

内蒙古科技大学

硕士学位论文

Φ400轧管机液压辊缝控制系统的研究

姓名：狄志红

申请学位级别：硕士

专业：机械电子工程

指导教师：乔文刚

20090610

摘 要

轧管机辊缝控制是影响实物质量的关键环节，其设计制造水平直接影响无缝钢管成品的质量和生产企业的经济效益。因此，辊缝控制技术一直是轧机中重要的研究课题之一。

本文主要研究了 $\Phi 400$ 轧管机液压辊缝控制系统，介绍了辊缝控制的发展概况，并详细论述了 $\Phi 400$ 轧管机液压辊缝控制系统的组成及原理——针对轧制力变化引起轧机有载辊缝波动而相应调节压下位移量以补偿辊缝波动。

在系统数学建模过程中采用了合乎实际的简化，运用经典控制理论，使其模型既简便又正确的反映了系统各主要环节对整体控制效应的影响。将系统运用 MATLAB 中的 Simulink 工具箱进行了仿真研究，从仿真模型的建立到仿真参数的选取，均以实际系统为标准，因此也保证了系统仿真的可行性。

最后通过 MATLAB 中的又一个专门用于系统校正的 sisotool 工具箱，基于开环系统传递函数与单位负反馈——对应的原理，根据系统的伯德图对系统进行了校正研究，得到的结果通过 Simulink 仿真得到了验证。由此也验证了 sisotool 工具在系统补偿器设计中的快速性和合理性，为 sisotool 工具的推广应用提供了一个事例参考。

关键词：液压辊缝系统；建模；仿真；校正；Sisotool

Abstract

The roll gap control is the key of product quality on the tube rolling mill, the level of design and manufacture directly influence the end product quality of seamless steel pipe and the benefit of production enterprise. So the technique of roll gap control has been always one of the important research questions on rolling mills.

This paper mainly studies the technique of the roll gap control system of $\Phi 400$ tube rolling mill. It introduces the development of the technique. In addition, this paper describes hydraulic roll gap control technique of $\Phi 400$ tube rolling mill in detail, including the composing and the control principle of $\Phi 400$ tube rolling mill hydraulic system. Hydraulic roll gap control can be explained as follows: Because of the change of rolling force, the space between two rollers of mill change followed, and then the equipment installed hydraulic roll gap control adjust the press down displacement to compensate the changing.

Before building the math modeling of the hydraulic roll gap control system, reasonable simplification was made. And also because of the adoption of classical theories, the modeling of the hydraulic roll gap control system is not only simple, but also reflecting the affection of the main factors of the system. With the MATLAB/Simulink, the simulation has been made. Because all the process and data correspond to real system, the results are correct.

Based on the principle that the transfer function of open-loop system has only one closed-loop configuration with unit feedback, compensator of the hydraulic roll gap control system is designed with the tool box of MATLAB/sisotool. This paper also proves the usage of the sisotool, and provides an example for further spreading use of the sisotool.

Key Words: hydraulic roll gap control; Modeling; Simulation; Compensate; Sisotool

独创性说明

本人郑重声明：所呈交的论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得内蒙古科技大学或其他教育机构的学位或证书所使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中做了明确的说明并表示了谢意。

签名： 刘志红 日期： 2009.6.10

关于论文使用授权的说明

本人完全了解内蒙古科技大学有关保留、使用学位论文的规定，即：学校有权保留送交论文的复印件，允许论文被查阅和借阅；学校可以公布论文的全部或部分内容，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文。

(保密的论文在解密后应遵循此规定)

签名： 刘志红 导师签名： 乔文刚 日期： 2009.6.10

1 绪论

1.1 轧管机辊缝控制技术概述

轧管机使用先进的控制系统和电液伺服压下系统,实现轧制过程的动态控制,其响应快、精度高代表了当今轧管机组工艺设计和制造的最新发展水平。

1.1.1 轧管机辊缝控制技术的必要性

早期的轧机压下机构大多是电动-机械式的,近年来,随着对成品厚度公差要求的不断提高,电动-机械式的压下机构已不能适应,而液压压下机构则由于其响应快、精度高等优点正在受到越来越广泛的应用。液压压下装置的作用就是使轧机在轧制过程中,克服来料的厚度不均及材料物理性能的不均匀,消除轧机钢度、辊系的机械精度以及轧制速度的变化的影响,自动迅速地调节压下液压缸的位置,使轧机工作辊缝恒定,从而使钢管壁厚恒定。

同时又由于机电一体化技术的迅速发展和计算机技术的日益普及,电液控制系统已经在工程上普遍得到应用。而且新开发的设备绝大部分由计算机进行控制,这样既经济又可采用各种控制策略控制,使系统的性能更完善。电液控制器件也已逐步成为机电一体化的产品。这样,轧机辊缝电液控制系统的使用将更为方便,应用将更普及,所以在钢管生产过程中,为了提高产品质量,轧管机液压辊缝控制技术正在得到越来越多国家、企业的重视。

1.1.2 轧管机辊缝控制技术的研究现状

目前世界上只有德国SMS、意大利INNSI等少数国外公司研制出了采用液压压下系统的连轧管机组并用于实际生产。1997年衡阳钢管厂由德国SMS—Meer公司引进 Φ 89mm半浮动芯棒连轧管机组;2000年包钢钢联股份有限公司连轧管厂由意大利INNSI引进 Φ 180mm少机架限动芯棒连轧管机组(MINI—MPM);2003年天津钢管公司由德国SMS—Meer公司引进 Φ 168mm限动芯棒连轧管机组(PQF)^[1,2]。这些引进的连轧管机组使用先进的控制系统和电液伺服压下系统,实现轧制过程的动态控制,代表了当今轧管机组工艺设计和制造的最新发展水平,所轧制钢管壁厚均匀、精度和生产效率高。

1.2 液压系统建模与仿真概述

目前国内钢铁企业在对现有轧管机辊缝控制系统的技术改造中,主要采用在线试验手段,既影响生产进度,又存在巨大的试验风险。离线仿真技术提供了一种快速、廉价、低风险的试验手段。

1.2.1 液压系统建模与仿真的必要性

随着液压技术的不断发展与进步和应用领域与范围的不断扩大,液压系统本身要求向高压、高性能和高的可靠性发展,要求的传递动力范围更大、控制精度更高,系统柔性化与系统各种性能要求更高,所有这些都对液压系统的设计提出了新的更高的要求。因此,对液压传动与控制系统进行动态特性研究,了解和掌握液压系统工作过程中动态工作特性和参数变化,以便进一步改进和完善液压系统,提高液压系统的响应特性,提高运动和控制精度以及工作可靠性,是非常必要的。

对于液压系统动态特性的分析,采用传统的以完成执行机构预定动作循环和满足系统静态性能要求的系统设计远不能满足上述要求。而随着控制理论研究的进步及计算机技术的发展,利用计算机技术研究液压系统的动态特性(即数字仿真法)将具有明显的优点。此方法先是建立液压系统动态过程的数学模型,然后在计算机上求出系统中各种主要变量在动态过程的时域解。数字仿真法既适用于线性系统,又适用于非线性系统,可以模拟出任何输入函数作用下系统中各参变量的变化情况,从而获得对系统动态过程直接的全面的了解。使得设计人员在设计阶段就可以预测液压系统动态性能,以便及时对设计结果进行验证和改进,以保证系统的工作性能和可靠性。与其他研究系统动态性能的手段和方法相比,计算机仿真技术具有精确、可靠、适应性强、周期短和费用低等优点^[3,4]。

1.2.2 液压系统建模与仿真的发展与应用

现今最常用的模型有两大类:一是古典的传递函数,另一种是新发展的状态变量模型。传递函数在一定的范围内有独到的优点。如它能反映在频率域内的特性,这在研究振动、噪声时是很需要的。另外其函数中的参数与系统的性能有直接的关系,很直观,加之以往多年发展中形成的判据很完整,使用方便。但是它一般仅适合于单输入/单输出的线性系统,即常用的伺服系统。至于状态变量模型,则应用面广得多。既能用于线性的单输入/单输出的系统,又可用于非线性的多输入/多输出系统,也就是既可用于伺服系统,又可用于传动系统,从而成为两类系统通用的方

求出时域响应，比在频域用判据分析更准确。

开发通用的建模与仿真软件，一方面可以尽量降低数字仿真技术对于专业技术人员计算机知识水平方面的要求，另一方面也减少从事数字仿真工作人员在液压技术专业方面的知识要求，减少其在仿真研究中的非本质性的工作，缩短仿真研究工作周期，提高工作效率。近 20 年来具有各类专业特点的通用仿真软件不断推出，并得到较快的推广与发展。

在国外，第一个直接面向液压技术领域的专用液压系统仿真软件 HYDSIM 于 1973 年研制成功，它是由俄克拉荷马州立大学的史密斯 (C. K. Smith) 等人研制的，该软件首次采用了液压元件功率口模型方式进行建模，并且所建模型可重复使用。20 世纪 80 年代是西欧国家和美国在液压系统仿真方面取得初步成效的时代，首先是 DSH 和 HASP 研制成功。DSH 和 HASP 软件包的问世，标志着液压技术领域内仿真技术的发展进入了一个新的阶段。DSH 软件在建模上具有面向原理图建模、模型直观、物理意义强、模型包含非线性等优点。HASP 软件使用功率键合图的建模方法，采用 Fortran 子程序自动生成数学模型。这两个软件的共同点是均采用了预建模型库的方法预先建立液压系统各种常用典型元件的动态模型，并备有功能完善的建模管理程序和模型程序发生器，根据用户输入的以特定表达规则编制的研究对象的描述文件，程序系统可自动从模型库中调出相应子模型，并将其归并成仿真计算所要求的标准数学模型形式，即系统状态方程，完成自动建模。到了 20 世纪 90 年代，液压系统仿真软件又有了新的发展。1992 年英国巴斯大学以全新面貌推出了 HASP 的升级 BATH/FP，它吸收了 DSH 面向液压原理图的特点，扩大了软件的功能和适用性，在算法上，实现了自动选择算法的积分器，但仍未解决模型简化问题，算法的自适应不够。

1994 年德国亚琛工业大学推出了 DSH+ 的测试版软件。它对原 DSH 进行了较大改进，除具有面向液压原理图和模型库丰富的优点外，增加了人机交换功能，采用 WINDOWS 界面，并用 C++ 语言对软件进行了重写，从中可以看出未来液压系统仿真软件的特征和发展趋势。

在我国，液压仿真研究是从 20 世纪 70 年代末开始的。浙江大学于 1981 年引进了德国的 DSH 软件，并配合国家“六五”、“七五”、“八五”科技攻关计划进行二次开发，取得了多项成果，推出了 Simul/ZD 液压仿真专用软件。大连理工大学在国内率先采用了功率键合图建模方法，在全面了解和总结国内外液压系统动态仿真通用软件研究开发的现有成果和水平的基础上，实现了一种以键合图技术与液压系统基本特点相结合为特征的行之有效的自动建模方法。开发出了名为 SIM-1 的液压系统仿真通用软件包。

总之，随着液压技术的普遍应用和人们对液压系统动态响应的要求越来越高，液

液压系统数字仿真技术也越来越受到重视，而数字仿真技术的发展也必将推动液压技术的加速发展^[3-7]。

1.2.3 液压系统 MATLAB/Simulink 软件简介

MATLAB 是美国 Mathworks 公司开发的大型数学计算软件，它提供了强大的矩阵处理和绘图功能，可方便地进行科学与工程计算，大大地减小了计算工作量。而且，MATLAB 所采用的算法都是最新最成熟的算法，并能够与各种程序语言进行融合编程，大大地加快了实际开发的速度。它带有一些强大的具有特殊功能的工具箱(toolbox)，均由名家编写，如美国学者 Loren Shure 编写的信号处理工具箱(signal processing toolbox)，瑞典学者 Leonard Ljung 编写的系统辨识工具箱(system identification toolbox)等，这些著名的工具箱都是与电子仿真有着密切关系的。目前，MATLAB 已经成为国际上最流行的电子仿真计算机辅助设计的软件工具，现在的 MATLAB 不仅仅是一个“矩阵实验室(Matrix Laboratory)”，更已经成为一种实用的全新的计算机高级编程语言。

Simulink 是一个针对动力学系统建模、仿真和分析的软件包，可以处理线性和非线性系统，离散、连续和混合系统，以及单任务和多任务系统，并在同一系统中支持不同的变化速率。

Simulink 具有非常高的开放性，提倡将模型通过框图形式表示出来，或者将已有的模型添加组合到一起，或者将自己创建的模块添加到模型当中。Simulink 具有较高的交互性，允许随意修改模块参数，并且可以直接无缝地使用 MATLAB 的所有分析工具。对最后得到的结果可进行分析，并能够将结果可视化显示。

对于建模，Simulink 提供了非常方便的图形建模方式(GUI)，通过单击和拖放鼠标搭建框图来完成仿真模型的建立。通过 Simulink 提供的窗口，搭建框图就如同用铅笔在白纸上画图一样方便快捷。Simulink 包括非常全面的模块库及工具箱。模块库包括 sinks、sources、continuous、discrete discontinuities、signal routing 等。工具箱包括 Real-Time Workshop、SimMechanics、Stateflow、Simulink Control Design 和 Virtual Reality Toolbox 等。而且 Simulink 是非常开放性的程序包，用户可以方便地建造自己的模块库，定制满足特殊功能的模块或者模块组^[8,9]。

1.3 课题的来源、主要内容和意义

1.3.1 课题来源

本课题来源于企业项目，主要研究的是此项目中关于液压环路系统的建模与仿真。

1.3.2 课题的主要内容

本课题以轧管机辊缝自动控制技术为目标，建立 $\Phi 400$ 轧管机 ARGC (Automatic Roll Gap Control) 液压系统计算模型，实现 $\Phi 400$ 轧管机轧制过程的液压辊缝系统的动态模拟，应用 MATLAB 中的 sisotool 工具对系统进行校正。

(1) 构建 $\Phi 400$ 轧管机 ARGC 系统功能框图 从 $\Phi 400$ 轧管机 ARGC 系统的控制功能出发，将一个完整的控制系统分解为若干个自动控制子系统组成，并对最主要的控制环的功能进行动态特性分析。

(2) 分析 $\Phi 400$ 轧管机 ARGC 系统主要元件的动态特性 分析 $\Phi 400$ 轧管机 ARGC 系统中控制环节、执行元件、检测元件等的动态特性，列出动态特性方程，重点分析伺服阀、ARGC 液压缸、位移传感器、控制调节器等主要控制、检测等元件的动态特性。

(3) 建立 $\Phi 400$ 轧管机 ARGC 系统的动态模型并进行动态模拟仿真 依据上述 $\Phi 400$ 轧管机 ARGC 主要元件的动态特性建立 $\Phi 400$ 轧管机 ARGC 系统的动态模型。

(4) 分析 $\Phi 400$ 轧管机 ARGC 系统的动态模型存在的问题 针对动态模拟仿真结果分析模型存在的问题，分析模型存在问题的原因，并分析应采取的手段和措施。

(5) 分析 $\Phi 400$ 轧管机液压 ARGC 系统特性 根据系统的仿真模型，求出系统的频率响应特性，对系统稳定性、响应速度和控制精度进行分析。

(6) 对 $\Phi 400$ 轧管机液压 ARGC 系统进行校正 基于 MATLAB 先进的校正补偿工具箱 sisotool，对系统进行校正，使系统各项指标符合要求。

1.3.3 课题意义

本课题的主要研究对象是包钢 $\Phi 400$ 轧管机液压 ARGC 系统，通过对系统中典型环节的建模与仿真研究，找出系统中存在的问题，合理确定系统的参数，以求对实际生产有一定的指导作用。液压系统模型主要是阀控非对称液压缸模型。基本模型采用教材中的经典原理和公式，保证了数学模型的正确性，通过仿真进行离线分析，对阀

控非对称液压缸的建模进行了进一步的探索，使系统模型更接近于实际。

sisotool 工具箱是 MATLAB 中专门用于对系统进行补偿校正的工具箱，它操作简单方便，补偿效果直观，补偿函数的产生与实现均能快速生成，省却了大量的计算与分析时间。本课题采用 sisotool 对系统进行补偿，更能方便的找到改善系统性能的方法，节省了人力和物力资源。

2 $\Phi 400$ 轧管机 ARGC 系统组成

辊缝控制系统是一套先进的自动化设备，安装于轧管机上，其主要作用是：在轧制过程中，对轧辊进行精确定位，控制钢管的壁厚，提高钢管质量。液压辊缝控制系统的主要作用是给 $\Phi 400$ 轧管机提供动作的动力源。本章将主要以包钢 $\Phi 400$ 轧管机的自动辊缝控制系统为研究对象，给出其实物组成，解释其控制原理，为以后的建模、仿真和校正打下基础。

2.1 辊缝控制系统组成

辊缝自动控制系统安装在 $\Phi 400$ 轧管机上， $\Phi 400$ 轧管机轧辊的位置是其主要的控制对象，液压辊缝自动控制系统控制性能的好坏将直接反映在 $\Phi 400$ 轧管机对钢管的壁厚控制上。因此，本节将主要介绍 $\Phi 400$ 轧管机压下系统组成和液压辊缝自动控制系统组成。

2.1.1 $\Phi 400$ 轧管机压下系统组成原理

辊缝控制系统的压下量分为两个部分，一部分是电动压下部分，在轧制时该量不作调节，一部分是液压压下部分，在轧制时可调节，一般轧辊位置先由电动压下部分调节到位，液压系统对位置进行适当的修正，在轧制时，可以根据轧制策略需要通过液压压下装置实现对轧辊辊缝的动态调节。以提高轧机的控制水平和钢管壁厚控制精度。其中轧制示意图如图 2.1 所示。

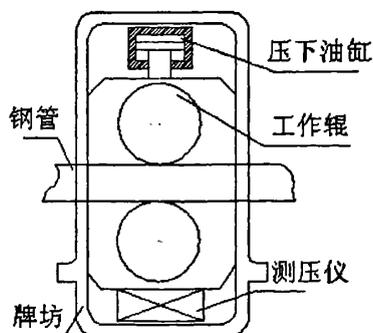


图 2.1 轧制示意图

Fig.2.1 The rolling drawing of task rollers

轧管机区域是整条无缝管热轧线的咽喉，工艺控制要求复杂且轧制过渡过程短，对其实物质量影响较大；这样的轧机工作特点决定了轧管机的工艺调整和流程自动

控制环环相扣,要求调整设备能够整合成为一个可以完成自动设定及调整检测的闭环系统,为工艺顺行和区域自动控制奠定基础。轧管机有两套轧辊:工作辊和回送辊,每套轧辊都有三个规格五个系列的辊型,当在线生产的钢管产品规格调整时,轧机轧辊也要更换。而轧管机工作辊辊缝控制又是影响实物质量的关键环节,按照钢管生产的工艺特点,本系统以轧制中心线为各相关调整设备的标零点,在轧制前工作辊就由电动-机械装置完成了初步调整,在轧制过程中,再由电液辊缝控制系统完成动态调整,电液辊缝控制系统的核心问题是要求其具有高响应性和稳定性。克服来料的厚度不均及材料物理性能的不均匀,消除轧机钢度、辊系的机械精度以及轧制速度的变化的影响,自动迅速地调节压下液压缸的位置,使轧机工作辊缝恒定,从而使钢管出口厚度恒定^[10-13]。

