀加压上升更快，在同样 0.5S 时间内，压差减小更快，这两个阀的流量输出总量减少；另一方面则是因为即使在相同的输出流量条件下，系统压力初值不一样，引起的压力增加也不一样。并联加压每一时刻的压力值都比阀 DG10、DG32 单独加压时的压力值更高，在相同输出流量条件下，阀 DG10、DG32 并联加压时引起的压力增量低于单独加压时单阀引起的压力增。这就导致在同样 0.5S 时间内，阀 DG10、DG32 的压力输出能力下降了，对于大阀 DG80 而言，多阀并联加压速度与其单独加压速度差别不大，对其加压能力影响较小而已，所以多阀并联加压，不等同于单阀加压的数值累加。

4.3.3 并联加压对阀输出流量的影响

并联加压与单独加压，对于各个阀来讲，主要的区别在于反馈压力变化不同，

并联加压压力反馈上升更快，导致阀口压差减小更快，这对小阀 DG10、DG32 的流量输出会产生较大的影响。图 4.11 为阀并联与单独加压的输出流量曲线。

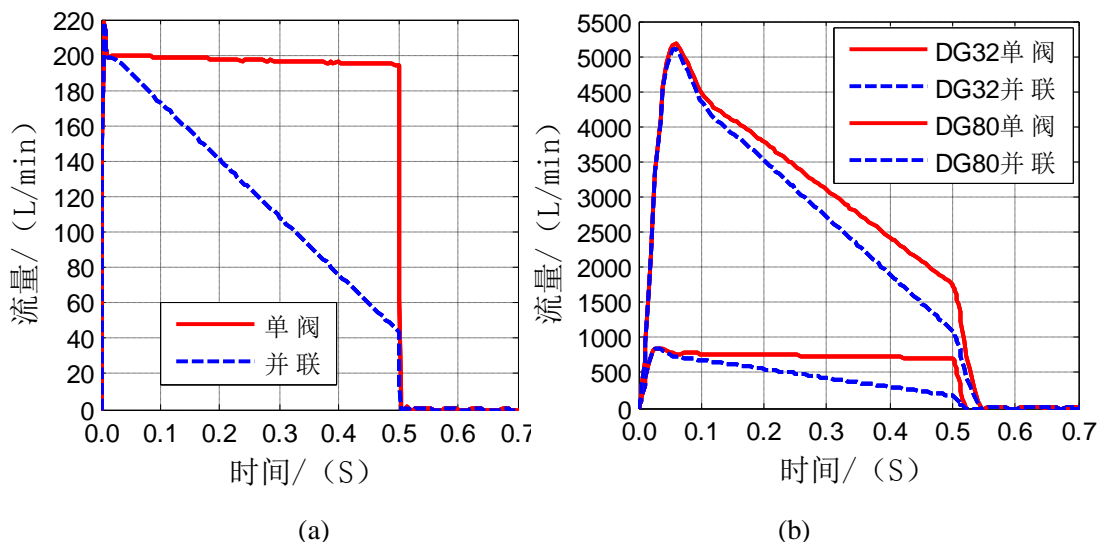


图 4.11 (a) DG10 阀输出流量对比 (b) DG32、DG80 阀输出流量对比

Fig.4.11 (a) Output flow comparison of DG10 (b) Output flow comparison of DG32 (c) Output flow comparison of DG80

通过对比可以发现，小阀 DG10 与 DG32 相对于单独加压，在并联加压过程中由于系统压力快速上升，阀口压差急剧下降，阀的输出流量也快速下降；大阀 DG80 单独加压的速度与并联加压的速度相差不大，两种情况阀口压差相差较小，所以在两种情况下其流量输出能力相差不大。

4.4 基于 PID 的变增益加压保压比例控制

4.4.1 PID 控制原理

工业控制过程中，要求控制对象如温度、压力、流量、液位等维持在一定值上，或按一定的规律变化，以满足生产工艺的需要。PID 控制器根据 PID 控制原理对控制系统进行偏差调节，使被控变量的实际值与要求的预定值一致^[45,46]。PID 控制原理如图 4.12 所示。

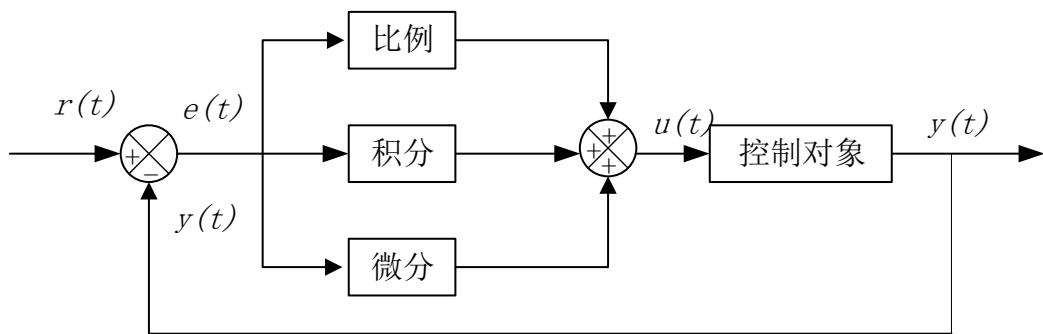


图 4.12 PID 控制原理图框图

Fig4.12 Principle diagram of PID controller

PID 控制器及被控对象构成控制系统的主要部分，它是一种线性控制器，根据设定目标值 $r(t)$ 及实际输出反馈值 $y(t)$ 构成控制偏差信号 $e(t)$ ，将偏差信号 $e(t)$ 经过比例、积分和微分环节通过线性组合形成控制量 $u(t)$ ，实现对象的控制^[47, 48]。控制器的输入输出关系可用式(4.13)表示：

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{1}{K_i} \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (4.13)$$

式中 K_p —— 比例系数；

K_i —— 积分系数；

K_d —— 微分系数。

4.4.2 PID 参数功能

① 比例系数 K_p 对系统性能的影响

比例环节的能够对偏差瞬间作出反应，偏差一旦产生控制器立即工作，使被控对象向减小偏差方向变化^[49]。控制作用的强弱取决于比例系数 K_p ，比例系数 K_p 越大，控制作用越强，过渡时间越短，控制过程的静态偏差也越小；但 K_p 越大，越容易产生振荡，系统越不稳定。

② 积分系数 K_i 对系统性能的影响

系统只要存在偏差，积分作用就不断增加，只有在偏差 $e(t) = 0$ 时，积分作用才消除，故 PID 控制器中的积分环节能够消除系统偏差，但也会降低系统响应速度，增加系统超调量^[50, 51]。积分系数越大，积分的积累作用越弱，此时系统在过渡时不会产生振荡。增大积分系数会减慢消除静态误差的过程，增加消除偏差的时间，但可以减小超调量，增强系统稳定性。积分系数 K_i 越小，积分作用越强，系统过渡中可能产生振荡，但能减小消除偏差的时间。

③ 微分系数 K_d 对系统性能的影响

控制系统除了希望消除静态误差外，还需加快调节过程。在偏差出现或变化

瞬间, 不仅需由比例环节立即对偏差量做出响应, 还要根据偏差变化的趋势预先给出适当的纠正, 为实现这一功能, 可在PI控制基础上加入微分环节。

微分环节的能够阻止偏差变化, 根据偏差变化趋势就行控制。偏差变化越快, 微分输出越大, 并在偏差值增大前就行修正。微分作用的引入有助于减小超调量, 克服振荡, 使系统趋于稳定, 加快系统跟踪速度。但微分作用对输入信号的噪声很敏感, 对噪声较大的系统一般不使用微分, 或在微分起作用前先对输入信号进行滤波处理。由于本文研究的控制对象为系统压力, 其值存在不间断的微小波动, 加入微分环节会造成调节干扰, 故在压力控制过程中不考虑微分环节。

4.4.3 加压保压变增益比例控制

① 阀组最大开口 25MPa 加压

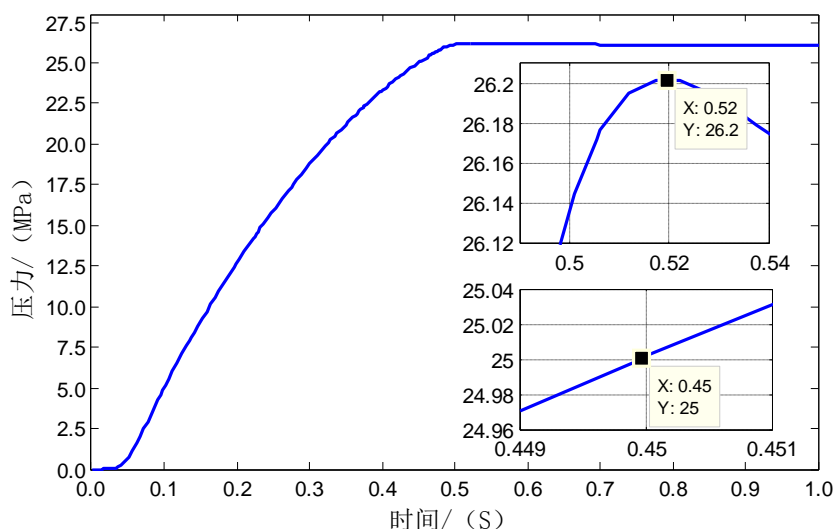


图 4.13 阀组最大开口 25MPa 加压

Fig.4.13 Valve group maximum opening compression to 25MPa

在供油压力 28MPa 条件下, DG10、DG32、DG80 三个阀开到最大, 当系统压力达到 25MPa 时关闭阀组, 系统加压曲线如图 4.13 所示。在这种控制方式下, 系统加压速度最快, 同时加压超调量也将是最大。通过加压曲线可以看出, 系统最快 25MPa 加压时间为 0.45S, 在最快加压速度方式下, 系统超调量为 1.2MPa。

② 比例加压控制

系统加压阶段要求建压速度快、超调量小。阀组全开的加压方式, 虽然加压速度达到最快, 但存在较大的超调量。由于 PID 控制积分环节会降低系统响应速度, 增加系统超调量, 为此只采取比例控制的方式, 在保证加压速度的同时, 将超调量控制在一定的范围, 为快速稳定保压提供可能。比例控制加压仿真模型如图 4.14 所示, 其中在阀输入信号前加入阀的响应延迟, 不同比例系数下系统加压

