

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。据我所知，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，也不包含为获得重庆大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。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作了明确的说明并表示谢意。

学位论文作者签名：陈绍文

签字日期：2005年5月 | 日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解重庆大学有关保留、使用学位论文的规定，有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘，允许论文被查阅和借阅。本人授权重庆大学可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编学位论文。

保密（☐），在 年解密后适用本授权书。

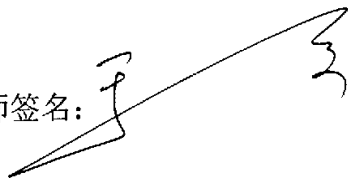
本学位论文属于

不保密（☒）。

（请只在上述一个括号内打“√”）

学位论文作者签名：陈绍文

导师签名：



签字日期：2005年5月 | 日

签字日期：2005年6月 | 日

摘 要

气动技术具有一系列显著优点，在工业生产中得到了越来越广泛的应用，已成为自动化不可缺少的重要手段。进入 90 年代后，气动技术更突破传统死区，经历着飞跃性进展。气动伺服技术作为本学科的前沿研究领域，备受重视。气动伺服技术已能使执行原件实现快速软停止和任意点高精度定位。基于现代工业物流自动化的需要，本文研发了一种新型的气动伺服输送机。

在对气体进行热力学分析的基础上利用热力学定理、牛顿力学定理和电工学定理建立了系统的数学模型，为对系统进行深入的分析与讨论提供了基础与依据。同时对气动比例阀的特性进行了较为深入的研究，为伺服控制系统的快速软停止和高精度的定位控制提供了理论基础，改善系统性能提供了指针。针对阀控缸建立数学模型，以工控机为平台利用 MCGS 组态软件编写控制面板，A/D、D/A 采集卡对数据采集，传感器检测气缸活塞的实时位置，从而利用气动伺服定位系统的 PID 增益算法，调节不同的比例、积分、微分系数，利用 vc++编写自适应控制程序，根据气动伺服定位系统的闭环零—极点配置原理求出最佳状态反馈增益。利用 MATLAB 对系统的仿真，理论上达到了预期的效果，通过试验研究，获得良好的控制效果，证明理论模型正确、控制方法可行。

关键词：气动伺服系统，比例方向控制阀，MCGS，输送机，

ABSTRACT

Pneumatic technology , which is applied widely in industry more and more, has a series of obvious advantages and becomes an important of automation. After 1990, pneumatic technology is largely improved beyond traditional methods. As the advanced research field, pneumatic servo technology attracts more and more technicians. Pneumatic servo position technology can realize automatic orientation when cylinder moves in high velocity. Pneumatic mechanical hand is developed too and is beyond traditional methods. Based on transmission automation need of transmission mechanics. A new pneumatic positioning and separating manipulator is developed.

Aiming to apply a base and quotation for the further analysis and discussion, this paper has built the system's dynamic math model, basing on the analysis of cylinder of thermodynamics. Hence we take a deep look at the characteristic and research of pneumatic to realize the control of orientation at a high accuracy for the servo control system based on this theories foundation and provide guidance to the improvement of system function. We firstly establish the mathematics model with the application of value-control-cylinder. Meanwhile, Make use of the vc++ writing to control the procedure from the orientation, moving according to the spirit the servo positioning system shut the wreath extremity installs the principle begs the best appearance feedback increases. Program the control process with the MCGS software; obtain the current data by A/D, D/A collectors with sensor examining the actual location of piston in the cylinder. Then, regulate the different proportion, integral, differential coefficients, and auto-adaptation can be easily obtained. It's widely applied that imitating the system by MATLAB to reach the prolepsis result in engineering practice.

Keywords: Pneumatic servo control system, the servo valve, MCGS, transmission mechanics

1 绪 论

1.1 气动技术的发展状况

40 年代末至 50 年代初,大多数元件从液压元件改造或演变过来,体积很大。60 年代,开始构成工业控制系统,自成体系,不再与风动技术相提并论。在 70 年代,由于与电子技术的结合应用,在自动化领域得到广泛的推广。80 年代则是集成化、微型化的时代。

90 年代末本世纪之初,气动技术突破了传统的死区,经历着飞跃性的发展。重复精度小于 0.01 mm 的模块化气动输送机,0.05m/s 低速平稳运行及 17 m/s 高速运动的不同气缸相继问世。由计算机、电气、传感、通讯等技术相结合产生了智能气动这一概念(气动比例与伺服、智能阀岛、模块化输送机)。气动伺服定位技术可使气缸在高速运动 3m/s 情况下实现任意点自动定位。智能阀岛十分理想地解决了整个自动化生产线的分散与集中控制问题。现代气动的发展趋势是微型化、集成化、模块化、智能化^[2]。

自动化生产技术的进程一方面受到机械元件、阀和缸的影响,另一方面则要求有更高的控制技术,对于气动控制技术我们可划分为几个阶段:

1) 阀由气动或手动控制,此时的技术完全是气动技术。对于行程顺序的控制也限于定位控制,基本上均靠挡板类限位装置触发开关来实现的。

2) 随着电子新领域的发展,电气重要性增加。在这项技术中,信号转化为电信号处理,对阀进行电控制。这时的技术可概括为电—气技术。能与电结合实现比较复杂的顺序控制,能进行多位控制,但结构都比较臃肿而复杂。

3) 上世纪 80 年代初微处理器应用于控制技术,这技术最终使产生气动伺服系统成为可能。用这些系统,动作可由程序详细确定,正如数字化控制机械工具,可以实现任意点位置的控制,而只需加一些传感器就能实现。这一时期可以说是气动伺服控制系统阶段^[4]。

随着现代制造工业水平的不断提高,自动化技术的覆盖面越来越广,自动化控制设备的功能及性能日趋完善。大量的自控设备,特别是柔性自动化生产对气动控制系统提出了新的要求,比如:

- 1) 与电子控制系统方便的接口;
- 2) 速度、力控制的多级甚至无级可调控制。

为了适应这一形势的发展,近年来在气动控制技术上特别引人注目的发展趋势之一是通过气动技术与电子技术以及机械技术的有机结合,实现气—电一体化和气—机一体化。由于气动技术与电子技术的结合,以及周边技术的成熟,在工

业自动化领域里,气动输送机、气动机器人的实用性已经充分体现出来。因为气动伺服技术一出现,就受到工业界和学术界的高度重视,为气动机器人、气动输送机大规模进入工业自动化领域开辟了十分宽广的前景^[5]。由于大量采用传感器,使气动元件智能化,国外发展的气动定位系统,采用反馈控制速度,在 2m/s,行程 300mm 时,定位精度可达 $\pm 0.1\text{mm}$,国外还开发了新型智能型电磁阀,可直接接受传感器信号,并自行完成动作,达到控制的目的,以应用于物件的传输,并能识别搬运物的大小。广泛采用总线连接集成系统,提高气动控制系统的可靠性,简化安装和维修。

1.1.1 国际上气动技术的起源与发展历程

当今的气动发展突飞猛进,综观 90 年代末期全球气动技术的新成果,实现气—电一体化和气—机一体化。自动化设备的应用覆盖面越来越广,从原先只应用于简单、重复的工艺过程扩大到复杂的工艺过程;自动化机器在性能和功能上都有显著的提高,机器的节拍时间更短,运动精度更高,同时能与计算机直接联接,从而更快和更准确地进行生产管理;由于产品的多样化使柔性生产设备得到越来越广泛的应用,这类设备要求能非常快捷地对之进行重新编程,以实现同一机器对不同种类或尺寸工件进行加工,从而大幅度地降低设备投资并实现小批量产品的生产自动化;要求越来越短的设备设计、制造、调试周期和设备停机维修时间^[1]。

下面简要介绍生产技术领域应用气动技术的一些例子。

1) 汽车制造行业现代汽车制造工厂的生产线,尤其是主要工艺的焊接生产线,几乎无一例外地采用了气动技术。如:车顶盖从货架上被吸盘抓取并放到主车体上实施焊接;外车身被真空吸盘吸起和放下,在规定工位的用定位和夹紧;电焊机焊头的快速接近、减速软着陆后的变压控制点焊,都采用了各种特殊功能的气缸及相应的气动控制系统。高频率的点焊、力量控制的准确性及完成整个工序过程的高度自动化,堪称最具有代表性的气动应用技术之一。另外,搬运装置中使用的高速气缸(最大速度达 3m/s)、复合控制阀的比例控制技术都代表了当今气动技术的新发展。

2) 电子、半导体制造行业在彩电、电冰箱等家用电器产品的装配生产线上,在半导体芯片、印刷电路等各种电子产品的装配流水线上,不仅可以看到各种大小不一、形状不同的气缸、气爪,还可以看到许多灵巧的真空吸盘将一般气爪很难抓起的显像管、纸箱等物品轻轻地吸住,运送到指定位置上。对加速度限制十分严格的芯片搬运系统,采用了平稳加速的气缸。这种气缸具有特殊的加减速机构,可以平稳地将盛满水的水杯从 A 点送到 B 点,并保证水不溢出。为了提高试验效率和追求准确的试验结果,摩托罗拉采用了由小型气缸和控制阀构成的携带式电话的性能寿命试验装置,不仅可以随意的改变按键频率,还可以根据需要,

随时改变按键力度。对环境洁净度要求高的场所,可以选用洁净系列的气动元件,这种系列的气缸、气阀及其他元件有特殊的密封措施^[1]。

1.1.2 国内气动技术的发展趋势

中国大陆气动行业企业约有 340 多家,其中 72 家单位参加中国液压气动密封件工业协会。全行业一九九八年的产量约为 600 万件,产值(90 年不变价)约人民币 8.5 亿元。协会企业的产值产量约占全行业的 40%。现有气动元件(不包括管接头)的品种 1350 个系列,8000 多个规格。气源处理、气动控制、气动执行和各种辅助元件齐全,能够基本满足国内各行业对气动元件的需求。气动技术应用面迅速扩大,性能、质量不断提高,市场销售产值稳步增长。气动产品的发展趋势主要体现在以下方面:

① 小型化、集成化。气动元件有些使用场合,如在制鞋、电阻、电容制造和线路板检测等装置,有限的空间要求气动元件外形尺寸尽量小,小型化是主要发展趋势。据调查,小型化元件的需求量,大约每 5 年增加一倍。气阀的集成化不仅仅将几只阀合装,还包含了传感器、可编程控制器等功能。集成化的目的不单是节省空间,还有利于安装、维修和提高可靠性。

② 组合化、智能化。最简单的元件组合是带阀、带开关气缸。在物料搬运中,已使用了气缸、摆动气缸、气动夹头和真空吸盘的组合体,还有一种移动小件物品的组合体,是将带导向器的两只气缸分别按 X 和 Y 轴组合而成,还配有电磁阀、程控器,结构紧凑,占用空间小,行程可调。

③ 精密化。为了减小普通气缸活塞杆的摆动,目前有些企业已开发了椭圆活塞气缸、并列双缸气缸、带导杆气缸等;为了使气缸精确定位开发了制动气缸等。为了使气缸的定位更精确,使用了传感器、比例阀等实现反馈控制,定位精度达 0.01mm。在气缸精密方面还开发了 0.3mm/s 低速气缸和 0.01N 微小载荷气缸。

目前,在气源处理中,过滤精度 0.01 μ m,过滤效率为 99.9999%的过滤器和灵敏度 0.001MPa 的减压阀国内有些企业已开发出来。

④ 高速化。为了提高生产率;自动化的节拍正在加快,高速化是必然趋势。目前,气缸的活塞速度范围为 50~750mm/s。在目前市场需求下,要求气缸的活塞速度提高到 5m/s,最高达 10m/s。据调查,五年后,速度 2~5m/s 的气缸需求量将增加 2.5 倍,5m/s 以上的气缸需求量将增加 3 倍。与此相应,阀的响应速度将加快,要求由现在的 1/100 秒级提高到 1/1000 秒级。

⑤ 无油、无味、无菌化。由于气动元件的废气直接排放到空气中,但人类对环境的要求越来越高,不希望带油雾的空气来污染环境,因此无油润滑的气动元件将会普及。还有些特殊行业,如食品、饮料、制药、电子等,对空气的要求更为严格,除无油外,还要求无味、无菌等,这类特殊要求的过滤器将被不断开发

出来。

⑧ 高寿命、高可靠性和自诊断功能。气动元件大多用于自动生产线上,元件的故障往往会影响到全线的运行,生产线的突然停止,造成的严重损失,为此,对气动元件的工程可靠性提出了更高的要求。目前,气动系统的自诊断功能提到了议事日程上,附加预测寿命等自诊断功能的元件和系统正在开发之中。随着机械装置的多功能化,接线数量越来越多,不仅增加了安装、维修的工作量,也容易出现故障,影响工作可靠性,因此配线系统的改进也为气动元件和系统设计人员所重视。

⑨ 节能、低功耗。气动元件的低功耗不仅仅为了节能,更主要的是能与微电子技术相结合。功耗 0.5W 的电磁阀早已商品化,0.4W、0.3W 的气阀也已开发,可由 PC 直接控制。

⑩ 机电一体化。为了精确达到预先设定的控制目标(如开关、速度、输出力、位置等),应采用闭路反馈控制方式。为了实现这种控制方式要解决计算机的电信号(数字信号),传感器反馈信号(模拟信号)和气动控制信号(气压或气流量)三者之间的相互转换。一般的传感器解决了模拟信号转换成数字信号,为此气与电信号之间转换,成为实现闭路控制的关键,比例控制阀可成为这种转换的接口。在今后相当长的时期内开发各种形式的比例控制阀和电与气比例/伺服系统,并且使其性能好、工作可靠、价格便宜是气动技术发展的一个重大课题。

⑪ 应用新技术、新工艺、新材料。在产品开发和制造中,能否善于应用新技术、新工艺、新材料是体现企业技术素质的一个重要方面。型材挤压、铸件浸渗和模块拼装等技术十多年前在国内已广泛应用;压铸新技术(液压抽芯、真空压铸等)、去毛刷新工艺(爆炸法、电解法等)目前已在国内逐步推广;压电技术、总线技术,新型软磁材料、透析滤膜等正在被应用;超精加工、纳米技术也将被移植。

⑫ 标准化。气动行业贯彻国际标准是企业必须遵守的原则。它有两个方面工作要做:第一是气动产品应贯彻与气功有关的现行标准,如术语、技术参数、试验方法、安装尺寸和安全指标等。第二是企业要建立标准规定的质量保证体系。

1.1.3 气动伺服技术的发展

长期以来,如何解决和实现气压传动中的高精度定位的问题,国内外有关专业进行大量的研究工作。

国内、外电—气伺服控制的主要研究成果,综述如下:

1) 1979 年德国 Aachen .W 工业大学 W.Backe 教授研制出的第一个气动伺服阀大大推进了气动伺服控制的发展。

2) 周洪博士、陈大军博士对电—气比例/伺服系统及其控制策略的研究。

3) 哈尔滨工业大学许耀铭教授承担国家高技术“863”计划自动化领域智能机器人主课题中的“电—气伺服系统及其电—气伺服器件的开发研究”。

4) 80 年代初, T.Eun 等人设计了一种新的气动开关伺服机构, 并详细研究了该机构的稳定性和精度。

5) G.Belforate 等人将机车制动技术引入气动机构, 设计了一种带抱闸实现气缸在目标位置定位, 其定位精度约 $\pm 0.3\text{mm}$ 。

6) 意大利的 G.Belforate 等人也对这种系统进行了研究, 他采用的是无密封装置气缸和 FESTO 公司的开关阀、单向节流阀及 FPC606 微处理器等元件。理论上, 这种控制能获得 $\pm 0.0314\text{mm}$ 定位精度, 实际系统受间隙的影响, 获得定位精度约 $\pm 0.35\text{mm}$ 。

7) 北京航空航天大学莫松峰博士用 3 个开关阀组成 1 个新的气动位置开关控制系统, 实验结果表明, 该系统具有实现简单、方便、成本低且性能好等优点。

8) PWM 开关伺服控制引入系统的是日本的则次俊郎, 他成功地将 PWM 电—气开关/伺服系统应用于输送机中, 他获得的定位精度是 $\pm 0.06\text{mm}$ 。

9) 小山纪等人用 2 个开关阀实现广义 PWM 控制, 获得 $\pm 0.02\text{mm}$ 的高精度。

10) 美国的 Jing Yih Lai 等人以 5 自由度机器人的手臂为控制对象进行了 PWM 气动控制理论分析和实验研究。

11) 哈尔滨工业大学刘庆和教授领导的课题组对气动 PWM 控制也进行了研究, 获得了 $\pm 0.09^\circ$ 的气马达转角位置精度。

12) 吴沛溶教授也对 PWM 控制气动系统作过研究, 取得了一定的成绩。

13) 北京理工大学的杨树兴, 姚晓光对 PWM 控制系统理论和实验进行过研究。

14) 则次俊郎第一个将 PCM 控制技术用于气动系统, 并成功用 PCM 方式控制了英国 Pendar 公司的 3 自由度机器人, 他获得的定位精度约 $\pm 0.25\text{mm}$ 。

15) 郑学明博士对 Fuzzy-PI 控制气动 PCM 位置系统进行了研究获得了 $\pm 0.25\text{mm}$ 的定位精度。

16) 王宜银博士首次提出变增益 PCM 控制, 并利用自校正, 自学习控制算法, 获得了 $\pm 0.18\text{mm}$ 的定位精度。

1.2 气动技术的应用

1.2.1 气动技术在工业自动化中的应用

真空技术是气动技术领域中的一个重要分支, 在工业生产中, 作为吸盘机械手得以广泛的应用, 因此很多气动企业都非常重视真空元器件的开发研制工作。对于一般真空回路来说, 使用喷射式真空发生器不需要再设置独立的真空气源。仅仅利