2.1.2 液压辊缝控制系统的组成

液压辊缝系统是由油源、伺服阀和液压缸等液压元件构成的液压伺服系统,该系统为轧管机辊缝控制的关键设备,本课题所研究的自动辊缝控制(ARGC)策略就是由该设备物理实现的。

该轧管机液压压下系统的主要参数和工艺指标要求如下

最大轧制力 6370KN

轧辊的总重量(包括轴承箱、油缸等) 31645Kg

液压缸最大压下速度 0.003m/s

液压缸最小回程速度 0.002m/s

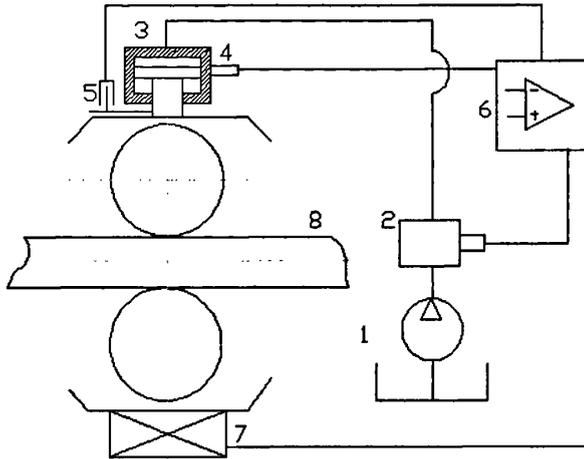
轧件厚度偏差控制到小于成品厚度的 1%^[11,14]

液压辊缝自动控制系统的主要能源装置为两台(一用一备)新型压力补偿型变量叶片泵,系统正常工作时,主泵打出的压力油通过泵出口减压阀,压力 50 bar。轧机正常工作时,压力油经过伺服阀控制液压缸工作,以达到轧机轧辊定位和控制钢管壁厚的目的。

液压辊缝控制系统有二个主要的任务:第一是在轧制过程中实现钢管的壁厚调整,第二是当轧制力发生变化造成钢管壁厚变化时自动调整,补偿由此产生的负载变化对钢管壁厚的影响。这两个任务对产品的生产产量和产品质量都有巨大的影响。完成这两项任务需要有一个高响应速度与非常精确的位置和力的测量相结合为先决条件。尤其在高速的轧制速度下。

图 2.2 为轧管机液压辊缝控制系统的组成原理图。这种装置是通过精确的微量位置调节来保证钢管的厚度的,其基本控制环节是油缸位置闭环控制系统,同时再

加上压力补偿闭环控制。根据国内外同类型装置和有关数据资料的分析，认为选用阀控缸位置控制系统可以满足设计任务所规定的性能指标。由于设计要求的控制精度高，所以在设计的系统中，应选用高精度、高分辨率的传感器和性能稳定，飘移小的电器元件。因为是老轧机改造，故压下油缸的尺寸和在牌坊窗口内的配置方式必须根据牌坊窗口尺寸和其开口度决定。



1——压下泵站 2——伺服阀台 3——压下油缸 4——油压传感器 5——位置传感器
6——电控装置 7——测压仪 8——钢管

图 2.2 自动辊缝控制液压系统的组成原理图

Fig. 2-1 The structure drawing of hydraulic system based on automatic roll gap control

液压辊缝控制系统的液压源采用恒压变量泵，用皮囊式蓄能器提供附加的油源储备和压力储备。泵输出的压力油通过电液伺服阀控制其流入液压缸的流量、压力和方向。电液伺服阀是一种响应迅速的电液转换元件，是本系统的关键部件。流量进入液压缸后推动活塞杆运动，进而控制 $\Phi 400$ 轧管机的轧辊位置。图 2.2 中的压力和位移传感器分别用来检测系统中压力和位移的变化，将他们反馈给电液伺服阀，形成闭环控制回路，提高系统的控制精度。

基于以上对液压辊缝控制系统液压回路的原理分析，结合现代控制论关于系统组成的思想，将系统用框图的形式将能更清晰的表示出控制系统的组成，如图 2.3 所示。

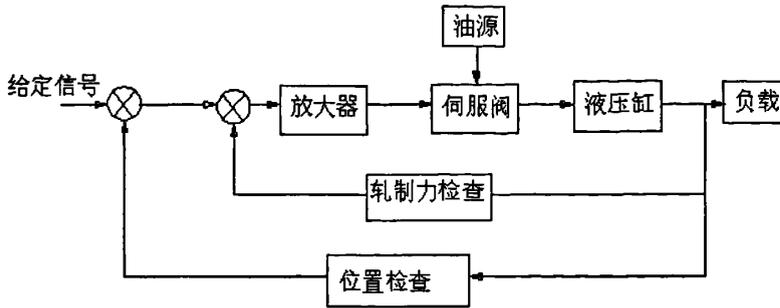


图 2.3 ARGV 系统组成框图

Fig.2.3 The sketch of ARGV hydraulic system for structure

下面分别介绍液压控制系统和电气控制系统中主要器件的工作原理和性能。

2.1.2.1 液压控制系统组成

电液位置伺服系统的液压部分是个阀控系统(节流式液压系统)，由伺服阀利用节流原理控制流入液压缸的流量或者压力。这种系统频带宽，动态响应快，控制精度高，但是效率比较低。系统中一些辅助器件有，泵输出口起稳压作用的减压阀，接在液压缸右腔起安全作用的单向阀和溢流阀，泵输出口的压力表，滤油器和蓄能器。

一、伺服阀

伺服阀是伺服控制系统中的核心元件。它可以按照给定的输入信号连续成比例地控制流体的压力、流量和方向。电液伺服阀与普通的电磁阀或电液比例阀不同，它的输入信号功率很小，一般只有几十毫瓦；能够对输出流量和压力进行连续的双向控制；具有极快的响应速度和很高的控制精度。所以可以用它来构成快速高精度的闭环控制系统。

选用Bosch的4WS. 2EM伺服阀，其主要性能参数为，滞环小于1.5%，反向误差小于0.2%，响应灵敏度小于0.2%，温漂小于1%($\Delta T=20^{\circ}\text{C}$)。当输入电压为额定电压的3%时，伺服阀固有频率为400Hz。

二、放大器

Bosch的4WS. 2EM伺服阀自配的VT-SR2型的阀放大器基本单元组成为前置放大电路、PID反馈控制电路和功率放大电路。前置放大单元采用差动放大电路，能有效地抑制共模信号，电源电压的波动和工作温度的变化对输出的影响能够得到补偿。功率放大单元采用两级达林顿管放大电路，属于开关式电流反馈型。电流

反馈型较电压反馈型功率放大器，电气时间常数小，功耗低。开关式功率放大器，输出信号为脉冲数字信号，较模拟信号相比，数字信号的放大器只有开、关两种状态，并不要求输入电压与输出电流成线性关系，它的功率管工作在饱和导通段和截止段，所以功耗较低。PID反馈控制单元与伺服阀的电磁铁末端的位移传感器相连，根据实测的位移量与设定输入值相比较，其差值通过PID控制电路运算，其结果决定输出脉冲信号的占空比，这样有效地保证了伺服阀的阀芯位移与放大器的输入信号源成比例。

三、液压泵

基于综合性能的考虑，实际控制系统中选用了Bosch一种性能增强的新型压力补偿型变量叶片泵，根据外负载(泵出口压力)的大小自动调节泵的排量。该泵能满足机床、通用机械和其它低噪声、价廉物美等应用领域的需求。该泵设计的特点有，零件少，可靠性高，容积效率和总效率高，耐久性好，外表具有现代气息，定子和叶片耐磨性好，总体尺寸小，降冲击设计，符合最新SAE、ISO、NFPA和ANSI标准。优点有成本低，可连续运转，响应快，压力补偿，高强度，动压滑动轴承，没有预充液要求，可修复，降冲击(冲击压力降低50%)。

所选用的VPV63叶片泵额定排量 $63\text{ cm}^3/\text{rev}$ ，1750RPM转速时流量110.1L/min，最高连续工作压力210bar，压力补偿范围(两级)24~210bar，最高瞬时尖峰压力280bar，最高壳体压力0.7bar，转速范围1150~1800RPM，响应时间20~40ms，回复时间100~250ms。

2.1.2.2 电气控制系统组成

轧管机辊缝控制是以带触摸屏的可编程逻辑控制器(PLC)为核心的自动化控制设备，有良好的人机界面。整体控制框图如图 2.4 所示。在轧制时对辊缝按照触摸屏上的设定值进行控制。在运行时，实际的辊缝由触摸屏进行显示，出现错误时由指示灯进行报警，并且触摸屏出现警告画面^[15]。

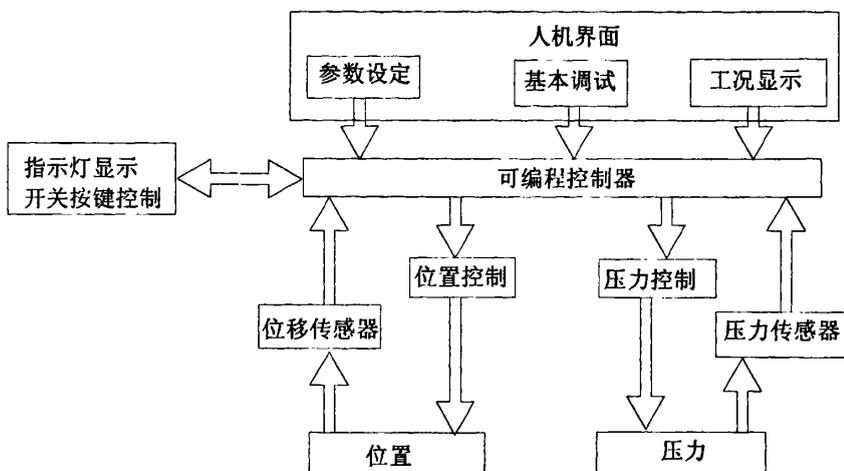


图 2.4 ARGC 电气控制方框图

Fig.2.4 The sketch of ARGC electric control for structure

位置控制系统是一个闭环系统，通过直线位移传感器实时检测两缸对应位置的上下辊间距，位置量转化成电流后输入至 PLC 的 A/D 模块，检测得到的位置值与触摸屏中设定的位置值比较，PLC 利用它们的差值，并采用适当的控制策略计算出控制量，然后经 D/A 模块输出控制电压，通过放大器放大后转换成电流输入到伺服阀，以此来控制伺服阀的流量，最终使液压缸的位置与设定值一致。

控制柜面板上有：1、按钮，位置控制泵的启泵和停泵按钮，送料点动按钮；2、开关，送料自动/点动切换开关，缝控/抬辊切换开关，上止点到位和切换点到位行程开关；3、指示灯，泵开启和停止状态指示灯，辊缝超差指示灯和送料点动输出指示灯。

一、可编程逻辑控制器 PLC

可编程序控制器 PLC 大量应用于工业自动化领域和实验室研究中，工业中应用的小型 PLC 主要是 OMRON，三菱和西门子，这三家公司的 PLC 功能强大，结构紧凑，价格低廉而且应用非常方便。这里我们选用西门子的 S7-300 系列 PLC，S7-300 属于模块式 PLC，主要由机架、CPU 模块、信号模块、功能模块、接口模块、通信处理器、电源模块和编程设备组成，S7-300 PLC 是西门子公司的中型 PLC，可以扩展 32 个模块；它的 CPU 模块有六种型号，我们选用 CPU315-2DP 模块。西门子 S7-300 系列 PLC 的特点如下：^[16,17]

具有强大功能,使其无论在独立运行中或相连成网络皆能实现复杂控制功能。具有极高的性价比,高的可靠性,丰富的指令集,易于掌握,便捷操作,丰富的内置集成功能,实时性强,强劲的通讯能力,丰富的扩展模块。PLC的CPU选择从通讯方式和运算能力两方面考虑,在此选择高性能的CUP315-DP。所选用的CPU315-2DP,最多可连接32个扩展模块。6个独立的30KHz高速计数器,2路独立的20KHz高速脉冲输出,具有PID控制器,1个RS485通讯/编程口,具有PPI通讯协议、MPI通讯协议和自由方式通讯能力。是具有扩展能力的、适应性很广泛的全功能控制器。

西门子PLC程序集成开发系统STEP7--300简单易学,功能强大。采用简单的程序结构,通过一个主程序调用其它子程序或中断程序,保证了程序结构的清晰,此外还可以生产数据块。可以用语句表(STL)和梯形图(LAD)编程,也可以进行符号编程,通过符号表分配符号和绝对地址。具有丰富的指令集,支持三角函数,开方,对数运算以及PID运算等。可用组态向导生成PID控制器,高速计数器和CPU间数据传输通讯功能。并可用于CPU硬件设置,包括扩展模块,输入延时,实时时钟设置,口令分配,CPU保护区的组态,通讯系统的网络地址和CPU最近的错误状态等。并集成有强大的现场调试功能,可实时监测程序运行和符号表数据。EM231A/D模块集成有4个模拟量输入,采用差分输入,通过DIP开关可选择量程和极性,并可以设定为电压量或电流量,A/D转换芯片为12位,转换速度小于250M样本/S。EM232D/A模块集成有2个模拟量输出,同样,通过DIP开关可选择量程和极性,并可以设定为电压量或电流量,D/A转换芯片也为12位。这两个模拟量扩展模块的数字量格式都是:-32000~+32000(双极性)或者0~+32000(单极性)^[18]。

二、人机界面

利用西门子的WinCC编制控制所需的操作画面、监视画面、控制画面、报警画面等。WinCC可以方便地实现基于不同通讯协议、从软件到硬件、从自动化站到操作站乃至整个SCADA网络的诊断。WinCC是西门子公司DCS系统PCS7的人机界面核心组件^[19]。

本课题主要在画面上设置动态轧制数据显示区,操作状态,故障报警复位,阀给定输入信号数值,传感器标定区域。采用先进的PLC完成液压泵站的起、停、运行、状态监测和ARGC系统的安全连锁保护。

三、位移传感器

本系统所选磁致伸缩位移传感器主要由波导丝、测杆、电子仓和套在测杆上的非接触磁环组成,其结构如图2.5所示。当传感器工作时,电子仓内的电子电路产生一“起始脉冲”,此起始脉冲沿磁致伸缩线(波导丝)以恒速传输,同时产生一个沿波导丝跟随脉冲前进的旋转磁场,当该磁场与定位装置中的永久磁场相遇时,产生

磁致伸缩效应，使波导线发生扭动。这一扭动被安装在电子仓内的拾能机构感知并转换成相应的“终止脉冲”，通过计算“起始脉冲”与相应的“终止脉冲”之间的时间差 t_1 、 t_2 ，即可精确测出其位移量。

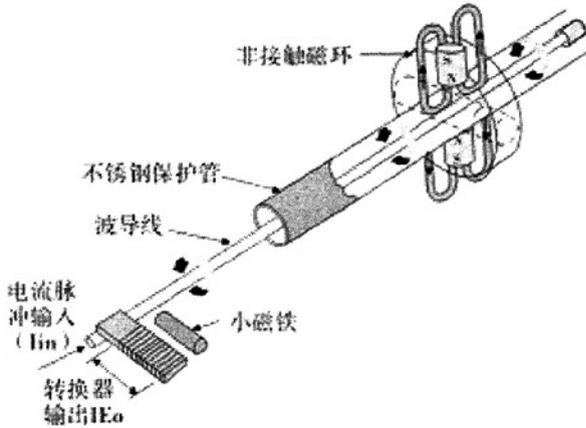


图 2.5 磁致伸缩位移传感器结构示意图

Fig. 2.5 structure of displacement sensor

磁致伸缩位移传感器的特点如下：

- ①非接触式测量，使用寿命长。
- ②精度高，重复性误差小。
- ③绝对量输出，重启无需重新归零位。
- ④高稳定性，高可靠性。
- ⑤不需定期标定和维护。
- ⑥多种模拟信号可供选择。
- ⑦安装方式灵活、简便。
- ⑧抗污能力强，适用于恶劣的工业环境。

选用康宇公司的磁致伸缩位移传感器（图 2.6），型号为 KYCM-LPIA4210-GB0200MIC03-IWO

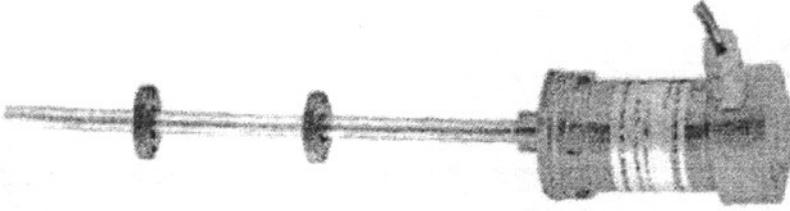


图 2.6 磁致伸缩位移传感器

Fig. 2.6 Picture of displacement sensor

主要技术参数和性能指标如下:

输出方式: 电流 4-20mA 供电电压+24V

电压 0-5V/0-10V

有效量程: 80-5000mm

负载特性: 电压输出时最大负载电流 2mA

 电流输出时最大负载电阻 600Ω

工作电流: <90mA

工作温度: 0-70℃

测杆耐压: <34MPa

性能指标:

非线性误差: <± 0.05%F. S.

分辨率: 16 位 D/A 转换

迟滞: <± 0.002%F. S.

