

授予单位代码 10459
学号或申请号 200612020080201009
密 级

郑 州 大 学

硕 士 学 位 论 文

高速大惯量取样装置过渡过程动态特性的分析与研究

院 系 名 称： 机械工程学院

学 科 门 类： 工 学

专 业 名 称： 机械制造及其自动化

作 者 姓 名： 卢 丽

导师姓名、职称： 马胜钢 教授

二 零 零 九 年 五 月

摘要

在高炉炼铁行业中,为保证炼铁的质量和效率,科学、合理、有效的利用入炉物料,钢铁企业需要对所有入炉物料进行实时粒度检测,而粒度检测结果准确与否的关键技术之一在于取样精确性的高低。随着工业技术的不断发展,对物料取样的要求越来越高。但是,目前我国很少有专门的取样设备,大部分钢铁企业都是人工取样,样品代表性差,直接影响炼铁产品质量。为提高企业的生产效率和经济效益,钢铁企业需要根据自身要求选择和设计合适的取样设备。

本课题来源于我校与新乡四达有限公司联合为首钢集团在曹妃甸新建 5700m^3 炼铁高炉设计的一套新型粒度在线检测系统,该系统已于2007年10月获得国家实用新型专利授权书(专利号:ZL200620130163.2),同时填补了国内在线粒度检测方面的空白,极大地提高了炼铁生产的效率和生产过程的自动化水平,具有很大的实用价值和市场前景。其中的高速(小车速度 2m/s)、大惯量(小车质量 370kg)取样装置结构简单,取样效率高,能够在短距离内高速、匀速取样,保证了取样的准确性。本文通过对取样装置的建模和仿真,对系统过渡过程的动态特性进行分析。该系统设计完成后已初步得到试验验证,系统的原理和结构已证实是有效可行的,但同时也存在着低压时起动时间长,高压时起动、制动冲击大等问题。因此,对该取样装置进行理论分析和试验研究是非常必要的。

本文的工作主要包括:

- 1) 详细介绍了取样装置的总体结构和工作原理,建立了取样装置中机械传动部分简化的动力学模型,利用数学模型分析了系统过渡过程的动态特性;
- 2) 利用 AMESim 软件建立了取样装置的仿真模型;
- 3) 根据试验目的,设计正确的试验方法和试验系统,并利用试验系统完成对仿真模型的验证和修改;
- 4) 在确定了仿真模型的正确性后,利用对仿真结果的分析,找出系统中影响过渡过程动态特性的主要参数,并寻求合适的方案使系统的过渡过程性能达到最为理想的状态。

通过对取样装置过渡过程动态特性的分析,进一步改善了系统过渡过程的品质,完善了系统的整体性能,为以后同类系统的研究和设计提供了有用的参考资料,对粒度检测系统具有重要的现实和指导意义。

关键词: 取样装置; 动态特性; AMESim; 仿真

论文类型: 应用研究

Abstract

In order to ensure quality and efficiency of iron-making, enterprises must take a real online grain testing of all materials for a reasonable and efficient use. The veracity of grain testing result lies on accuracy of sampling specimen to a great extent. Requests of sampling technology become stricter with the developing industry technique. However, there are few special sampling equipments in our country. Lots of corporations adopt manual sampling, which results in great deviation to specimen and important influence to products. To improve product quality and enlarge economic effectiveness, iron corporations should design proper sampling equipment in their own conditions.

A new-style online grain-testing system, which is designed for a new developing 5500m³ blast furnace in Caofeidian of Shougang Corporation and developed by Zhengzhou University and Xinxiang SIDA corporation, is introduced in this thesis. The system had obtained a national practical new-pattern patent license in Oct, 2007(patent sequence number: ZL200620130163.2), meanwhile, it is the initial practical system in national online grain-testing realm, and it has improved the efficiency and automatization during iron-making process. A high-speed and great inertia sampling equipment in the grain-testing system is studied, which has a simple configuration and high sampling efficiency, and is able to implement a uniform sampling during a short distance. Based on modeling and simulation, the dynamic performance during transient process is analyzed. According to experimental verification, principle and constitution of the equipment are feasible, and the system is proved to work well after designing. However, there are still some defects in the equipment, such as long starting-time and great impact during starting and braking periods. Therefore, theoretical analyses and experimental study of the equipment are essential.