曲线如图 4.15 所示，不同比例系数 25MPa 加压时间及超调量如表 4.4 所示。

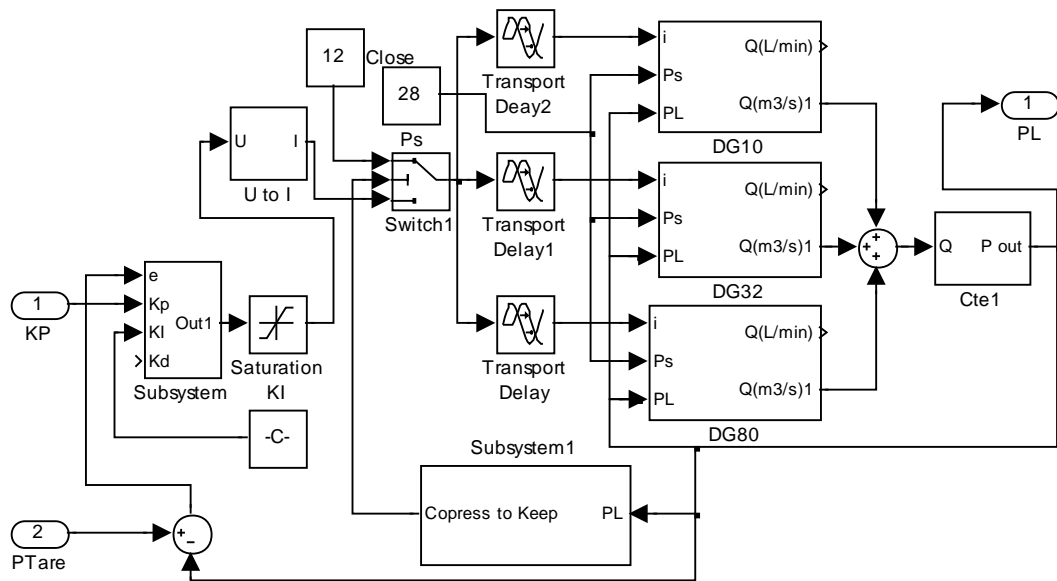


图 4.14 比例控制加压仿真模型

Fig.4.14 Compressionsimulation modelof proportional control

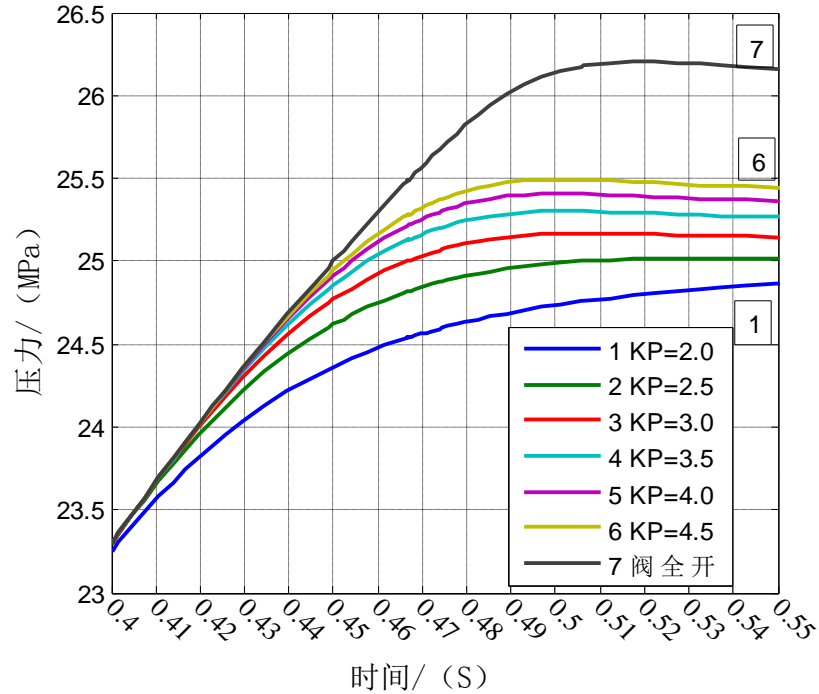


图 4.15 不同比例系数加压对比

Fig.4.15 Compressioncomparison of different proportion coefficient

表 4.6 比例控制 25MPa 加压的时间及超调量

Table 4.6 The compression time and overshoot of proportional control to 25MPa

比例系数 KP	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	阀全开
加压时间 (S)	0.916	0.506	0.466	0.457	0.454	0.452	0.450
最大压 (MPa)	24.99	25.01	25.17	25.30	26.40	25.48	26.20
超调 (MPa)	-0.01	0.01	0.17	0.30	0.40	0.48	1.20

从仿真结果来看, 当比例参数 K_P 大于 4.5, 其加压速度基本达到极限, 再随着 K_P 的增大, 超调量继续增大, 故加压比例控制比例系数 K_P 值最大取 4.5 较合适。同时以加压时间 0.5S 为界限, 加压比例控制比例系数最小值取 2.5 较合适。

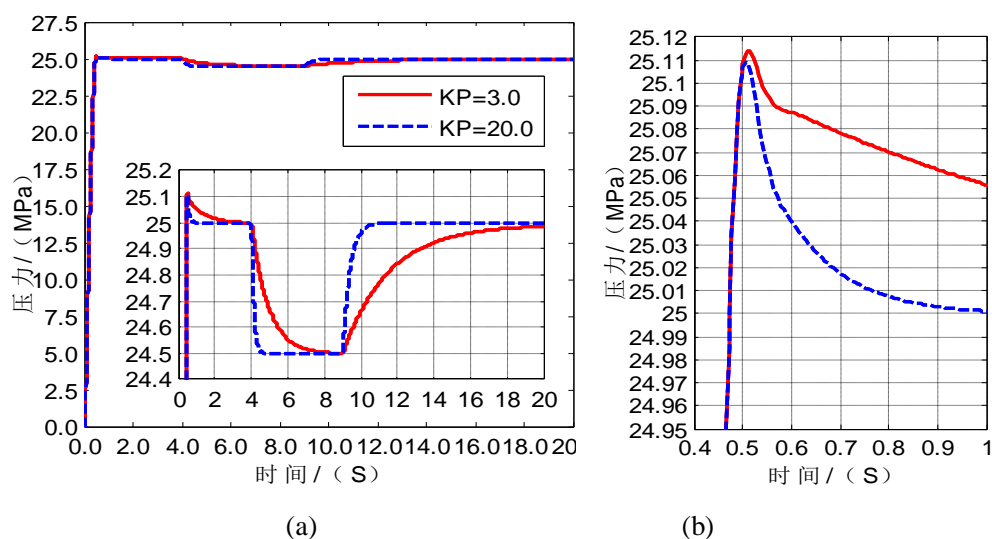
从加压速度与超调量两方面均衡考虑, 系统加压比例控制系数取 $K_P=3.0$, 此时 25MPa 加压时间为 0.466S (包含阀的响应时间), 超调量为 0.17MPa, 能够满足系统要求的合模接触后 0.5S 从零压升到满压 25MPa 的要求。

③ 加压保压变增益比例控制

系统加压阶段 DG10、DG32、DG80 三个伺服比例阀全部工作, 保压阶段只有 DG10 阀工作, 且加压阶段阀口压差大于保压阶段的阀口压差, 故保压时系统的增益小于加压阶段的增益。

若保压阶段与加压时的比例系数 K_P 一致, 则在满足快速加压的条件下, 系统保压响应较慢; 若在保证保压响应性的条件下, 则加压超调将大幅增加, 故采取加压与保压变增益的方式来实现快速、超调量小的加压以及快速稳定的保压。

通过前面分析, 系统加压 $K_P=3.0$, 图 4.16 为保压阶段不变增益与变增益对压力波动响应的对比图, 在 4S 时将系统压力设置为 24.5MPa, 9S 时将系统压力设置为 25.5MPa 以检测系统响应性。



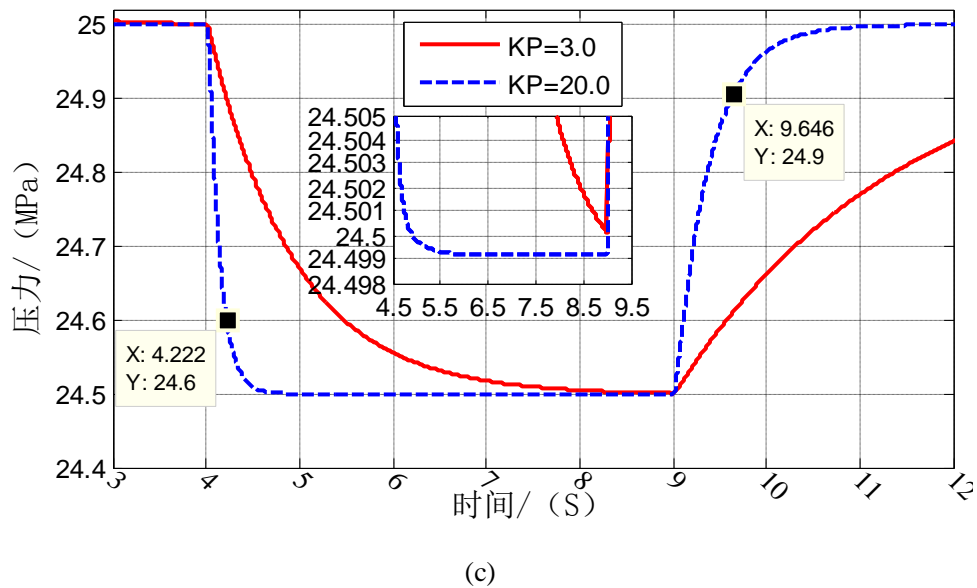


图 4.16 (a) 保压阶段不变增益与变增益对压力波动响应的对比图 (b) 加压进入保压的局部放大图 (c) 压力波动响应局部放大图

Fig.4.16 (a) Comparison of the response of pressure fluctuation with constant gain and variable gain in the stage of keeping pressure (b) Magnification of compression to keep stage (c) Magnification of respond to pressure fluctuation