温度影响: <± 0.01%F. S. /℃

满度: 测量范围的 20%

更新时间: 0.2-5ms

2.2 Φ400 轧管机辊缝控制系统控制原理

Φ400 轧管机辊缝控制系统的主要作用将是针对钢管全长上的壁厚波动进行修正, 达到减少切边量, 提高钢管成材率的目的。

2.2.1 液压辊缝控制系统控制原理详述

本课题所研究的 $\Phi 400$ 轧管机将采用 ARGC(即辊缝自动控制)技术,它是针对轧制力变化引起轧管机有载辊缝波动而相应调节压下位移量以补偿辊缝波动的技术。该技术的关键就是保持有载辊缝的恒定,从而确保钢管在全长上壁厚均匀。

$\Phi 400$ 轧管机液压 ARGC 系统是非常典型的四通阀控制非对称液压缸结构形式,它通过改变伺服阀的电流输入来改变伺服阀的阀芯位移,从而调节流入液压缸的流量,实现控制液压缸活塞位移,以达到控制轧辊辊缝的目的。

$\Phi 400$ 轧管机主控计算机接受由二级计算机的辊缝给定,先由电动压下进行定位粗调,电动粗调同时液压压下回归基准零位,电动粗调结束后液压压下系统根据电动压下的位置偏差进行定位精调,从而完成了辊缝控制。

液压 ARGC 系统(即液压辊缝自动控制系统)的组成在前一节已经有了比较详细的说明,由分析可知液压 ARGC 系统采用液压闭环控制,通过对轧制力和压下缸活塞位移的实时测量,连续调节压下缸输出位移和压力,控制钢管壁厚偏差。采用压力、位移双环电液伺服系统控制方式。

ARGC 系统采用电动液压调节系统,每个系统包括驱动液压缸、位置传感器、压力传感器、调节阀、位置调节系统、压力调节系统。控制系统把位置调节回路作为内环,压力调节回路作为外环,两者之间通过限幅器衔接起来。这种控制方式与电动机的速度、电流双环控制方式原理类似,可有效避免由两个独立调节回路组成的系统中存在由于调节回路切换而造成的冲击现象,从而保护了设备,提高了系统的稳定性和调节系统响应的快速性。整个辊缝控制系统包含两个基本闭环回路:

(1) 轧制力的闭环控制回路 压力传感器将检测到的轧制力反馈到补偿环节,由补偿环节对机架弹跳进行补偿计算。

(2) 阀控缸的位移控制回路 给定位移值与伺服油缸实际位移的差值作为伺服控制电路的输入,控制伺服阀的输出压力和流量,驱动伺服油缸活塞运动。

实现自动控制的液压环路的控制系统框图如图 2.3 所示。

图 2.3 清楚的表示了 $\Phi 400$ 轧管机 ARGC 液压系统的控制过程。首先给定一个参考位移量,经过位置控制器转换成与位移传感器传回的量可以比较的量作为输入量,此量经过放大器后输出给电液伺服阀,控制伺服阀的阀芯位移动作,从而控制流入液压缸的流量和压力。当钢管的壁厚发生变化时,位移传感器将位移量传回与给定位移量进行比较,其偏差值再通过放大器加到电液伺服阀上控制阀芯向减少偏差的方向动作,此过程完成了轧管机第一个控制环路,即位置反馈控制,保证了液压缸输出位移与参考位移成一定的比例。当钢管由于浇注过程中出现的缺陷,使轧管机轧制力发生

轧制力发生变化时，此时轧制力的变化通过力控制器传回与系统输入量进行比较从而控制系统的输出压力与轧制力相平衡，进而控制辊缝在一定值，此过程完成轧管机第二个控制环路，即力反馈控制，保证了系统在给定位移输入下，系统的辊缝在一定值。

2.3 $\Phi 400$ 轧管机 ARGV 液压系统原理

液压系统回路原理如下：(见图2.7)

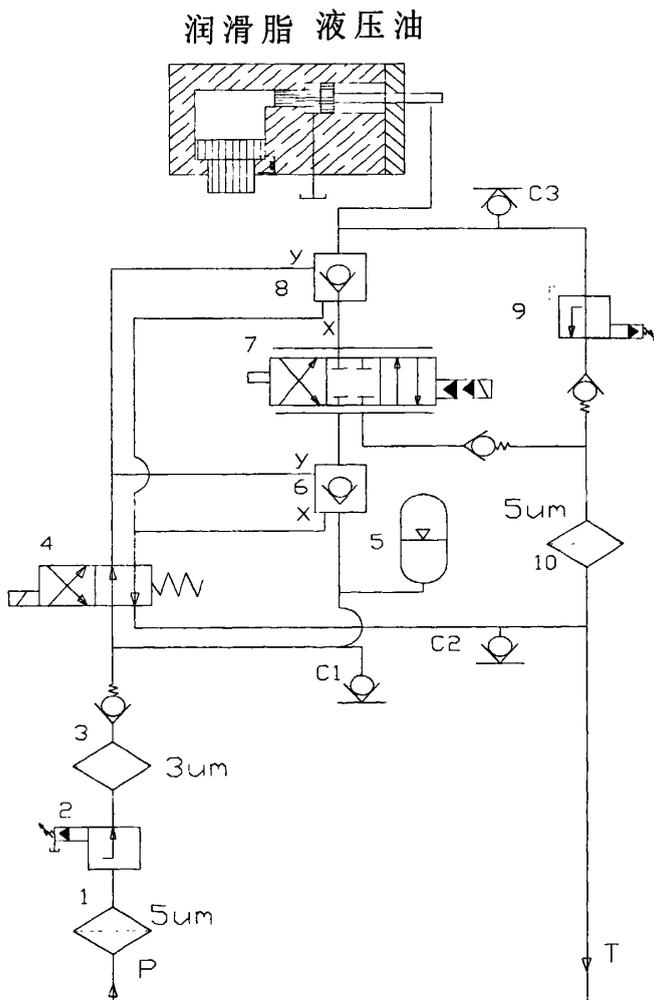


图 2.7 液压系统图

Fig.2.7 The sketch of ARGV hydraulic system

该系统执行机构由动作缸及辊缝缸两部分组成，

a :动作缸额定行程:100mm

b :动作缸有效行程:80mm

c :辊缝缸工作行程:8mm

该伺服系统由4WS2EM 伺服阀控制伺服动作缸，系统采用三位四通0型电液伺服阀控制单出活塞杆液压缸的一端。伺服阀对液压缸右腔供油，右腔压力增大，辊缝缸下移，辊缝减小，伺服阀卸荷，液压缸右腔压力减小，辊缝缸上抬，辊缝增加。在轧制过程中，由于轧制力的变化会使辊缝产生挠动，这时位移传感器将反馈位移信号的变化，从而通过对伺服阀的调节来控制输入到液压缸右腔的流量，最终使辊缝维持在恒定值。动作缸左腔与油箱相连，其压力可以认为是一个常数。轧管机辊缝控制系统有两个液压缸支承，两个液压缸分别由两个独立的伺服阀控制，动作缸位移与辊缝值的对应关系：动作缸最大行程是100毫米，但实际只用到80毫米。在轧管期间，对辊缝自动调节。回路中，入口处采用二级过滤保护，伺服阀工作压力由减压阀调节至50bar（设计压力），液压单向阀6, 8 由电磁阀4来开启和闭合，阀4, 6, 8 的动作将配合伺服阀同时工作，确保油路畅通。安全溢流阀9，在工作期间起背压安全限定功能，设定为70bar^[14]。

动作缸工作时，有杆腔产生的压强由油脂传递给辊缝缸无杆腔，推动辊缝缸活塞工作，调节辊缝。通过对比动作缸有效工作行程80mm 及辊缝缸工作行程8mm，可看出两者动作比例关系为10：1（动作缸10mm行程= 辊缝缸1mm 行程）。实际控制中，考虑

到动作缸在起点及终点的非线性以及由于干油泄漏造成的因素，只利用动作缸中间一部分有效工作行程80mm。一般：起始点在85mm 处，终止点在5mm处，可将起始点85mm处定为动作缸的工作零点。

为了获得较高的精度，提出了轧管机辊缝控制系统的控制目标是：要求各位置控制系统的位置精度为0.1mm，在轧管机工作过程中液压缸之间的同步误差小于0.15mm，上工作辊的运行距离为-2-6mm可调，轧辊转速可调，可通过触摸屏进行工作参数设定和基本调试功能，控制柜面板有报警指示灯。

2.4 本章小结

通过本章的阐述，我们对 ARGC 系统的组成以及控制原理有了比较详细的了解。本章内容对Φ400 轧管机 ARGC 系统进行了适当的简化，为以后系统的建模和仿真奠定了基础。

3 Φ 400 轧管机液压辊缝系统的建模

本课题研究的中心内容就是通过对 Φ 400 轧管机液压辊缝控制系统的离线仿真,找到影响系统的关键参数,合理选择参数,以达到对系统的有效控制。要达到此目的模型的正确建立是前提,仿真的正确运行是根本,本章将针对这两个根本问题予以详细论述。

3.1 系统建模与仿真的一般步骤

在开始对系统进行正式的建模与仿真之前,本节将给出系统建模与仿真的一般步骤,以其对以后各节有一个穿针引线的作用。

系统建模与仿真的一般步骤如下:

(1) 描述仿真问题,明确仿真目的;

(2) 项目计划、方案设计与系统定义 根据仿真目的确定相应的仿真结构(实时仿真还是非实时仿真,纯数学仿真还是半物理仿真等),规定相应仿真系统的边界条件与约束条件;

(3) 数学建模根据系统的先验知识、实验数据及其机理研究,按照物理原理或者采取系统辨识的方法,确定模型的类型、结构及参数。注意要确保模型的有效性和经济性;

(4) 仿真建模指数学模型的形式、计算机类型、采用的高级语言或其它仿真工具,将数学模型转换成能在计算机上运行的程序或其他模型,也即获得系统的仿真模型;

(5) 试验设定实验环境/条件和记录数据,进行实验,并记录数据;

(6) 仿真结果分析根据实验要求和仿真目的对实验结果进行分析处理(整理及文档化)。根据分析结果修正数学模型、仿真模型或仿真程序或者修正/改变原型系统,以进行新的实验。模型是否能够正确地表示实际系统,并不是一次完成的,而是需要比较模型和实际系统的差异,不断地修正和验证而完成的。图 3.1 为系统建模与仿真流程图

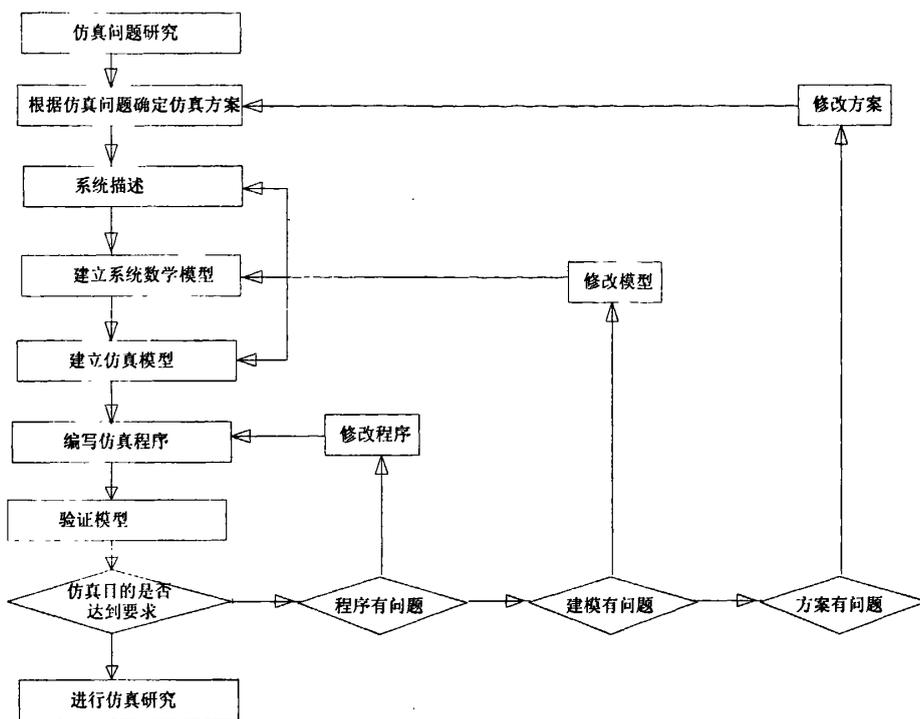


图 3.1 系统建模与仿真流程图

Fig. 3.1 The flow chart of modeling and simulation of system

前两章已经对系统进行了描述，明确了仿真的目的，所以本章主要对该系统进行建模与仿真。

3.2 ARGC 液压系统数学模型概述

3.2.1 数学模型结构及特点

模型采用连续系统时域建模的方式，根据系统的微分方程建立系统模型，依靠 Matlab-Simulink 软件系统的自身解算器，实现对系统模型的求解。建模过程物理、数学关系清晰、明确，模型便于修改、扩充，有利于模型维护和调整。系统建模采用模块化策略，模块的划分遵循以下原则：一是建模的物理原则，模块的划分以独立的物理设备或部件为基础，描述某一物理设备或部件特性的数学模型全部包含在对应的模块内；二是软件设计的原则，现代软件设计的核心内容是把系统依层次分

解至能够独立处理的最小的功能单元，并以信息流为基础，逐步模块化的过程，要求模块具有单一的功能和相对的独立性。这里先将大系统分解成若干个子系统，子系统的划分根据实际物理系统的功能进行区分，整个液压辊缝控制系统分解成 PID 控制模块、电液伺服阀模块、液压缸模块等子模型，子模型建立完毕后，根据模型间能量交流通道，将多个子模型连接起来，子模型间接口有明确的物理量体现(如电流、压力、流量、位移等)。

3.2.2 理论数学模型的前提条件

要对一个真实系统的性能进行研究，必须建立对应该系统的模型，通过对模型的详细研究，从中抽取出系统的基本性能。系统仿真能否达到预期效果，数学模型起着关键的作用。也就是说数学模型若不能有效充分地表示过程系统特性，仿真试验将无法取得成功，因此建立快速准确的数学模型是系统仿真工作的基础。液压辊缝控制系统是典型的低阻尼、非线性时变系统，在建模过程中，选择有利于非线性大系统建模的分析方法——机理模型方法，使用多种学科知识相交叉，建立包括机械、液压、电气、电子、控制相综合的数学模型。基于以上思想，结合实际系统的运行状况，这里做以下假设：

(1)滑阀的流量方程 假设阀为零开口四通滑阀，四个节流窗口相互匹配对称；阀具有理想响应能力；节流口流动处于紊流状态；流体不可压缩；

(2)液压缸与负载力的平衡方程分析按照集中参数考虑；

(3)液压系统油源采用恒压变量泵加蓄能器形式供油，由恒压变量泵提供一个稳定的压力源，蓄能器起稳压和吸收压力冲击作用，且恒压泵的供油能力超过系统需求，液压油源原理图参见图 2.7 所示；

(4)油缸背压采用安全溢流阀，在工作期间起背压安全限定功能，同时采用蓄能器储能削峰。

3.2.3 系统建模思想和理论

根据实际系统情况，可以将液压系统模型视为一个多输入多输出连续系统。各个物理量之间的关系可以通过微分方程形式表述出来。根据液压流体力学、牛顿力学的基本原理，可以建立起包括液压系统各相关元件的机理模型。

3.3 系统数学模型的计算与推导

一般地，系统可分为线性系统与非线性系统，这些系统按照时间变量的不同又可以分为连续系统与离散系统，相应地有不同的描述形式。系统数学模型的表述是多样地，对于连续系统，数学模型主要采用微分方程或微分方程组表征，而离散系统的数学模型主要采用基于差分方程或差分方程组来表征。

3.3.1 ARGC 系统数学模型的简化

ARGC 系统的组成与控制原理在前一章中已经充分论证，也就是说系统的物理模型已经抽象完成，数学模型的建立就是基于上述物理模型而建造的。通过简化分析，系统的数学模型可表示为图 3.2 的形式。

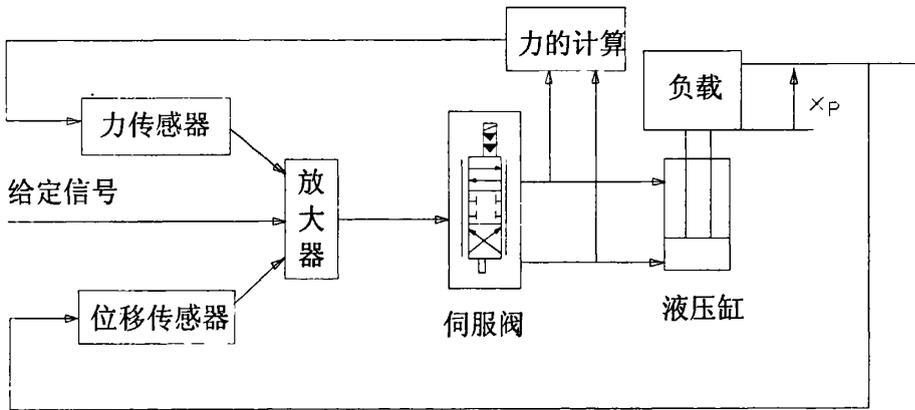


图 3.2 液压系统数学模型

Fig. 3.2 Math modeling of hydraulic system

为进行系统的动态分析，首先要建立系统各个环节的物理模型和数学模型，并推导其传递函数，然后进行整个系统的频率域和时间域的分析。对于线性定常系统，在零初始条件下，系统输出量的拉普拉斯变换与引起该输出的输入量的拉普拉斯变换之比，称为系统的传递函数，即 $G(s)=C(s)/R(S)$ ， $\Phi 400$ 轧管机液压系统的结构框架图如图 3.2，信号给定后经过伺服放大器控制伺服阀使油缸运动，通过缸位移、压力、弹跳补偿等等反馈信号比较使钢管壁厚输出量的改变为 Δh 。动态分析的任务是为设计和调试提供数据，但实际系统往往很复杂，为此需做一些简化，鉴于本文研究的对象是液压 ARGC 系统，故仅仅分析其中的缸位移反馈的闭环系统。按照图 3.2 逐个分析液压 ARGC 系统的各环节的传递函数。

3.3.1.1 伺服放大器

电液伺服阀是典型的电流控制型元件，其力矩马达线圈具有很大的感抗，为保证伺服阀输入电流不受负载电感的影响，一般使用电流负反馈放大电路作为伺服放大器，其频宽比液压固有频率高很多，可将其视为一个比例环节，其比例系数为^[20]：

$$G(2) = K_a \quad (\text{式 3.1})$$

式中 K_a ——伺服放大器增益，A / V

3.3.1.2 电液伺服阀

在电液伺服系统中，电液伺服阀将系统的电气部分与液压部分连接起来，实现电液信号的转换与放大以及对液压执行元件的控制。本系统所采用伺服阀外形如图 3.3，电液伺服阀的传递函数采用什么形式，取决于动力元件的液压固有频率的大小。液压固有频率 ω_h 的计算公式为^[8,21]