用吸盘和真空回路单元模块就可以方便地构成可利用的真空系统,该单元模块中含有真空阀、真空压力开关、过滤器、消声器等,结构紧凑。

下面介绍几个采用气动技术实现复杂要求的工业场合的应用事例。

1) “阿基里斯”六脚勘探员气动机器人 20 世纪 90 年代初,Ybando 教授采用了德国 FESTO 公司生产的气动元件、可编程控制器和传感器等,创造了一个在荷马史诗中最健壮最勇敢的希腊英雄——阿基里斯。它能在人不易进入的危险区域、污染或放射性的环境中进行地形侦察。它是一个六脚电子/气动机器人,在它的上方安装了一个照相机来“探视”障碍物,能安全地绕过它,并在行走过程中收集和记录数据。六脚电子/气动活动机器人行走的所有程序由 FPC100-B 可编程器控制,FPC100-B 能在 6 个不同方向控制机器人的运动,最大行走速度 0.1m/s 。通常如果有三个脚保持与地面接触,机器人便能以一种平稳的姿势行走。六个脚中的每一个脚都有三个自由度,一个直线气缸把脚提起、放下,一个摆动马达控制脚伸展/退回运动,另一个摆动马达则负责围绕脚的轴心做旋转之用。每个气缸都装备了调节速度用的单向节流阀,使机械驱动部件在运动时保持平稳,即在无级调速状态下工作。控制气缸的阀内置在机器人体内,由 FPC100-B 可编程控制器控制。当接通电源时,气动阀被切换到工作状态位置,当关闭电源时它们便回到初始状态。此外,操作者能在任何一点上停止机器的运动。如果机器中的传感器在它的有效范围内检测到障碍物,机器人也会自动停止。

2) 气动攀墙机器人 由汉诺威大学材料科学研究院设计的气动攀墙机器人能在两个相互垂直的表面行走(包括从地面到墙面,或从墙面到屋顶天花板上)。该机器人轴心的圆周边上装备着几排等距离(根据步距设置)的吸盘和气缸。一组吸盘的吸力与另一组吸盘的吸力交替变换,类似脚踏式的运动方式,使机器人产生旋转步进运动。这种攀墙式的机器被用作工具搬运,或执行多种操作。如在核能发电站、高层建筑或船舶上进行清扫、检验和安装工作。机器人用遥控方式进行半自动操作,操作者只需输入所需运行的目标距离,然后计算机便能自动计算出必要的单步运行。操作者可对机器人进行监控。攀墙机器人告诉人们,利用气动技术中的真空吸盘,能使机器人轻易解决垂直攀缘等被视为危险的工作。

3) 自动化生产线操作机器人 由于气动元件能够完成直线、旋转、吸取、抓取等动作,并有多种规格的可选择,因此,特别适合组装成模块化的作业机器人或机械手。例如:组成立柱型气动机械手、门架型气动机械手和滑块型气动机械手,以及其它各类气动机械手。在组合扩展过程中,气动机械手中的每个部件(包括支架、支座、螺钉、螺母)都列在气动供应商的产品样本之中,设计人员不必为其中某个小部件进行重新设计、制造或另行采购。

4) 机器人/机械手用气爪 SMC 的气爪产品有 10 个系列,其中两爪型中有平开

式和支点开闭式,驱动方式有直线式和旋转式,根据用户不同要求,设计出各有特色的产品。MHQG2 系列气爪具有高刚性,MHQJ2 系列为防尘、防水,MHQ2-6 系列属超薄型,厚度仅有 10mm。MHL2 系列内有双活塞,分开尺寸宽,夹紧力强。MHR 系列是旋转驱动方式,具有高精度(重复精度 $\pm 0.1\text{mm}$ 。对中精度 $\pm 0.05\text{mm}$),MHR3 为三爪结构。另外,为了适应 FMS 装配线的需要,SMC 又开发出 6 种连接规格的 MA210 和 MA310 气爪自动换接单元,它具有气路、电路接点功能,构成 AHC 组件(Auto Hang Changing System),在使用时,可根据工件对象的不同,自动更换相适应的气爪。这种机构在机器人上的应用颇有前景。

至于气动测量技术和各种风动工具等当然也是气动技术应用领域的一个重要侧面了。

据现有资料表明,目前气动装置在控制装置中占很重要的地位。现将其应用概述为以下几个方面。

1) 绝大多数具有管道生产流程的各部门往往采用气动控制。例如:石油加工、气体加工、化工、肥料、有色金属冶炼烧结,特别是在食品工业由于采用气动不会污染而得到广泛的应用。

2) 在轻工业中,电动控制和气动控制装置大体相等。在我国已广泛用于纺织机械、自行车、手表、缝纫机等行业中。在交通运输中,列车的制动阀、货车的包装与装卸、仓库管理、车辆门窗的开闭等。

3) 在航空工业中,也得到广泛的应用。五十年代以前为减轻飞机的重量几乎全部用电子控制代替了气动装置,但随着喷气技术的发展,严重的问题不是“音障”(音速障碍)而是“热障”。当在 300—500 度高温下工作时,电子控制装置已不能承受,必须用气动装置了。同样在火箭和导弹的自动装置中,由于飞行速度不断提高,温度也越来越高,所以气动控制装置在这些部门也逐渐被广泛采用。气动除能承受高温外还能承受很大的加速度。

4) 鱼雷的自动控制装置大多是气动的,因为以压缩空气作动力能源,体积小、重量轻。

5) 在机械工业领域中也得到广泛应用。例如:机床的程序控制、组合机床、轴承加工、汽车、农机等。

此外在机械加工工艺的铸造、锻压、冲压等设备也都普遍应用。

1.3 本课题的来源及意义

1.3.1 冲压车间的基本任务

在汽车制造公司,冲压车间是首道工序,其基本任务是采用柔性的冲压生产线通过更换不同的模具及材料来实现不同车身零件的生产,其具有设备投资大、

占地面积小、劳动生产率高等特点。

单个的冲压零件是通过 2~5 个加工工序完成的，模具是通过安装在压力机上来实现冲压作业的。

冲压生产线的规划：一方面要按照流水线的方式组织生产，一方面考虑到大型压力机的维修等原因(横梁内轴类等大型部件取出需要)，导致压力机之间必须留有间距。因此在压力机之间就需要采用传输装置来实现工序件的转移。

输送机在转移工序件的过程中，必须满足速度要求，不能堆积零件；同时又必须确保产品质量，不会因为传输而导致废品或者修正品的出现。

1.3.2 冲压车间需要改进的机间输送机

冲压现场的输送机随着工艺要求及条件的变化而不同，冲压车间对节拍的追求使得现行的传输方式无法满足要求；为了提升冲压的产能通过对关键设备的改造实现了变单件生产为双件(双胞胎)生产。

本课题来源于汽车制造公司的冲压车间

下图 1.1 为冲压车间的两台压力机，为了提高生产效率，要求在两个压机间设

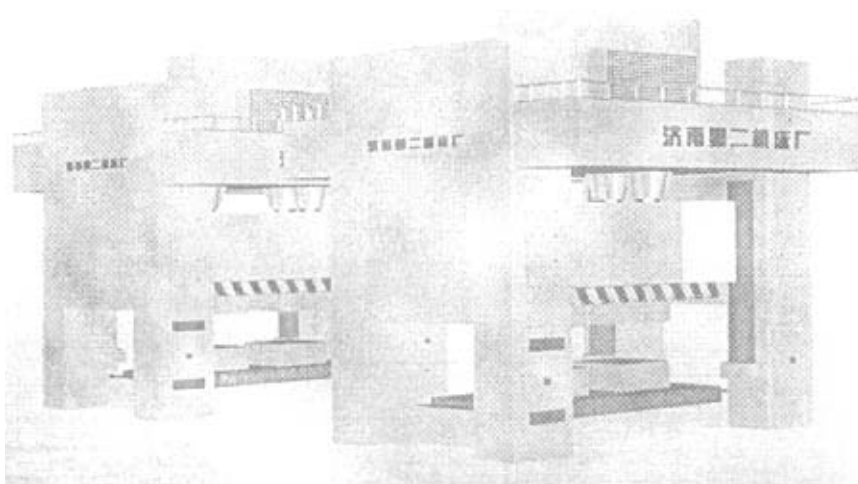


图 1.1 锻压机

Fig.1.1 Press the machine

计一种物流输送机。原先的输送机设计了很多的方案，由于采用的直线电机，但是电机反复换向，这样电机容易损坏，增大了成本。考虑到利用简单的气动，物件到达终点时利用的是多个漫射式的传感器，到达终点时靠的是液压缓冲器，这样实现的控制产生很大的端部冲击，并且到达终点处的物体由于惯性，零件容易

在输送机上滑动，严重时会导致工件不良品的产生，同时还容易出现安全事故。

问题的关键是要提高节拍必须提高运行速度，为确保安全又必须限制速度和加速度。要获得完美的快速、平稳、安全的输送，利用伺服阀来控制输送机的速度和加速度应当是一个有挑战的选择。工业自动化技术发展至今，气动定位系统已由传统的两点可靠定位，发展到任意位置定位。传统的气动系统只能在两个机械调定位置可靠定位，并且其运动速度只能靠单向节流阀单一调定的状态，经常无法满足许多设备的自动控制要求。因而电一气比例和伺服阀控制系统，特别是定位系统得到了越来越广泛的应用。因为采用电一气伺服定位系统可非常方便地实现多点无级定位(柔性定位)和无级调速，此外利用伺服定位气缸的运动速度连续可调性以代替传统的节流阀和气缸端部缓冲方式，可以达到最佳的速度和缓冲效果，大幅度降低气缸的动作时间，缩短工序节拍，提高生产率。

原先要设计输送机，由于无法做到气缸任意位置上的定位，因此气缸的定位是靠选择它的两个终点位置来实现的。如选用多位气缸，它的定位长度有气缸的行程预先来确定。如果需要增加一个停顿位置，或者要改变其中两个位置之间的距离，原来设计的多位气缸便完全失去功能，如果要求停的位置越多，那么它的滑块导向机构设计就越复杂。也有在其外部设立固定挡块来限制位置定位的(由于受到挡块本身尺寸的限制，两个相邻的位置的距离必须大于挡块的尺寸，且挡块也经不起重载和高速冲击^[2]。

2 输送机的方案拟定及设计

2.1 输送机设计、使用要求

- 负载质量：50kg
- 输送机的行程为：2000mm
- 输送机最高工作节拍：往复 12 次 / 分钟
- 气源压力为 0.4~0.6MPa
- 环境温度：-5℃~40℃

2.2 几种传动形式的特点及应用范围

1) 传动形式有多种，按照传动所采用的机件或工作介质的不同分为：机械传动、电气传动、气压传动和液压传动。

机械传动：是通过齿轮、齿条、轴、蜗轮、蜗杆、皮带、链条和杠杆等机件直接传递动力和进行控制的一种传动方式。它是发展最早而应用最为普遍的传动形式。

电气传动：是利用电力设备并调节电参数来传递力和控制的方式。

液压传动：是以液体为工作介质进行能量和控制的方式。主要是利用液体静压能来传递能量的一种传动方式。

气压传动：是指以压缩气体为工作介质，实现力的传递和工程控制。一般以空气压缩机为动力源，以压缩空气为工作介质。

2) 以下各种传动方式的优缺点

表 2.1 各种传动方式的优缺点

Table2.1 all kinds of merit and shortcoming that spreads to move the way

传动形式	优点	缺点
机械传动	传动准确可靠、操作简单、负载对传动特性几乎没有影响、传动效率高、制造容易和维护简单等	一般不能进行无级变速，机械无级变速装置虽然能无级变速，但应用于小功率的传动中；远距离操作困难、结构复杂
电气传动	能量传递方便、信号传递迅速、元件标准化、规范化和系列化程度高，设计周期短，易于实现自动化。	运动平稳性差，易受外界负载的影响，惯性大、换向慢，成本高，受温度、湿度、振动、腐蚀等环境影响较大

液压传动	易获得大的力和力矩，体积小、重量轻，较大范围的实现无级变速、运动平稳，易于实现过载保护，能自行润滑，液压元件易实现标准化、规范化和系列化。	不可避免的存在泄漏，泄漏引起容积损失不适于远距离传动，当油液和粘度变化或负载变化时不易保持运动速度的稳定，在低温和高温下采用液压传动有一定的困难，油液渗入空气产生噪声，液压元件精度要求较高，液压系统故障分析与排除困难，系统的安装、使用和维护的技术水平要求较高。
气压传动	气动装置结构简单、轻便、安装维护简单。压力等级低，使用安全。工作介质取之不尽、用之不竭。输出力及工作速度的调节非常容易。可靠性高，使用寿命长。利用空气的可压缩性，可储存能量，实现集中供气，具有防火、防爆、耐潮的能力，空气流动损失小，可实现远距离输送。	由于空气的可压缩性，气缸的动作速度易受负载的变化而变化。低速时，摩擦力占推力的比例较大，低速稳定性不如液压缸。输出力比液压缸小。

2.3 气动伺服传动方案的确定

2.3.1 目前所用方案存在的主要问题

在目前所用的方案为皮带传动、普通气动、电伺服传动等。

① 皮带传动

优点：1) 带有挠性体，有缓和冲击，吸收振动，因而工作平稳，噪音小；

2) 由于普通带传动是靠摩擦力传动的，故过载时带在小轮上打滑，可以防止其它零件的损坏。

缺点：1) 由于带传动属于摩擦传动，且带是弹性体，故传动效率低

2) 带的寿命较短，一般只有 2000-3000h。且不宜在高温、易燃、易爆等场合。

② 普通的气动

对普通的气动方式，虽然能够达到快节奏的要求，但是在其停止和定位方面不

是很理想，停止靠机械方式来实现。

③ 电伺服传动

电伺服传动可以对其定位和停止时的加速度精确控制，但是伺服电机输出的运动形式主要是旋转运动，要实现直线运动，还得通过机构转换，结构比较复杂。

2.3.2 伺服气动的优点

随着生产过程自动化程度的提高，在气压传动普及、发展的同时，气压伺服控制系统也得到了迅速发展，越来越多地应用于各个方面。随着工程技术发展，对一个过程或者一个单体的控制作用要求迅速可靠、响应快、精度高、频带宽，这些要求也是气压伺服控制系统的发展趋势^[9]。

气动伺服控制系统具有很显著的优点：

1) 能够实现快速的往返控制，在工厂的的输送设备是非常的实用，能适应工厂的快节奏的工作。

2) 能够实现软停止，在以前的输送机的停止大多是靠机械方式的停止，停止时的冲击比较大，对产品或零部件可能造成损害，并且在停止时由于加速度比较大，很可能使工件飞出去，造成事故，现在采用气动伺服控制可以实现软停止，在停止时对其加速度进行控制，让其能够平稳的停止，避免产生较大的冲击。

2.3.3 气动伺服控制系统设计

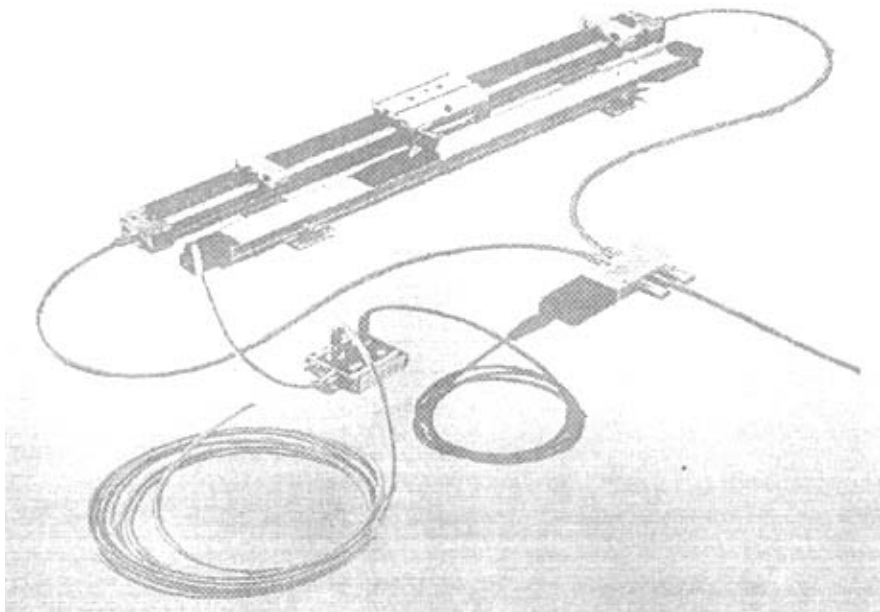


图 2.1 控制系统的原理图

Fig2.1 the schematic diagram of the control system

系统的控制原理图如图 2.1 所示, 一个伺服系统包含执行元件、反馈元件、控制元件等。该系统中的执行元件是无杆气缸, 反馈元件使位移传感器, 控制元件是比例方向控制阀, 还用计算机进行控制。当设定气缸的行程后, 计算机就将当前气缸的位置与设定位置进行比较, 当前位置通过位移传感器来实时检测, 由于该传感器是模拟式传感器, 而计算机只能处理数字量, 所以必须先经过 A/D 将模拟量转换成数字量, 经过计算机比较之后, 然后驱动比例方向控制阀, 控制其阀芯动作实现伺服控制, 比例方向控制阀是模拟式的, 因此在它之前也必须用 D/A 将计算机输出的数字量转换成模拟量。