The research is summarized as follows:

- 1) The integrated structure and operating principle of the equipment are explained in details, and a simple dynamical model is established to analyze the performances during transient process;
- 2) Based on AMESim, simulation model is established;

- 3) Correct experimental method and system are designed due to experimental object, which are also used to verify and modify the simulation model;
- 4) Based on correct simulation model, main parameters which influence dynamic performance of the system are listed out, and better alternatives are searched to make sure ideal transient process.

According to analyses of the dynamic performance during transient process, quality of the equipment is improved greatly, and integrated performance is consummated. The research has important practical significance to grain testing systems and provides useful preferences to further study of similar systems.

Key Words: Sampling equipment; Dynamic performance; AMESim; Simulation

TYPE OF THESIS: Applied Research

目录

第一章 绪论	1
1.1 课题的来源与背景	1
1.1.1 高炉入料粒度检测的意义	1
1.1.2 课题的来源与背景	1
1.2 国内外取样装置的研究现状	2
1.3 课题的提出及其意义	4
1.3.1 课题的提出	4
1.3.2 课题的意义	5
1.4 本文的工作及研究方法	5
第二章 取样装置概述	6
2.1 取样装置的设计要求	6
2.1.1 物料取样的基本要求	6
2.1.2 取样机类型的确定	7
2.2 取样装置的工作原理	8
2.3 取样装置的结构	8
2.3.1 取样装置的总体结构组成	8
2.3.2 驱动装置	9
2.3.3 增速机构	10
2.3.4 机械传动部分	11
2.4 本章小结	11
第三章 取样装置过渡过程特性概述	12
3.1 取样装置动力学模型的建立	12
3.2 起动特性分析	15
3.2.1 驱动方案的确定	15
3.2.2 起动加速度分析	16
3.3 制动特性分析	18
3.3.1 取样装置对制动装置的要求及控制方法	19
3.3.2 制动方案的选取	19
3.4 本章小结	21
第四章 取样装置仿真模型的建立	22
4.1 确定所要研究的系统	22
4.2 建模方法研究	23
4.2.1 系统仿真建模的几种主要方法	23
4.2.2 AMESim 软件简介	25
4.3 基于 AMESim 取样装置仿真模型的建立	27

5

4.3.1 取样装置模型的简化.....	27
4.3.2 建立取样装置的仿真模型.....	28
4.3.3 仿真模型子模型的选择.....	29
4.3.4 仿真模型参数的选择.....	31
4.3.5 定义状态变量初值.....	35
4.4 本章小结.....	35
第五章 试验装置和测试系统.....	36
5.1 试验系统简介.....	36
5.1.1 试验装置的设计.....	36
5.1.2 试验系统中一些主要元件的介绍.....	37
5.1.3 数据测试系统.....	38
5.2 试验内容和方法.....	40
5.2.1 试验台的工作过程.....	40
5.2.2 试验目的.....	41
5.2.3 试验内容.....	41
5.3 试验结果分析.....	41
5.4 本章小结.....	43
第六章 取样装置的主要参数对系统过渡过程性能的影响.....	44
6.1 试验结果与仿真结果的对比分析.....	44
6.2 影响取样装置过渡阶段性能的主要因素的分析.....	46
6.2.1 溢流阀调定压力对取样装置性能的影响.....	46
6.2.2 小车速度对取样装置性能的影响.....	48
6.2.3 钢丝绳柔度对取样装置性能的影响.....	51
6.2.4 小车质量对取样装置性能的影响.....	53
6.3 改善取样装置过渡过程性能的措施.....	55
6.3.1 改善取样装置起动性能.....	55
6.3.2 改善取样装置的制动性能.....	55
6.4 本章小结.....	56
第七章 结论与展望.....	57
7.1 结论.....	57
7.2 展望.....	57
参考文献.....	59
攻读学位期间取得的研究成果.....	62
致谢.....	63