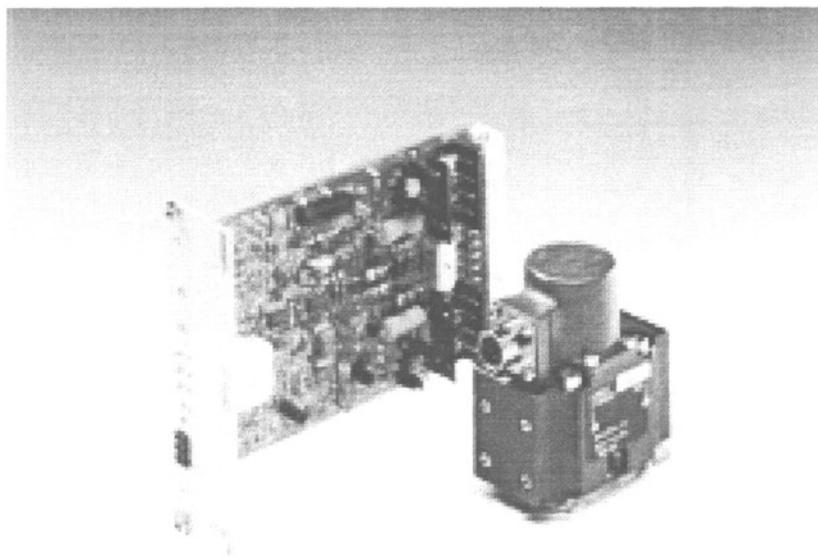


图 3.3 电液伺服阀

Fig. 3.3 electric-hydraulic servo valve

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{V_t m_t}} \quad (\text{式 3.2})$$

式中 β_e ——液体的有效体积弹性模量

A_p ---液压缸活塞的有效面积

V_t ---液压缸的总容积

m_f ---活塞及负载折算到活塞上的总质量

对于非对称液压缸，令 $\varepsilon = A_2 / A_1$ ， $\alpha = A_1 - A_2$ ，其中 A_1 、 A_2 分别为液压缸无杆腔和有杆腔活塞面积，则液压缸活塞有效面积 A_p 的计算公式为^[22,23]

$$A_p = \frac{1 + \varepsilon^3}{(1 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon)} \alpha \quad (\text{式 3.3})$$

带入数据可得系统的液压固有频率为 $\omega_h = 333.439\text{HZ}$ ，考虑到本研究系统采用的是力士乐公司的 4WS.2EM 伺服阀，由样本查得此阀的固有频率为 400HZ，由于伺服阀的频率与液压固有频率相近，所以伺服阀可近似地看成二阶环节^[24,25]

$$G_v = \frac{Q_0}{\Delta I} = \frac{K_{sv}}{s^2 + \frac{2\xi_{sv}}{\omega_{sv}}s + 1} \quad (\text{式 3.4})$$

式中 K_{sv} ---电流输入时伺服阀的流量增益，

Q_0 ---伺服阀的空载流量

ΔI ---伺服阀的输入电流增量

ω_{sv} ---电流输入时伺服阀的固有频率

ξ_{sv} ---电流输入时伺服阀的阻尼比

电液伺服阀的功率级滑阀采用零开口的形式，其简图可表示为图 3.4。根据图 3.4，由于电液伺服阀为零开口，其流量方程有两种形式，设图示方向 x_v 为正向。

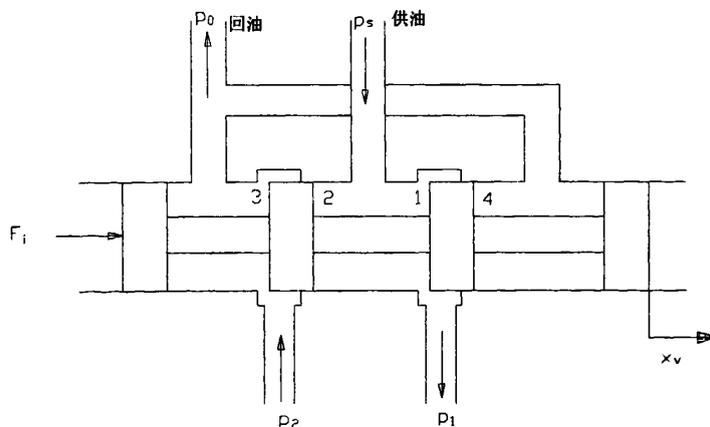


图 3.4 电液伺服阀简图

Fig. 3.4 The sketch of electro hydraulic servo valve

当阀芯位移 $x_v \geq 0$ 时

$$q_1 = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_1| \text{sign}(P_s - P_1)} \quad (\text{式 3.5})$$

$$q_2 = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_2| \text{sign}(P_2)} \quad (\text{式 3.6})$$

当阀芯位移 $x_v < 0$ 时

$$q_1 = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_1| \text{sign}(P_1)} \quad (\text{式 3.7})$$

$$q_2 = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_2| \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (\text{式 3.8})$$

$$\text{Sign}(P) = \begin{cases} 1 & P > 0 \\ 0 & P = 0 \\ -1 & P < 0 \end{cases} \quad (\text{式 3.9})$$

式中 C_d ——伺服阀的流量系数

ω ——伺服阀的面积梯度

ρ ——液体密度

3.3.1.3 轧机负载

在工程实际中机械负载特性有可能相当复杂，很难有效地描述它们。但是在大多数情况下，都用负载本身的位移、速度及加速度表达负载所需要的力即负载力。负载力有的与位移有关，有的与速度有关，有的与加速度有关。有的负载力与上述各项均无关系。

其主要负载力如下：

静摩擦力——克服负载并开始运动所需要的力；

干摩擦力(又称库仑摩擦力)——与负载运动的速度无关；

弹簧负载力——与负载运动的位移成正比；

粘性摩擦力(又称粘性速度阻尼力)——与负载运动的速度成正比；

惯性力——与负载运动的加速度成正比，使负载质量产生加速度运动所需要的力。

目前无论是把轧机负载简化为二个自由度系统还是三个自由度系统，都没有一个准确的计算等效负载质量和等效刚度的计算公式，因此造成数学模型的不准确，给精确控制带来不便。由于轧机下辊系的变化量要比上辊系的变化量小的多，即下辊系的等效刚度要远大于上辊系的等效刚度，所以可使用集中质量法将模型简化为单自由度弹簧—质量系统。本文为了简化起见，用一个自由度的模型分析轧机液压压下系统。考虑轧机压下系统弹簧负载时应分别考虑由轧机机械弹簧负载力和液压负载弹簧力。油缸及其负载可简化为如图 3.5 所示的力学模型^[26]：

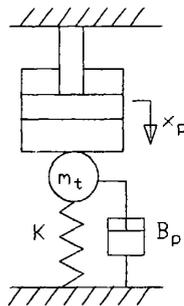


图 3.5 单自由度辊系—负载模型

Fig. 3.5 The model of single freedom roller system—load

这里令 $M_p = M_m = m_t$ ， B_p 为综合阻尼系数之和， K 为综合刚度，且 M_p 为上辊系（包括上工作辊、轴承箱和油缸体）的质量， M_m 为机架系（包括下工作辊、轴承箱和机架）的质量， $2K$ 为轧机刚度，由于一台轧机有两侧同时同步地工作；图 2.3 所示为轧机的一侧，所以取 K 。油缸由伺服阀控制，一个负载口与油缸相连。

液压压下系统的液压执行元件为液压缸，其控制元件为伺服阀，这就组成了一个阀控缸系统。伺服阀用来控制执行机构的液体流量，从而改变执行机构的输出速度。本轧机液压压下系统采用恒压油源，使供油压力恒定。

(1) 四通阀控液压缸的传递函数的推导^[8,27,28]

假定：滑阀是理想的零开口，4 个节流窗口是对称匹配的；供油压力 p_s 恒定，回油压力 p_0 为零。

阀的线性化流量方程

$$\Delta q_L = K_q \Delta x_v - K_c \Delta p_L \quad (\text{式 3.10})$$

为了简单起见，仍用变量本身表示他们从初始条件下的变化量，这上式可写成

$$q_L = K_q x_v - K_C p_L \quad (\text{式 3.11})$$

位置伺服系统动态分析经常是在零位工作条件下进行的，此时增量和变量相等。

式中 p_L ——负载压降

K_q ——滑阀在稳态工作点附近的流量增益

x_v ——滑阀阀芯的位移

K_C ——滑阀在稳态工作点附近的流量压力系数

液压缸控制腔的连续性方程如下：

假定所有的连接管道短而粗，管道内压力损失、流体质量的影响及管道动态可忽略不计；液压缸工作腔内各处压力相等，油温和体积弹性模量为常数；液压缸内、外泄漏为层流流动。

液压缸是液压系统中最重要执行元件，它将液压能转变为机械能，实现直线往复运动。本系统采用的是非对称液压缸，也称单杆缸。因为由非对称液压缸构成的液压系统在运动方向发生变化时，特性是不对称的，因此非对称缸分析较复杂。本文将根据流量连续性方程，采用流量方程的形式描述非对称液压缸，非对称液压缸简图如图 3.6 所示。

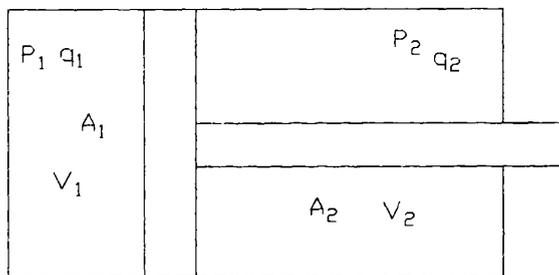


图 3.6 非对称液压缸简图

Fig. 3.6 The sketch of unsymmetrical hydraulic cylinder

非对称液压缸的流量方程可表示为

流入液压缸进油腔的流量 q_1 为

$$q_1 = A_1 \frac{dx_p}{dt} + C_{ip}(P_1 - P_2) + \frac{A_1(L_{10} + x_p)}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (\text{式 3.12})$$

从液压缸回油腔流出的流量 q_2 为

$$q_2 = A_2 \frac{dx_p}{dt} + C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - \frac{A_2(L_{20} - x_p)}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (\text{式 3.13})$$

式中 A_1 、 A_2 ——液压缸两腔活塞面积

x_p ——活塞杆相对于初始位置的位移

C_{ip} 、 C_{ep} ——液压缸的内外泄露系数

L_{10} 、 L_{20} ——液压缸无杆腔和有杆腔初始长度

经推导和适当的简化可得

$$q_L = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{ip}P_L + \frac{V_L}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (\text{式 3.14})$$

式中： C_p 为液压缸总泄漏系数， $C_p = C_{ip} + \frac{C_{ep}}{2}$

液压缸与负载的力平衡方程，忽略库仑摩擦等非线性负载，忽略油液的质量，设轧机上下辊系质量分布完全对称，即： $M_p = M_m = m_i$ 根据牛顿第二定律，可得活塞推力与惯性力、弹簧力以及任意负载力作用情况下的力平衡方程为：

$$P_L A_p + A_c P_s = m_i \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + Kx_p + F \quad (\text{式 3.15})$$

$$\text{令 } A_c = \frac{A_1 - A_2}{2}$$

式中 m_i ——活塞及负载折算到活塞上的总质量，kg

B_p ——活塞及负载的粘性阻尼系数，N/m·s

K ——负载弹簧刚度，N/m

F ——作用在活塞上的任意外负载力，N

P_s ——供油压力

由(式 3.11)、(式 3.14)、(式 3.15)这三个基本方程可以画出阀控液压缸由负载流量获得液压缸位移的方框图，如图 3.7 所示

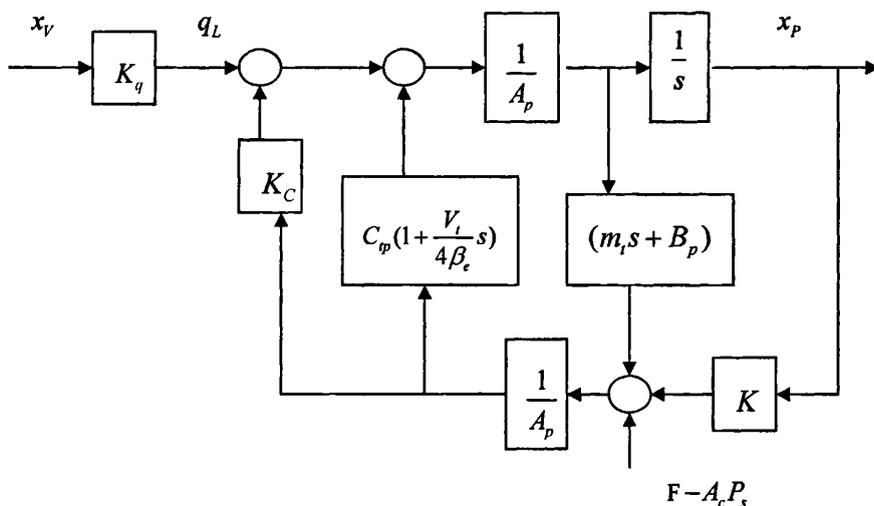


图 3.7 由负载流量获得液压缸位移的方框图

Fig. 3.7 The sketch of cylinder displacement based on the load flux

由基本方程式(3-11)、式(3-14)、式(3-15)消去中间变量 q_L 和 p_L 可得到

阀芯输入位移和外负载力 F 同时作用时活塞输出位移为:

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} (1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s) F + \frac{K_{ce}}{A_p^2} (1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s) A_c P_s}{\frac{m_t V_t}{4\beta_e A_p^2} s^3 + (\frac{m_t K_{ce}}{A_p^2} + \frac{B_p V_t}{4\beta_e A_p^2}) s^2 + (1 + \frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} + \frac{K V_t}{4\beta_e A_p^2}) s + \frac{K K_{ce}}{A_p^2}} \quad (式 3.16)$$

式中: K_{ce} 为总流量—压力系数, $K_{ce} = K_c + C_p$

比较四通阀控双出杆液压缸和四通阀控单出杆液压缸的传递函数可知:后者的分子多出了一项 $\frac{K_{ce}}{A_p^2} (1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s) A_c P_s$, 即由于单出杆活塞两端面积不对称引起引起活塞位移的变化, 而其他的结构型式相同, 只不过 A_p 和 V_t 的含义不同。四通阀控双出杆液压缸的 A_p , 仅相当于四通阀控单出杆液压缸活塞杆侧的作用面积, 而 V_t 少了一个微小容积 ΔV 和单侧活塞杆容积。

(2) 传递函数的简化

在动态方程式(3.16)中,考虑了惯性负载、粘性摩擦负载、弹性负载以及油的压缩性和液压缸的泄露等影响因素,是一个十分通用的形式。实际系统的负载往往没有如此复杂,而且根据具体情况有些影响因素可以忽略,这样传递函数可以大为简化。为了便于分析,希望将特征方程式化为标准形式,分解为一阶因子和二阶因子,并希望用一些性能参数来代替式中的物理参数。根据负载性质的不同,主要可分为以下两种情况:

① 负载为惯性+外负载力($B_p=0, K=0$),则公式(3-16)可简化为:

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} (1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s) F + \frac{K_{ce}}{A_p^2} (1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s) A_c P_s}{s(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1)} \quad (式 3.17)$$

式中: 液压固有频率 $\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{m_i V_t}}$

阻尼比 $\zeta_h = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e m_i}{V_t}}$

② 负载为惯性+弹性负载+外负载力($B_p=0$)

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} (1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s) F + \frac{K_{ce}}{A_p^2} (1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s) A_c P_s}{\frac{m_i V_t}{4\beta_e A_p^2} s^3 + \frac{m_i K_{ce}}{A_p^2} s^2 + (1 + \frac{K V_t}{4\beta_e A_p^2}) s + \frac{K K_{ce}}{A_p^2}} \quad (式 3.18)$$

当满足条件: $\left[\frac{K_{ce} \sqrt{K m_i}}{A_p^2 (1 + K / K_h)^{1.5}} \right]^2 \ll 1$

上述条件一般情况下是成立的,但对于每一具体情况还要作检查。

式(3.18)可化成标准形式:

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} (1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s) F + \frac{K_{ce}}{A_p^2} (1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s) A_c P_s}{\frac{K K_{ce}}{A_p^2} (\frac{s}{\omega_r} + 1) (\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1)} \quad (式 3.19)$$

式中

ω_0 ——二阶环节固有频率

ω_r ——惯性环节转折频率

ζ_0 ——二阶环节阻尼比

式 3.19 中的阀芯位移 x_v 是指令信号，外负载力 F 是干扰信号。由该式可以求出液压缸活塞位移对阀芯位移的传递函数和对外负载力的传递函数分别为：

对指令输入的传递函数为

$$\frac{x_p}{x_v} = \frac{\frac{K_q}{A_p}}{\frac{KK_{ce}}{A_p^2} \left(\frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1 \right)} \quad (\text{式 3.20})$$

对干扰输入 F 的传递函数为

$$\frac{x_p}{F} = \frac{-\frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_1}{4\beta_e K_{ce}} s \right)}{\frac{KK_{ce}}{A_p^2} \left(\frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1 \right)} \quad (\text{式 3.21})$$

3.3.1.4 位移传感器

选用康宇公司的磁致伸缩位移传感器（图 2.6），型号为 KYCM-LPIA4210-GB0200MIC03-IW0，由于位移传感器的响应频率远高于液压缸的固有频率，因此，其传递函数可视为比例环节

$$G_f(s) = K_f \quad (\text{式 3.22})$$

式中 K_f ——位移反馈系数

3.4 液压压下系统基本参数的确定^[29]

在上一节中，我们已经得到了液压压下系统的控制模型。在本节中，我们将对本文研究轧机进行分析。本轧机液液压下系统的主回路为位置控制。根据有关资料确定传递函数中各个参数的值，把系统的物理模型转化为数学模型。

3.4.1 调节器

本系统采用 PID 调节器，其传递函数可表示为：

$$G_c = K_p + K_i \frac{1}{s} + K_d s \quad (\text{式 3.23})$$

式中 K_p ——调节器比例放大系数

K_i ——调节器积分放大系数

K_d ——调节器微分放大系数

3.4.2 伺服放大器^[20]

伺服放大器增益由系统开环总增益值中估出。由于这个总增益值为

$$K = K_a K_{sv} K_h K_{sp} = K_a \times 0.011111 \times 11.601 \times 90 = 11.6088 K_a$$

而由式 $K < 2\zeta_h \omega_h$ 估出系统稳定地工作时的开环总增益限值为

$$K < 2\zeta_h \omega_h = 2 \times 0.2 \times 2093.994 = 837.6(\text{rad/s})$$

故有

$$K_a = \frac{K}{11.6088} < \frac{837.6}{11.6088} = 72.15(A/V)$$

经试探，宜取

$$K_a = 6(A/V) \quad (\text{式 3.24})$$

3.4.3 电液伺服阀传递函数^[24,30]