2.3.4 气动伺服机间输送机结构设计

① 执行元件

本设备要用作机间输送设备, 执行元件用无杆气缸, 选用 Festo 公司的产品, 根据负载和行程选择 DGP-40-2000-A-B 双作用无杆气缸。如图 2.2 所示, 该气缸本身具有气缓冲, 因此在运动过程中可以起到保护的作用。这种缸是两端进气, 活塞为圆形, 其直径为 40mm。

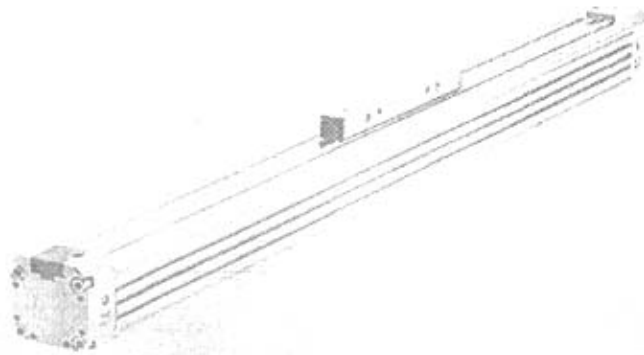


图 2.2 DGP-40-2000-A-B 无杆气缸

Fig.2.2 the type of DGP-40-2000-A-B cylinder

无杆气缸节约了空间, 采用精确的刚性导轨, 双作用活塞驱动, 由于有多种不同的安装和装配方式, 所以具有极大的灵活性。并且安装方便, 用沟槽螺母及连接板直接安装在型材上。

特点: 占用空间小, 动态性好, 抗扭能力强, 结构坚固, 适用于搬运系统, 也可以用于需较大负载但又要求占用空间小的场合。

② 支架

输送机的支架可以通过钢板进行焊接而得到, 但是其精度难以保证, 且钢

板容易腐蚀,因此不选用。可以选用铝型材,铝型材结构比较坚固,重量较轻,耐腐蚀能力较强。型材之间的连接用 L 型板和沟槽螺母进行连接或者用自攻螺钉连接。

③ 直线导轨

直线导轨的作用是支承和导向。

1) 导轨的分类和特点

一副导轨主要由两部分组成,在工作时一部分固定不动,称其为支承导轨(或导轨),另一部分相对支承导轨作直线或回转运动,称为动导轨(或滑座)。根据导轨副(简称导轨)之间的摩擦情况,导轨分为:

a. 滑动导轨 两导轨工作面的摩擦性质为滑动摩擦。滑动导轨结构简单,制造方便,刚度好,抗振性高,是机械产品中最广泛使用的导轨形式。为减少磨损,提高定位精度,改善摩擦特性,通常选用合适的导轨材料,采用适当的热处理和加工方法,如采用优质铸铁或镶淬火钢导轨,采用导轨表面滚轧强化,表面淬硬、涂铬、涂钼等方法提高导轨的耐磨性。另外采用新型工程塑料可以满足导轨低摩擦、耐磨、无爬行。

b. 滚动导轨 两导轨表面之间为滚动摩擦,导向面之间放置滚珠、滚柱或滚针等滚动体来实现两导轨无滑动地相对运动。这种导轨磨损小,寿命长,定位精度高,灵敏度高,运动平稳可靠,但结构复杂,几何精度要求高,抗振性较差,防护要求高,制造困难,成本高。它适用于工作部件要求移动均匀,动作灵敏以及定位精度高的场合,因此在高精密的产品中应用广泛。

2) 导轨的基本要求

a. 导向精度 导向精度主要是指动导轨沿支承导轨运动的直线度或圆度。影响它的因素有:导轨的几何精度、接触精度、结构形式、刚度、热变形、装配质量以及液体动压和静压导轨的油膜厚度、油膜刚度等。

b. 耐磨性 是指导轨在长期使用过程中能否保持一定的导向精度。因导轨在工作过程中难免有所磨损,所以应力求减少磨损量,并在磨损后能自动补偿或便于调整。

c. 疲劳和压溃 导轨面由于过载或接触应力不均匀而使导轨表面产生弹性变形,反复运行多次后就会形成疲劳点,成塑性变形,表面形成龟裂、剥落而出现凹坑,这种现象就是压溃。疲劳和压溃是滚动导轨失效的主要原因,为此应控制滚动导轨承受的最大载荷和受载的均匀性。

d. 刚度 导轨受力变形会影响导轨的导向精度及部件之间的相对位置,因此要求导轨应有足够的刚度。为减轻或平衡外力的影响,可以采用加大导轨尺寸或添加辅助导轨的方法提高刚度。

e. 低速运动平稳性 低速运动时, 作为运动部件的动导轨易产生爬行现象。低速运动的平稳性于导轨的结构和润滑, 动、静摩擦系数的差值, 以及导轨的刚度等有关。

f. 结构工艺性 设计导轨时, 要注意制造、调整和维修方便, 力求结构简单, 工艺性及经济性好。

在本设备中导轨将装在铝型材做的支架上, 用滑动导轨, 导轨面与铝型材之间是面接触; 用滚动导轨, 导轨与铝型材之间是部分面接触。本设备的两条直线导轨要求有很高的平行度, 因此对安装面要求有较高的平面度。用滑动导轨是面接触, 所以铝型材和导轨表面的平面度要求较高, 自己加工难以保证其精度要求; 用滚动导轨只有部分面接触, 比较容易保证其精度要求, 并且质量要小的多。因此, 用滚动导轨, 选用太敬公司的滚动直线导轨。该直线导轨包括实心轴、滑动轴承和铝支承, 型号为 20 的实心轴, 直径为 20mm, 长度为 2800mm, 两根; 滑动轴承的型号为 TBR 20S, 4 个; 铝支承 SA 20-200, 6 个。如图 2.3 所示。导轨与铝型材的连接通过 M5 的沟槽螺母进行连接。

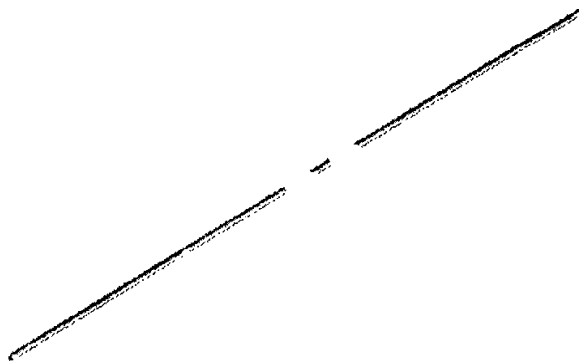


图 2.3 滚动导轨

Fig.2.3 Rolling guide

3) 滚动导轨的特点

a. 承载能力大 其滚道采用圆弧形式, 增大了滚动体与圆弧滚道接触面积, 从而大大地提高了导轨的承载能力, 可达到平面滚道形式的 13 倍。

b. 刚性强 在该导轨制作时, 常需要预加载荷, 这使导轨系统刚度得以提高。所以滚动直线导轨在工作时能承受较大的冲击和振动。

c. 寿命长 由于是纯滚动, 摩擦系数为滑动导轨的 1/50 左右, 磨损小, 因而寿

命长，功耗低，便于机械小型化。

d. 传动平稳可靠 由于摩擦力小，动作轻便，因而定位精度高，微量移动灵活准确。

e. 具有结构自调整能力 装配调整容易，因此降低了对配件加工精度要求。

④ 托盘的设计

根据实际情况的要求，托盘的大小为 400×600 ，根据实验室现在现有的材料和条件，托盘用有机玻璃制造，其与导轨的滑动单元用螺栓螺母进行连接。

托盘的驱动靠无杆气缸进行驱动，托盘与气缸之间靠柔性连接件和过渡块连接。柔性连接件如图 2.4 所示，型号为 FKP-40。柔性连接件只受水平方向的力，避免扭矩并补偿当直线驱动单元与托盘不同心时的同心误差。避免滑块的拉动扭矩，使驱动器的摩擦损失降低。此外，还能补偿平行导向负载的径向偏差。

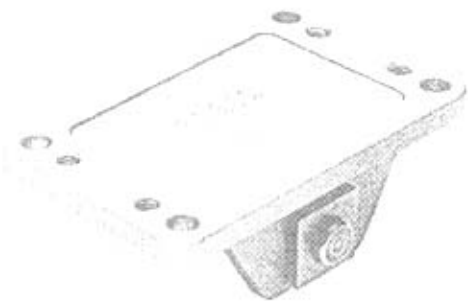


图 2.4 柔性连接件

Fig.2.4 Flexible attachment

⑤ 液压缓冲器

由于气动的速度比较高，在运动到两端时有可能还不能完全停止，这样会对气缸及整个系统造成冲击，长时间的撞击就会损坏气缸和其它的元件。因此，在气缸的两个极限位置安装液压缓冲器。液压缓冲器选 FESTO 公司的 YSR-16-20-C，如图 2.5 所示。液压缓冲器通过压力控制阀将冲击能量转换成油的流动，从而达到缓冲目的。内置的压缩弹簧将活塞杆回复到初始位置。缓冲特性可以通过调节环进行修整。也可在驱动器动作时进行动态调整。液压缓冲器可作为终点挡块，但受到规定的最大冲击力的限制。



图 2.5 液压缓冲器

Fig.2.5 Hydraulic pressure buffer

液压缓冲器通过液压缓冲器支座固定在气缸上,液压缓冲器支座如图 2.6 所示。

滑块柔性连接件与托盘之间用过渡板进行连接,因为液压缓冲器撞到挡块才能起作用,挡块如果安装在托盘上,由于托盘是有机玻璃的,具有很大的塑性,不能承受冲击,因此在托盘与柔性连接件之间加一个过渡块,过渡块的材料为铝。

实验台在实验时应该保持其水平,但可能由于各种环境的影响及条件的限制,很难让实验设备达到水平,因此则需要让其高度可调,可以设计四个地脚螺栓,它与螺母进行配合就可以实现高度上的微调。



图 2.6 液压缓冲器支座

Fig.2.6 the flat of Hydraulic pressure buffer

⑥ 位移传感器

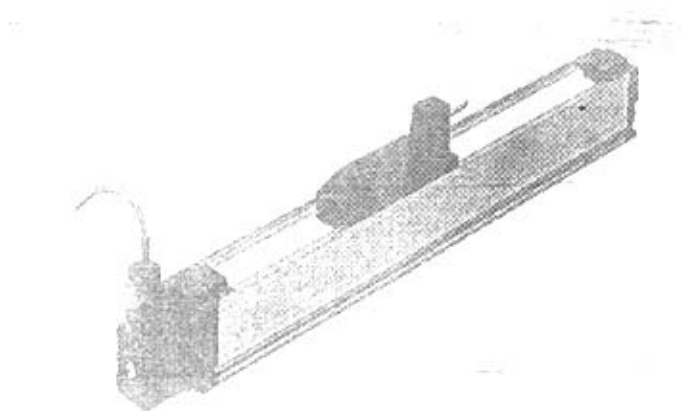


图 2.7 MLO-POT-2000-TLF 型位移传感器

Fig.2.7 the type of MLO-POT-2000-TLF sensor

在本实验台中需要检测反馈元件对系统进测并反馈。在实验中需要对其实时检测，反馈元件选择模拟式位移传感器，型号为 MLO-POT-2000-TLF，如图 2.7 所示。该传感器是磁致伸缩式位移传感器，利用非接触技术监察着活动磁铁的位移，由于磁铁和传感器无直接接触，因此传感器在恶劣的工业环境，如易受油渍、溶液、尘埃或其它的污染，并不构成问题。此外，这种传感器更能承受高温、高压和高振荡的环境。传感器输出信号为绝对数值，所以假设电源中断重接也不会对数据接收构成问题，更无须重新回归零位。此外，敏感元件都是非接触的，所以就算感测过程不断重复，也不会对传感器造成任何磨损。

⑦ 比例方向控制伺服阀

在伺服系统中，对气动回路流量的控制主要是通过阀来控制回路的流量来控制气缸活塞杆的速度，一般的换向阀一般采执行换向，对流量控制一般采用高速开关来控制，因此在伺服系统中必须用比例方向控制阀。在本系统中选择 FESTO 公司生产的 MPYE-5-1/4-010-B 型比例方向控制阀，是三位五通阀，它既有换向的功能，还有比例调节气动回路流量的特性。如图 2.8 所示。

表 2.2 是 MPYE-5-1/4 气动伺服阀的特性参数。

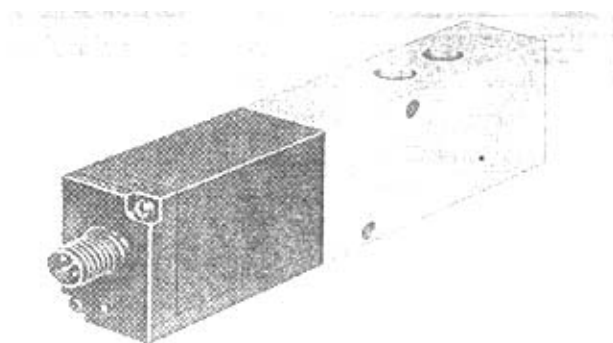


图 2.8 MPYE-5-1/4-010-B 比例方向控制阀

Fig.2.8 the type of MPYE-5-1/4-010-B servo valve

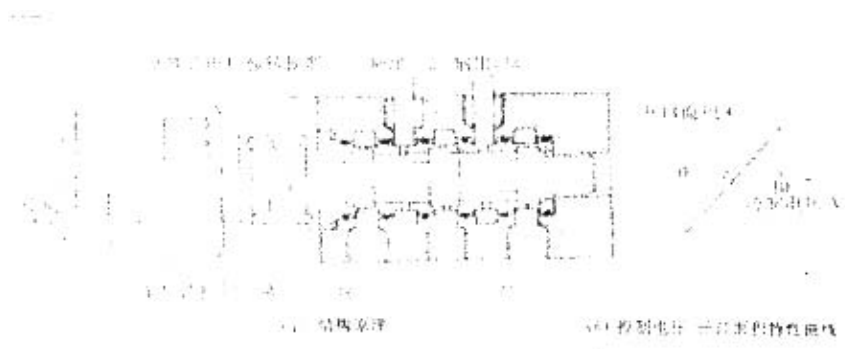


图 2.9 带电反馈的 MPYE 型气动伺服阀

Fig 2.9 MPYE type pneumatic servo valve with electric feedback

图 2.9 是带电反馈的 MPYE 型伺服阀的结构示意图。带电反馈的 MPYE 型伺服阀的工作原理是:阀在初始状态时,控制放大器给定信号 $U_e = 0$ 。阀处于零位,此时气源口 1 与两输出口 2、4 同时被关断,2、4 两口与排气口 3、5 也关断,无输出;同时位移传感器的反馈电压 $U_f = 0$ 。若阀芯受到某种干扰而偏离零位时,位移传感器将输出一定的电压 U_f ,经控制放大器放大后给比例电磁铁,电磁铁产生的推力使阀芯回到零位。若给定信号 $U_e > 0$,则偏差 ΔU 电压增大,使控制放大器的输出电流增大,比例电磁铁的出力亦增大,推动阀芯右移,而阀芯的右移又引起反馈电压 U_f 增大,直至反馈电压 U_f 给定电压 U_e 相等,阀芯处于力平衡位置。此时,

$$U_e = U_f = k_f x$$

式中, k_f 为位移传感器增益。上式表明阀芯位移 x 与输入信号 U_e 成正比。若给定型号 $U_e < 0$, 经上述相类似的调节过程, 使阀芯左移某个距离而达到平衡状态。

阀芯右移时, 气源口 1 与输出口 4 相通, 2 口与排气口 3 相通; 阀芯左移时, 1 与 2 相通, 4 口与排气口 5 相通。空气流过的输出节流口的开口量随阀芯的位移增大而增大。上述工作原理说明, 带电位移反馈的伺服阀节流口开口量及气流方向受输出电压 U_e 的线性控制。

这种阀采用的双向电磁铁具有优越的动态特性, 阀的动态响应频率极高。由于阀芯的复位靠双向电磁铁的磁路实现, 电磁铁不受弹簧力负载, 因此其功耗小, 使整套电控部分能集成在阀上, 使用时不再需要外加的放大器。同时由于阀芯与阀套之间的摩擦力和气体流动力均处在阀的控制单元的大闭环内, 因此对阀的控制性能几乎不产生影响。

图 2.10 所示为 MPYE-5-1/4 气动伺服阀的流量特性曲线。表 2.1 为 MPYE-5-1/4 气动伺服阀的静态和动态特性^[4]