通过图 4.16(c)可以看出, 满足加压要求的比例系数 $KP=3.0$, 不能满足保压的快速性要求; 保压阶段, 比例系数取 $KP=20$, 能够对系统当前压力增大(等同于仿真时设定目标值减小)与系统当前压力减小(等同于仿真时设定目标值增大)两种变化做出快速调整, 即能够满足系统保压控制要求。

由于建模时忽略了工件变形、油路管道等影响因素, 只采取比例调节, 保压控制的稳态误差为 0.01MPa , 已满足系统 $\pm 0.1\text{MPa}$ 的控制要求, 故仿真研究未加入积分调节。

4.5 本章小结

本章对 20MN 复合材料液压机加压、保压系统进行了建模仿真研究。首先建立了主缸回路伺服比例控制阀组以及主缸的数学模型, 在此基础上得到了加压、保压控制仿真模型, 并将仿真得到的各阀压差-流量输出曲线与比例阀样本给出的数据进行对比分析, 验证了比例阀模型的可行性。然后研究了回路泄漏对单阀加压速度及加压能力的影响, 仿真测试了 0.5s 时间内每个阀的加压能力, 以此确定了 DG10 阀、DG32 阀、DG80 阀并联加压的方案, 最后提出了基于 PID 的加压保压变增益比例控制方案, 通过对比仿真给出了加压、保压阶段的比例控制参数。

5 软件设计及试运行测试

5.1 关键过程控制策略及软件设计

5.1.1 主程序设计

复合材料液压机控制方式分为手动、半自动和联动三种方式，软件采用结构化编程方法，根据工艺要求，将主程序分为报警保护、启动准备、调试、手动、半自动和联动，每部分再根据工艺流程进行功能块编程。主程序流程图如图 5.1 所示。

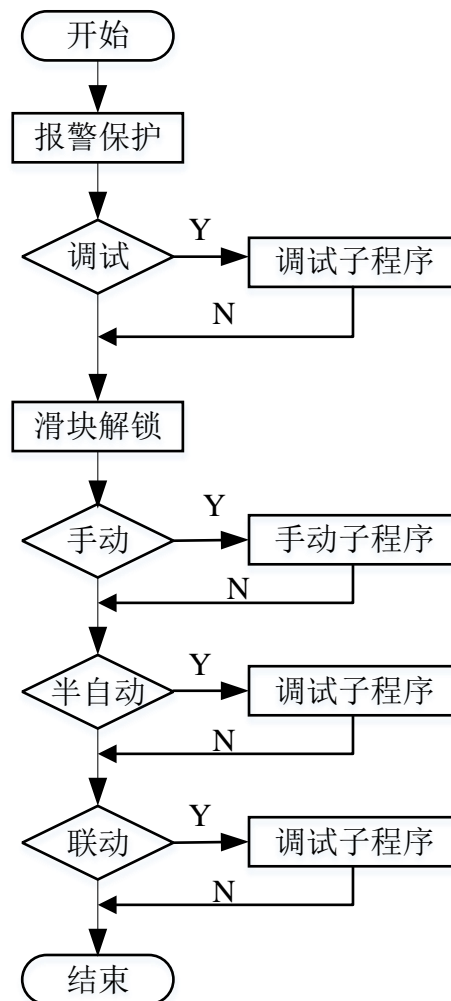


图 5.1 主程序流程图

Fig.5.1 Main program flow chart of PLC control system

手动模式主要实现单步运行功能，主要包括滑块解锁、无压快下及减速停止、滑块慢速下行、加压保压、慢回回程以及滑块快速回程等工步。手动模式为开环

控制，每一个工步在触摸屏上设置有手动按钮，以及每步的工艺参数。半自动模式将所有单步动作串联，由双手按钮启动，直到进入加压动作后才松开，加压保压完成后进入自动泄压阶段，然后滑块自动回程，到达上设定位置，锁紧缸伸出，滑块锁紧，完成一次半自动循环。联动模式由总控系统通过 DP 总线完成对整个半自动循环的操作，联动模式流程图如图 5.2 所示。

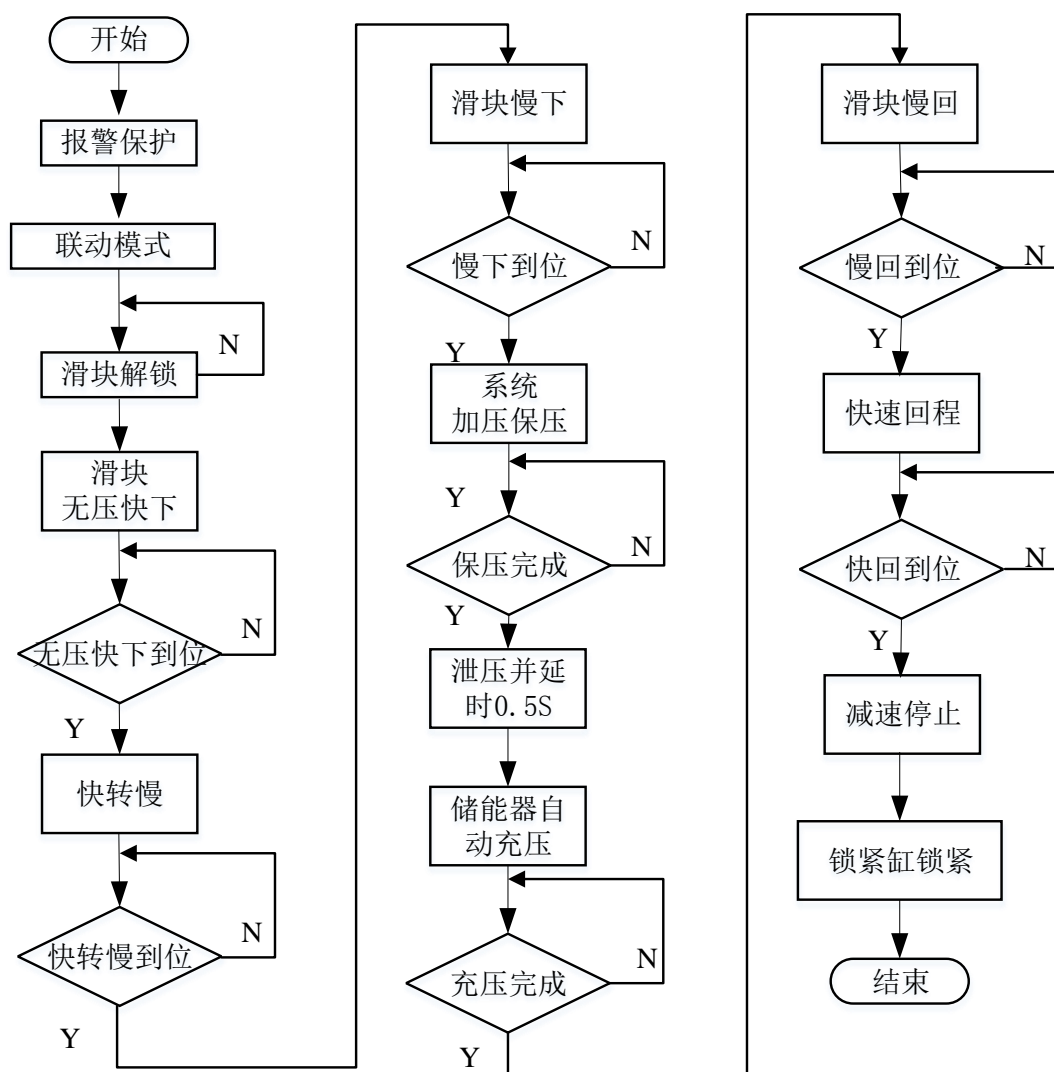


图 5.2 联动模式控制流程图

Fig.5.2 Linkage mode control flow chart

5.1.2 滑块无压快下及快速回程控制

滑块无压快下由回程缸比例流量阀控制，在滑块重量足够的情况下，要求在 80mm 距离内以快速柔性起动的方式速度达到 800mm/s。在前期试运行调试阶段，无压快下与快速回程时，回程比例阀采用阶跃开启策略，即直接给定相应速度对

应的开口，以此测量比例阀输入信号与滑块运动速度的关系，为后期采取合适的控制策略提供参考依据。

5.1.3 滑块快转慢控制

滑块快转慢是系统控制的关键点之一，要在短距离内实现高、低速的平稳、快速切换，这对液压机这种大惯量、高速运动机构来说是一个难点，需要从控制策略上加以完善。

本系统要求滑块在 80mm 距离内，实现速度由最高的 800mm/s 减速到 80mm/s。在前期试运行调试阶段，回程缸比例阀采取柔性关闭的控制策略来实现滑块快转慢控制，以此探索快转慢的规律，为后期采取合适的控制策略提供依据。柔性关闭是指比例阀控制信号在设定时间内由最大开口平缓减小到最小开口，过渡曲线可以是斜坡曲线或者二次抛物线，这种控制方式可以实现高速到低速的平稳切换。系统采取斜坡曲线过渡的方式，来实现快转慢控制。基于 PLC 扫描周期的斜坡曲线控制程序图如图 5.3 所示。