该系统采用的是力士乐公司的 4WS. 2EM 伺服阀，这种伺服阀是以双喷嘴挡板为前置，四边滑阀为功率级的双边电液伺服阀，其内部结构采用力反馈式，根据产品样本说明书提供的参数，通过理论计算的方式我们得到了伺服阀固有频率 ω_{sv} 、伺服阀增益 K_{sv}

$$\omega_{sv} = 400\text{HZ} = 2496\text{rad/s}$$

$$K_{sv} = \frac{Q_{cm}}{i_R} = \frac{20L/\text{min}}{30mA} = 0.011111 \text{ m}^3 / A.s$$

故伺服阀的传递函数为

$$G(3) = \frac{Q_0}{\Delta I} = \frac{K_{sv}}{\frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2\zeta_{sv}}{\omega_{sv}}s + 1} = \frac{0.011111}{\frac{s^2}{2496^2} + \frac{2 \times 0.7}{2496}s + 1} \quad (\text{式 3.25})$$

3.4.4 阀控缸传递函数^[20,31,32,33]

由式(2.15)可得到阀控缸数学模型的传递函数:

$$G(s) = \frac{x_p}{q_L} = \frac{\frac{A_p}{KK_{ce}}}{\left(\frac{s}{\omega_r} + 1\right)\left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0}s + 1\right)} \quad (\text{式 3.26})$$

式中

A_p ——油缸活塞的有效面积, 由式 3.3 知

$$A_p = \frac{1 + \varepsilon^3}{(1 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon)} \alpha, \text{ 代入数据求得 } A_p = 0.01637389 \text{ m}^2$$

K_{ce} ——总流量-压力系数, $K_{ce} = K_c + C_{ip} = 1.741 \times 10^{-12} \text{ m}^5 / \text{N}\cdot\text{s}$

K_c 为阀的流量压力系数。伺服阀阀芯直径 $d=6\text{mm}$, 则伺服阀阀芯面积梯度

$$\omega = \pi D_v = 0.01885 \text{ m}$$

伺服阀阀芯与阀套间隙 $C_r = 5 \times 10^{-6}$, 液压油动力黏度, $\mu = 3.64 \times 10^{-2} \text{ Pa}\cdot\text{s}$

$$K_c = \frac{\pi \omega C_r^2}{32\mu} = 1.271 \times 10^{-12}$$

C_i 为油缸泄漏系数; 油缸的泄漏包括内泄漏和外泄漏的总和, 一般这个值都比较小, 伺服缸的内泄漏一般要求 $\leq 0.5\text{mL}/\text{min}$ 或专门技术条件规定, 而普通缸根据缸径和密封形式等不同最低可达 $0.03\text{mL}/\text{min}$ 。但是由于伺服系统一般都有闭环反馈控制, 内泄漏引起的误差可以通过系统的闭环反馈得到调节补偿。另外, 内泄漏能够影响系统的稳定性和响应速度等动态指标, 有时还希望稍大一些以增大系统稳定性。本文研究的液压压下系统取泄漏系数

$$C_{ip} = 4.7 \times 10^{-13} \text{ m}^5 / \text{N}\cdot\text{s}$$

K ——轧机等效负载刚度, 参照同类机组取

$$K = 8.107 \times 10^8 \text{ N/m}$$

ω_0 ——二阶环节固有频率, $\omega_0 = \omega_h \sqrt{1 + K/K_h} = 2302.44 \text{ rad/s}$

ω_h 为液压固有频率, $\omega_h = 333.439 \text{ Hz} = 2093.994 \text{ rad/s}$

K_h 为液压弹簧刚度, $K_h = \frac{4\beta_e A_p^2}{V_t} = 3.879 \times 10^9 \text{ N/m}$

ω_r ——惯性环节转折频率 $\omega_r = KK_{ce} / A_p^2 (1 + K / K_h) = 4.3544103 \text{ rad/s}$

ζ_0 ——振荡环节阻尼比, 取 $\zeta_0 = 0.4$

B_p 为粘性阻尼系数, 取 $B_p = 1.5 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{s/m}$

故阀控缸的传递函数为:

$$G(4) = \frac{x_p}{q_L} = \frac{\frac{A_p}{K_{ce}K}}{\left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0}s + 1\right)\left(\frac{s}{\omega_r} + 1\right)} = \frac{11.601}{\left(\frac{s^2}{2302.4^2} + \frac{2 \times 0.4}{2302.4}s + 1\right)\left(\frac{s}{4.35} + 1\right)} \quad (\text{式 3.27})$$

3.4.5 传感器传递函数

本系统中传感器的动态与液压动力元件相比可以忽略, 将其看成比例环节。

位移传感器

$$K_{xp} = \frac{u_i}{\Delta l}$$

式中 K_{xp} ——位移反馈系数

$$G(5) = K_{xp} = 90 \text{ V/m}$$

压力传感器

$$K_{pc} = \frac{u_p}{\Delta p} \quad (\text{式 3.28})$$

式中 K_{pc} ——压力反馈系数

3.4.6 位移控制闭环系统的传递函数

位移反馈的阀控缸模型的开环传递函数为:

$$G(s) = G(1) \cdot G(2) \cdot G(3) \cdot G(4) \cdot G(5)$$

$$\text{即: } G(s) = \frac{\left(K_p + \frac{K_L}{s}\right) \times 0.006 \times 0.011111 \times 11.601 \times 90}{\left(\frac{s^2}{2496^2} + \frac{2 \times 0.7}{2496}s + 1\right)\left(\frac{s^2}{2302.4^2} + \frac{2 \times 0.4}{2302.4}s + 1\right)\left(\frac{s}{4.35} + 1\right)} \quad (\text{式 3.29})$$

3.5 模型的校核与验证

模型是根据建模目的按照相似原理对于实际系统的科学抽象与简化描述。它反映了建模这对实际系统由感性到理性认识的一个阶段,这种认识是否正确与精确,还得通过实践的检验。因此,模型的校核与验证工作,实际上是由实践到理论,在由理论到实践的过程,有时得经过多次反复才能完成。系统建模与模型的校核、验证与认可(Verification, Validation and Accreditation)——VV&A,是提高仿真结果置信度的重要方法。

建模与仿真的 VV&A 是分析系统模型可信性和提高仿真结果置信度的重要方法,作为建模与仿真全生命周期的一个重要组成部分,始终贯穿于建模与仿真的全过程,从局部子系统到整个系统按一定规范和标准反复进行,直到取得满意的仿真结果为止。

模型校核是一个过程,在这个过程中要检查和确定仿真计算模型是否准确地表达了概念模型(数学模型,物理模型等)。模型校核的目的是确保二次模型化(对概念模型的翻译)过程是正确的,但目前的仿真模型多是针对某一平台软件进行的,其求解过程可以得到保障,模型校核可以得到简化。

模型验证是在建模目的意义下模型是否准确地代表实际系统,有两方面的含义:一是首先要检查模型是否正确地描述了实际系统;二是进一步检查仿真模型输出是否充分接近实际系统的行为。模型验证的目的并不能使模型与实际系统完全一致,模型只是对实际系统的一种近似。

模型验证有两个方面的含义:一是检查所建立模型是否充分而准确地描述了实际系统;第一点是考察模型在演绎过程的可信性,可以通过以下两个途径来分析,一是通过对前提是否真实的研究,来研究模型本身是否可信;通过推理过程是否符合思维规律、规则,即推理形式是否正确的研究来检验模型的可信性。二是考察模型输出是否接近实际系统的行为过程。模型验证第二点是考察在归纳中的可信性,往往主要是通过考察在相同输入条件下,仿真模型的输出结果与实际系统输出结果是否一致以及一致性的程度如何来作出判断,有以下方法:专家经验评估法、动态关联分析法、系统分解法、假设检验法、时间序列和频谱分析与综合方法等。

为了得到正确的结论,在利用仿真方法进行系统分析,预测,必须保证仿真模型的能够准确的反映实际系统并能在计算机上正确运行,因此必须对仿真模型的有效性进行评估。仿真模型的有效性评估主要包括模型的认和模型的验证两部分内容。模型确认考察的是系统模型与被仿真系统之间的关系,模型验证考察的则是系统模型与仿真计算机实现之间的关系。理论模型的确认可从理论依据和假设条件的正确

性两个方面进行分析确认， $\Phi 400$ 轧管机液压辊缝系统建模过程中所用到的假设如下：

(1) 油源供油，采用恒压泵供油，且理论供油能力远远大于实际系统需要。在模型中对其进行恒压简化处理，是切实可行的。

(2) 液压系统所用电液伺服阀，为零开口四通滑阀，控制电流与阀芯位移具有良好的线性关系。

(3) 液压缸与负载力的平衡分析按照集中参数考虑，这也是一般液压系统仿真所经常采用的方式。

所有模型假设都按照标准建模过程建立，所有模型算法采用的是教科书的经典公式。可以认为所建立的仿真模型从工作机理上均如实地放映了实际系统的工作状态，模型是可靠的。

3.6 本章小结

本章主要针对 $\Phi 400$ 轧管机液压辊缝系统，通过适当的简化，应用经典的理论，对其进行了数学建模，并验证了此模型的可用性，为以后章节的仿真，校正的进行提供了前提。

4 Φ 400 轧管机液压辊缝系统的仿真

前面所建立的系统数学模型实际上是对实际系统、系统元素以及元素之间相互关系理解程度的描述，要对一个实际系统进行仿真研究，还必须将原始系统的数学模型转换为能够在计算机上进行运算的仿真模型。本课题使用面向对象的仿真建模开发环境 MATLAB 软件，利用 SIMULINK 实现协同仿真，采用 Control Toolbox 工具箱，用直观的图形拼接建模法组合系统模型，建立了 Φ 400 轧管机液压辊缝系统的仿真模型。

4.1 Φ 400 轧管机液压辊缝系统仿真模型^[3,34,35]

根据上一章的分析结果，在 Mablabs 中利用 Simulink 仿真工具箱系统进行仿真。在 Simulink 中建立无负载干扰力的系统仿真模型如图 4.1 所示：

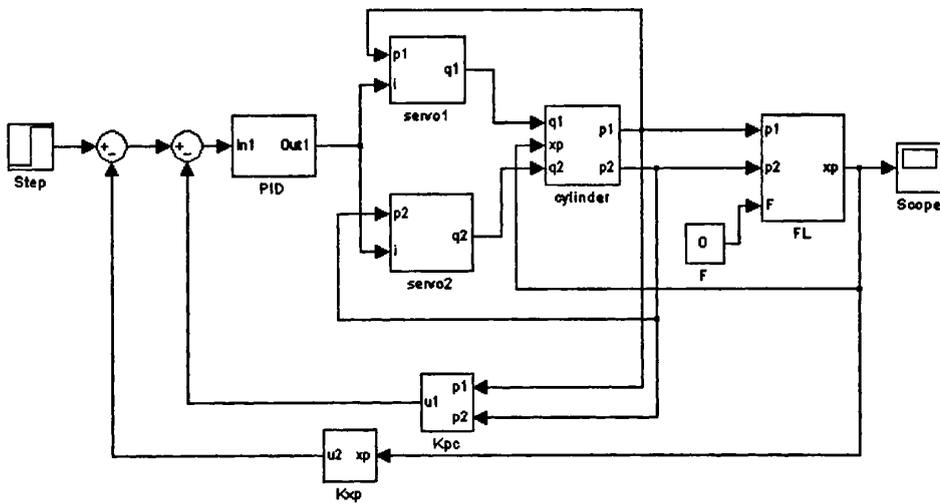
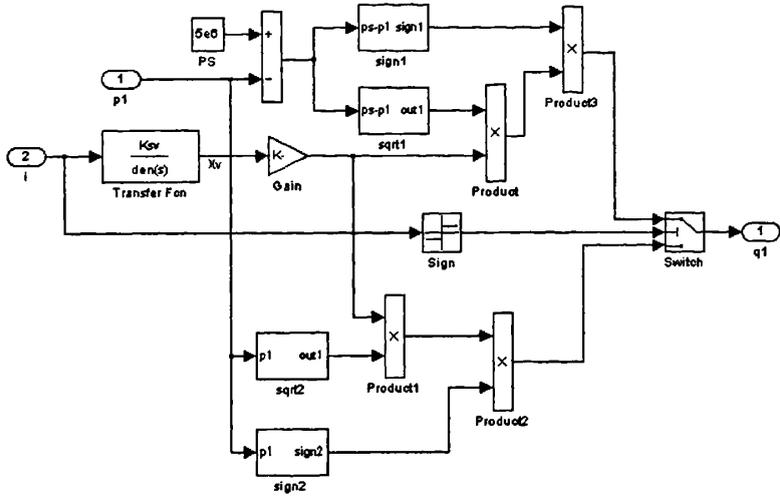


图 4.1 Φ 400 轧管机液压辊缝系统仿真模型

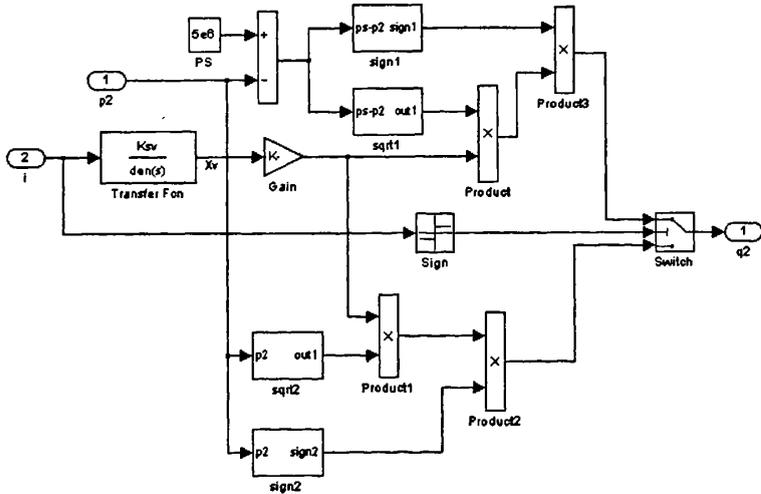
Fig. 4.1 The sketch of simulation modeling of Φ 400 Tube Rolling Mill hydraulic system

部分模块内部详细结构见下图所示。



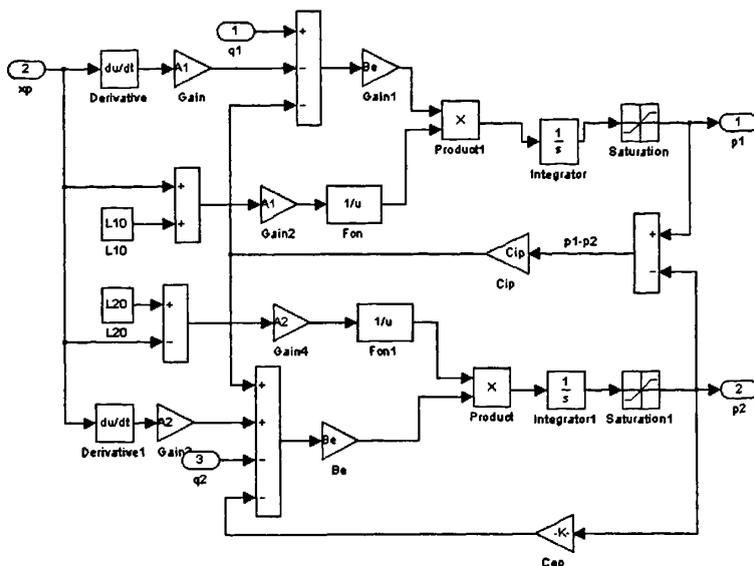
Servo1 模块内部结构框图

The sketch of servol module structure



Servo2 模块内部结构框图

The sketch of servo2 module structure



cylinder 模块内部结构框图

The sketch of cylinder module structure

4.1.1 模型的特殊说明

根据以上搭建的仿真模型，在 MATLAB 7.0+Simulink 平台上进行了仿真研究，具体仿真器参数的调节可以参阅 MATLAB 帮助。

在模型参数变动时，采取遵循循序渐进的原则。现在已有的参数附近做小范围修改，否则如果变动太大可能破坏模型的稳定性，导致结果发散。

4.2 ARGC 液压系统仿真参数

ARGC 液压系统模型设计的理论来源主要包括四个部分：第一是系统技术图纸；第二是液压系统仿真书籍；第三是热轧系统仿真书籍；第四是产品样本说明书。现场技术图纸是最主要的建模依据，压下系统中的辊缝控制主要由液压辊缝控制机构完成，液压系统的组成成为该仿真的关键。通过对液压系统技术图纸的研究，我们了解到现场液压控制系统为一阀控缸系统，而控制液压油缸的伺服阀相关数据，可从产品样本说明书中获得。液压系统典型元件的模型，我们均选用教科书中的经典模型。

仿真系统相对于实际系统要简单，同时对于非关键设备都做了相应的简化处理，首先去掉了所有间接设备，其次对非关键环节进行简化处理。

首先去掉了所有间接设备，其次对非关键环节进行简化处理。

4.2.1 ARGC 液压系统仿真参数表

ARGC 系统各模块仿真时用到的具体参数值见表 4.1。

表 4.1 ARGC 系统模块变量参数表

Tab. 4.1 The parameters of the module systems of ARGC hydraulic system

伺服阀参数	符号	单位	数值	参数来源
伺服阀增益	K_{sv}	$m^3 / A.s$	0.0111111	
固有频率	ω_{sv}	Rad/s	2496	理论计算
流量系数	C_d	—	0.027558	
面积梯度	ω	m	0.01885	
阻尼系数	ζ	—	0.7	
PID 参数	符号	单位	数值	参数来源
比例系数	K_p			
积分系数	K_i			调节过程
微分系数	K_d			
油液参数	符号	单位	数值	参数来源
油液密度	ρ	Kg / m^3	880	液压工程手册
油液粘度	ν	m^2 / s	3.9×10^{-5}	
油液弹性模量	β_e	MPa	1341.85	液压工程手册
液压缸参数	符号	单位	数值	参数来源
液压缸前腔面积	A_1	m^2	0.01767144	
液压缸后腔面积	A_2		0.0063617	理论计算
液压缸前腔体积	V_{10}	m^3	0.000706857	
液压缸后腔体积	V_{20}		0.000254468	
液压缸总行程	L_{xc}	m	0.08	图纸
油缸内泄漏系数	C_{ip}	$m^3 / s. Pa$	3.8095×10^{-12}	
油缸外泄漏系数	C_{ep}	$m^3 / s. Pa$	2.38095×10^{-11}	理论计算
负载参数	符号	单位	数值	参数来源
负载总质量	m_l	Kg	245.76	
粘性阻尼系数	B_p	N. s/m	1.6×10^7	折算
刚度	K	N/m	5×10^9	