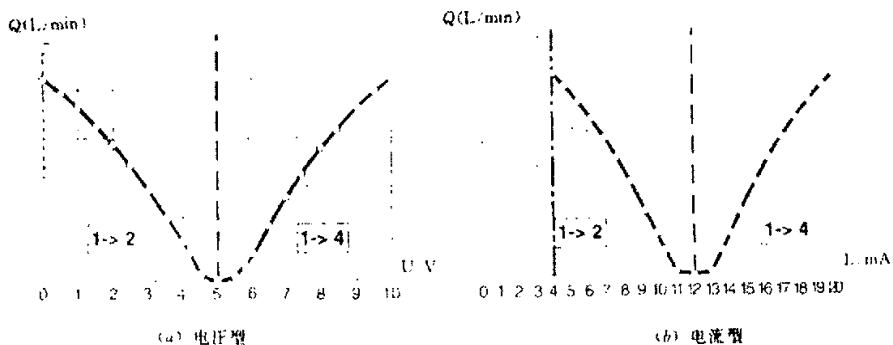


图 2.10 MPYE 型气动伺服阀的流量特性

Fig 2.10 Current characteristics of MPYE type pneumatic servo valve

表 2.1 MPYE-5-1/4 气动伺服阀的特性参数

Talbe 2.1 MPYE-5-1/4 performance parameters of pneumatics servo valve

流量 (L/min)	控制信号	频 响 (Hz)	响应时间 (ms)	滞 环
0~1400	直流 0~10V	115	4.2	0.3%

因此, 其结构图如图 2.11 所示。

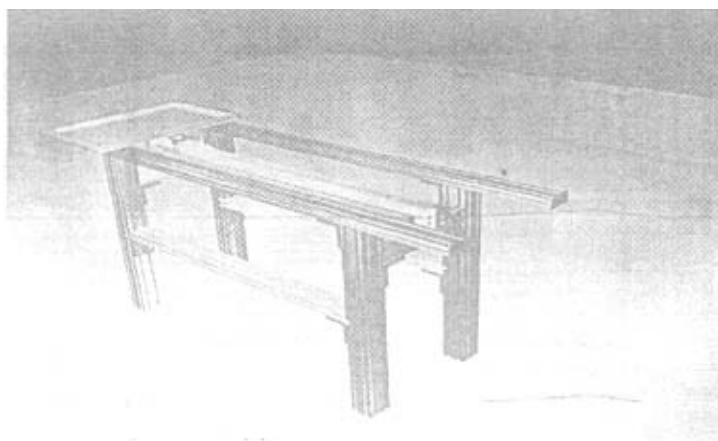


图 2.11 机械结构图

Fig.2.11 Mechanical structure drawing

3 气动伺服定位系统的数学建模及仿真

3.1 气缸的动静态特性分析

本系统采用阀控缸系统。

气缸和气马达都是气压传动中所使用的执行元件。它们都是将压缩空气的压力能转变成机械能的能量转换装置。气缸用于实现直线往复运动或摆动。气马达用于实现连续回转运动。大多数情况下使用气缸更为普遍,因此空气系统动力学中研究载体主要是气缸,主要研究气缸的特性。气缸的特性分为静特性和动特性。气缸的静特性是指气缸的输出功与耗气量密切相关的最低工作压力、最高工作压力、密封处的摩擦阻力等。气缸的动特性是指各腔压力变化、活塞的速度变化、动作时间及缓冲特性等。这些动态特性均与气体的可压缩性有关。

3.1.1 气缸的静特性

无负载工作特性是指在不负载条件下进行实验时,使气缸产生动作的最低工作压力。这个压力是使活塞低速运动不产生爬行的极限压力,它集中表征了密封圈及缸筒内表面的加工质量、配合状况及有关结构方面的合理程度。按一般规定,是让气缸经过数次往复运动后(俗称试车或试运行),使缸在无负载的状态下水平放置,在缸的前后两端进、排气口交替输入压力为 1 bar 的压缩空气,活塞在其有效行程内,应运行平滑,无爬行现象。此时活塞的平均运动速度约为 50mm/s,可调节实验回路中的排气节流阀来实现。有缓冲装置的气缸,应使缓冲节流阀处于全开状态,判断爬行的办法可用目测。

带负载工作特性是指气缸带有规定的负载,在规定的工作压力和活塞运动速度下进行实验时,保证正常动作,且保证缸的各部位具有一定的强度性能。

按一般规定,气缸先经数次往复运动之后,在活塞杆轴向施加相当于气缸最大输出力 80% 的负载,并在缸的前后两端进、排气口交替输出压力为 7bar 的压缩空气,活塞在全行程运动三个以上往复时,应运动平滑,检查气缸各部位应无异常现象。

此时活塞的平均运动速度约为 150mm/s 左右,可调节排气节流阀来实现。如果有缓冲装置的气缸,应使缓冲节流阀处于全开状态,以便考验缸的耐冲击性能。

3.1.2 气缸动态特性分析及建模

由于气动具有前述的优点,它被广泛应用于工业自动化场所,传统的气动系统以开关控制为主,而气动伺服系统的出现大大拓宽了气动技术的应用范围,使得气动系统能够完成诸如机器人等复杂的操作。目前,气动伺服系统的最大缺点

是在高频响的闭环系统中, 执行元件位置的稳定性很难控制。一般来讲, 在研究气动伺服控制性能时, 人们首先要研究执行元件的动态特性, 这是因为通过对气动执行元件的动态特性精确研究, 不仅可为气动伺服控制系统动态特性的研究提供基础, 而且还为设计气动伺服控制系统的控制算法提供有力的理论依据。因此可以说分析研究气动执行元件的动态特性具有十分重要的理论和实际意义。

不论是气压传动系统, 还是气动伺服系统, 都广泛采用气缸作为执行元件, 由此将压缩空气的动力转换成机械动力和直线位移, 气压传动系统动力学是气动系统理论的重要组成部分。而在这里, 气缸即执行元件始终是在整个系统中起重要乃至决定作用的部分, 特别是对系统速度要求高的时候。因此研究气缸的动态特性具有重要的意义。国内对气动元件的流量特性、气缸动态特性性能测试装置和测试方法, 气缸的动态特性作了大量的工作。但是由于气体的可压缩性, 以至于气缸动态特性极其复杂, 难于仿真。所以长期以来, 气缸的动态特性分析一直是气动理论的一个难点^[1]。

气动系统机理建模的研究开始于五十年代。

1) 1956 年 Sherear 提出了基于气缸中微小变化的线性化数学模型, 并对其进行了研究, 这个模型的缺点是只适用于负开口的阀和气缸中点。

2) 1966 年 Burrow 发展了 Sherear 的模型, 使它能适用于气缸的各个位置, 然而 Burrow 是假设气缸两腔的压差为零得到的^[8]。对于高速机械像那些在玻璃产品生产和机器人应用中, 缸行程的起始和终点瞬态特性具有重要意义。这类课题的主题是对缸的整个行程用一个模型分析, 这个模型是基于机械和热动力学的基本原理。在文献^[9]中提出了对气动执行元件用自适应控制, 所设计的输送机的质点在其末端, 支持手臂的力由气动执行元件产生自适应控制系统用于补偿定位的非线性, 并且假设和其他状态变量相比手臂位置变化较慢, 以保证有足够的时间适应这些变化。在文献^[10]中, 对由有限容积储气罐和单作用缸组成气动系统的碎石机进行仿真。机械动力学分析包括活塞杆位移、速度、加速度, 但没有考虑末端缓冲和行程粘性阻尼。在文献^[11]中提出了气动执行元件直线运动的数学模型, 并对预备阶段、运动阶段、停止阶段进行区分。模型简化成一个两质量和三弹簧阻尼系统并且在末端缓冲时的摩擦力比在缸的其它位置为高。文献^[12]中提出对于高性能的活塞控制系统, 负载不能大于执行元件的 1/3, 活塞杆速度超过 0.508m/s 时, 负载要低于备用力的 1/10。大部分的气缸性能特性的文献都建立在热力动力学气体的分析, 获得一系列非线性微分方程。大多数都假设进气压力为恒定, 不考虑整个气动系统的压力波动。文献^[13]中用了气缸容积与储蓄罐容积比起到可以忽略不计的储蓄罐以保证压力的波动不大。在建立微分方程上考虑了储蓄罐、管道、阀、气缸缓冲的影响, 微分方程为整个行程包括瞬态启动和缓冲。气动伺服系统本质

上属非线性系统，一般在处理微分方程时，对某些参数进行线性化，因此存在着较大误差。气缸的摩擦力模型和流量模型是描述气动伺服系统的数学模型的重点，陶国良重点对 Sanvilte 的阀流量公式进行修正，研究了阀的压力—流量特性^[14]。

3.2 气动伺服定位系统的数学模型

阀是管道输送系统中的重要控制部件，它主要用来控制流体的压力、流量和流向等，它由输入量来控制工作机构的输出量的一种动力装置。从某种意义上说，气动比例控制元件的问世和发展是气动技术与电子技术以及机械技术的有机结合，实现气—电—一体化和气—机—一体化发展趋势的代表。他们通过电输入信号对气体流量或压力进行连续可调控制，从而大幅度简化了无级或多级速度、力输出气动执行器的气控和电控回路，并为气动伺服定位等反馈控制系统提供了必需的元件^[14]。第2章内容对气动伺服比例阀进行了系统的介绍，特别是 MPYE—5—1/4 气动伺服阀。

系统原理图如图 3.1 所示

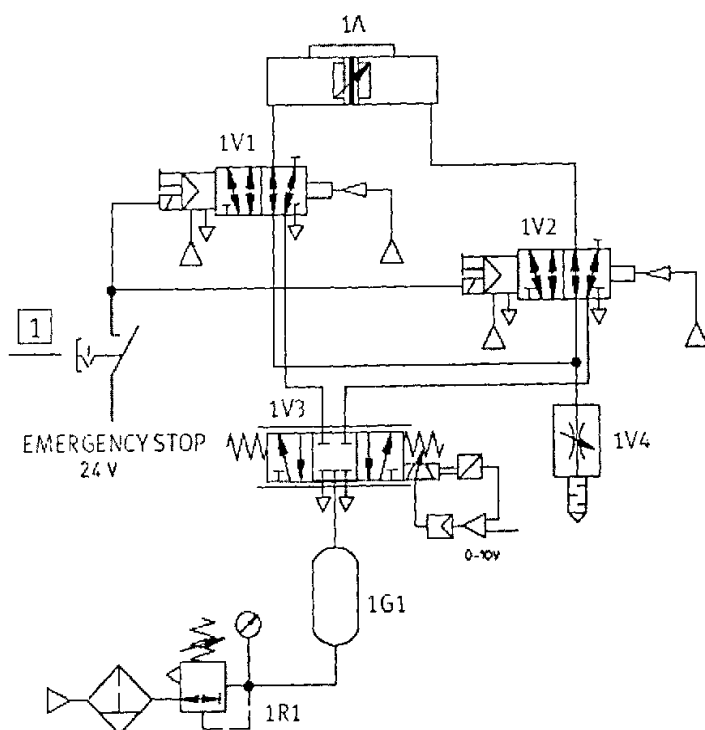


图 3.1 控制系统的原理图

Fig. 3.1 the schematic diagram of the control system

3.2.1 已知负载情况及运动参数

按控制原理图，若气动滑台的活塞运动参数及负载情况如下：

运动部件的总质量： $m_T = m_p + M = 50 \text{ kg}$ ；

气动滑台的最大运动速度(即负载时活塞的最大速度)： $\dot{y}_{\max} = 2 \text{ m/s}$ ；

气动滑台的最大加速度(即负载时活塞的最大加速度)： $\ddot{y}_{\max} = a_{\max} = 15 \text{ m/s}^2$ ；

粘性摩擦系数： $b=228 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ ；

活塞的库仑摩擦力： $F_c = 22 \text{ N}$ 。

3.2.2 确定工作气缸的工作压力和尺寸

根据工作要求，滑台的最大工作行程为 2m。这样，活塞处于中间平衡位置时，气缸左右端的有效行程为 1m。

选工作气源的压力 p_s 为 8 bar (相对压力)。

则负载压力为： $p = p_1 - p_2 = \frac{2}{3} p_s - p_c = \frac{2}{3} \times 8 - 0 = 5.33 \text{ bar}$

气缸的缸径为： $D=40 \text{ mm}$ ，

则活塞的有效作用面积为： $A_f = \frac{1}{4} \pi D^2 = 12.6 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ ，

这样，活塞处于中间平衡位置时的单侧容积

$$V_a = A_f \cdot y_1 = 12.6 \times 10^{-4} \times 0.5 = 6.3 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_b = V_a = 6.3 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

若考虑连接管道的容积影响，则气缸的包含容积为：

$$V = V_a + \Delta V = V_a + 9\% V_a = 1.09 \times 6.3 \times 10^{-4} = 6.9 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

3.2.3 确定气体质量流量 $m_{\max}$

已知控制阀为中闭式零开口四边滑阀，滑阀的阀芯直径为 8mm。通过控制滑阀通道截面处的最大质量流量 $m_{\max}$ 是由活塞最大速度 $\dot{y}_{\max}$ 决定的。活塞为最大速度 $\dot{y}_{\max}$ 时的压缩空气的最大理论容积流量

$$Q_0 = A_f \dot{y}_{\max} = 1.26 \times 10^{-3} \times 1 = 1.26 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

考虑到泄漏，实际容积流量

$$Q = Q_0 (1 + 12\%) = 1.4 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}。$$

该容积流量折算到稳态工作压力 $p_i = 6.33 \text{ bar}$ (绝对压力)，温度 T_i 为 288K 时的工作气体的质量流量

$$m_i = Q \cdot \rho_i \text{ (kg/s)}$$

其中：密度 $\rho_i = \gamma_i / g$

$$\text{重度 } \gamma_i = \gamma_0 \frac{273}{T_i} \cdot \frac{p_i}{1.0013}$$

$$\gamma_0 = 12.68 \text{ N/m}^3$$

$$\text{则 } \gamma_i = \gamma_0 \frac{273}{T_i} \cdot \frac{p_i}{1.0013} = 12.68 \times \frac{273}{288} \times \frac{6.33}{1.013} = 75.1 \text{ N/m}^3$$

$$\rho_i = \gamma_i / g = 75.1 / 9.8 = 7.7 \text{ kg/m}^3$$

进入到负载/气缸内的压缩空气质量流量(即耗气量)

$$m_i = m_{\max} = 1.4 \times 10^{-3} \times 7.7 = 1.1 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$$

3.2.4 计算滑阀的最大开启量

进入气缸的工作气体经控制阀的控制截面流入气缸。则通过控制阀控制截面的气体流量表达式:

$$m = c_v w \left(x + \frac{h_0}{2}\right) \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_s \rho_s \left[\left(\frac{p}{p_s}\right)^{2/k} - \left(\frac{p}{p_s}\right)^{(k+1)/k}\right]} \quad (\text{当 } p/p_s > 0.528 \text{ 时}),$$

$$m_{\max} = c_v w \left(x + \frac{h_0}{2}\right) \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_s \rho_s \left(\frac{2}{k+1}\right)^{2/k-1}} \quad (\text{当 } p/p_s \leq 0.528 \text{ 时})$$

上式中 $w \left(x + \frac{h_0}{2}\right)$ 近似等于圆柱滑阀控制截面通道面积 A_n , 因为

$$A_n = \pi d_0 x + \left[\frac{\pi (d_0 + h_0)^2}{4} - \frac{\pi d_0^2}{4}\right] = \pi d_0 x + \left[\frac{\pi (d_0^2 + 2d_0 h_0 + h_0^2)}{4} - \frac{\pi d_0^2}{4}\right]$$

由于式中的 h_0^2 与 d^2 或 $2d_0 h_0$ 相比, h_0^2 数值很小, 可以忽略不计。因此

$$A_n \approx \pi d_0 x + \frac{\pi}{4} (2d_0 h_0) = \pi d_0 \left(x + \frac{h_0}{2}\right)$$

因为是全周开口圆柱滑阀, 则阀的面积梯度 $w = \pi d$ 。滑阀的阀芯与阀套间的间隙量

$$\frac{h_0}{2} = 0.005 \times 10^{-3} \text{ m}$$

流量系数 $c_v = 0.68$ (试验得)。另外考虑到充气过程为近似等温即忽略温度对气体密度 ρ_s 的影响, 则可知供气气体的密度

$$\rho_s = \frac{p_s}{p_0} \cdot \frac{\gamma_0}{g} = \frac{9}{1.013} \times \frac{12.68}{9.81} = 11.48 \text{ kg/m}^3$$

又因为

$$\frac{p}{p_s} = \frac{p_a}{p_s} = \frac{5.3}{8} > 0.528 (\text{稳态时 } p = p_a = \frac{2}{3} p_s)$$

则控制阀控制截面处的流动为亚音速流动。这样根据质量流量公式

$$m = c_v w \left(x + \frac{h_0}{2} \right) \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_s \rho_s \left[\left(\frac{p}{p_s} \right)^{2/k} - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{(k+1)/k} \right]}$$

当 $k=1.4$ (近似认为是绝热流动), x 远大于 $\frac{h_0}{2}$, 把 $\frac{h_0}{2}$ 忽略去后, 控制阀的最大开启

$$x = \frac{1.1 \times 10^{-2}}{0.68\pi \times 0.008 \times \sqrt{\frac{2 \times 1.4}{1.4-1} \times 9 \times 10^5 \times 11.48 \times \left[\left(\frac{6.3}{9} \right)^{2/1.4} - \left(\frac{6.3}{9} \right)^{2.4/1.4} \right]}} = 3.1 \times 10^{-4} \text{ m}$$