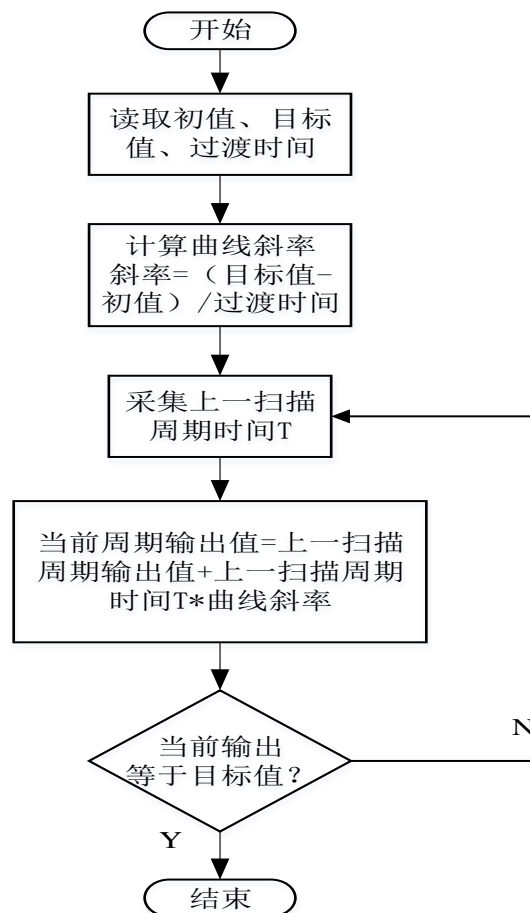


图 5.3 斜坡曲线输出控制流程图

Fig.5.3 Slope output control flow chart

5.1.4 滑块慢速下行及慢速回程控制

滑块慢下和慢回前期控制采用 S7-300 编程软件自带的 PID 控制模块实现速度闭环控制。PID 调节原理如图 5.4 所示。

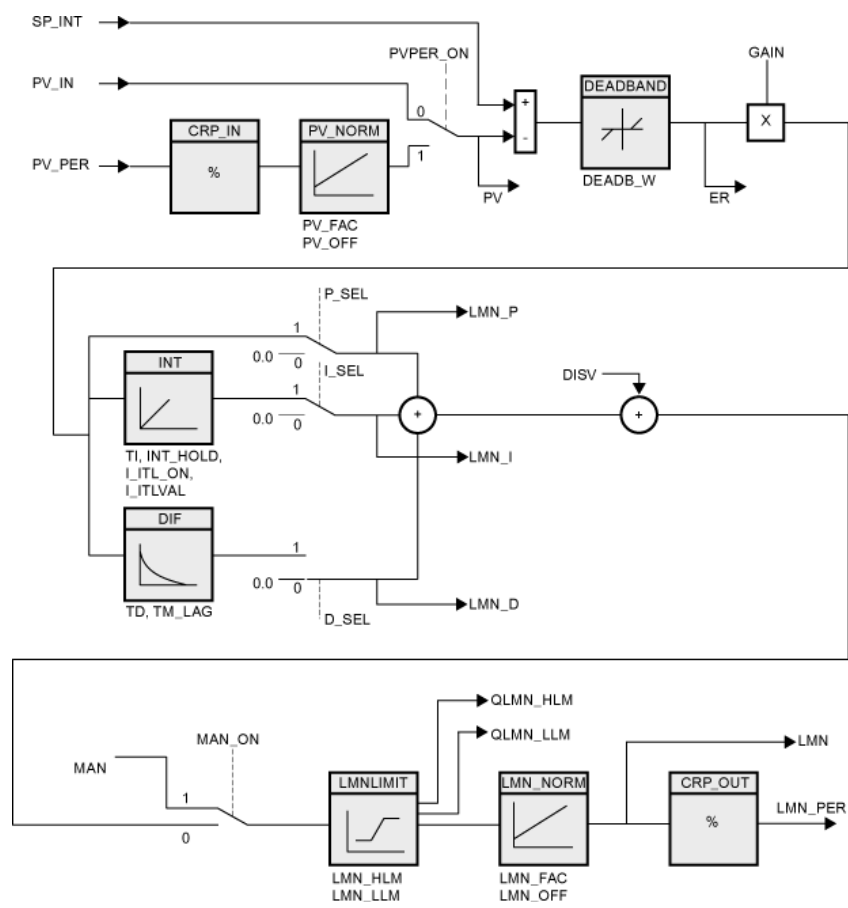


图 5.4 PID 控制器原理图

Fig.5.4 Schematic diagram of PID controller

图 5.4 中 SP_INT 为目标值输入接口, PV_IN 为过程值数字量直接反馈, PV_PER 为反馈通道模拟量反馈, 本系统位移传感器测量的速度反馈为数字量直接反馈, 故 PVPER_ON 为 0。GAIN 为比例环节, INT 模块为积分处理模块, DIF 为微分处理模块。可由 P_SEL、I_SEL、D_SEL 接口设置系统的调节类型, 有 P、PI、PID 控制模式。20MN 复合材料液压机慢下及慢回控制, 采取 PI 控制模式, 微分环节对速度波动比较敏感, 容易造成调节干扰, 故本系统不采取微分控制。

5.1.5 移动操作台及吊臂界面设计

移动操作台如图 5.5(a)所示, 主要实现半自动操作, 设置有双手启动等按钮。移动操作台离 PLC 控制柜较近, 其信号直接与主控 PLC 的输入输出模块相连。吊臂操作台如图 5.5(b)所示, 主要实现泵组启停、指示信号输出、信息交互等功能,

触摸屏安装在吊臂操作箱上，便于实现手动操作及参数设置修改等功能。

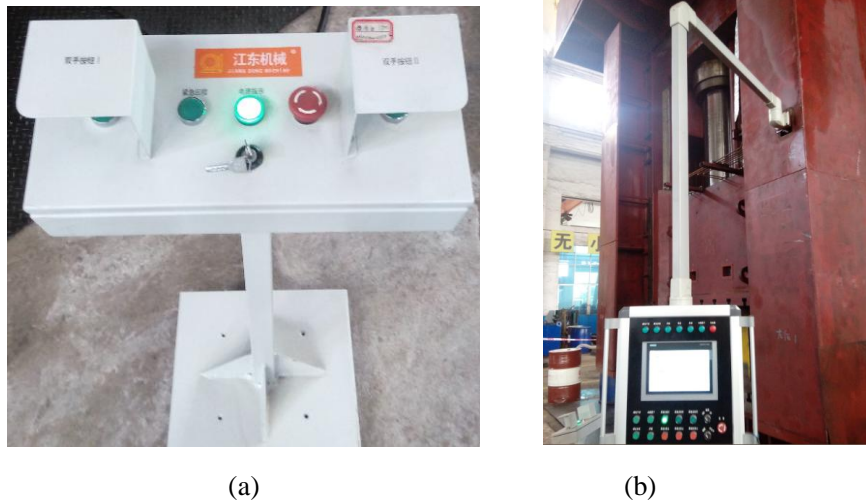


图 5.5 (a) 移动操作台 (b) 吊臂操作台

Fig.5.5 (a) Mobile station (b) davit armstation

5.2 人机界面设计

复合材料液压机系统的开发需要经历一个逐步完善解决的过程，直至最终满足设计时的技术要求。在满足压机基本运行的前提下，还需为下阶段的开发积累经验，提供必要的支撑，为此在前期开发过程中设计了丰富的数据测试界面。

5.2.1 显示输出界面

压机在运行过程中，系统压力、当前工作模式、当前电磁阀输出等关键数据及状态需实时显示，为此复合材料液压机人机交互界面设计中，将这些数据显示编辑在模板界面中，后续每一张画面均以此为模板，以此实现关键信息全局显示，全局显示信息如图 5.6 所示。

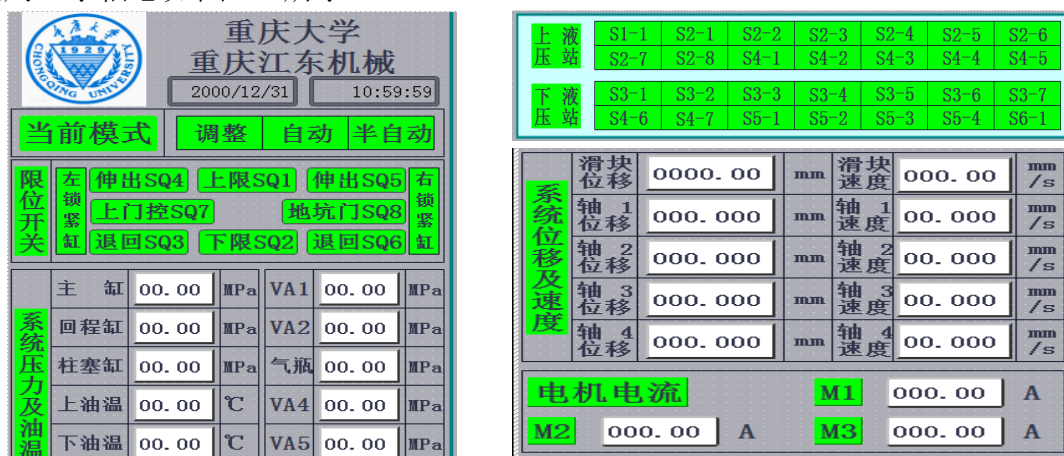


图 5.6 全局显示信息

Fig.5.6 Global display information

5.2.2 点动调试界面

在现场完成接线工作后，各项检查无误后，开始上电调试。在确认通信连接等正常后，需检查确认程序 IO 分配与实际元件是否一一对应，再对一些关键动作进行点动操作，确认无误后，方可进行单步调试。复合材料液压机前期点动调试界面如图 5.7 所示，主要包括电磁阀手动调试、储能器手动充压等功能。

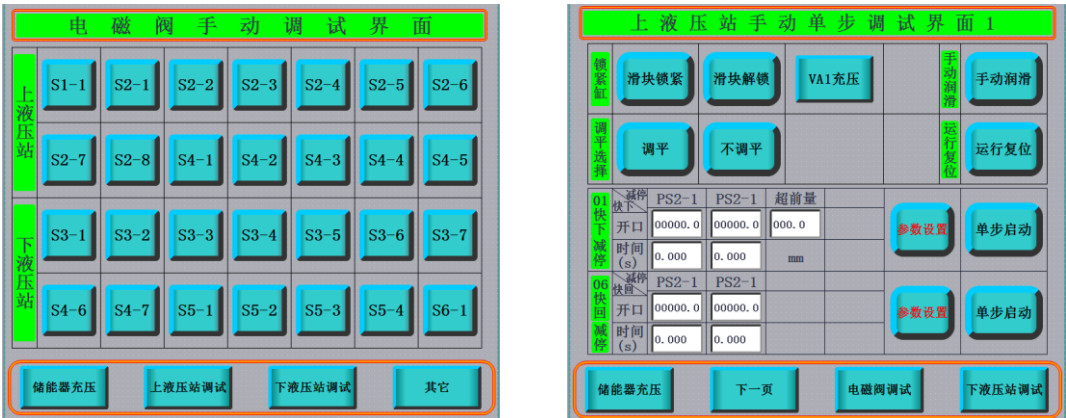


图 5.7 点动调试界面

Fig.5.7 Manual debugging interface

5.2.3 单步调试界面

完成点动调试后，在单机自动运行前，需对每一步工艺动作进行调试。根据工艺动作，复合材料液压机可划分为无压快下及减速停止、快速回程及减速停止、慢速下行、加压保压、泄压、快速开模等单步动作。人机交互界面设计时，每一步动作设置相应的控制参数设置窗口，可以根据调试需要进行设置，得到不同的运行参数，为后期控制提供相应的数据支撑。单步调试界面如图 5.8 所示。