4.3 ARGC 系统动态仿真

4.3.1 ARGC 液压系统动态特性分析^[36,37,38]

对系统动态响应的分析主要是看系统在典型输入信号作用下，其输出响应随时间变化的动态性能指标。这里分别采用阶跃信号、脉冲信号对系统的响应特性进行了分析计算。

在系统给定输入端，分别加入不同频率、不同幅值的阶跃信号、脉冲信号，而后分别计算出系统输出以及反映系统运行特性的一些重要状态变量，得到了一组详细的系统响应特性曲线。仿真曲线参数选取如表 4.1，仿真曲线如图 4.2、图 4.3 所示

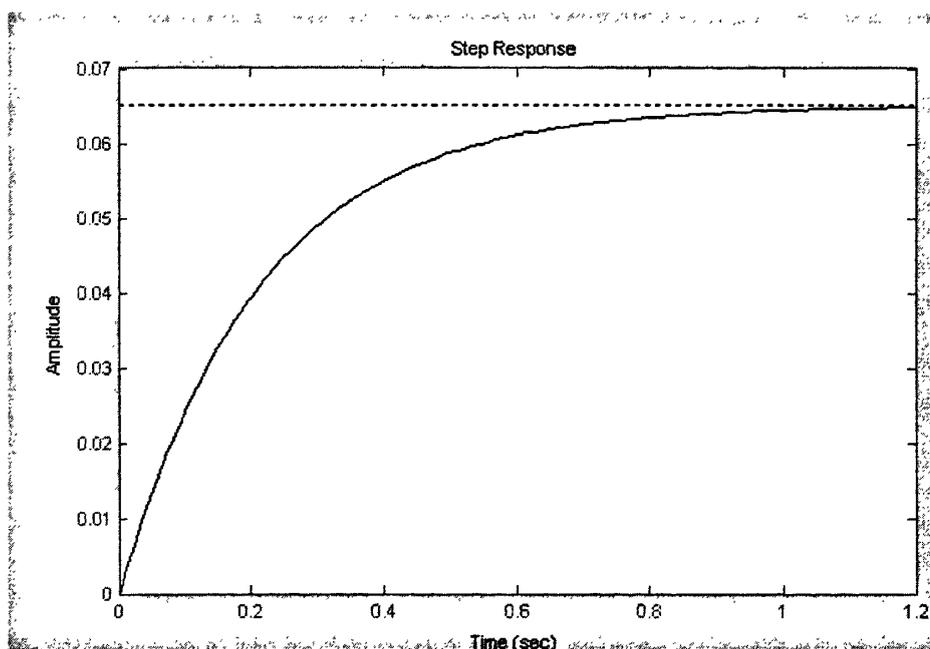


图 4.2 未校正闭环系统的阶跃响应

Fig. 4.2 Step response of the system before compensating

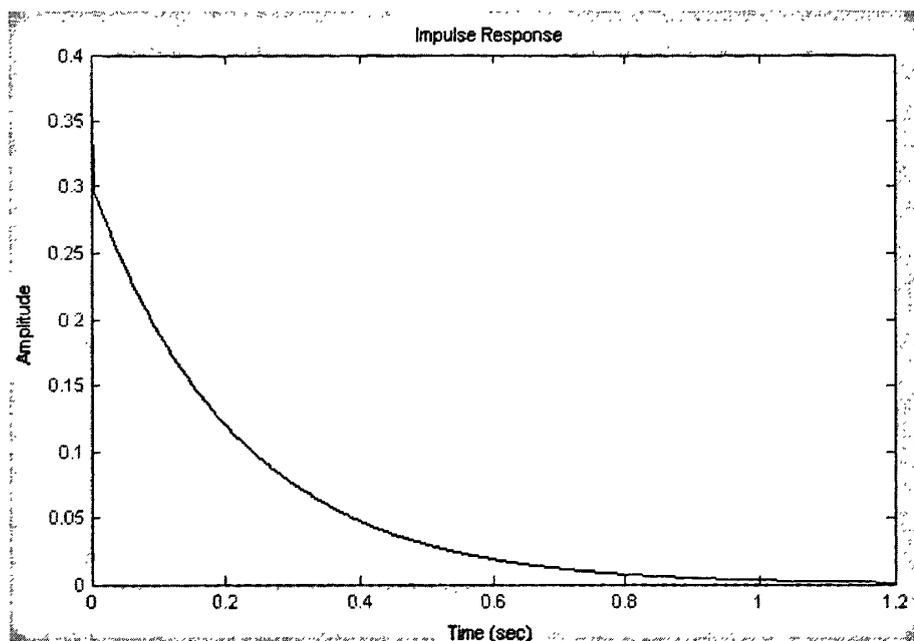


图 4.3 未校正闭环系统的脉冲响应

Fig. 4.3 Impulse response of the system before compensating

从图 4.2 和图 4.3 可以看到, 从仿真结果看出, 在阶跃信号和脉冲信号输入, 系统输出瞬态响应随时间推延而逐渐衰减, 使输出量趋于一个稳定值, 可见系统是稳定的, 而且没有超调。但系统的调整时间很长, 所以系统的响应速度是很慢的, 从开环 Bode 图可以看出系统的幅值裕度为 71.9 dB, 相角裕度为无穷大。

4.3.2 有关参数对系统动态特性的影响^[39,40]

为了更好地掌握影响系统动态特性的因素, 进一步改变有关参数, 对给系统的动态响应进行仿真, 从而了解有关参数对系统性能影响的程度, 为改善系统动态性能提供依据。

(1) 等效粘性阻尼系数

a 阻尼的成因

系统的阻尼主要来源于材料的内摩擦和外摩擦。材料的内摩擦又称为材料尼, 它是由材料内部分子或金属晶粒间在运动中相互摩擦而损耗能量所产生的阻尼。从根本上说, 任何材料在运动中都要产生材料阻尼。材料的外摩擦称为摩擦阻尼或者粘性阻尼, 它包括机构接触面在相对运动中的干摩擦(库仑摩擦和粘性流体(液体、气体)摩擦, 这种摩擦将机械能转化为热能耗散于周围介质中可见, 阻尼增大, 必将

带来更多的能量损耗。它对系统的动态特性有着一定的影响。

b 仿真分析

下图分别以阀控缸等效粘性阻尼系数 ζ_0 为 0.1、0.2、0.4、0.6、0.8、1 的系统为例进行分析，利用补偿器调整增益后得出仿真曲线图。图 4.4-4.9 为系统闭环阶跃响应曲线，

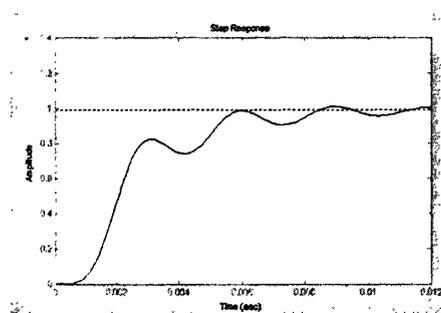


图 4.4 $\zeta_0=0.1$ 系统的阶跃响应

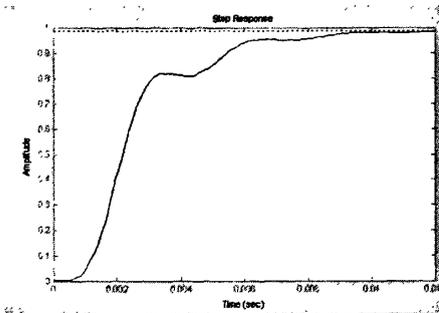


图 4.5 $\zeta_0=0.2$ 系统的阶跃响应

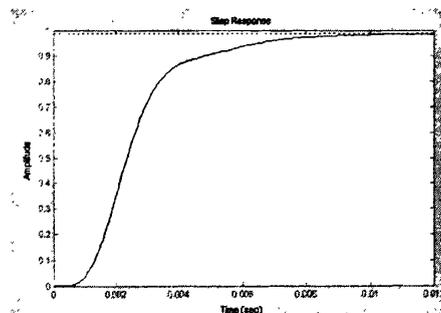


图 4.6 $\zeta_0=0.4$ 系统的阶跃响应

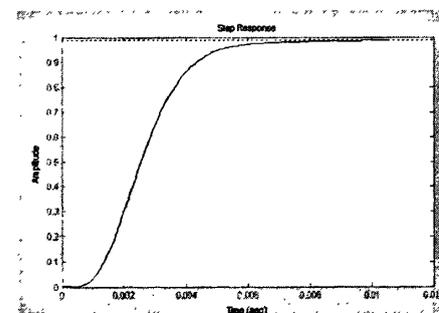


图 4.7 $\zeta_0=0.6$ 系统的阶跃响应

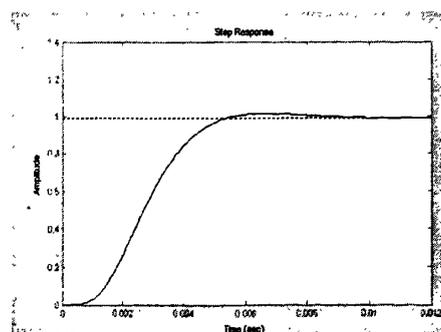


图 4.8 $\zeta_0=0.8$ 系统的阶跃响应

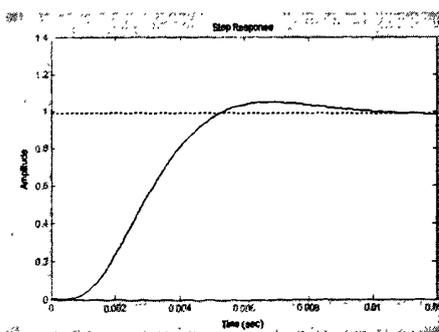


图 4.9 $\zeta_0=1$ 系统的阶跃响应

从仿真结果可以看出:当 $\zeta_0=0.1$ 时,为欠阻尼状态,系统频率较高,响应曲线的振荡程度相对比较剧烈,系统的稳定性变差,进一步使得其过渡时间变长;当 $\zeta_0=0.6$ 时,系统经轻微振荡,就进入稳定状态;而 $\zeta_0=1$ 时,为过阻尼状态,稳定性较好,但系统过渡过程时间变长。从仿真结果(图 4.4-4.9)可以看出:当 ζ_0 增加时,即随着粘性阻尼系数 ζ_0 的增加,消耗的功率增多。综合对比各种结果,对于本系统来说,当 ζ_0 值在 0.6 左右时,动态特性较好。

(2) 油液弹性模量 β_e

a、油液弹性模量的定义及其影响因素

油液弹性模量的定义:

$$\beta_e = -V_0 \frac{dP}{dV} \quad (\text{式 4.1})$$

式中 β_e —油液的弹性模量;

V_0 —初始状态的油液体积;

dV —油液体积的改变量;

dP —与 dV 对应的油液压力的改变量

一般石油型液压油的 β_e 值,平均约为 $(1.2 \sim 2) \times 10^3$ Mpa。但在实际应用中,由于在液体内不可避免地混入气泡等原因,使 β_e 值显著减小,因此,建议选用 $(0.7 \sim 1.4) \times 10^3$ Mpa。当油中混入 1% 的空气时, β_e 值将降到原来的 5% 左右;油中混有 5% 的空气时, β_e 值将降到原来的 1% 左右^[9]。

b、仿真分析

分别以 β_e 值为下述情况进行仿真分析:1300MPa、700MPa 及 200MPa,仿真结果如图 4.10-4.12 所示。

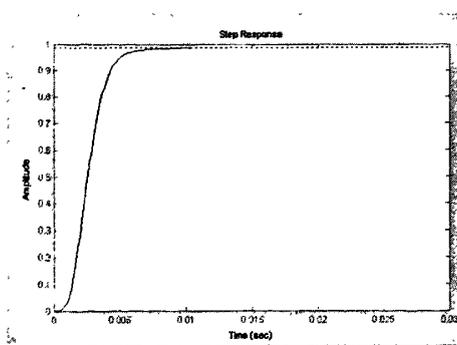


图 4.10 $\beta_e=1300$ Mpa 系统闭环阶跃响应

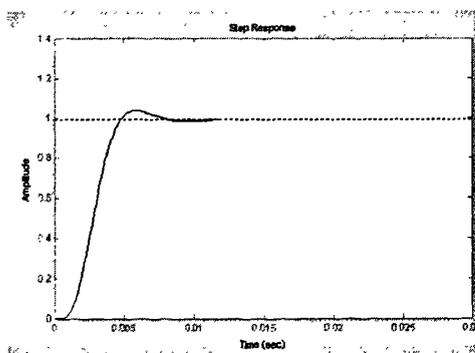


图 4.11 $\beta_e=700$ Mpa 系统闭环阶跃响应

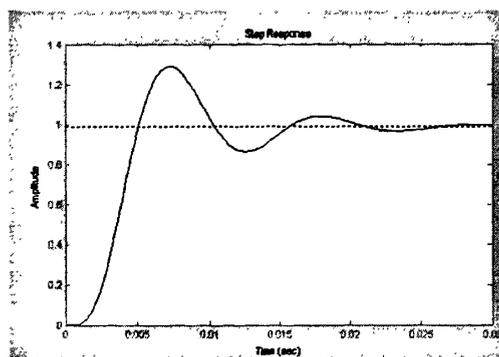


图 4.12 $\beta_e=200\text{MPa}$ 系统闭环阶跃响应

从仿真结果可以看出:当 $\beta_e=1300\text{MPa}$ 时,系统响应时间很快,0.004 秒即上升至峰值,0.01 秒达到完全稳定状态;当 $\beta_e=700\text{MPa}$ 时,系统响应时间稍慢,0.005 秒上升至峰值,0.012 秒达到完全稳定状态;当 $\beta_e=200\text{MPa}$ 时,系统响应时间最慢,0.007 秒上升至峰值,0.03 秒还未完全稳定状态。随着 β_e 值的减小,稳定性显著下降。可见,增大 β_e 值,对于系统的快速响应性、稳定时间及准确性都是有利的,因此应减少空气含量,以提高 β_e 值。

C、减少空气含量措施

油液中含有少量的空气是不可避免的,但是可以根据不同的系统要求,采用一些措施将其控制在一定范围内。下面列举几种方法:

i 设置专用装置以减少油液中的气泡

在油箱中设置金属网或隔板消除气泡;用真空箱消除气泡,这种办法需要真空泵等一些装置,结构复杂、成本高,但效果很好;用离心式液气分离器消除气泡,这种分离器结构不是很复杂,成本不太高,体积较大,排除效率取决于液体流动的情况。

ii 合理设计系统的结构

在液压系统最高处应设置排气塞或排气阀;油箱的出、回油口应设在油箱液面以下;回油口断面应做成斜面以减少回油涡流和搅动;液压泵吸油口管径应尽可能大一些,尽可能减少管路的弯曲;避免或减少使用节流阀;选择合理的密封件及密封结构;提高液压泵的吸入压力;降低工作机构的运动惯性;提高系统的整体密封性能。

111 在使用与维护过程中防止空气侵入

保持油箱中足够的油液,不足时应添加同牌号液压油;定期清洗过滤器和散热装置,避免液压泵因吸油不畅和油温过高而形成系统的局部真空;液压系统出现压力低、温度高、工作无力等非正常现象时应及时排查;避免工作载荷的急剧变化;避免利用机械的惯性来完成某项动作;及时更换老化或失效的密封件。

(3) 负载的影响^[8]

动态刚度特性

根据式(3·17)，不考虑 x_v 、 $A_c P_s$ 对 x_p 的影响，可得输出位移对负载力的动态响应：

$$\frac{x_p}{F} = \frac{-\frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s\right)}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1\right)} \quad (式 4.2)$$

负载干扰力的变化引起的动态过程不影响系统的稳定性，因此在伺服系统设计的初期是不考虑的。但负载变化对输出位移是有影响的，所以还是有必要进行研究。定义动态刚度为：

$$\frac{F}{x_p} = \frac{-\frac{A_p^2}{K_{ce}} s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1\right)}{\frac{s}{\omega_1} + 1} \quad (式 4.3)$$

式中： ω_1 ——转折频率， $\omega_1 = \frac{4\beta_e K_{ce}}{V_t} = 2\zeta_h \omega_h$

式 4.3 表示的动态位置刚度特性由惯性环节、比例环节、理想微分环节和二阶微分环节组成。式中的负号表示负载力增加使输出减小。其幅频特性如图 4.12 所示。

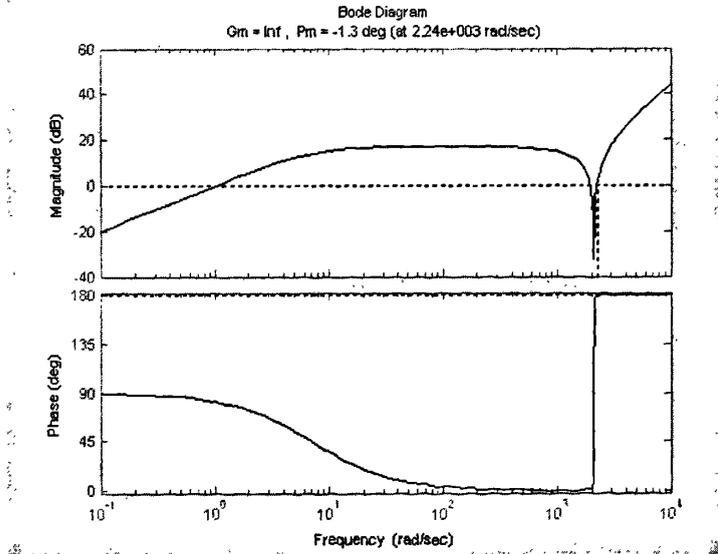


图 4.13 动态位置刚度幅频特性

Fig. 4.13 breath-frequency characteristic of the dynamic position intensity

动态位置刚度与负载干扰力 F 的变化率 ω 有关。在 $\omega < \omega_1$ 的低频段，惯性环节和二阶微分环节不起作用，动态刚度为

$$\left| -\frac{F}{x_p} \right| = \frac{A_p^2}{K_{ce}} \omega \quad (\text{式 4.4})$$

可见动态刚度随频率成比例增大。在 $\omega = 0$ 时，可得静态刚度 $\left| -F/x_p \right| = 0$ 。在低频段的动态刚度是由液压缸的泄漏特性所决定。因为在恒定的外负载力作用下由于泄漏的影响，活塞将连续不断移动，没有确定的位置。随着频率增加，泄漏的影响越来越小。