所以, 控制阀的开启量 x 的变化范围: $0 \sim 3.1 \times 10^{-4} \text{ m}$

3.2.5 零位系数 c_3 与 c_4

根据定义, 控制阀的零位系数分别为:

$$\begin{aligned} c_3 &= \left. \frac{\partial m}{\partial x} \right|_{x=0} \\ &= c_v \pi d_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_s \rho_s \left[\left(\frac{p}{p_s} \right)^{2/k} - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{(k+1)/k} \right]} \\ &= 0.68\pi \times 0.008 \times \sqrt{\frac{2 \times 1.4}{1.4-1} \times 9 \times 10^5 \times 11.48 \times \left[\left(\frac{6.3}{9} \right)^{2/1.4} - \left(\frac{6.3}{9} \right)^{2.4/1.4} \right]} \\ &= 35.05 \text{ kg/s.m} \quad (\text{亦称阀的流量系数}), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_4 &= - \left. \frac{\partial m}{\partial p} \right|_{x=0} = - \frac{\partial}{\partial p} \left\{ c_v \left(\pi d_0 x + \frac{\pi d_0 h_0}{2} \right) \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_s \rho_s \left[\left(\frac{p}{p_s} \right)^{2/k} - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{(k+1)/k} \right]} \right\} \Big|_{x=0} \\ &= -c_v \frac{\pi d_0 h_0}{2} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_s \rho_s} \cdot \frac{\frac{1}{k} \left(\frac{p}{p_s} \right)^{(2-k)/k} - \frac{k+1}{2k} \left(\frac{p}{p_s} \right)^{1/k}}{p_s \sqrt{\left(\frac{p}{p_s} \right)^{2/k} - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{(k+1)/k}}} \\ &= -0.68 \times 3.14 \times 0.008 \times 5 \times 10^{-6} \times \sqrt{\frac{2 \times 1.4}{1.4-1} \times 9 \times 10^5 \times 11.48} \\ &\quad \times \frac{\frac{1}{1.4} \left(\frac{6.3}{9} \right)^{(2-1.4)/1.4} - \frac{1.4+1}{2 \times 1.4} \left(\frac{6.3}{9} \right)^{1/1.4}}{9 \times 10^5 \times \sqrt{\left(\frac{6.3}{9} \right)^{2/1.4} - \left(\frac{6.3}{9} \right)^{2.4/1.4}}} \\ &= 3.35 \times 10^{-9} \text{ kg m}^3 / \text{N.s} \quad (\text{亦称阀的压力流量系数}). \end{aligned}$$

3.2.6 阀控气缸回路开环传递函数、频率及阻尼比

阀控气缸的开环传递函数

$$G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{2c_3 A_f k R T_s / m_T V}{s[s^2 + (c_4 k R T_s / V + b / m_T) s + \frac{kp}{m_T V} (\frac{bc_3 R T_s}{p} + 2A_f^2)]}$$

已知: $V = 6.9 \times 10^{-4} \text{ m}^3$;

$m_T = 50 \text{ kg}$;

$A_f = 12.6 \times 10^{-4} \text{ m}^2$;

$P = 6.3 \times 10^5 \text{ Pa}$; (稳态压力);

$b = 228 \text{ N.s/m}$ (活塞含负载的粘性摩擦系数);

$c_3 = 35.05 \text{ kg/s.m}$ (阀的零位系数亦称流量增益);

$c_4 = 3.35 \times 10^{-9} \text{ kg.m}^3 / \text{N.s}$ (称压力-流量系数);

$R = 287 \text{ N.m/(kg.K)}$ (工作气体即压缩空气的气体常数);

$T_s = 288 \text{ K}$ (压缩空气的绝对温度);

$k = 1.4$ (压缩空气的绝热指数);

可以分别求得:

$$\frac{2c_3 A_f R T_s}{m_T V} = \frac{2 \times 35.05 \times 12.6 \times 10^{-4} \times 287 \times 288}{50 \times 6.9 \times 10^{-4}} \approx 2.12 \times 10^5 \text{ 1/s}^3$$

$$\frac{c_4 k R T_s}{V} + \frac{b}{m_T} = \frac{3.35 \times 10^{-9} \times 1.4 \times 287 \times 288}{6.9 \times 10^{-4}} + \frac{228}{50} \approx 5.12 \text{ 1/s}$$

$$\frac{kp}{m_T V} (\frac{bc_3 R T_s}{p} + 2A_f^2) = \frac{1.4 \times 6.3 \times 10^5}{50 \times 6.9 \times 10^{-4}} (\frac{228 \times 3.35 \times 10^{-9} \times 287 \times 288}{6.3 \times 10^5} + 2 \times 12.6^2 \times 10^{-8}) \approx 83.74 \text{ 1/s}^2$$

所以, 阀控气缸回路开环传递函数为

1) 滑阀位移对活塞输出量 y 的传递函数:

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{2.12 \times 10^5}{s[s^2 + 5.12s + 83.74]}$$

2) 滑阀位移对活塞速度 $\dot{y}$ 的传递函数:

$$\frac{sY(s)}{X(s)} = \frac{\dot{Y}(s)}{X(s)} = \frac{2.12 \times 10^5}{s^2 + 5.12s + 83.74}$$

写成标准型则为:

$$\frac{\dot{Y}(s)}{X(s)} = \frac{K_V}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\xi_n}{\omega_n}s + 1} = \frac{2.12 \times 10^5 / 83.74}{\frac{s^2}{83.74} + \frac{5.12}{83.74}s + 1}$$

所以求得阀控型气缸系统的频率

$$\omega_n = \sqrt{83.74} \approx 9.15 \text{ rad/s}$$

阀控缸的开环阻尼比

$$\xi_n = \frac{\omega_n}{2} \times \frac{5.12}{83.74} = \frac{9.15}{2} \times \frac{5.12}{83.74} \approx 0.28$$

阀控缸系统的速度增益

$$K_V = \frac{2.12 \times 10^5}{83.74} = 2531.6$$

3.3 系统的仿真

用计算机作为研究工具, 将实际系统模型化, 在计算机上运行的过程称为仿真; 而采用数学模型, 在计算机上借助于数值计算的方法所进行的仿真实验称之为数字仿真。数字仿真简便、快捷、成本低, 且具有以下特点:

1) 计算与仿真的精度较高。由于计算机的字长可根据精度要求来“设计”, 因此从理论上讲系统数字仿真的精度可以是无限的。但是, 由于受到误差积累、仿真时间等因素的影响, 其精度不宜定得过高。

2) 对计算机控制系统的仿真比较方便。

3) 仿真实验的自动化程度较高, 可方便地实现显示、打印功能。

4) 对一些“频响”较高的控制系统进行仿真时, 计算速度有一定的困难。

通常情况下, 数字仿真实验包括三个基本要素, 即实际模型、数学模型和计算机。联系这三个要素则有如下三个基本活动, 即模型建立、仿真实验与结果分析。将实际模型抽象为数学模型, 称之为一次模型化, 它还涉及到系统辨识技术问题, 统称为建模问题; 将数学模型转换为可在计算机上运行的仿真模型, 称之为二次模型化, 这涉及到仿真技术问题, 统称为仿真实验。长期以来, 仿真领域的研究重点一直放在仿真模型的建立这一活动上(即二次模型化问题), 并因此产生了各种仿真算法和工具软件。随着计算机与数字仿真技术的发展, 数字仿真软件经历了以下四个阶段:

① 程序编制阶段

即在人们利用数字计算机进行仿真实验的初级阶段时, 所有问题(如微分方程求解、矩阵运算、绘图等)都是仿真实验者用高级算法语言(如 BASIC、FORTRAN、C 等)来编写。往往是几百条语句的编制仅仅解决了一个“矩阵求逆”一类的基础

问题。人们大量的精力不是放在研究“系统问题”上,而是过多地研究软件如何编制、其数值稳定性如何等问题,其结果使得仿真工作的效率较低,数值仿真难以广泛应用。

② 程序软件包阶段

针对“程序编制阶段”所存在的问题,许多系统仿真技术的研究人员将他们编制的数值计算与分析程序以“子程序”的形式集中起来形成了“应用子程序库”,又称“应用软件包”(以便仿真实验者在编制程序时调用)。这一阶段中的许多成果为数字仿真技术的应用奠定了基础,但还是存在着使用不便、调用繁琐、专业性要求过强、可信度低等问题,人们已开始认识到,建立具有专业化与规范化高效率的“仿真语言”是十分必要的,以使数字仿真技术真正成为一种实用化的工具。

③ 交互式语言阶段

从人一机之间信息交流便利的角度出发,将数字仿真所涉及到的问题上升到“语言”的高度进行软件集成,其结果就产生了交互式的“仿真语言”。仿真语言与普通高级算法语言的关系就如同 C 语言与汇编语言的关系,人们用 C 语言在进行乘法时不必去深入考虑乘法是如何实现的;同样,仿真语言可用一条指令实现“系统特征值的求取”,而不必考虑是用什么算法以及如何实现等低级问题。当今具有代表性的仿真语言有:瑞典 Lund 学院的 SIMNON 仿真语言、IBM 公司的 CSMP 仿真语言以及 ACSL、TSIM、ESL 等。20 世纪 80 年代初由美国学者 Cleve Moler 等人推出的交互式 MATLAB 语言以它独特的构思与卓越的性能为学术界和工程界所重视,现已成为许多领域最为普及与流行的工具软件。

④ 模型化图形组态阶段

尽管仿真语言将人一机界面提高到“语言”的高度,但是随着“视窗”(windows)软件环境的普及,基于模型化图形组态的数字仿真软件也应运而生,使仿真进入一个图形化的界面。目前,最具代表性的模型化图形组态软件当数美国 Math Works 软件公司 1992 年推出的 SIMULINK。

3.3.1 Matlab 在系统仿真中的应用

在本文中的各种计算、建模、仿真、分析都大量运用了 MATLAB 语言和 SIMULINK 软件,故在此将 MATLAB 和 SIMULINK 作简要介绍。

Matlab 是美国的 Cleve Moler 博士(数值分析与数值线性代数领域著名学者)在教学与研究工作中充分认识到当时的科学分析与数值计算软件编制工作的困难所在,便构思开发了名为 Matrix Laboratory(矩阵实验)的集命令翻译、科学计算于一体的交互式软件系统。它有效地提高了科学计算软件编制工作的效率,迅速成为人们广泛应用的软件工具。MATLAB 作为原名的缩写成为后来由 Moler 博士及一批优秀数学家与软件专家组成的 Math Works 公司软件产品的品牌。目前,在自动

控制、图像处理、语言处理、信号分析、振动理论、优化设计、时序分析与统计学、系统建模等领域,由著名专家与学者以 MATLAB 为基础开发的实用工具箱极大地丰富了 MATLAB 的内容,使之成为国际上最为流行的软件品牌之一。应该指出的是,尽管 MATLAB 在功能上已经完全具备了计算机语言的结构与性能,人们将其简称为“MATLAB 语言”,但是由于其编写出来的程序并不能脱离 MATLAB 运行,所以严格地讲, MATLAB 并不是一种计算机语言,而是一种高级的科学分析与计算软件。

SIMULINK 是美国 Math Works 软件公司为其 MATLAB 提供的基于模型化图形组态的仿真软件,其命名直观地表明了该软件所具有的 SIMU(仿真)和 LINK(连接)两大功能。它可以对动态系统进行建模、仿真和分析。对于建模, SIMULINK 提供了一个图形化的用户界面(GUI),可以用鼠标点击和拖拉模块的图标建模。通过图形界面,可以像用铅笔在纸上画图一样画模型图。这是以前需要用编程语言明确地用公式表达微分方程的仿真软件包所远远不能相比的。定义完一个模型后,就可通过 SIMULINK 的菜单或者在 MATLAB 的命令窗口输入命令对它进行仿真,菜单对于交互式工作非常方便,而命令行方式对于处理成批的仿真比较有用。实用 Scopes 或者其他的显示模块,可以在运行仿真时观察到仿真的结果。另外,还可以在仿真时改变参数并且立即看到变化。仿真的结果可以放在 MATLAB 的工作空间(workspace)中以待进一步的处理或者可视化。模型分析可使用的工具包括通过命令行方式调用的线性化和整理(trimming)工具、MATLAB 的其他各种工具以及所有应用程序工具箱。MATLAB (Matrix Laboratory)具有用法简易、可灵活运用、程式结构强又兼具延展性。

3.3.2 Matlab 的几个特色

功能强的数值运算 一在 MATLAB 环境中,有超过 500 种数学、统计、科学及工程方面的函数可使用,函数的标示自然,使得问题和解答像数学式子一般简单明了,让使用者可全力发挥在解题方面,而非浪费在电脑操作上。

1) 资料视觉化功能 MATLAB 的物件导向图形架构让使用者可执行视觉数据分析,并制作高品质的图形,完成科学性或工程性图文并茂的文章。

2) 高阶但简单的程式环境 作为一种直译式的程式语言, MATLAB 容许使用者在短时间内写完程式,所花的时间约为用 FORTRAN 或 C 语言的几分之一,而且不需要编译(compile)及联结(link)即能执行,同时包含了更多及更容易使用的内建功能。

3) 开放及可延伸的架构 MATLAB 容许使用者接触它大多数的数学原始码,检视运算法,更改现存函数,甚至加入自己的函数使 MATLAB 成为使用者所须要的环境。

4) 丰富的程式工具箱 MATLAB 的程式工具箱融合了套装前软体的优点, 与一个灵活的开放但容易操作的环境, 这些工具箱提供了使用者在特别应用领域所需之许多函数。现有工具箱有: 符号运算(利用 Maple V 的计算核心执行)、影像处理、统计分析、讯号处理、神经网络、模拟分析、控制系统、即时控制、系统确认、强健控制、弧线分析、最佳化、模糊逻辑、化学计量分析。

3.3.3 对阀控缸开环及闭环传递函数用 Matlab 仿真

由阀控缸的开环传递函数

$$G_0(s) = \frac{\dot{Y}(s)}{X(s)} = \frac{K_v}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\xi_n}{\omega_n}s + 1} = \frac{2.12 \times 10^5 / 83.74}{\frac{s^2}{83.74} + \frac{5.12}{83.74}s + 1}$$

1) 我们对开环传递函数的数学模型, 在 Matlab 中加入脉冲信号, 如图 3.2 所示。

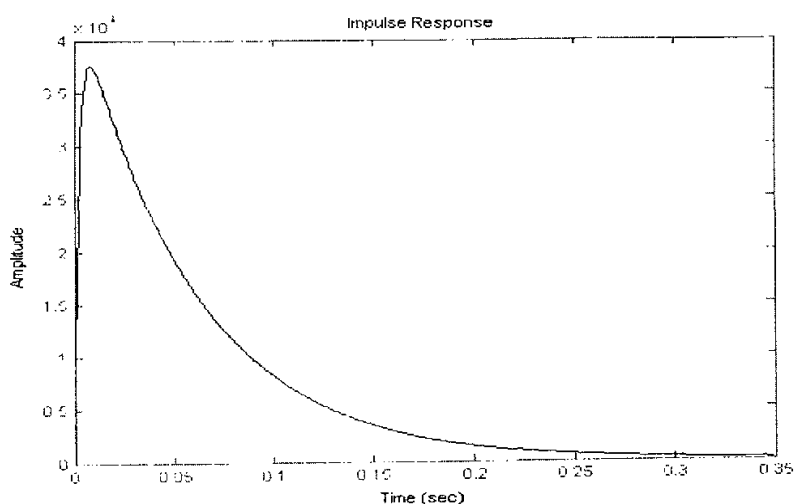


图 3.2 比例位置控制系统的脉冲响应图

Fig. 3.2 the impulse response diagram of the proportionally positional control system

2) 在 Matlab 中进行根轨迹的研究, 如图 3.3 所示。

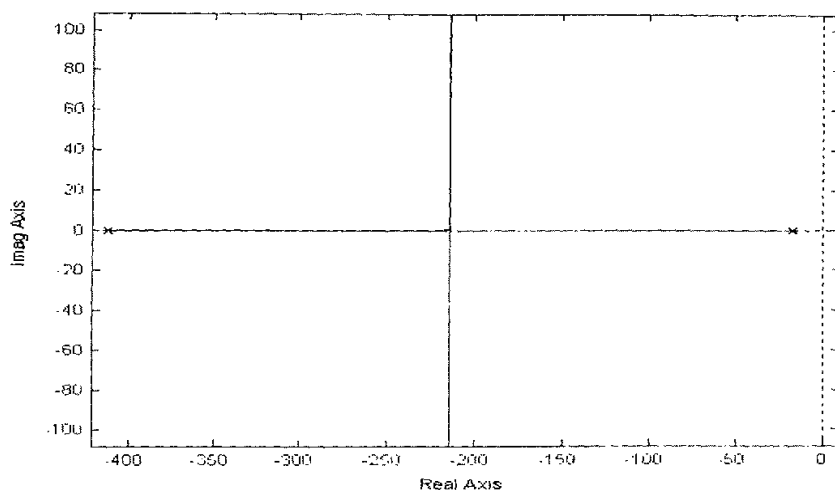


图 3.3 比例位置控制系统的根轨迹图

Fig. 3.3 The Root Locus diagram of the proportionally positional control system

系统的闭环传递函数

$$\phi = \frac{C(s)}{R(s)} = \frac{G_p(s)}{1 + G_p(s)} = \frac{2532}{0.012s^2 + 0.061s + 2533}$$