图 5.8 单步调试界面

Fig.5.8 Single step debug interface

5.2.4 参数设置界面

复合材料液压机相关控制性能要求较为苛刻，控制难点较多，其开发需逐步完善优化。在前期开发过程中，在保证压机可靠运行的前提下，需尽为后期提供更多的理论、数据支撑。为此在设计了较为全面的参数设置窗口，如图 5.9 所示，其中包括各储能器参数，各步动作的位置、压力参数，各比例阀参数等设置窗口。

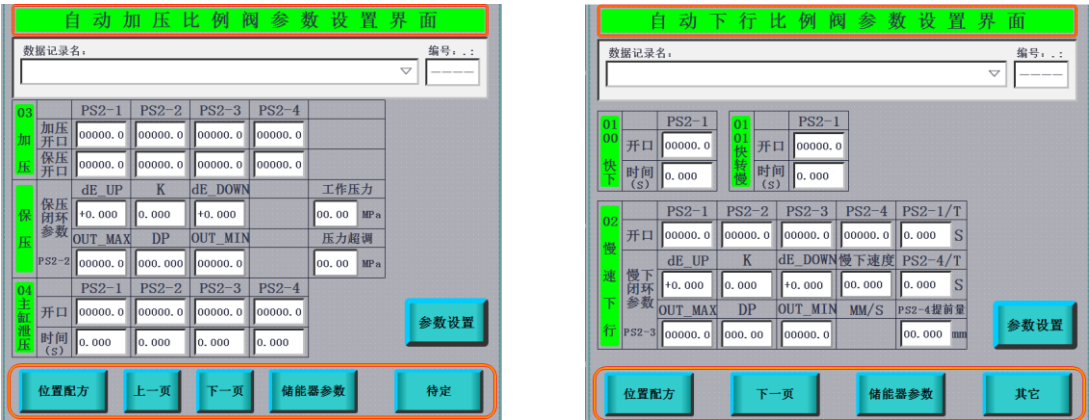


图 5.9 参数设置界面

Fig.5.9 Parameter setting interface

5.2.5 状态监控界面

压机运行阶段，除主要运行参数设置在，模板中全局显示外，还有一些在特定时刻需要查看的参数，如 IO 输入输出监控、故障报警等，这些参数设计有单独的显示监控界面，图 5.10 为当前动作监控界面。

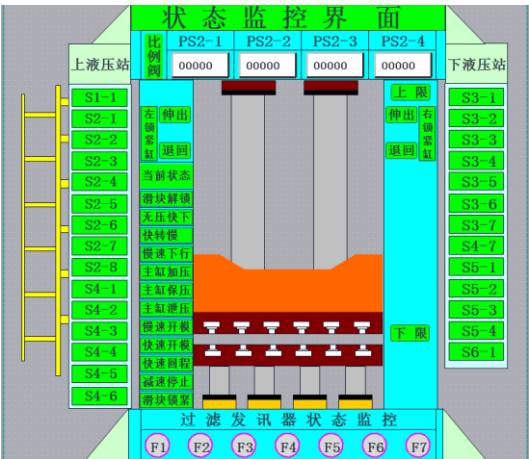


图 5.10 状态监控界面

Fig.5.10 State monitoring interface

5.3 滑块无压快下及快转慢测试

5.3.1 系统响应时间测试

以无压快下和快转慢过程作为测试对象，来确定系统响应时间。当 PLC 控制系统发出快下或快转慢指令时，以 10ms 为采用间隔，通过 S7-300 循环中断块 OB35，同步开始速度及位移的采集，通过位移和速度的开始变化来分析确定系统响应时间。

表 5.1 滑块快下数据采集

Table 5.1 The data acquisition of Slide fast down

序号	第一组		第二组		第三组	
	位移 (mm)	速度 (mm/s)	位移 (mm)	速度 (mm/s)	位移 (mm)	速度 (mm/s)
1	1471.321	1.5	1470.652	-1.3	1463.052	2.7
2	1471.317	3.1	1470.621	-0.9	1463.035	2.8
3	1471.309	-2.0	1470.641	-1.8	1463.078	-4.3
4	1471.321	-1.0	1470.649	1.5	1463.092	-1.3
5	1471.36	0.6	1470.643	1.5	1463.051	4.0
6	1471.374	0.0	1470.643	0.7	1463.035	1.5
7	1471.254	-1.2	1470.656	-3.1	1463.063	-2.5
8	1471.25	-0.1	1470.658	-0.5	1463.079	-1.8
9	1471.391	0.0	1470.658	2.6	1463.039	3.9
10	1471.32	1.5	1470.642	3.3	1463.040	0.0
11	1471.208	5.4	1470.587	19.5	1463.074	3.0
12	1471.088	21.3	1470.348	38.6	1462.964	10.9
13	1470.123	34.1	1470.006	61.4	1462.709	25.5
14	1470.458	52.1	1469.567	91.9	1462.365	40.9

表 5.2 滑块快转慢数据采集

Table 5.2 The data acquisition of Slide fast to slow

序号	第一组		第二组		第三组	
	位移 (mm)	速度 (mm/s)	位移 (mm)	速度 (mm/s)	位移 (mm)	速度 (mm/s)
1	446.897	779.7	445.672	782.6	448.962	780.1
2	439.087	781.6	437.881	779.7	439.656	776.1

续表 5.2

序号	第一组		第二组		第三组	
	位移 (mm)	速度 (mm/s)	位移 (mm)	速度 (mm/s)	位移 (mm)	速度 (mm/s)
3	431.266	780.7	431.628	779.7	431.876	776.6
4	423.427	780.4	423.811	778.3	424.067	777.5
5	415.605	780.3	415.989	780.2	416.289	775.9
6	407.801	779.5	408.153	782.7	408.488	779.1
7	401.521	783.4	400.334	780.9	402.240	779.5
8	392.146	780.8	392.571	776.4	392.882	779.4
9	384.465	769.7	384.901	768.1	385.235	765.7
10	376.911	755.4	375.905	748.3	377.676	756.0
11	371.049	734.5	368.676	723.0	370.358	732.4
12	362.523	708.1	361.709	696.3	361.964	695.5
13	357.080	682.1	356.407	664.8	355.318	663.2

表 5.1、表 5.2 分别为滑块无压快下、快转慢时采集的位移与速度数据。对表 5.1 进行分析，无压快下时，发出快下指令后，三次采集到速度、位移变化的时间为： $10 \times 10\text{ms}=100\text{ms}$ ， $9 \times 10\text{ms}=90\text{ms}$ ， $11 \times 10\text{ms}=110\text{ms}$ 。平均值处理后快下时发出指令到接受到反馈的时间为 100ms。

对表 5.2 进行分析，快转慢时，发出快转慢指令后，三次采集到速度、位移变化的时间为： $9 \times 10\text{ms}=90\text{ms}$ ， $8 \times 9\text{ms}=80\text{ms}$ ， $9 \times 10\text{ms}=90\text{ms}$ 。平均值处理后快转慢时发出指令到接受到反馈的时间为 86.7ms。

无压快下与快转慢的时间之所以会存在差异，主要是无压快下时通过速度从零开始增大的趋势来判断响应时间，而快转慢是通过速度从快下时的最大速度开始减小的趋势来判断响应时间。由于系统存在干扰，测量的数据存在波动，波动对低速时的加速趋势影响更严重，而对高速时的减速趋势影响较小。所以测量的时间存在差异是合理的，由样本知，回程比例阀 DG80 单向响应时间为 16ms。以快转慢计算，除比例阀外的液压及电控系统响应时间为 35ms。

5.3.2 滑块无压快下测试

滑块无压快下由回程缸比例流量阀控制，要求在 80mm 距离内速度达到 800mm/s。在前期试运行调试阶段，无压快下时，回程比例阀采用阶跃开启策略，DG80 输入电流 5.8mA,无压快下试运行测量的位移、速度曲线如图 5.11 所示。

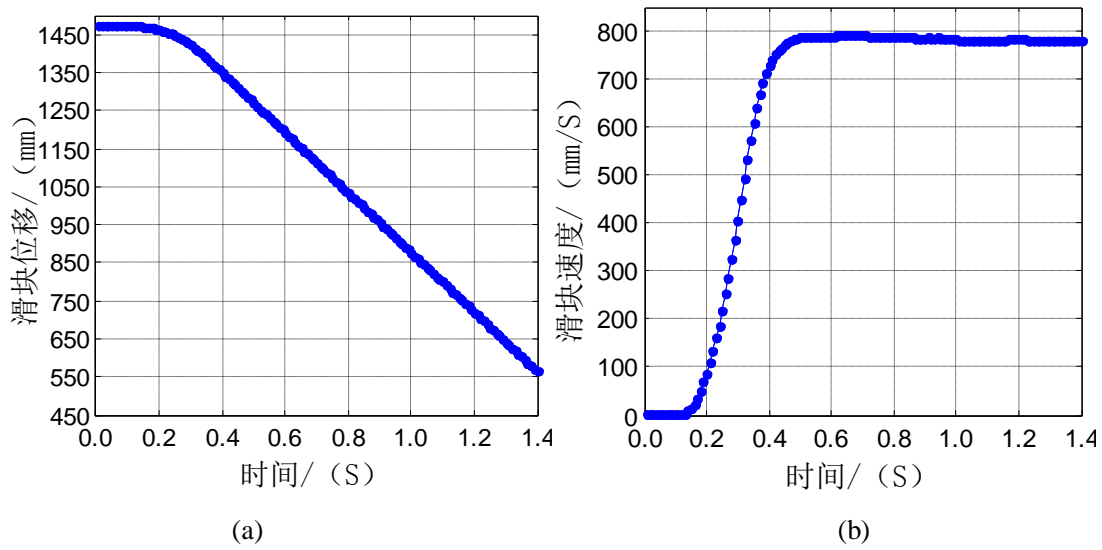


图 5.11 (a) 无压快下滑块位移曲线 (b) 无压快下滑块速度曲线

Fig.5.11(a) Sliding fast down displacement (b) Sliding fast downvelocity

从前期测试结果来看，整个加速过程在 100mm 左右完成，故还需增大 DG80 输入电流，并优化控制策略，无压快下才能够达到加速距离 80mm 的控制要求。

5.3.3 滑块下行快转慢测试

系统要求滑块在 80mm 距离内，实现速度由最高的 800mm/s 减速到 80mm/s。在前期试运行调试阶段，回程比例阀采取柔性关闭的方式的控制策略。阀开口关闭过渡时间设置为 0.2S 得如图 5.12 所示的快转慢运行曲线。