在 $\omega_1 < \omega < \omega_h$ 的中频段上，比例环节、惯性环节和理想微分环节同时起作用，动

态位置刚度为一常数，其值为
$$\left| -\frac{F}{x_p} \right| = \frac{A_p^2}{K_{ce}} s \Big|_{s=j\omega_1} = \frac{4\beta_e A_p^2}{V_l} = K_h$$

在中频段上，由于外干扰力频率较高，液压缸工作腔的油液来不及泄漏，可以看成是完全封闭的，因而动态刚度就等于液压刚度。这一阶段的动态刚度由油液的压缩性所决定。

在 $\omega > \omega_h$ 的高频段上，二阶微分环节起主要作用，动态刚度特性由负载惯性所决定。随频率增高，负载惯性的作用越来越显著，阻止液压缸运动，因而动态刚度显著增加。但一般很少在此频率工作。

4.4 ARGC 液压系统稳定性分析

在伺服控制系统分析中，一般采用 Bode 图对系统的稳定性进行分析，它由两组图组成：对数幅频特性图和对数相频特性图，纵坐标分别是幅值 $L(\omega) = 20 \lg A(\omega)$ ，以 dB 表示， $A(\omega)$ 每增加 10 倍， $L(\omega)$ 增加 20dB；相角 $\phi(\omega)$ ，以度表示。横坐标为频率，采用对数分度。系统的开环 Bode 图如下：

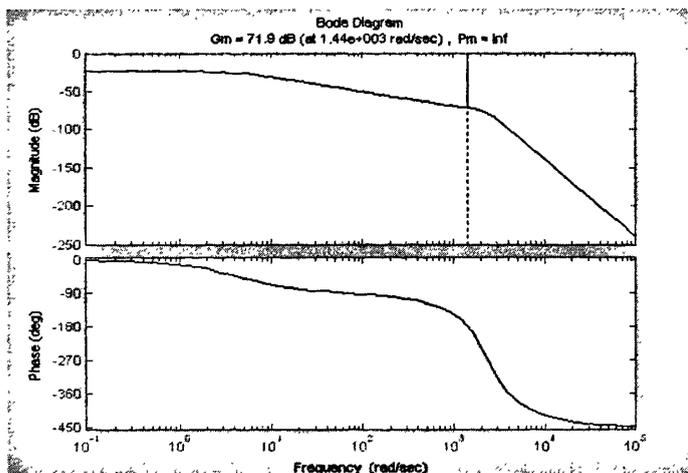


图 4.14 未校正系统的开环 bode 图

Fig. 4.14 open-loop bode diagram of the system before compensating

4.5 ARGC 液压系统稳态性能分析^[8,41,42,43]

“准确性”是对控制系统提出的一个重要性能要求，对于实际系统来说，输出量常常不能绝对精确地达到所期望的数值，期望值与实际输出的差值即所谓的误差。稳态误差是衡量控制系统最终精度的重要指标，通常是指系统达到稳定后输出量的理想值与实际值之差来衡量。稳态误差是伺服系统的一个重要性能指标。稳态误差越小，系统的控制精度就越高。系统的稳态误差由指令输入、外负载力干扰和系统中的零漂、死区等内干扰引起。系统的稳态误差既与系统的结构参数有关，又和输入信号的形式联系密切。

4.5.1 跟随误差计算

不计负载干扰力时，系统的跟随误差为

$$e_i(\infty)_p = \lim_{s \rightarrow 0} sE(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{1+G(s)} X_i(s) \quad (\text{式 4.5})$$

由于系统为 I 型系统，所以输入阶跃信号时为无差系统，系统的跟随误差为

$$e_i(\infty)_p = 0 \quad (\text{式 4.6})$$

4.5.2 负载误差计算

负载误差就是外干扰力造成的系统稳态误差，它是干扰误差的一种，是在不考虑输入控制情况下进行计算的。不计输入信号，并认为 $K_{ce} = K_c$ ，即输入信号为零，只有负载，其输出位移误差就是负载引起的。由于

$$E(s) = -K_f x_p \quad (式 4.7)$$

$$x_p = -\frac{K_c}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_l}{4\beta_e K_c} s\right) F(s) / \left[\frac{KK_c}{A_p^2} \left(\frac{s}{\omega_r} + 1\right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1\right) + K_v \right] \quad (式 4.8)$$

以上两式联立消去 x_p ，得

$$E(s) = \frac{K_c K_f}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_l}{4\beta_e K_c} s\right) F(s) / \left[\frac{KK_c}{A_p^2} \left(\frac{s}{\omega_r} + 1\right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1\right) + K_v \right] \quad (式 4.9)$$

设负载力阶跃干扰 $f(t) = F_0 = const$ ，则 $F(s) = F_0 / s$ ，由拉普拉斯变换的终值定理，可得出负载引起的稳态误差即负载误差为

$$e_L(\infty)_p = \lim_{s \rightarrow 0} sE(s) = \frac{K_c K_f F_0}{KK_c + K_v A_p^2} = 0.000027278 \quad (式 4.10)$$

4.5.3 零漂和死区等引起的静态误差

除了跟随误差和负载误差外，放大器、电液伺服阀的零漂、死区以及使负载运动时的静摩擦都要引起位置误差。在计算系统的总静差时，可以将系统中各元件的零漂和死区都折算到伺服阀的输入端，以伺服阀的输入电流值表示。假设总的零漂和死区电流为 $\sum \Delta I$ 时，则总的静态误差为

$$\Delta x_p = \frac{\sum \Delta I}{K_a K_f} \quad (式 4.11)$$

由液压样本查的伺服阀的零漂和死区电流为

$$\sum \Delta I = (3\% + 1.5\%) \times 30 \text{ mA} \quad (式 4.12)$$

$$\text{所以 } \Delta x_p = \frac{\sum \Delta I}{K_a K_f} = \frac{4.5\% \times 30 \times 10^{-3}}{6 \times 90} = 0.0000025 \quad (式 4.13)$$

由式 4.6、4.10、4.13 得系统的总误差为：

$$E_r(\infty) = e_r(\infty)_p + e_L(\infty)_p + \Delta x_p = 0.000029778$$

由以上分析可知，该系统满足了轧件厚度偏差控制到小于成品厚度的 1%。

4.6 影响系统工作精度的因素分析

前面分析了误差产生的原因及稳态误差的计算方法。通过分析，可以找出对系统工作精度产生影响的因素。

4.6.1 伺服系统开环增益的影响

从上面的分析看，系统的跟随误差很大。为减少误差，设计时应加大开环增益 K_v ，当然加大 K_v 会给系统稳定性带来不好的影响，因此必须在保证稳定性的前提下，提高开环增益 K_v 。

4.6.2 负载干扰力的影响

由负载误差 $e_L(\infty)_p = \lim_{s \rightarrow 0} sE(s) = \frac{K_c K_f F_0}{K K_c + K_v A_p^2}$ 看，为减少负载误差应加大活塞面积 A_p ，而使 $F/A_p = P_L$ 减少，故阀芯位移减少而误差较小。但这样却和减少跟随误差相矛盾，所以应根据具体条件选取，系统在低速大负荷下工作， A_p 应尽量选大些，这样既改善了系统稳态误差又增大了系统稳定性。 K_v 的增加即 ω 或 K_{sv} 增加和 K_f 增加，则系统刚度增加，抗干扰的能力加大，即当负载力相等而面积梯度 ω 大时，负载干扰引起的阀芯位移量小，稳态误差就小。即是说，同样大小的阀芯位移， ω 大时系统刚度大，抗干扰能力强。

4.6.3 滑阀径向间隙的影响

节流口流量压力灵敏度 K_c 增加，从而引起负载的误差越大。为提高液压伺服系统的工作精度，应尽量提高加工工艺以减少径向间隙 C_r 。

4.6.4 机构热变形的影响

系统在工作时，机构结构将因温升而变形使被调节对象产生位置误差。由于温度升高，伺服阀开口量也会变化，以致使被控对象改变原来的位置而产生误差。据统计资料，由于机构热变形使被调对象产生位置误差，严重者可达 0.2-0.3mm。这个数值是很大的，所以尽量减少机构热变形也是一项提高系统工作精度的措施。

此外，尚可修改输入信号，以抵消部分误差。

总之，影响系统工作精度的因素很多，这些因素中有些参数既能提高工作精度又能改善稳定性，如提高系统的结构刚度、反馈刚度、液压缸的长度，以及减少间隙、减少机构的热变形。有的提高了工作精度会降低稳定性，如活塞有效面积、阀的面积梯度、反馈系数等，这些参数对工作精度和稳定性具有相反的作用，因而在确定时，应先考虑满足稳定性要求，同时兼顾工作精度的要求。

4.7 系统的瞬态响应分析

4.7.1 控制系统的性能指标

对控制系统瞬态响应的要求可概括为两个方面：响应的快速性与平稳性。通常用上升时间 t_r 、延迟时间 t_d 、峰值时间 t_p 以及调节时间 t_s 这四个性能指标来表征瞬态响应的快速性；用最大超调量 M_p 和振荡次数 N 这两个性能指标来表征瞬态响应的平稳性。这些指标的定义如下^[44]：

(1) 上升时间 t_r ：对于欠阻尼是指，系统响应从 0 第一次达到稳态值所需的时间；对于过阻尼系统则指，系统响应从稳态值的 10% 上升到 90% 所需的时间；

(2) 峰值时间 t_p ：系统响应曲线到达第一个峰值所需的时间；

(3) 最大超调量 M_p ：系统在动态过程中输出响应超过稳态值的最大偏离量。通常以单位阶跃响应稳态值的百分数来表示，即：

$$M_p = \frac{y(t_p) - y(\infty)}{y(\infty)} \times 100\%$$

(4) 调整时间 t_s ：系统响应到达并不再越出稳态值的允许误差 $\pm \Delta$ 所需的最短时间，即 $|y(t) - y(\infty)| \leq \Delta y(\infty) \quad t \geq t_s$ ，通常取 Δ 为稳态值的 5% 或 2%；

(5) 振荡次数 N ：是指系统响应在调节时间 t_s 的范围内围绕其稳态值振荡的次数。

这些性能指标之间相互有联系，而且响应的快速性与平稳性之间往往是矛盾（设

计时通常需要折中地处理)的。因此对于一个控制系统,既无必要而且也难于列出所有的瞬态指标值。必须指出:讨论系统的响应特性及性能指标,其前提条件是系统必须稳定。

4.8 本章小结

本章在上一章基础上,将系统的数学模型转换成 Simulink 仿真模型,并对液缸位置进行了分析,得出了管道参数变化对系统性能变化的影响,以及负载压力变化对系统的影响。

5 ARGC 液压系统的校正

对于电液位置伺服系统，单纯靠调整增益往往满足不了系统全部性能指标，这时就要对系统进行校正。采用传统的校正方式，费时费力，而且校正结果的获得也比较困难。因此，本章将主要采用 MATLAB 提供的一种专门用于校正的工具——sisotool 对系统进行校正，在应用中体现其优越性，

5.1 sisotool 简介

sisotool 是 Single Input Single Output ToolBox 的缩写，它是 MATLAB 中单输入单输出系统补偿器的设计工具，也是一个图形用户界面的设计工具，可用来分析和调整反馈控制系统。它能用根轨迹和伯德图进行补偿器的设计。与图解法相比，它具有独特的优势。它在引入对象模型后就能自动显示根轨迹和伯德图，利用鼠标可以直接对屏幕上的对象进行操作，并且与 sisotool 动态连接的可视分析工具 LTI Viewer 马上显示出设计结果，这样用户可以一边看闭环响应，一边调整补偿器的增益、极点和零点，直到设计出满足要求的补偿器为止^[2,3,27,45,46]。sisotool 具有如下功能：

- (1) 输入输出 sisotool 模型；
- (2) 调整补偿器增益；
- (3) 给补偿器加入零极点；
- (4) 右键快捷菜单设计补偿器；
- (5) 观察环路响应和系统数据；
- (6) 储存和恢复设计步骤；
- (7) 定制 sisotool 工具；
- (8) 将补偿后的系统模型转化为 simulink 模型；

5.2 利用伯德图设计补偿器

由于系统的开环传递函数和具有单位反馈的闭环传递函数之间有一一对应关系，而且决定闭环系统稳定性的特征方程又完全取决于开环传递函数，因此用开环系统伯德图设计闭环系统的补偿器是一种既准确又简单的方法。

sisotool 提供了用伯德图设计补偿器的图形用户界面，通过此界面，用户可以设计系统的增益裕量和相位裕量、调整系统的带宽、增加陷波滤波器等。本节将详述如何利用 sisotool 提供的这一工具来设计系统的补偿器。

5.2.1 导入 ARGC 液压系统模型

本轧机 ARGC 液压系统是一套典型对称阀控制非对称液压缸系统，它考虑了管道对伺服系统的影响。因此，对于 AWC 系统的建模也主要是针对伺服阀、和液压缸建模。基于第 3 章中系统的模型，经过适当的简化，采用第 4 章中的仿真数据，在 MATLAB 的命令行中输入如下命令：

```
num=ka*ksv*k*kf
den=conv([1/wsv^2 2*zuni/wsv 1],[1/w0^2 2*zuni1/w0 1])
sys1=tf(num,den)
sys2=tf(1,[1/wr 1])
sys_open=sys1*sys2
```

sys_open 是系统开环传递函数，然后在 MATLAB 的 workspace 空间中将 sys_open 保存成 .MAT 文件的形式，以备下次使用。

启动 sisotool，方法是在 MATLAB 中输入命令：sisotool

选择 file 菜单下的 Import 子菜单弹出 Import System Data 对话框。在 System Name 中命名系统文件名为 sys_open。在 Import from 中选择 Workspace，在从 SISO Models 中选择 sys_open 选项，将其用 System Data 中 G 前的箭头倒入 G 中，其反馈结构也可从 System Data 中选择，点击 OK 按钮模型导入结束。具体设置如图 5.1 所示。

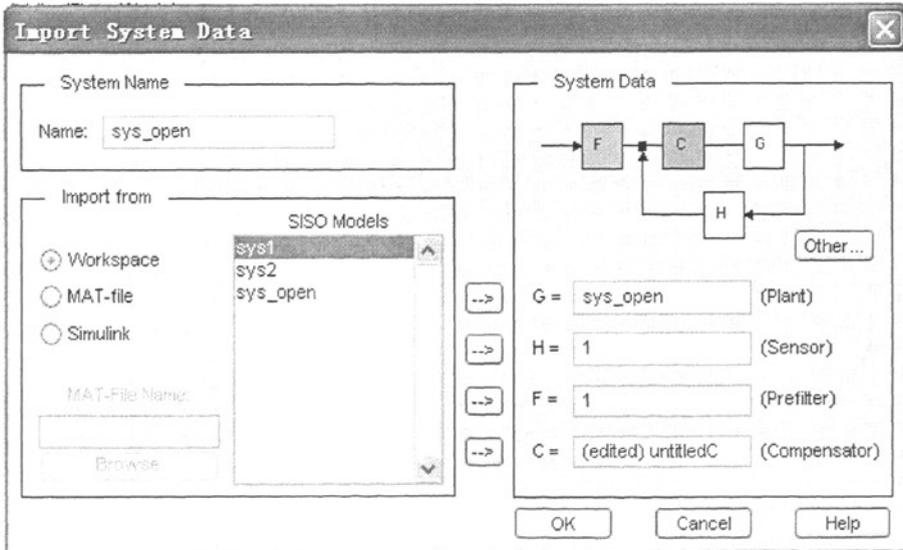


图 5.1 ARGC 系统 SISO 模型导入图

Fig.5.1 The process chart of importing ARGC SISO mode

5.2.2 设计 ARGC 液压系统补偿器

(1) 系统校正标准 对于 $\Phi 400$ 轧管机液压 ARGC 系统, 通过 sisotool 设计完其补偿器之后, 应满足如下指标: 上升时间 $t_r \leq 0.05$ 秒、超调量 $M_p \leq 10\%$ 、增益裕量 $\geq 6\text{dB}$, 相位裕量 $\gamma \geq 40^\circ$ 。

点击 sisotool 环境中的 Analysis 菜单下的 Response to Step Command 命令, 在 LTI Viewer 中观察未校正系统的阶跃响应, 如图 4.2 所示。

(2) 调整补偿器增益 由上图可知系统的响应速度是很慢的, 最简单的提高系统响应速度的方法是提高系统的增益, 即提高补偿器 (compensator) 的增益。在 sisotool 界面中可通过三种方式改变补偿器的增益, 一种是直接在 compensator 面板中改变增益值, 还有一种是在伯德图中拖动曲线的方法, 第三种是在增加零极点对话框中改变增益值的方法。本节将采用第二种方法, 以求一边改变增益值, 一边观察系统闭环响应。具体操作步骤如下:

首先将鼠标置于伯德图的相频特性图上, 当鼠标变成手形图案时按下左键; 然后按住左键, 上下拖动鼠标, 观察增益值的变化和闭环频率响应曲线的响应情况, 最后在合适的位置松开鼠标, 补偿器增益的调整初步完成。此时补偿器的增益值取为 1.85×10^2 , 其阶跃响应和脉冲响应如图 4.2、4.3 所示。

(3) 调整系统带宽由于校正之后, 要求系统的上升时间 $t_r \leq 0.05$, 因此要调整增益使系统的带宽为 3 rad/s 左右, 以满足系统的要求。其调整原理是对于本系统, 带宽值应与 0.03 s 的值一致。带宽的调整仍然采用改变补偿器增益的方式进行, 为方便起见, 在伯德图空白区域右击鼠标, 在下拉菜单中选择 Grid 命令, 给伯德图加上网络。调整后系统补偿器的增益值为 1.21×10^3 , 带宽调整后, 系统阶跃响应曲线与图 4.2 大致相同, 此处不再赘述。

(4) 加入零极点 经过增益调整之后, 从图 4.2 可以看出系统的响应速度基本已经满足要求, 但是系统的超调量仍很大。由 sisotool 中的伯德图左下角提示方框可知, 系统的增益裕量为 4.45 dB , 相位裕量为 55deg 不满足要求, 因此需要设计更为复杂的补偿器才能满足系统的性能指标, 即在系统中加入零极点。

零极点加入步骤如下: 首先用鼠标右击伯德图的空白领域, 选择 AddPole/Zero 项, 在此项下选择 Lead 选项, 此时鼠标变成带有 '×' 号的黑色实心鼠标; 然后在伯德图靠近曲线的部分按下鼠标, 于是就在图上添加了一对零极点。

观察此时伯德图提示方框, 可知加入零极点后的系统增益裕量和相位裕量。基于本次操作, 加入零极点后的系统的增益裕量和相位裕量分别仍然不满足要求, 这时可采用拖动零极点的方式进行设计, 拖动方法同增益调整的方法。另外, 对零极点