3) 在闭环系统加入阶跃信号，在 Matlab 绘出，如下图所示：

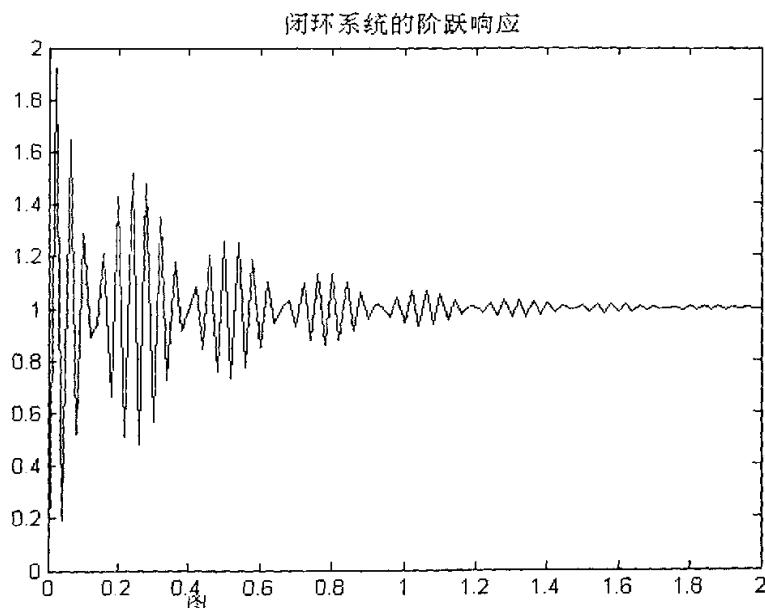


图 3.4 闭环系统的阶跃响应

Fig. 3.4 Unit-Step Response of close systems

从以上仿真结果看出，阀控缸气动伺服系统是稳定的，但是影响速度较慢、稳定性不够好，因此，有必要对其进行综合校正。

4 控制策略的研究

4.1 引言

气动伺服系统虽然有着较长的发展历史,但由于气体的可压缩性、阀非线性特性及气缸摩擦力的影响,导致了气动伺服系统的强非线性、固有频率低、刚度低、阻尼小且难于精确建模,使得满意控制气动伺服系统比较困难,工业应用并不成熟。近年来,计算机技术、微电子技术及控制理论的发展,为气动伺服系统带来了新的生机。

PID 控制是最早发展起来的控制策略之一,由于其算法简单,被广泛应用于过程控制和运动控制中,尤其适用于可建立精确数学模型的确定性控制系统,然而实际工业生产过程具有非线性、时变不确定性,难以建立精确的数学模型,应用常规 PID 控制器不能达到理想的控制效果,而且在实际生产现场中,由于受到参数整定方法繁杂的困扰,常规 PID 控制器参数往往整定不良、性能欠佳,对运行工况的适应性很差。

计算机技术和智能控制理论的发展为复杂动态不确定系统的控制提供了新的途径,采用智能控制技术,可设计智能 PID 和进行 PID 的智能整定。

近十几年迅速发展的智能控制方法用来控制气动伺服系统是非常适合的,因为神经网络可适用于任何不确定性的系统,无需任何先验知识;神经网络在拓扑结构、权重自适应以及非线性激发函数的选择上有很大的灵活性,具有很强的逼近非线性对象的能力;用多层神经网络易于构成自适应控制器,使之具有自组织自学习的能力。

对于气动输送机的气动伺服位置控制要求除快速性、准确性外,还要求工作位置点是任意的、负载是变化的。本文在分析现有控制策略的基础上,提出一种新的神经网络模型参考自适应控制的原理和实现方法。仿真和实验研究均获得较好的控制效果。

4.2 控制策略综述

当控制系统的控制元件及执行机构选定后,系统的硬件部分就已基本确定,关键是选取一种合理的控制算法(即软件部分——数字控制器),以达到所要求的控制效果。自本世纪初维纳提出控制论以来,出项了种类繁多的控制算法,主要包括以下几类:

4.2.1 经典控制方法

经典控制方法是比较简单、快速而又比较成形的控制算法。经典控制方法建

立在有精确的数学模型的基础上,有相位滞后、相位超前和相位滞后—超前校正网络。其中 PID 控制器属于相位滞后—校正装置,由于其算法简单、可靠性高,被广泛应用于工业过程控制。PID 控制器的设计往往采用试凑法,参数的整定可以进行工程整定。但实际工业生产过程往往具有非线性、时变不确定性,难以建立精确的数学模型,应用常规 PID 控制器难以达到理想的控制效果。另外,在实际生产中,由于受到参数整定方法烦杂的困扰,常规 PID 控制器参数往往整定不良、性能欠佳,对运行工况的适应性很差。针对这些问题,长期以来人们一直在寻求对 PID 控制器进行改进和寻求参数的自动整定技术,以适应复杂的和高指标的控制要求。随着微处理器技术的发展和数字智能化控制器的实际应用,这种设想已变成了现实。近年来,出现了许多新型 PID 控制器,如智能 PID 自整定控制器、变参数 PID 控制器、单神经元自适应 PID 等,对于复杂对象,其控制效果远远超过常规 PID 控制。PID 控制也是其他类型的控制方法的基础。

4.2.2 现代控制方法

现代控制理论是基于时域概念在经典控制理论上发展起来的,它以线性理论和状态空间方法描述系统的输入、状态变量和输出关系等,克服了经典控制理论用传递函数描述系统的不足,基于现代控制理论的优化设计方法更适用于计算机语言和计算。这些方法中发展较快的有:

① 自适应控制

自适应控制的基本思想是通过在线辨识时逐渐降低以致消除对象特性的变化和环境干扰对系统的影响。从应用的角度讲,自适应控制系统可分为两大类:模型参考自适应控制和自校正控制。模型参考自适应控制是在控制器—控制对象组成的闭环回路外,再建立一个由参考模型和自适应机构组成的附加调节回路。其特点为:对系统性能指标的要求完全通过参考模型来表达。当运行过程中对象的参数或特性发生变化时,误差进入自适应机构,经过自适应规律处理,对控制器的参数进行适当的调整,使被控过程的动态特性与参考模型尽可能一致。自校正控制系统也是一个附加回路,这个回路由辨识器和控制器组成,其根据控制对象的输入和输出的信号在线估计对象的参数。自适应控制是一种逐渐修正、逐步逼近期望性能的控制策略,适宜于控制模型和干扰变化缓慢的情况。

② 鲁棒控制

鲁棒控制理论是以基于使用状态空间模型的频率设计方法为主要特征,提出从根本上解决控制对象不确定性和外界扰动不确定性问题的有效方法。鲁棒控制理论主要研究分析和综合这两方面的问题。在分析方面要研究的是:当系统存在各种不确定性及外加干扰时,系统性能变化的分析,包括系统的动态性能和稳定性等。在综合方面要研究的是:采用什么控制结构、用什么设计方法保证控制系统具

有更强的鲁棒性,包括如何对付系统存在的不确定性和外干扰的影响。

目前,鲁棒控制主要有两类方法:

1) 代数方法:研究对象是系统的状态矩阵或特征多项式,讨论多项式或矩阵组的鲁棒控制。

2) 频域方法:从研究系统的传递函数矩阵出发,设计相应的控制规律。

③ 智能控制

随着控制系统向大型化和综合化等方面的发展,构成的系统、完成的控制任务及环境也越来越复杂。如何解决系统的不确定性是控制中最困难的问题。人工智能通过其模拟人类分析问题和解决问题的能力的方法,逐渐渗透各种领域中。自动控制和人工智能的结合产生了智能控制,各种智能控制方法也应运而生,如模糊控制、专家控制和神经网络控制等等。其中,模糊控制的优点是算法简单、易于用硬件实现,缺点是它需要根据人们经验确定控制规则及其控制器参数。如果人们对控制系统经验不足,则模糊规则制定不完善,控制精度也就不会太高。专家控制效果虽然好,但涉及到知识的表达和获取,实现较复杂。自学习控制算法是指对具有重复性的工作对象,利用控制系统先前的控制经验,根据测量得出的系统实际输出信号和期望信号来寻找一个理想的输入以达到期望输出的要求。这种算法体现了人在完成某一任务的过程中,吸取经验,逐步完善的过程。人工神经网络能处理非线性、不确定性,且能进行并行处理,可以完成许多复杂的工作,但一般需要强大的硬件支持,现在多停留在仿真阶段。

4.3 PID 算法

计算机控制系统中,为了改善系统的性能,加 PID 调节器,计算机中实现数字 PID 调节。

4.3.1 数字 PID 基本算法

模拟 PID 控制算法可表示为

$$U(t) = K_p [e(t) + 1/T \int_0^t e(t) dt + T_D de(t)/dt]$$

模拟 PID 控制的传递函数为

$$G(s) = U(s)/E(s) = K_p (1 + 1/T_i s + T_d s)$$

向后差分法的离散

$$\begin{aligned} G_c = \frac{u(z)}{e(z)} &= G_c(s) \Big|_s = (1 - z^{-1}) \Big/ T = K_p + \frac{K_p T}{T_i} \frac{1}{1 - z^{-1}} + \frac{K_p T_D}{T} (1 - z^{-1}) \\ &= K_p + K_I \frac{1}{1 - z^{-1}} + K_D (1 - z^{-1}) \end{aligned}$$

其中: $K_I = K_p T / T_I$ 为积分系数

$K_D = K_p T_D / T$ 为微分系数

$$(1 - Z^{-1})u(z) = [K_p(1 - z^{-1}) + K_I + K_D(1 - Z^{-1})^2]$$

Z 反变换, 得出数字 PID 基本算法如下式:

$$u(k) = u(k-1) + K_p[e(k) - e(k-1)] + K_I e(k) + K_D[e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)]$$

工程中习惯的作法: 1) PID 的位置算法; 2) 增量算法。



图 4.1 PID 位置算法的方框图

Fig.4.1 The square frame diagram of PID position calculate way

4.3.2 PID 的位置算法

对连续 PID 算法采用以下的方法离散化

$e(t)$ 以 $e(k)$ 表示

$u(t)$ 以 $u(k)$ 表示

$$\int_0^t e(t)dt \text{ 以 } k \sum_{i=0}^k e(i)T = T \sum_{j=0}^k e(j) \text{ 近似表示}$$

$\frac{de(t)}{dt}$ 的一阶向后差分表示 $[e(k) - e(k-1)]/T$ 的近似表示

连续 PID 的离散化算法

$$\begin{aligned} u(k) &= K_p \left\{ e(k) + \frac{T}{T_I} \sum_{i=0}^k e(i) + \frac{T_D}{T} [e(k) - e(k-1)] \right\} \\ &= K_p e(k) + K_I \sum_{i=0}^k e(i) + K_D [e(k) - e(k-1)] \end{aligned}$$

上式为 PID 的位置算法

式中: k 为采样序号 $k=0,1,2,\dots$

$u(k)$ 为 k 时刻计算机输出

$e(k)$ 为 k 时刻的误差采样值

$e(k-1)$ 为 $k-1$ 时刻的误差采样值

其中 $u(k)$ 代表执行机构整个的输出位置执行机构 $u(k)$ 开度,

位置算法特点: 1) 要累加误差, 占用内存较多

2) 安全性较差

4.3.3 PID 的增量式算法

K-1 次的 PID 输出表达式

$$u(k-1) = K_p e(k-1) + K_i \sum_{i=0}^k e(i) + K_d [e(k-1) - e(k-2)]$$

$$\Delta u(k) = u(k) - u(k-1) = K_p [e(k) - e(k-1)] + K_i e(k) + K_d [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)]$$

——增量式的 PID 调节器, 又称速率式的算法。

特点:

1) 该方法比较安全

2) 计算不需要累加, 仅需要最近几次误差的采样值, 控制量增量计算非常简单。

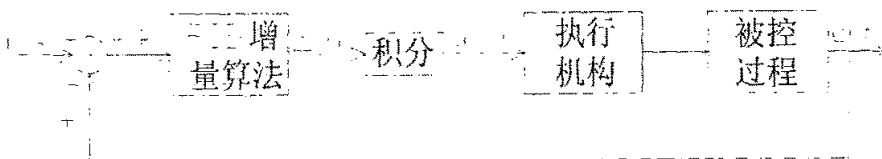


图 4.2 PID 增量算法的方框图

Fig.4.2 The square frame diagram of PID increases calculate way

缺点: ①控制指令含有 $u(k) = \sum_{i=0}^k \Delta u(i)$ 的累加需要用其它的硬件实现, 计算

机每次输出是增量需要的位置输出利用 $u(k) = u(k-1) + \Delta u(k)$ 也可求得:

增量式算法得下式:

$$\begin{aligned} \Delta u(k) &= K_p [(1 - T/T_i + T_d/T)e(k) - (1 + 2T_d/T)e(k-1) + T_d/T)e(k-2)] \\ &= K_p [Ae(k) - Be(k-1) + Ce(k-2)] \end{aligned}$$

$$A = 1 + T/T_i + T_d/T$$

$$\text{式中 } B = 1 + 2T_d/T$$

$$C = T_d/T$$

增量式算法的实质就是根据误差的三个时刻的采样值适当的加权计算求得。调整加权值 A, B, C, 即可获得不同的控制品质和功能。

$$u_D(k) = \frac{T_f}{T + T_f} u_D(k-1) + K_p T_D \frac{T}{T + T_f} [e(k) - e(k-1)]$$

$$\text{令 } \alpha = T_f / (T + T_f)$$

$$T / (T + T_f) = 1 - \alpha$$

$$\text{现 } \alpha \in (1, (1 - \alpha)) \in (1,$$

$$\text{得 } u_D(k) = \alpha u_D(k-1) + K_p T_D (1 - \alpha) [e(k) - e(k-1)]$$

因此, 不完全微分 PID 位置算法为

$$u(k) = K_p e(k) + K_I \sum_{i=0}^k e(i) + u_D(k)$$

$$\text{其中 } u_D(k) = \alpha u_D(k-1) + K_p T_D (1 - \alpha) [e(k) - e(k-1)]$$

不完全微分增量的表达式

$$\Delta u(k) = K_p [e(k) - e(k-1)] + K_I e(k) + [u_D(k) - u_D(k-1)]$$

利用不完全微分滤除高频噪声, 控制质量较好。本文采用的 PID 的增量算法。

4.4 控制器的设计

4.4.1 频率校正

用频率响应法设计系统是一种间接的设计方法。这种方法首先使系统满足一些频域性能指标, 如相位裕度、增益裕度、谐振峰和带宽等, 由这些性能指标来保证系统的时域性能指标。由于是一种间接的设计方法, 所以在频域指标得到满足后, 再来检验时间响应是否满足要求。

① 典型环节的开环对数频域特性

频域设计经常利用对数频率特性(波德图)来进行。主要工作是综合出性能指标要求的开环对数频率特性。

根据控制理论和工程实践经验, 开环对数幅频特性曲线中比较理想的模型, 如图 4.3 所示:

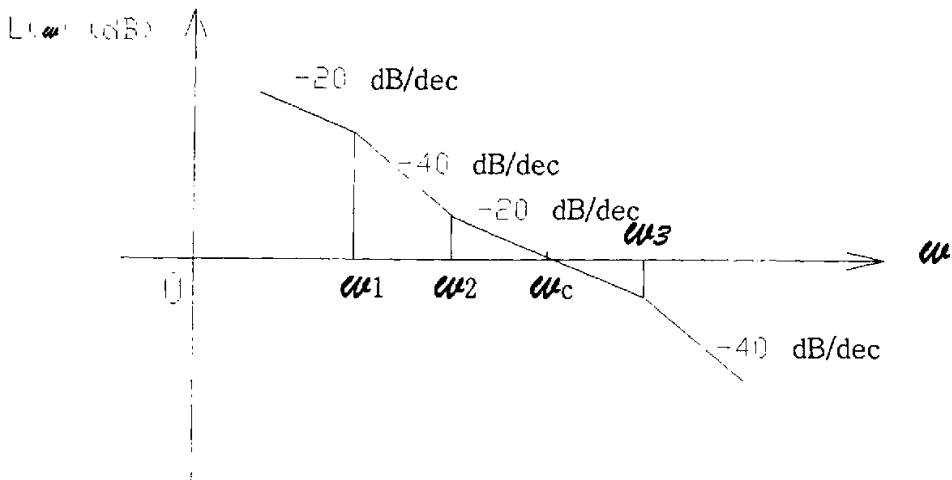


图 4.3 典型的开环对数幅频特性

Fig.4.3 typical frequency and value characteristic of logarithms of the open wreath

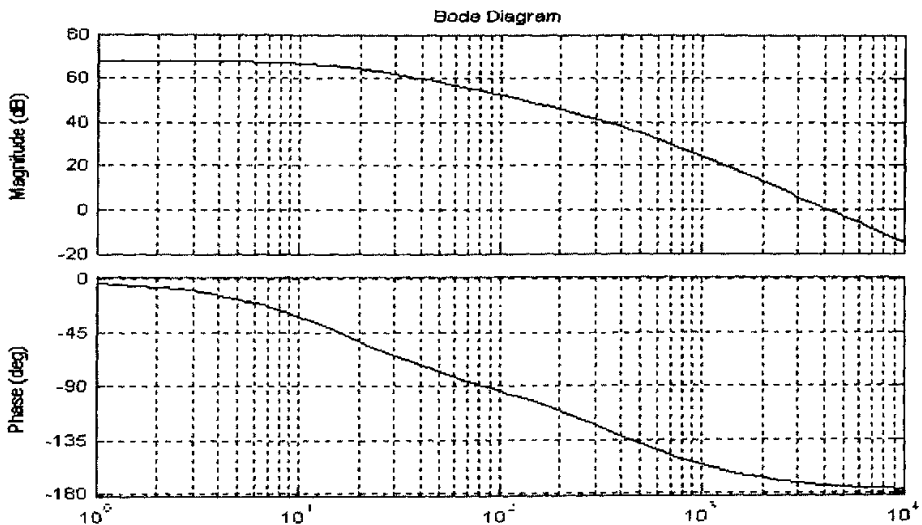


图 4.4 比例位置控制系统的 Bode 图

Fig.4.4 the Bode diagram of the proportionally positional control system

典型环节的对数幅频特性大致可分为三个频段：低频段、中频段和高频段。

中频段是指增益穿越频率 ω_c 附近的一段。这段频率特性的形状决定系统的稳定性。由于 ω_c 与带宽 ω_b 很接近，不同的开环系统，增益穿越频率 ω_c 对应不同的闭环系统的带宽 ω_b 。因此 ω_c 的大小，反映系统的快速性，并与谐振峰值有关系。系统的输入信号，而噪声是高频信号，从抑制噪声的角度，又不希望带宽太宽。系统