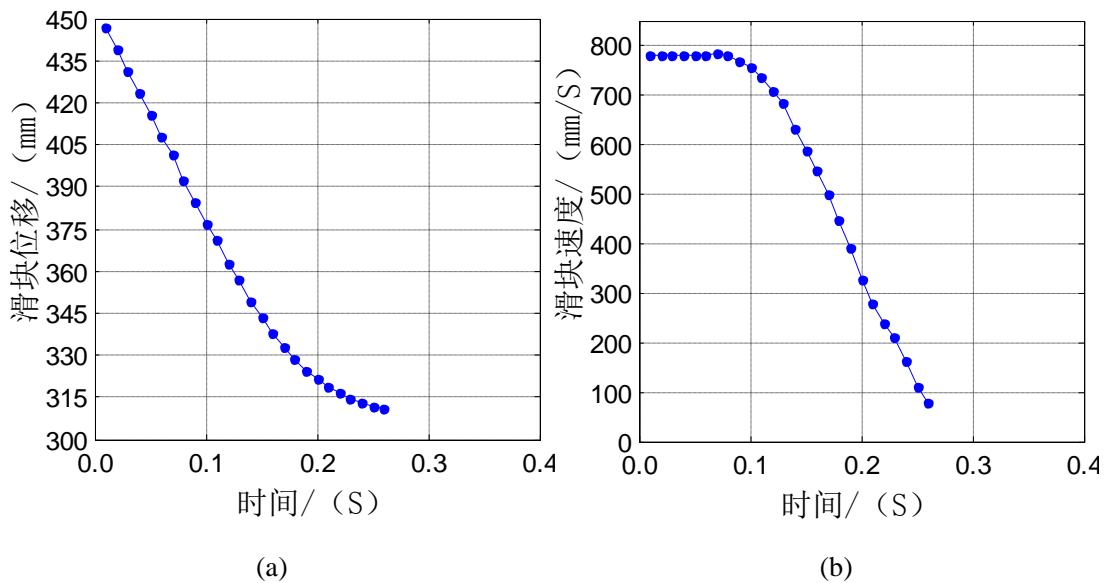


图 5.12 (a) 快转慢滑块位移曲线 (b) 快转慢滑块速度曲线

Fig.5.12 (a) Sliding displacementwith fast to slow (b) Sliding velocity with fast to slow

通过图 5.12 可以得出，滑块在发出快转慢信号 0.08S 后开始减速，此时滑块位移为 390mm。经过 0.18S 后滑块快转慢完成，此时位移为 310mm，减速距离为 80mm，能够满足系统 80mm 距离完成快转慢的要求。

5.4 系统干扰分析

控制系统的可靠运行直接影响到企业的安全生产和经济运行，然而工业现场大型设备种类繁多，各设备间存在严重的干扰，这对系统的稳定、精准运行有这致命的影响，同时现场干扰往往具有较强的随机性、不确定性。

5.4.1 扰源的确定

① 现场干扰现象

在调试过程中，通过对速度及位移信号进行采集分析，发现系统存在较强的干扰，滑块停止工作时，其速度及位移波动如图 5.13 所示。

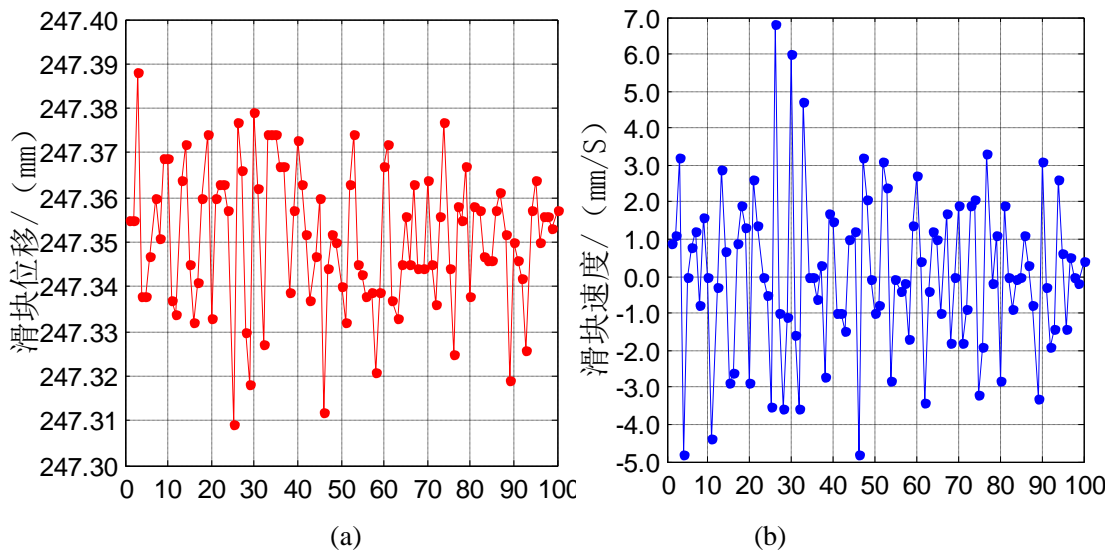


图 5.13 (a) 滑块位移波动 (b) 滑块速度波动

Fig.5.13 (a) Sliding Displacement fluctuation (b) Sliding velocity fluctuation

② 实验对比分析

20MN 复合材料液压机工作现场存在较多的大型数控加工设备，同时系统液压泵站存在一个 200KW 的大功率设备，这些都是可能存在的干扰源。为确定系统的干扰源，在滑块停止运行的条件下，以速度为研究对象，设计了如下对比实验，并以 10ms 为间隔采集 50 个数据，以分析确定系统干扰源：

实验一：在外围数控设备全关闭的条件下，分液压机系统 200KW 电机开启与关闭两种情况，采集滑块速度波动曲线，如图 5.14(a)所示。

实验二：在外围数控设备全开启的条件下，分液压机系统 200KW 电机开启与关闭两种情况，采集滑块速度波动曲线，如图 5.14(b)所示。

实验三：在液压机系统 200KW 电机关闭的条件下，分外围设备开启与关闭两种情况，采集滑块速度波动曲线，如图所示 5.14(c)。

实验四：在液压机系统 200KW 电机开启的条件下，分外围设备开启与关闭两种情况，采集滑块速度波动曲线，如图所示 5.14(d)。

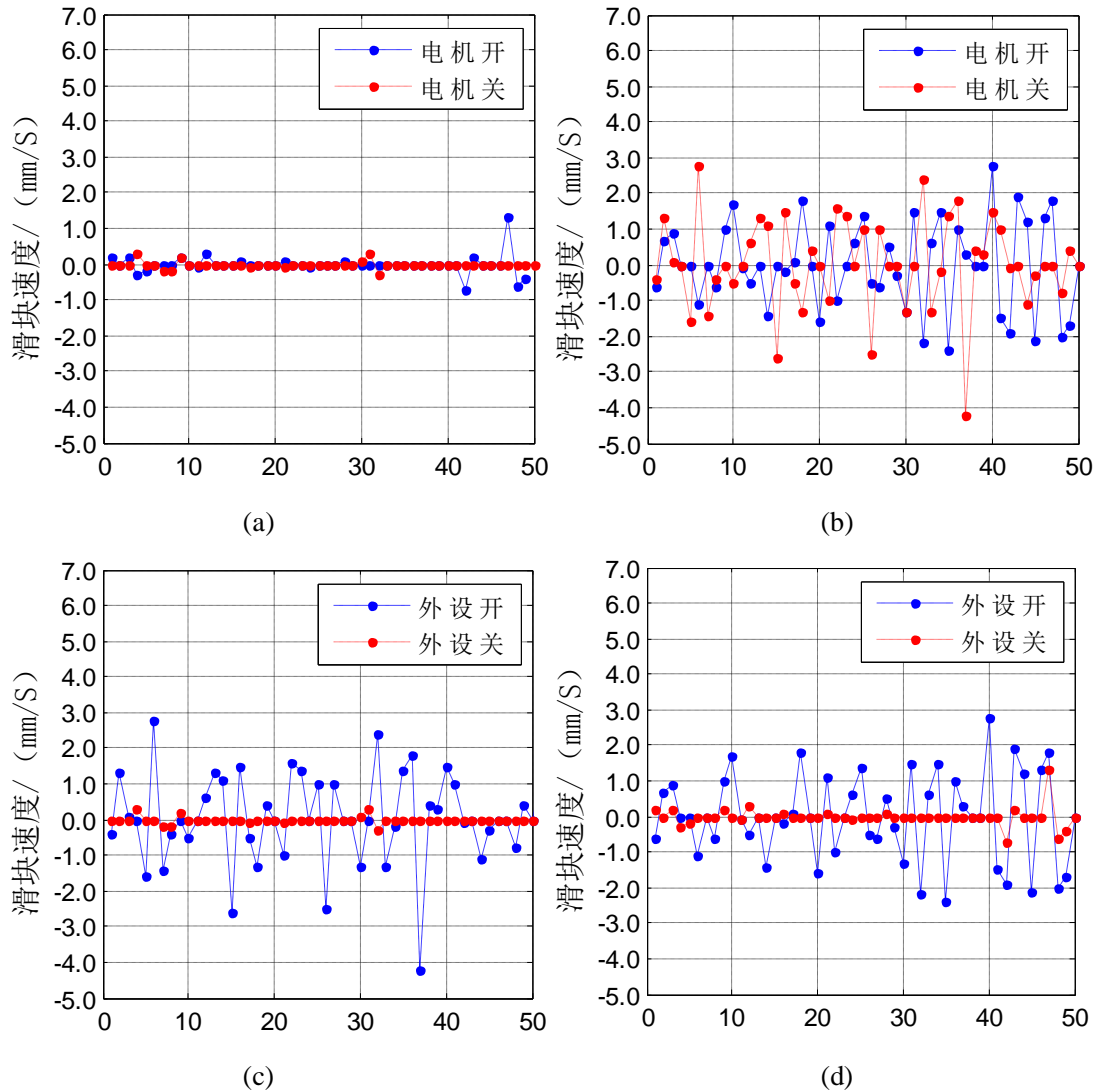


图 5.14(a) 外围设备关闭条件下电机开关对速度的影响 (b) 外围设备开启条件下电机开关对速度的影响 (c) 电机关闭条件下外围设备开关对速度的影响 (d) 电机开启条件下外围设备开关对速度的影响