的操作可以采用零极点对话框来设定其值。方法如下：右击伯德图空白领域，在其下拉菜单中选择 Editcompensator 选项得到零极点对话框，或者单击 sisotool 环境中的 Current compensator 框也可得到零极点对话框，如图 5.2 所示。

可在对话框中添加或删除零极点、改变当前零极点的位置或者改变补偿器的增益值，也可在 Format 对话框中改变零极点的表示形式。所设计补偿器表达式为：

$$C(s) = 1.21 \times 10^3 \frac{1 + 0.01s}{1 + 0.012s} \quad (\text{式 5.1})$$

补偿器设计完成之后系统的阶跃响应和脉冲响应曲线如图 5.3 和 5.4 所示。

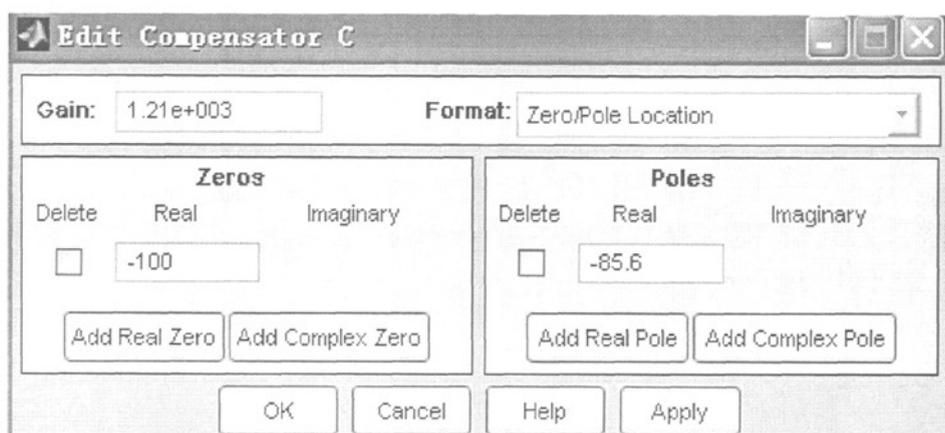


图 5.2 补偿器零极点配置图

Fig.5.2 The configuration chart of the zero/pole in compensator

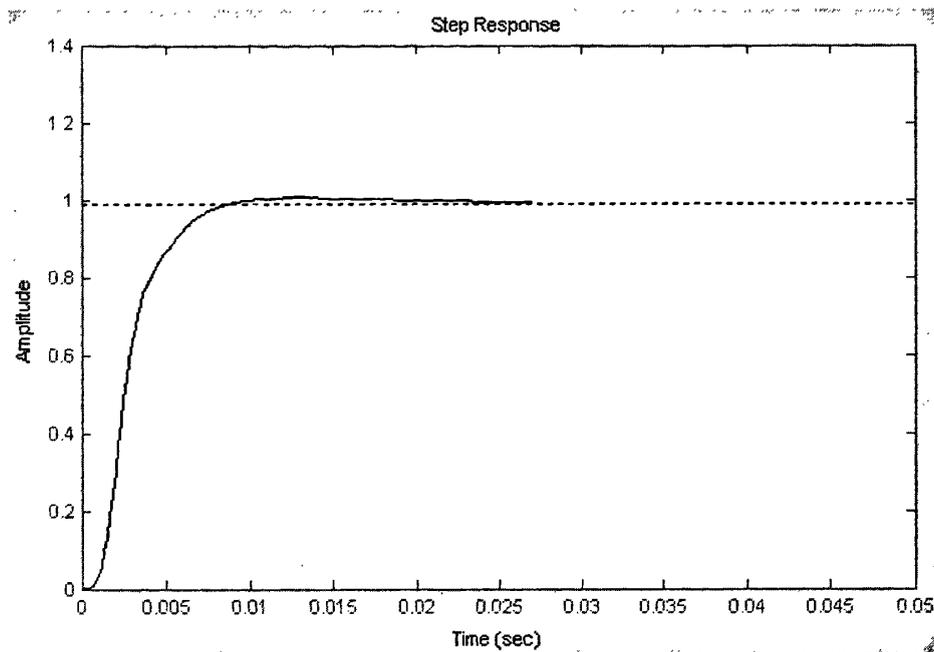


图 5.3 校正后闭环系统的阶跃响应

Fig.5.3 Step response of the system after compensating

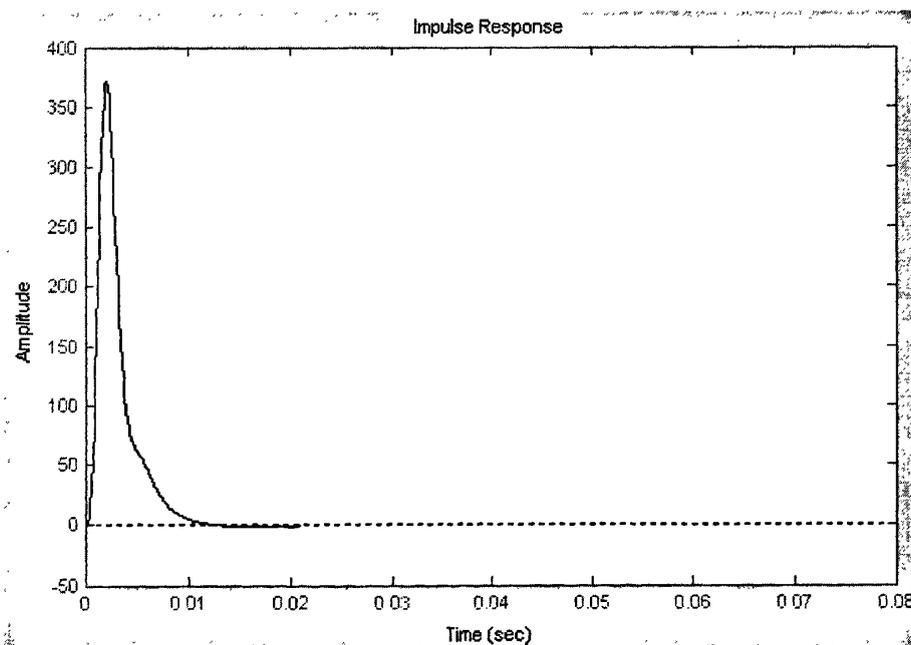


图 5.4 校正闭环系统的脉冲响应

Fig.5.4 Impulse response of the system after compensating

引入系统补偿器后，开环系统伯德图如图 5.5 所示。

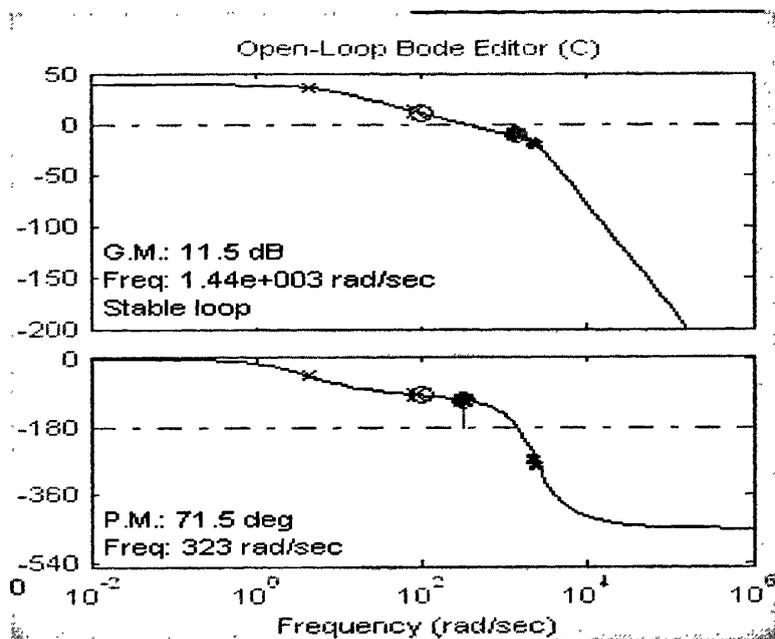


图 5.5 校正后系统伯德图

Fig.5.5 The bode diagram of the system after compensating

5.3 本章小结

本章通过 sisotool 工具箱，采用开环系统伯德图设计了单位负反馈闭环系统的补偿器。

结 论

本文重点研究 $\Phi 400$ 轧管机的 ARGC 系统, 介绍了它的组成及控制原理, 对系统进行了建模, 应用 MATLAB/Simulink 软件对系统进行了仿真, 分析了对称阀控制非对称液压缸时, 液压缸活塞位置的变化, 负载压力对伺服阀流量的影响, 得出了系统参数变化与系统性能变化之间的关系。本文还应用 MATLAB/sisotool 工具为系统设计了补偿器, 验证了 sisotool 的实用性。本论文在研究 $\Phi 400$ 轧管机 ARGC 系统建模、仿真与校正中得到如下的结论:

(1) 建模在对系统进行分析的基础上, 通过合理的简化, 应用经典的理论建立了 $\Phi 400$ 轧管机的 ARGC 液压控制系统的数学模型, 此模型突出了系统主要参数对系统的影响, 具有典型性。

(2) 仿真通过 MATLAB/Simulink 的仿真研究与实验数据, 验证本文中所采用的对称系统控制非对称缸系统数学模型的正确性, 为具有相似结构的液压系统建模提供了依据。针对液压伺服控制系统的要求, 采用 Simulink 仿真, 在实际生产中有一定的指导作用。

(3) 校正采用 sisotool 工具箱, 基于开环系统伯德图, $\Phi 400$ 轧管机的 ARGC 系统设计了补偿器。在设计补偿器过程中, 详细记录了操作步骤, 以及各步所得结果, 为 sisotool 工具箱的推广应用提供了参考。

(4) 达到了性能指标“稳”、“快”、“准”, 满足了轧件厚度偏差控制到小于成品厚度的 1% 的指标, 满足了上升时间 $t_r \leq 0.05$ 秒, 增益裕量 ≥ 6 dB, 相位裕量 ≥ 40 度的要求。

由于时间的限制, 本课题还有许多方面需要完善, 如: $\Phi 400$ 轧管机的 ARGC 系统建模仿真时, 各参数的选择均为理想情况, 未考虑实际中诸如液压阀磨损一类的情况; sisotool 校正时, 未能将系统转化为 Simulink 模型与第 4 章的仿真模型进行比较。

参 考 文 献

- [1] 刘增光. 连轧管机液压压下系统设计及动态特性仿真研究[D]. 山西: 太原理工大学, 2008.
- [2] 王善田. 中板四辊轧机液压 AGC 系统研究与应用[D]. 山东: 山东大学, 2006.
- [3] 张森, 张正亮等. MATLAB 仿真技术与实例应用教程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [4] P.Hubert, Y. Barbin, W. Kofman and M.Berthe.Simulation of the concert instrument of the Rosetta mission[J]. Advances in Space Research, 2002, 29(2): 1209-1214.
- [5] 陈亚深. 冷轧机液压 AGC 系统的控制模型与仿真研究[D]. 湖北: 武汉科技大学, 2004.
- [6] 董国江. 冷连轧机压下系统建模及仿真的研究[D]. 河北: 燕山大学, 2001.
- [7] Hou Yueqian, Dong Qishu. Modeling and simulation of the PWS-100 dynamic and static universal test machine with electro-hydraulic servo controlled[J]. Zhendong Ceshi Yu Zhenduan, 2004, 24(12): 65-68.
- [8] 宋志安. 基于 MATLAB 的液压伺服控制系统分析与设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 2007.
- [9] 雷亚勇. 1700 可逆轧机压下系统的动态响应分析及油缸测试[D]. 河北: 燕山大学, 2007.
- [10] JieDong, Chaonan Tong, Kaixiang Peng. H Infinity Theory and Its Application to the Position of Rolling Mill Control System[J]. Mineral Metallurgy Materials, 1999, 6(3): 230-233.
- [11] 沈安涛, 郭利中, 王淑萍. $\Phi 400$ 机组轧管机区域工艺的自动调整[J]. 包钢科技, 2004, 30(1): 49-51.
- [12] 张俊维, 耿斌. 包钢无缝厂轧管机辊缝伺服系统的调试[J]. 包钢科技, 2001, 27(8): 136-138.
- [13] Bhowal Prodip, Mukherjee S.K. modeling and simulation of hydraulic gap control system in a hot strip mill[J]. ISIJ international, 1996, 36(5): 553-562.
- [14] 翟金杰, 张殿富. $\Phi 400$ 无缝轧管机组设备维修手册[M]. 内蒙古: 包钢钢联无缝钢管厂, 2003.
- [15] 王君. 中厚板轧机液压辊缝控制系统研究及其 PLC 实现 [J]. 东北大学学报, 2001, 1(8): 3-4.

- [16] 陈忠华. 可编程序控制器与工业自动化系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [17] Wang. J, Zhang. D, Li. J, Niu. W, Hydraulic roll gap control system of plate mill and its development in PLC[J]. Dongbei Daxue Xuebao, 2001, 22(3):435-438.
- [18] 张运刚, 宋小春, 郭武强. 西门子 S7-300/400PLC 技术与应用[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2007.
- [19] 苏昆哲. 深入浅出西门子 Wincc V6[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2004.
- [20] 雷天觉. 液压工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
- [21] 刘长年. 液压伺服系统的分析与设计[M]. 北京: 科学出版社, 1985.
- [22] 张炜. 阀控非对称缸电液伺服系统控制研究[D]. 陕西: 西安理工大学, 2006.
- [23] 宋月超. E2 轧机 AWC 液压控制系统的建模仿真与校正[D]. 河北: 燕山大学, 2007.
- [24] 骆涵秀, 李世伦, 朱捷等. 机电控制[M]. 浙江: 浙江大学出版社, 1994.
- [25] 章宏甲, 黄谊. 液压传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 1992.
- [26] 陈永新. 精校机电液位置伺服系统的研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2004.
- [27] 王丹力, 赵劼, 邱志平. MATLAB 控制系统设计 仿真 应用[M]. 北京: 中国电力出版社, 2007.
- [28] 邹俊. 粗轧液压宽度控制系统与精轧张力控制系统仿真及优化研究[D]. 浙江: 浙江大学, 2006.
- [29] Retchkiman Zvi, Rubio miao. Modeling and stability analysis of an hydraulic system[J]. Proceeding of the IEEE Internal Conference on systems, 1992, 25(6):802-805.
- [30] 李洪人. 液压控制系统[M]. 北京: 国防工业出版社, 1981.
- [31] 路甬祥. 液压气动技术手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [32] 张芮. 全液压地下卷取机工艺研究及液压系统仿真[D]. 重庆: 重庆大学, 2004.
- [33] 权花紫, 朴春俊. 四辊轧钢机液压伺服系统的建模[J]. 黑龙江电子技术, 1995, 5(4):82-84.
- [34] Zheng Shenbai, Han Jingtao, Yang Yuehui. Simulation and comparison of several hydraulic AGC systems[J]. Beijing Keji Daxue Xuebao, 2006, 28 (10) :993-996.
- [35] Riqler Gunter, Abert Heinrich, Stauffer Wolfqanq, Aistlertner Kart, Wernberqer Kart. Wernberqer Karl H Improved rolling automation by means of asvanced control techniques and dynamic simulation[J]. Conference Record-LAS Annual Meeting, 1994, 36(8): 2030-2037.
- [36] 沙永柏. JFK--15 型非开挖导向钻机的研制及其液压系统动态特性仿真研究[D].

- 吉林：吉林大学，2007.
- [37] N.Fritz, A. Elsauy. Modler and H.Gold hahn.Simulation of mechanical drives with Easy5[J]. Computers & Industrial Engineering, 1999, 37(2): 231-234.
- [38] Wang Zhenglin, Sun Yikang, Peng Kaixiang. Real-time simulator of an AGC system for hot-rolling mill[J]. Beijing Keji Daxue Xuebao, 2006, 28(2): 171-174.
- [39] 怀猛. 四辊轧机辊缝控制系统液压变参数问题的研究[D]. 湖北：武汉科技大学，2007.
- [40] Bhowal. Prodip, Mukherjee. s. k, Modeling and simulation of hydraulic gap control system in a hot strip mill[J]. Computers & Industrial Engineering, 1996,36(6)553-562.
- [41] 王显正. 控制理论基础[M]. 北京：国防工业出版社，1980.
- [42] Wang Z. h, Wang j. Procedure-Oriented CAE Method for Dynamic Analysis of Rolling Mill Drive systems[J]. Proceedings of International Conference on Vibration Engineering, 1998, 15(4) 134-138 .
- [43] Knohl T, Unbehauen H. Adaptive position control of electro-hydraulic servo systems Using ANN[J]. Mechatronics, 2000, 10(1): 127-143.
- [44] 玄兆燕，朱洪俊，杨秀萍等. 机械工程控制基础[M]. 北京：电子工业出版社，2006.
- [45] Dransfiel D P. Hydraulic Control Systems-Design and Analysis of their Dynamics[J]. Berlin: Springer-Verlag, 1981, 4(3): 59-61.
- [46] Li Shixue, Wang Deyi, Improvement on installation of position transducer in hydraulic cylinder for roll gap control of rolling mill[J]. Beijing Keji Daxue Xuebao ,1995, 30(10): 72-76 .

在学研究成果

- 1、乔文刚, 狄志红. $\Phi 400$ 轧管机液压辊缝控制系统故障分析与排除[J]. 液压与气动, 2009, 2 (4) :85-86.

致 谢

本课题的顺利完成，离不开大家对我的热心帮助。

首先，我要感谢我的导师乔文刚教授，他深厚的理论功底，渊博的学识，丰富的经验让我消除了对专业知识的肤浅理解，从而对本课题的研究产生了浓厚的兴趣。他治学严谨，平易近人对同学的疑难问题，从来都是知无不言，言无不尽。他对事业不懈追求的精神，对生活的积极态度深深影响了我。

同时我要感谢机械工程学院老师在我课题研究时给以细心、专业的指导，使我对课题的理解更深一层。使我对课题各方面细节问题加以注意。在课题的研究中各位同学的支持与帮助也是我课题顺利完成必不可少的因素。

感谢各位评委在百忙之中抽出宝贵时间认真地评阅本论文。向同一实验室同学们表示感谢，向硕士期间所有关心和帮助我的老师和同学们表示感谢。

感谢母校内蒙古科技大学，我在这里生活了七年，这个安详宁静而又激情飞扬的地方，塑造了我积极乐观的人生态度，刻画了我永远留恋的记忆，让我在即将离别的时候，如此不舍。

最后我要感谢我的家人，他们默默的支持与理解是我的动力。

狄志红

2009, 4