的动态性能由 0dB 频率附近的中频段决定。理想的中频段斜率为 -20dB/dec ，并向左右延伸至少十倍的频程，以保证系统有足够的稳定裕度。

低频段是指比中频段更低的低频区域。低频段的形状直接影响稳态精度。低频段的位置越高，系统的稳态误差越小。为此，系统中加入校正装置，将低频段抬高，以改善稳态性能。

高频段是指比中频段更高的频率区域，高频段的形状影响系统的带宽 ω_b 。这个频率段，曲线分贝值越低，对输入高频干扰的抑制能力越强。

1) 影响对数频率特性形状的主要因素

在低频段主要是由开环增益和积分环节决定的。开环增益越大，积分环节越多，低频斜率负得越大。在高频段主要是时间常数较小的环节决定的。这些环节，使曲线向斜率更负的方向上拐。这些影响因素结合起来作用，影响决定系统地动态特性的中频段的形状。

2) 改变频率特性的形状满足性能指标的要求

当系统稳定性和动态性能都比较好，而稳态误差较大时，必须提高低频段的增益，来减少稳态误差。这时要尽量的保持中频段和高频段的形状不变；使系统的稳定性和动态性能不受影响。这种情况，系统要加滞后校正装置，这不仅可以改变开环特性低频段的形状，还可以间接的改变系统的动态性能，如下图 4.5 中所示：

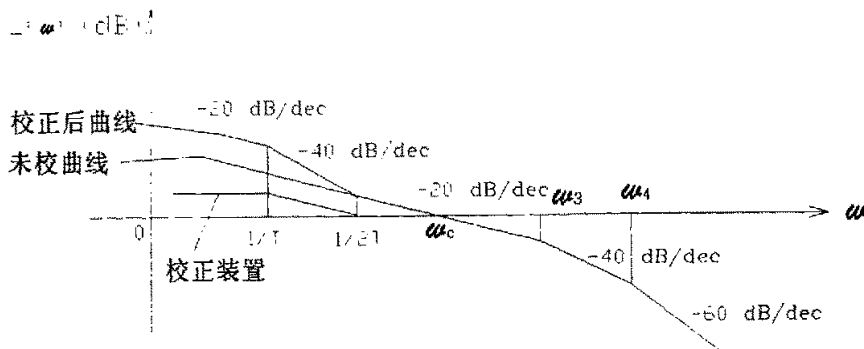


图 4.5 滞后校正的影响

Fig. 4.5 the influence of postponing correct

当系统的稳定性和稳态误差都满足要求，而动态性能较差时，要使增益穿越频率 ω_c 向高频方向移动。这种情况，需要适当改变中频段和高频段的形状，来改善动态性能，达到动态性能指标要求。这时要加超前校正装置，就可改变开环

特性中频段的形状,增加了相位裕度,如图 4.6 中所示:

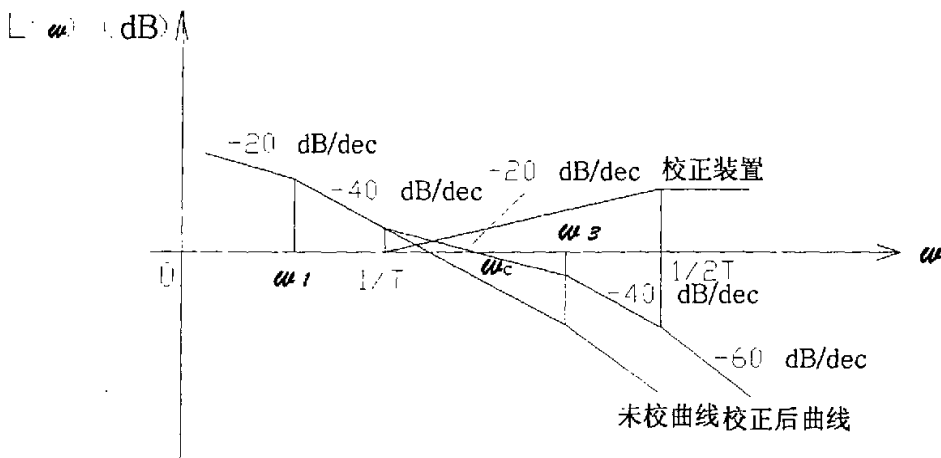


图 4.6 超前校正的影响

Fig. 4.6 the influence of run before correct

当系统是稳定的,但是稳态和动态性能都不满足要求时,这就需要在提高低频段增益的同时,使增益穿越频率向高频率 ω_c 向高频方向移动,以改善系统的稳态和动态性能。这种情况要加滞后—超前校正装置。通过滞后校正来改变开环特性低频段的形状,以改变系统的稳态性能;通过超前校正来改变频率特性中频段的形状,以改善系统的动态性能。这时仅用滞后或仅用超前校正装置是无法实现的。

频域法设计是一种图解的方法,具有一些试凑的性质,设计者的经验和技巧很重要。校正装置设计完成以后(不是唯一的),还要校验系统的性能。

对数频率特性如上图中所示:

系统的相位裕度 $F_m = 5.8^\circ$;增益裕度 $G_m = 33.229$,一般系统的稳定裕度我们选择相位裕度 $F_m \geq 50^\circ$,

为了保证稳定精度的前提下,满足相位裕度达到 50° 以上的要求,需要增加超前校正装置。其超前角为 $\varphi_m = 50^\circ - 6^\circ = 44^\circ$ 。

增加超前校正装置,开环对数幅频特性的增益穿越频率 ω_g 要向右移动。考虑增益穿越频率右移造成相位滞后,需要增加最大超前相角。若选择 $\varphi_m = 50^\circ$,即增加 6° 来补偿幅频特性增益穿越的影响。

选择适当的校正器,并确定其参数。

$$G_c(s) = K_c \alpha \frac{Ts+1}{\alpha Ts+1} = K_c \frac{s + \frac{1}{T}}{s + \frac{1}{\alpha T}} = \frac{Ts+1}{\alpha Ts+1}$$

式中 $K_c = 1/\alpha$ 。

$$\alpha = \frac{1 - \sin \varphi_m}{1 + \sin \varphi_m} = \frac{1 - \sin 50^\circ}{1 + \sin 50^\circ} = 0.13$$

超前校正装置的转折频率为 $1/T$ 和 $1/\alpha T$ 。最大超前相位角位于两个转折频率几何中点，即式

$$\omega_m = \frac{1}{T\sqrt{\alpha}}$$

超前校正装置，当其增益减少一半，正好是 0dB，即两个转折频率 $1/T$ 和 $1/\alpha T$ 的几何中点，也正是最大超前相位点。将 $\omega_m = 1/(T\sqrt{\alpha})$ 代入上式，令 $s = j\omega$ ，则

$$G_c(j\omega) = \frac{Tj\omega+1}{\alpha Tj\omega+1} \bigg|_{\omega=\frac{1}{T\sqrt{\alpha}}} = \frac{1+j\frac{1}{\sqrt{\alpha}}}{1+j\alpha\frac{1}{\sqrt{\alpha}}}$$

$$|G_c(j\omega)| = \frac{\left| 1+j\frac{1}{\sqrt{\alpha}} \right|}{\left| 1+j\alpha\frac{1}{\sqrt{\alpha}} \right|} = \frac{1}{\sqrt{\alpha}} = \frac{1}{\sqrt{0.13}} = 2.77dB$$

选此频率为新增益下的增益穿越频率即

$$\omega_c = \omega_m \frac{1}{T\sqrt{\alpha}} = 5000 rad/s$$

由此可得

$$\frac{1}{T} = \omega_c \sqrt{\alpha} = 5000 \times 0.36 = 1803$$

$$\frac{1}{\alpha T} = \frac{\omega_c}{\sqrt{\alpha}} = \frac{5000}{0.36} = 13888.9$$

相位校正装置即：

$$G_c(s) = K_c \frac{s + \frac{1}{T}}{s + \frac{1}{\alpha T}} = K_c \frac{s + 1803}{s + 13888.9} = 7.7 \times \frac{s + 1803}{s + 13888.9}$$

由上式计算得系统开环的传递函数为

$$G_0'(s) = \frac{\dot{Y}(s)}{X(s)} = \frac{K_v}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\xi_n}{\omega_n}s + 1} = \frac{2.12 \times 10^5 / 83.74}{\frac{s^2}{83.74} + \frac{5.12}{83.74}s + 1}$$

未加校正装置系统的闭环传递函数

$$\phi = \frac{C(s)}{R(s)} = \frac{G_p(s)}{1 + G_p(s)} = \frac{2532}{0.012s^2 + 0.061s + 2533}$$

加校正装置后系统的传递函数为

$$\varphi_s = \frac{C(s)}{R(s)} = \frac{G_0(s)}{1 + G_0(s)} = \frac{G_c(s)G_0'(s)}{1 + G_c(s)G_0'(s)} = \frac{19496.4s + 3.5 \times 10^7}{0.012s^3 + 166.8s^2 + 20344s + 3.5 \times 10^7}$$

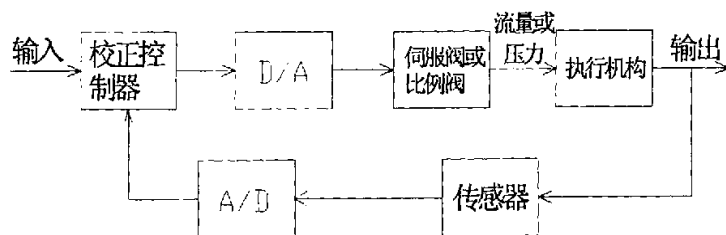


图 4.7 加入校正控制器系统方框图

Fig. 4.7 the square frame diagram of the affiliation corrects the controller of the systems

利用 Matlab 绘出系统未加校正装置和加校正装置的阶跃响应如下 4.8 图所示。

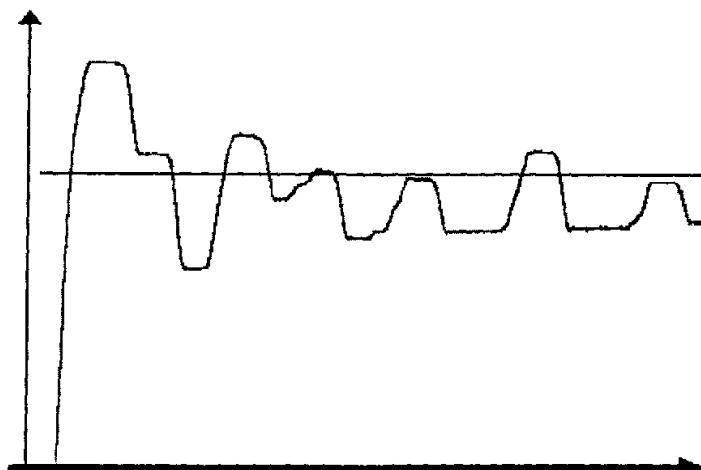


图 4.8 系统校正前的阶跃响应

Fig.4.8 the step response diagram of before correcting of the proportionally positional control system

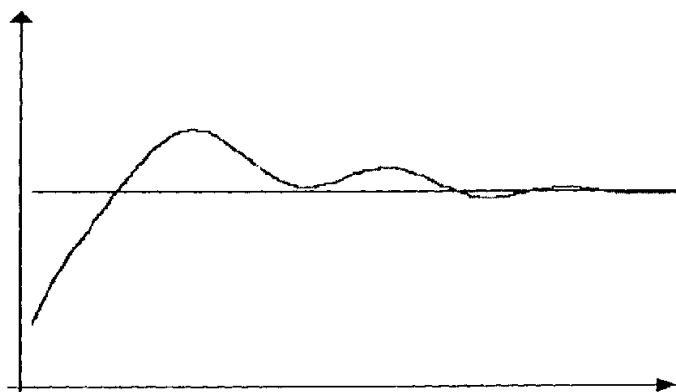


图 4.9 系统校正后的阶跃响应

Fig.4.9 the step response diagram of before correcting of the proportionally positional control system

仿真结果表明：上文中所设计的控制器对系统稳定性能有明显的改善。

5 气动伺服输送机试验研究

气动伺服输送机实则为气动伺服定位系统在输送系统中的应用。虽然前面的章节从理论上进行详细的分析和研究,但从工程的角度出发,有必要作试验研究,因而设计了一台试验样机如下。

5.1 试验样机的设计

气动伺服输送机的基本结构有感知部分、控制部分、主机部分和执行部分组成。

5.1.1 试验样机设计要求

此处按实际参数 1:2 的比例来设计样机:

负载质量: 25kg

输送机的行程: 1000mm

输送机最高工作节拍: 往复 12 次 / 分钟

工作压力: $0.3 \sim 0.5 MP_a$

环境温度: $-5^{\circ}C \sim 40^{\circ}C$ 。

5.1.2 气动回路的设计及气动元件的选择

气动比例方向控制控制系统的性能虽然依赖于执行元件、比例方向控制阀等系统构成要素的性能,但为了更好地发挥系统构成要素的作用,控制器的控制量的计算又是至关重要的。控制器通常以输入值与输出值的偏差为基础,通过控制算法分析可以设计出不受被控对象参数变化和干扰影响,具有较强鲁棒性的控制系统。

1) 无杆气缸: DGP 和 DGPL 无杆气缸最显著的特点就是占用空间小、动态性好,抗扭能力强,结构坚固。它们适合于用作搬运系统,也可用于需要较大负载但又要求占用空间小的场合。

2) 比例方向控制阀: 比例方向控制阀 MPYE, 具有流量控制功能,用于调节气缸的速度。五位三通阀可同时调节气缸运动方向。设定点输入值: 模拟量电压信号: $0 \cdots 10V$, 模拟量电流信号: $4 \cdots 20mA$, 气口尺寸 G1/8, G1/4, G1/2。

特点: a. 特殊情况下可满足个别压力范围要求,

b. 可用作电子式终端位置缓冲和用于伺服定位。

3) 位移传感器: 模拟量位移传感器 MLO-POT-...-TLF- 行程 $225 \sim 2000 mm$ 是伺服定位应用及计算机控制的反馈位移的组成部件。

特点: a. 多种方式安装于 DGP, DGPL 驱动器,

b. 在顶端或侧面插入式连接。

4) 舌簧式行程开关：耐高温接近式传感器，带不同长度的电缆或带插头，常开或常闭连接方式，24VDC 或 230VAC，直列式或直角式连接。

5) 过滤减压阀：坚固而又多功能的三连件。主要连接功能：过滤器 ($5\mu\text{m}$, $40\mu\text{m}$)、微过滤器 ($1\mu\text{m}$, $0.01\mu\text{m}$)。

6) 液压缓冲器：液压缓冲器通过压力控制阀将冲击能量转换成油的流动，从而达到缓冲目的。内置的压缩弹簧将活塞杆回复到初始位置。缓冲特性可以通过调节环进行修整。也可在驱动器动作时进行动态调整。液压缓冲器可作为终点挡块，但受到规定的最大冲击力的限制。

7) 其他：计算机、接口卡、端子板、托盘、滑块柔性连接件、漫射式传感器、压力传感器、安装支架、消声器。

系统原理如图 5.1 所示：

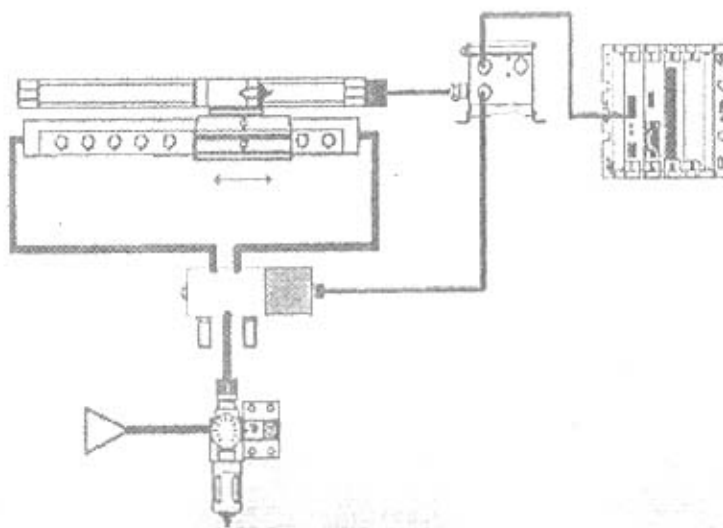


图 5.1 控制系统的原理图

Fig. 5.1 the schematic diagram of the control system

设计的试验样机如下图中所示：

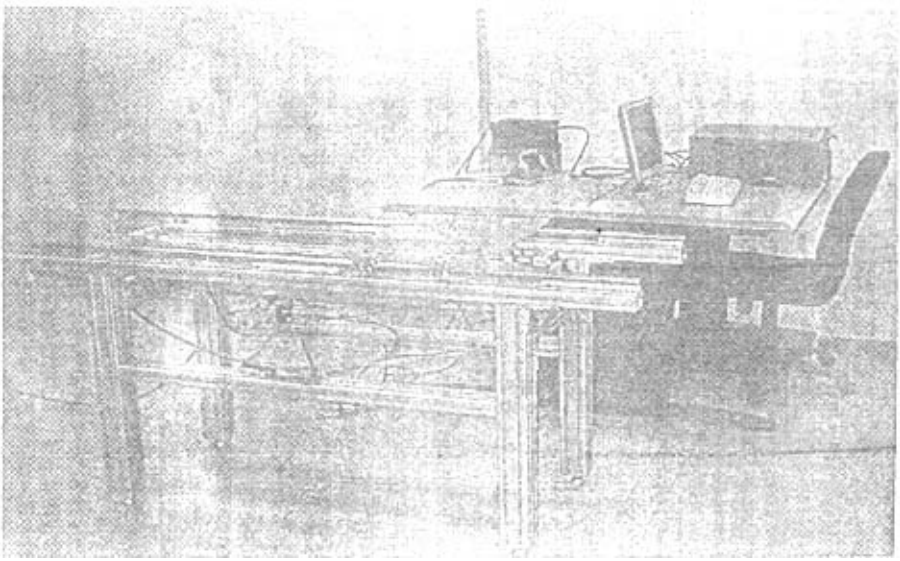


图 5.2 气动伺服定位控制系统

Fig. 5.2 pneumatic proportional positioning system

5.2 MCGS 组态软件实现系统控制

计算机技术和网络技术的飞速发展，为工业自动化开辟了广阔的发展空间，用户可以方便快捷地组建优质高效的监控系统，并且通过采用远程监控及诊断、双机热备等先进技术，使系统更加安全可靠，在这方面，MCGS 工控组态软件将为您提供强有力的软件支持。