Fig.5.14 (a) the influence of motor open or close to velocity with peripheral equipment closed (b) the influence of motor open or close to velocity with peripheral equipment open (c) the influence of peripheral equipment open or close to velocity with motor closed (d) the influence of peripheral equipment open or close to velocity with motor open

通过图 5.14(a)和 5.14(b)以及对比 5.14(c)与 5.14(d)可得,电机开启与否,速度波动趋势基本一致,即电机开启不是速度波动的主要原因。通过图 5.14(c)和 5.14(d)以及对比 5.14(a)与 5.14(b)可得,外围设备开启与否对速度波动趋势有较大的影响,即外围设备是本系统速度波动的主要因素。由此可确定本系统主要干扰源为生产现场外围数控设备。图 5.14(a)和 5.14(b)中在电机开启与关闭两种条件下,速度曲线不完全一致,一方面是由于速度波动本身具有不确定性,另一方面是电机功率较大,安装在压机顶部,在开启条件下会使系统产生轻微抖动。

5.4.2 提高系统稳定性及安全性的措施

通过对采集的数据进行分析,确定了外围数控机床为系统的主要干扰源。同时由于干扰情况复杂且随机性较强,在尽量抑制干扰的同时,还应采取预防措施,以应对可能因干扰引起的误动作。复合材料液压机主要从硬件和软件两方面入手,来提高系统抗干扰能力,保证系统长期稳定运行。

① 硬件方面

1) 规范接地系统是抑制干扰的主要措施

通过对现场检查发现,生产线车间没有严格的接地系统,这是造成外接干扰未能得到有效抑制的主要原因。

系统接地混乱会造成不同接地点间存在地电位差,引起环路电流,影响系统内逻辑电路和模拟电路的正常工作。逻辑地电位的分布干扰容易影响逻辑运算和数据存贮,造成数据混乱、程序跑飞或死机;模拟地电位的分布将导致测量精度下降,引起对信号测控的严重失真和误动作。

2) 合理的强电、弱电分配设计是抑制干扰的有些手段

合理的电路设计是设备正常安全运行的基础,是提高系统抗干扰能力的有效措施,也有利于现场布线,方便后期维护检查,相关电路设计见本文第三章。

3) 关键部件双重保险设计

为防止因干扰导致液压机误动作,系统在局部关键环节采用双重保险设计。系统以总控联机操作为主,同时设计有独立自动运行以及手动运行机制,当远程总控运行出现故障,系统可快速切换至手控继续运行。

在手动操控环节,设置双手启动按钮,并设置延时保护,必须双手按压两个启动按钮 2S 才能启动压机,在手动操控过程中,双手必须一直按住启动按钮,直到滑块运行到加压位置,系统进入加压阶段为止。

系统电磁阀的 24V 输入电源回路中串联两对常开触点,当两对常开触点同时闭合时,电磁阀才能正常工作;泵站控制回路采用双常开触点串联,当两对常开触点同时闭合时,泵站才能启动。

4) 信号采用总线传输

液压机外围元件分散, 信号传输距离较长, 为增强信号传输的抗干扰能力, 系统采用 PROFINET 通信, 同时输入输出信号采用 IO-Link 连接, 缩短了信号串行输送的距离, 减少了信号受干扰的可能性, 这对模拟量信号的输入输出显得尤为重要。从主控 PLC 发出的模拟量信号, 先以数字量形式通过总线传递到离模拟量元件较近的 IO-Link 模拟量输出模块, 再转化成相应的电压或电流信号驱动执行元件工作; 相反, 从现场测量的模拟量信号, 直接传送到较近的模拟量模块, 转化成数字量信号, 再通过以太网传输到控制器。工业以太网 PROFINET 通信具有很强的抗干扰能力, 从而提高了系统的抗干扰能力。

② 软件方面

在硬件的基础上, 通过软件设计提高系统可靠性也是一种有效的办法。本系统采用了多种软件抗干扰的设计方法。

1) 系统自检: 系统开机运行前, 软件对一些重要的硬件进行自行检测, 发现硬件出现故障, 立即报警提示, 以保证系统的正常运行。

2) 数字滤波: 为保证模拟量输入的可靠性, 系统在软件上采取平均值滤波的方法, 即对每一个采样点以 10ms 为采样间隔, 连续采样十次, 去掉最大值和最小值, 剩下的数据求平均值作为测量数据进行处理, 平均值滤波处理效果如图 5.16 所示, 从中可以看出采取平均值滤波的方式能够减小系统干扰影响。

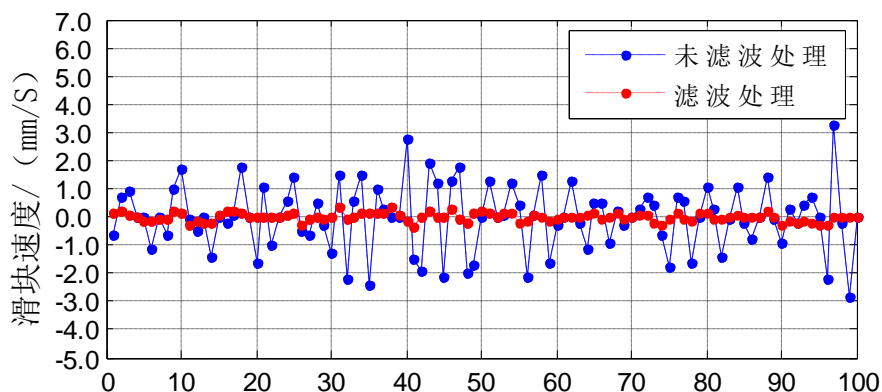


图 5.15 平均值滤波处理对比图

Fig.5.15 The comparison of average filtering processing

3) 严谨的自锁、互锁机制: 在程序设计过程中, 为防止误操作, 各回路间设置有安全互锁, 在同一回路中设置有自锁。如: 当自动运行时, 只有通过手动切换按钮, 才能进行手动操作; 自动下行过程中, 加压、回程等功能失效。

5.5 本章小结

本章首先介绍了 20MN 复合材料液压机控制前期关键过程的控制策略，给出了相关过程软件流程图，并设计了丰富的人机交互界面。然后对前期试运行阶段采集的滑块无压快下以及快转慢过程的数据进行分析，验证了前期控制策略的可行性。最后对现场采集的相关速度数据进行分析，确定了现场数控机床设备是本系统的主要干扰源，并给出了抑制外接干扰的主要措施。

6 总结与展望

本文以 20MN 复合材料液压机电控系统为研究对象，在分析研究液压系统和工作原理的基础上，设计了 20MN 复合材料液压机控制系统的总体方案，建立了系统加压、保压仿真模型，并进行了 Simulink 仿真研究。主要工作如下：

① 针对控制系统结构复杂的特点，确立了以 PLC 为核心的现场总线控制系统，选取工业以太网 PROFINET 以及 IO-Link 连接系统来实现网络结构的优化，系统结构简单、走线规整有序，保障了系统通讯的稳定性、可靠性。同时，控制系统具有丰富的通讯接口、拥有较强的扩展性。

② 控制系统设计了丰富的参数设置修改窗口，能根据测试要求改变控制参数，以测量不同参数下系统的运行性能参数，为下一阶段开发完善提供足够的数据支撑。

③ 对系统加压、保压做了深入的仿真研究，确定了 DG10、DG32 和 DG80 三个伺服比例阀并联加压的控制方式，同时提出了基于 PID 的加压、保压变增益比例控制策略。

④ 对滑块运行快转慢的控制，提出了比例阀柔性关闭的控制策略。通过对前期试运行采集的数据进行分析，验证了控制策略具有可行性。

⑤ 通过对现场测量的数据进行对比分析，确定了现场数控设备为本系统的主要干扰源，并提供了可行的抑制干扰措施。

本课题从 2014 年 7 月接题开始，经历了方案论证、设计以及项目评审等阶段，目前已具备试运行条件，但 20MN 复合材料液压机控制性能要求较高，其设计开发是一项阶段性工程，许多关键技术的实现需要建立在前期运行数据基础上，才能不断完善实现，在目前开发基础上后续还有以下工作待研究完善：

① 滑块无压快下及快转慢控制，需根据试运行测量的结果进行优化控制，如采取模糊 PID 等先进控制策略。

② 本文提出的系统加压、保压变增益比例控制策略，只进行了仿真测试，未作实验验证；同时建模仿真时未考虑工件变形、油路管道等因素，可能与实际结果存在差异，故还需后续实际操作中加以完善。