MCGS 全中文工业自动化控制组态软件(以下简称 MCGS 工控组态软件或 MCGS)为用户建立全新的过程测控系统提供了一整套解决方案。MCGS 工控组态软件是一套 32 位工控组态软件，可稳定运行于 Windows95/98/NT 操作系统，集动画显示、流程控制、数据采集、设备控制与输出、网络数据传输、双机热备、工程报表、数据与曲线等诸多强大功能于一身，并支持国内外众多数据采集与输出设备，广泛应用于石油、电力、化工、钢铁、矿山、冶金、机械、纺织、航天、建筑、材料、制冷、交通、通讯、食品、制造与加工业、水处理、环保、智能楼宇、实验室等多种工程领域。

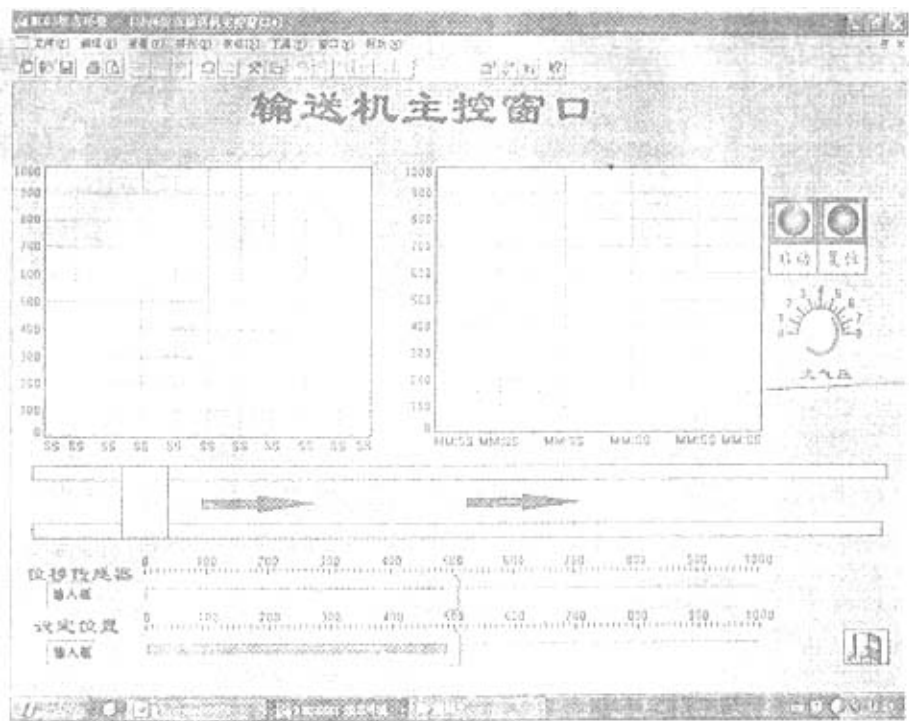


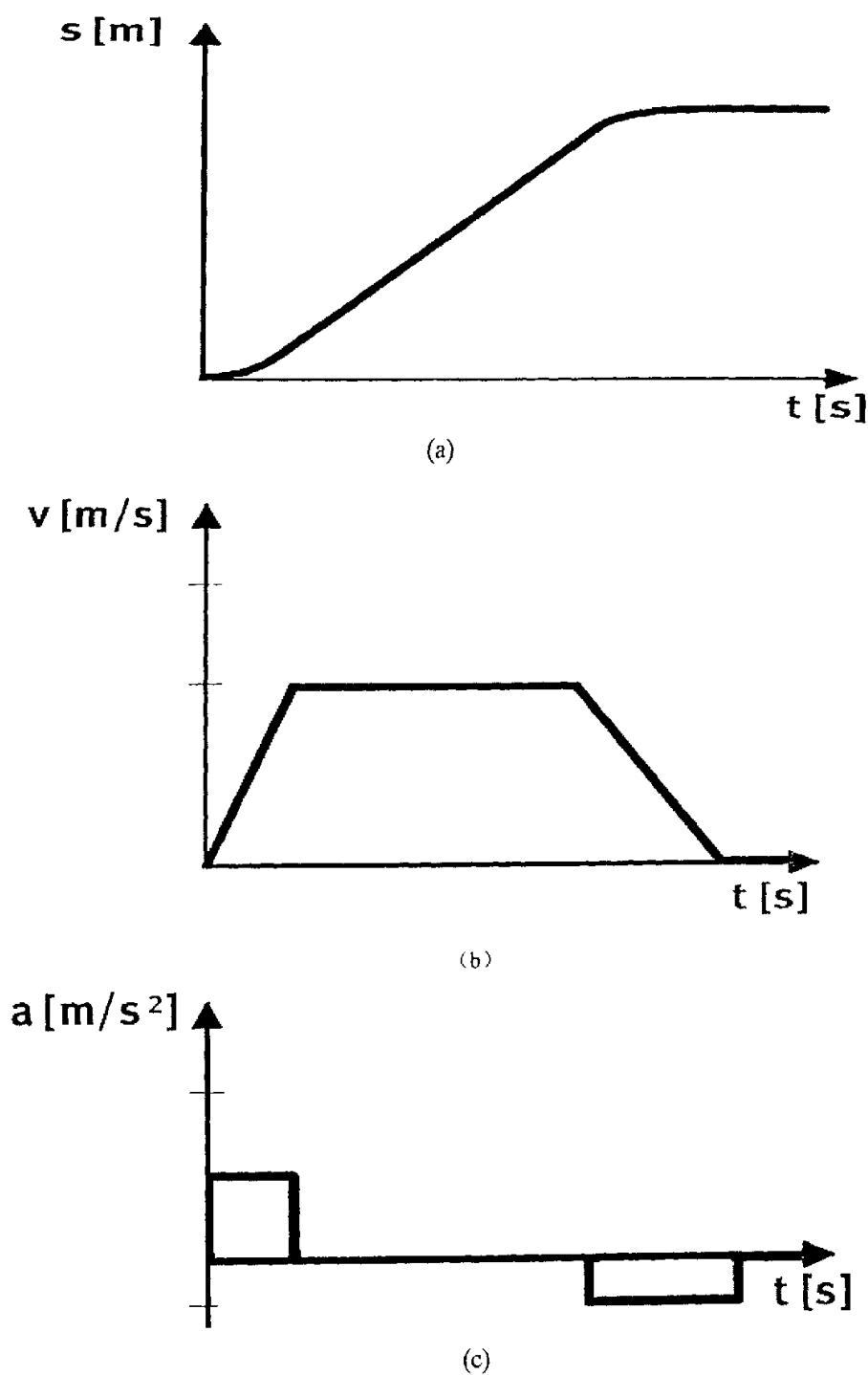
图 5.3 系统的控制界面

Fig.5.3 the control interface of the system

5.3 试验结果

根据我们试验的，针对阀控缸建立数学模型，以工控机为平台利用 MCGS 组态软件编写控制面板，A/D、D/A 采集卡对数据采集，传感器检测气缸活塞的实时位置，从而利用气动伺服定位系统的 PID 增益算法，调节不同的比例、积分、微分系数，利用 vc++编写自适应控制程序，根据气动伺服定位系统的闭环零一极点配置原理求出最佳状态反馈增益。

通过计算机采集，可以得到以下的位置、速度和加速度的曲线，位置变化的曲线非常的平稳，加速度曲线方向有所该变，是通过程序对伺服阀进行了反向通气的过程，这样很好的解决了物体在输送系统中物料滑出。



(a) 位置曲线 (b)速度曲线 (c)加速度曲线

图 5.4 系统的控制曲线

Fig.5.4 the control curve of the system

通过对系统的速度及加速度的控制，利用 VC++编写的控制程序，加之现场整合，从而达到零极点的自适应控制，利用 Matlab 多点拟合，绘出图 5.4 中位置、速度和加速度曲线。

6 结 论

本文针对气动伺服控制系统的特点,设计、安装了气动输送机位置伺服控制系统试验台,建立了系统的非线性数学模型,利用计算机仿真技术,对系统的特性和控制策略进行了研究,并通过实验研究验证了所提方法的可行性。归纳起来,本文的主要研究工作和成果如下:

- 1) 通过对被控对象数学模型的推导,得出该系统是一个复杂的强非线性系统。
- 2) 比例方向控制阀是通过控制流经阀的气体流量来控制气缸的运动,气体在通过阀口时的情况非常复杂,很难用一个具体的公式来描述,因此用经典控制的方法很难进行准确控制。在经过反复试验的基础上,本文根据实验数据得到气缸充气、排气时压力与时间的关系,拟合得到输送机的位移、速度和加速度,从而配置较为合适的系统增益。
- 3) 在分析现有控制策略的基础上采用新的 PID 增量算法的原理和实现方法,充分利用了 PID 控制的优点,利用组态程序及 vc++ 编写控制算法,通过现场整合,不需要对系统进行精确的建模,系统具有良好的快速性和较高的稳态控制精度,而且控制系统对系统参数的变化具有良好的适应性,系统本身也就有较高的抗干扰能力和鲁棒性。
- 4) 通过对加速度的控制实现了软停止,使输送机在输送物料时的平稳、快速和准确。很好的解决了物料在输送机上的滑动、碰撞。
- 5) 对所建数学模型进行线性化,并利用计算机数字仿真技术对系统进行了分析和研究。
- 6) 综合试验结果与仿真结果一致,说明理论模型正确。很好的满足了工厂的实际要求。

其分析方法对类似系统的研究具有一定指导意义。

由于本人时间能力有限,文中的不足之处在所难免,恳请各位老师批评指正。

致 谢

本文的研究工作是在我的导师于今副教授的精心指导和悉心关怀下完成的。从课题的选择、理论研究、系统设计、实验样机的研制直到整个论文的完成，无不倾注着导师辛勤的汗水和心血。导师的严谨治学态度、渊博的知识、无私的奉献精神、科研工作中的协作精神及领导才能使我深受的启迪。从尊敬的导师身上，我不仅学到了扎实、宽广的专业知识，也学到了做人的道理。

他关心家人、朋友及学生，总是在他们需要的时候伸出援助之手，在此我要向我的导师、导师夫人董润华等家人致以最衷心的感谢和深深的敬意！

在多年的学习生活中，还得到了王世耕副教授、刘世荣副教授等许多领导和老师的热情关心和帮助。在此也表示衷心的感谢！

在日常学习和生活中，我的师兄弟谢朝夕、闵为、唐国义、闫君涛、饶冀、罗朝东等给予了我很大帮助。

我要感谢我的父母、妻子和小孩，是他们多年来不断的支持和关心才得以顺利的完成我所有的学业。

向所有关心和帮助过我的领导、老师、同学和朋友表示由衷的谢意！

衷心地感谢在百忙之中评阅论文和莅临现场参加答辩的各位专家、教授！

游绍文

2005年5月 于重庆

参考文献

- [1] 作者: 周宏,《气动技术的新发展》,发表于: 液压气动与密封, 2001 年
- [2] 作者: 曹玉平阎祥安,张承谱,冯洪江,《多功能全气控气动系统教学实验台设计》,发表于: 液压与气动 2000
- [3] 作者: 朱铮涛《基于气动技术的计算机控制自动分拣系统》,发表于: 计算机应用。机械开发 2000 年增刊
- [4] 作者: 钱祥生,徐鸿本 液压件制造工艺学[M] 北京:机械工业出版社,1995
- [5] 作者: 黄长艺 机械工程测试技术基础[M] 北京:机械工业出版社,1984
- [6] 作者: 李谋 位置检测与数显技术[M] 北京:机械工业出版社,1993
- [7] 作者: 黄一夫 微型计算机控制技术[M] 北京:机械工业出版社,1995
- [8] 徐灏主编 机械设计手册[M] 北京:机械工业出版社,1995
- [9] 朱铮涛 利用虚拟仪器技术实现机械手的自动控制[J] 制造业设计技术,1999(2):53
- [10] 吴北海等 高效重载多机构液压同步系统研究资料 广州:广东工业大学科研处,1997
- [11] 张金乾.从Autolisp到ARXAutoCAD开发环境走向智能[J] 中国计算机用户,1997(10)
- [12] 金国兴,方水良,喻斯成.面向CAD/CAM集成的产品特征建模研究[J] 机械工业自动化,1996(2)
- [13] 邢启恩,雷文平,苏国彬,等.SolidWorks2001 中文版实用技术精粹[M] 北京:清华大学出版社,2002
- [14] 徐鸿根,廖远谋,徐东安,等.气动技术教程[M] 北京:北京机床研究所·黑田精工气动技术培训中心,1992
- [15] 董景新, 赵长德. 控制工程基础。北京: 清华大学出版社, 1992
- [16] 陆鑫盛, 周洪编著 《气动自动化系统的优化设计》上海科学技术文献出版社, 2000.5 月
- [17] 周洪,《气动伺服定位技术及其应用》, 1997.3
- [18] Author: Prof Eduardo A. P. Santos(Brazil) < MECHATRONIC DESIGN AND SUPERVISORY CONTROL THEORY FOR FLUID POWER APPLICATIONS >2001
- [19] Author: Yongxiang Lu < HISTORICAL PROGRESS AND PROSPECTS OF FLUID POWER TRANSMISSION AND CONTROL>2001 Chinese Academy of Science, Zhejiang University, China
- [20] Author Kouichi Masuzawa, Ken Ichiryu <CAN-BUS IN A CLOSED LOOP HYDRAULIC POSITION SERVO>2001
- [21] Author Mika Ijas, Tapio Virvalo < COMPARISON OF PULSATING AND STABLE OIL

- FLOW IN A HYDRAULIC HOSE> Tampere University of Technology, Finland
- [22] Author Yousuke Hirowatari, Ken Ichiryu < ACTIVE VIBRATION CONTROL BY TRACKING FILTER>2001, Tokyo University of Technology, Japan
- [23] Peter.K.E.Kuhfittig. Introduction to the Laplace Transform . Plenum Press, 1978. 68~102
- [24] Noel M.Morris.Control Engineering. McGraw-Hill Book Company.1993
- [25] Benjamin C.Kuo. Automatic Control Systems. Fourth Edition.Prentice-Hall.1982
- [26] David G.Johnson. Programmable Controllers for Automation. New York and Basel. Marcel Dekker Inc. 1987
- [27] SIEMENS AG.SIMATIC S7-200 Programmable Controller System Manual.2002
- [28] SIEMENS AG.SIMATIC Microcomputer User Manual.2001
- [29] Pneumatic TIPS.Advisory Service for the Rational Application of Compressed Air,No.1/1995
FESTO Pneumatic Esslingen
- [30] Zhu Zuchao, Jin Qingming, Huang Dunhui EXPERIMENTAL STUDY ON HIGH-SPEED CENTRIFUGAL PUMPS WITH A HALF-OPEN COMPLEX IMPELLER Zhejiang University
- [31] Gao Yingjie, Huang Runan, Kong Xiangdong, Wang Yiqun FUZZY MODEL IN PREDICTIVE CONTROL FOR HYDRAULIC PRESSURE SYSTEM University, China
- [32] Yang Yong, Huang Wenmei, Karl-Erik Rydberg FUZZY VARIABLE STRUCTURE CONTROL WITH A HARMONIZING MECHANISM AND ITS APPLICATION ON AN ELECTRO-HYDRAULIC SERVO SYSTEM Changsha University of Electric Power, China

附录：发表论文

- [1] 作者：孙伦宝，游绍文等。《冲压工艺及设备》辅导教材兵器工业进修学院 1993.8 月
- [2] 作者：刘渝，游绍文等。《翼子板零件冲压成型过程》锻压机械 第 36 卷 第 5 期
- [3] 作者：喻航等。《翼子板成型评估及模具调试》金属成型工艺 2001.05