③ 本文未对多阀并联滑块速度控制，多阀并联切换以及下液压站控制等问题加以研究，后续还需不断深化研究。

致 谢

本论文的工作是在导师杨继东副教授的悉心指导下完成的。从论文的选题、研究工作的进行直到论文的撰写，每一环节都倾注着导师大量的心血和辛劳的汗水。在三年的研究生学习期间，杨老师以渊博的学识、严谨求实的治学态度、敏锐的思维以及宽厚待人的胸怀，在学习上、生活上给予学生无私的帮助和悉心的关怀，在此深表感谢，感谢老师让我们学到了丰富的专业知识，感谢老师为我们提供的实践实习机会，感谢老师在做人做事做学问给予我们的指导和影响，这必将使我在以后的工作、学习和生活中深深受益，再一次向我的导师致以衷心的感谢和诚挚的敬意！

逝者如斯夫，不舍昼夜。转眼间，硕士学位的撰写已经完成，纯真美好的学生时代即将落幕，除了对未来美好的憧憬与离别的不舍，更满是深深的感谢。

在论文研究过程中，同窗胡巍、李照威、高俊东给予了我极大的帮助和支撑，在论文数据整理过程中，师弟苗萌、牛燃恒等为我提供了无私的帮助，在此对他们表示由衷的感谢！同时，深深感谢师兄杨中山、刘豪、蔺俊强、刘栋、张铁兵、刘坤、车海伟、党康鹏、戴炯，师弟赵叶轮、万彪刚、胡敏、王光泽田、董胜峰、洪凯以及室友谭骞，和他们在一起我渡过了愉快而充实的三年研究生生活，在与他们相处的过程中，在生活、学习上都使我获益匪浅，这将是我一生中最为宝贵的财富。

感谢我的父母，他们的关爱和支撑是我学习和研究中的最大源动力；感谢所有的亲人、朋友，是他们的关心和鼓励使我信心十足的去面对各种困难与挑战。

最后感谢重庆江东机械有限公司提供的实战平台以及在项目设计、调试阶段给予的大力支持。

衷心感谢在百忙之中评阅论文和参加答辩的各位专家、老师！

龙海洋

二〇一六年五月 于重庆

参 考 文 献

- [1] 方鲲, 张国荣, 等. 长纤维增强热塑性复合材料在汽车零配件上的应用进展[J]. 中国塑料, 2009 (03): 13-18.
- [2] 江梅, 等. 玻璃纤维增强复合材料在汽车上的应用[J]. 新材料产业, 2002 (10): 19-20.
- [3] Kumar K S, Bhatnagar N, Ghosh A K. Development of long glass fiber reinforced polypropylene composites: Mechanical and morphological characteristics[J]. JOURNAL OF REINFORCED PLASTICS AND COMPOSITES, 2007, 26 (3): 239-249.
- [4] 章光灿. 玻璃钢制品压机四角调平控制系统的设计与实现[D]. 浙江大学, 2014.
- [5] 陈庆华. 大型液压设备四角调平控制系统的设计与应用[J]. 机械设计, 2011 (06): 81-84.
- [6] 张建民. 用于新兴复合材料成形的液压机装备—模具在偏载下的耦合分析[D]. 天津理工大学, 2013.
- [7] 蒋鼎丰. 海源全自动 LFT-D 模压生产线的应用和特点[J]. 玻璃钢, 2014 (02): 15-19.
- [8] 刘基权. 玻璃钢制品液压机的关键技术研究[D]. 重庆大学, 2011.
- [9] C K G. Dieffenbacher introduces new long fibre technology[J]. Reinforced Plastics, 2014, 58 (3): 11.
- [10] 汤晓丽. 基于 PROFIBUS/PROFINET 的 ATSE 智能双电源控制系统设计[D]. 上海交通大学, 2009.
- [11] 张晓扬, 史耀耀, 何晓东, 等. 基于模糊层次分析法的集散控制系统时序优化[J]. 计算机集成制造系统, 2015 (09): 2419-2426.
- [12] 王锦标, 刘宇. 现场总线控制系统的集成技术[J]. 冶金自动化, 2002 (03): 21-23.
- [13] 周明. 现场总线控制系统在火电厂的应用与前景[J]. 电力设备, 2003 (02): 31-34.
- [14] 李庆华, 洪唯佳. 轧钢生产线 PLC 系统抗干扰问题[J]. 电气时代, 2008 (08): 128-130.
- [15] 张存礼. PLC 控制系统干扰源分析及抑制干扰对策[J]. 电力自动化设备, 2006 (08): 8-11.
- [16] 杨帆, 许业大. 西门子 PLC 控制系统干扰源分析及硬件应对措施[J]. 科技创新与应用, 2015 (29): 121.
- [17] 陈启明. 测量控制仪表使用中的防干扰措施[J]. 仪表技术与传感器, 2001 (05): 45-46.
- [18] 甘玮. LFT-D 发展概况及应用实例[J]. 玻璃钢, 2013 (03): 7-13.
- [19] Lin F, Yan Y. Key technologies of modern heavy die forging press[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 3 (42): 9-11.
- [20] 周立民. 大型柱状构件耐火试验炉电液伺服加载系统研究[D]. 浙江大学, 2008.
- [21] 周忆, 于今. 流体传动与控制[M]. 北京: 科学出版社, 2008: 28-29.

- [22] 傅林坚. 大流量高响应电液比例阀的设计及关键技术研究[D]. 浙江大学, 2010.
- [23] Shaojuan Y. Iterative Learning Control of Double Servo Valve Controlled Electro Hydraulic Servo System[C], 2011.
- [24] 王经甫, 等. 双阀并联控制在船舶舵机电液负载模拟器多余力抑制中的研究[J]. 机械工程学报, 2005 (04): 229-233.
- [25] 金波, 等. 双阀并联电液位置控制系统研究[J]. 机械工程学报, 2000 (09): 72-75.
- [26] 满珍. 并联型先导控制电液伺服阀的数学模型及控制算法研究[D]. 浙江大学, 2012.
- [27] 方锦辉, 魏建华, 孔晓武. 并联伺服阀的同步控制策略[J]. 浙江大学学报(工学版), 2012 (06): 1054-1059.
- [28] 田金光. 双阀控制在电液位置系统中的应用研究[D]. 哈尔滨工业大学, 2012.
- [29] 陈传彬. 火炮高低机双阀电液伺服控制系统研究[D]. 哈尔滨工业大学, 2015.
- [30] Dohta S, Akagi T, Masago Y. Development of small-sized digital servo valve for wearable pneumatic actuator[M]. Procedia Engineering, 2012: 41, 97-104.
- [31] Vitturi S. Stochastic model of the profibus DP cycle time[J]. IEE PROCEEDINGS-SCIENCE MEASUREMENT AND TECHNOLOGY, 2004, 151 (5): 335-342.
- [32] Anonymous. Pensions secure with PROFIBUS Higher Facility Availability and Efficiency thanks to precise Diagnosis[J]. WOCHENBLATT FUR PAPIERFABRIKATION, 2016, 144: 144-145.
- [33] Yang Z, Li Z, Qiao F. Research of PROFIBUS PA's integration in PROFINET IO[M]. AER-Advances in Engineering Research, 2015: 27, 1319-1325.
- [34] Sun J, Wu Z. Design and Implementation of Intelligent Insulation Monitoring System for Ship Grid Based on ProfiNet[M]. AER-Advances in Engineering Research, 2016: 47, 756-760.
- [35] 王树东, 董蕾, 等. PROFINET 和 PROFIBUS-DP 集成网络在碱回收控制系统中的应用[J]. 电气自动化, 2009 (04): 49-51.
- [36] 孙蓉, 等. PROFINET 控制系统设计研究[J]. 实验室研究与探索, 2014 (04): 103-107.
- [37] Ji S Y, Puligundla S, Qi X. A Methodology to Characterize USB3 IO Link Signal Margin Variation in High Volume Manufacturing[M]. IEEE International Symposium on Electromagnetic Compatibility, 2015, 1329-1334.
- [38] 谢倩, 胡仁杰. IO-Link 通信从站的设计[J]. 电气传动, 2011 (09): 54-57.
- [39] 房超. 车间管理系统安全技术的研究与开发[D]. 中国科学院研究生, 2015.
- [40] 蒲曾坤. 大流量电液伺服插装阀先导级配置及控制策略研究[D]. 浙江大学, 2013.
- [41] 李洪人. 液压控制系统[M]. 北京: 国防工业出版社, 1981: 260-262.
- [42] 宋志安, 曹连民等. MATLAB/Simulink 与液压控制系统仿真[M]. 北京: 国防工业出版社, 2012: 91-92.

- [43] 李永堂, 雷步芳, 高雨茁. 液压系统建模与仿真[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2003: 2-79.
- [44] 张猛. 极低速下大型模锻压机系统建模与动态特性分析[D]. 中南大学, 2012.
- [45] 安军涛. 基于模糊神经网络的智能 PID 控制器研究与设计[D]. 武汉理工大学, 2010.
- [46] 付金宝. 干扰观测器和先进控制在航空相机位角系统中的应用研究[D]. 中国科学院研究生院, 2013.
- [47] Jimenez T, Merayo N, Andres A. An auto-tuning PID control system based on genetic algorithms to provide delay guarantees in Passive Optical Networks[J]. EXPERT SYSTEMS WITH APPLICATIONS, 2015, 42 (23) : 9211-9220.
- [48] Puchalski B, Duzinkiewicz K, Rutkowski T. Multi-region fuzzy logic controller with local PID controllers for U-tube steam generator in nuclear power plant[J]. ARCHIVES OF CONTROL SCIENCES, 2015, 25 (4) : 429-444.
- [49] 何芝强. PID 控制器参数整定方法及其应用研究[D]. 浙江大学, 2005.
- [50] 杨世勇, 徐国林. 模糊控制与 PID 控制的对比及其复合控制[J]. 自动化技术与应用, 2011 (11) : 21-25.
- [51] 仇成群, 刘成林, 等. 基于 Matlab 和模糊 PID 的汽车巡航控制系统设计[J], 农业工程学报, 2012 (06) : 197-202.

附 录

B. 作者在攻读学位期间参加的科研项目

[1] 本人参与了国家科技重大专项“高档数控机床与基础制造装备”——“LFT 汽车零部件在线模压生产线”终端模压成型设备——20MN 复合材料液压机电控系统的设计开发，此项目为事后立项事后补助。