第一章 绪论

1.1 课题的来源与背景

1.1.1 高炉入料粒度检测的意义

钢铁工业是国民经济的支柱产业，尤其是对正处于国民经济高速发展中的中国，钢铁工业显得更为重要。在钢铁行业中，为保证炼铁的质量和效率，不但要求进入炼铁高炉的物料（如铁矿石、焦炭、辅料等）的质量按照一定的比例，而且对物料粒度的组成、分布也有较严格的要求。通常情况下，入炉物料都是由不同形状、不同粒度的颗粒组成，这些颗粒可能具有不同的物理特性、化学性质和粉尘含量。不同粒度的物料混合在一起直接投入高炉，其带有的大量粉尘将阻碍高炉内矿石和焦炭的充分燃烧，不但直接影响铁水的质量和炼铁效率，而且还影响到炼铁过程中能源的消耗问题^[1]。为保证冶炼时高炉内的物料透气性良好、受热均匀，科学、合理、有效的利用这些入炉物料，提高生产效率，钢铁企业需要对所有入炉物料进行粒度检测，准确把握入炉物料的品质和质量，并经过槽下系统处理，符合化学成分及粒度要求后再装入高炉，以指导钢铁生产，并对其产品进行质量控制，提高其经济效益。

1.1.2 课题的来源与背景

建国以后，随着经济建设步伐的不断加快，我国的钢铁工业以前所未有的速度高速发展。进入 20 世纪 90 年代，在信息技术和控制技术的迅猛发展和广泛应用的推动下，钢铁工业向高精度、连续化、自动化、高效化快速发展。经过多年的研究和发展，钢铁行业自动化技术水平得到显著提高，有的已经领先国内，有的已经达到了国际先进水平，特别是有的已经具有了自主知识产权并形成了产品在行业内推广应用，这些技术成果获得了国家级、省部级的大奖。之所以有这样的结果，一是在经济全球化、市场国际化的大环境下，企业认识到自动化技术在企业发展中的重要作用，不采用新技术搞自动化，就难于提高生产效率和产品质量，就难于在激烈的国际国内的市场竞争中占有一席之地；二是企业看到了自动化所产生的实实在在的效果，为企业带来的巨大效益；三是企业在基建和技改项目上重视上自动化项目，肯于投资^[2]。

首都钢铁集团始建于 1919 年，解放前 30 年累计产铁 28.6 万吨。解放后首钢集团获得了新生，1958 年建起了我国第一座侧吹转炉，结束了首钢有铁无钢的历史；1964 年建成了我国第一座 30 吨氧气顶吹转炉，揭开了我国炼钢生产

新的一页。1978年钢产量达到179万吨，成为全国十大钢铁企业之一^[3]。多年来，首钢集团不断在其发展过程中引进高新技术，使其生产工艺、技术水平在国内始终处于领先地位。首钢的高炉炼铁技术已具有很高的水平，高炉拥有具有国际水平的人工智能冶炼专家系统，其中，第二炼铁厂采用30多项国内外新技术建成的高炉荣获国家科技进步一等奖；热风炉大功率短焰燃烧器技术始终保持着世界领先地位。2007年3月首钢搬迁到河北唐山曹妃甸，是党中央、国务院做出的一项重大决策，这是一项大的工程，为了认真贯彻落实胡锦涛总书记“高起点、高标准、高要求”的指示精神，精心组织，严格管理，建设符合我国钢铁产业政策、符合资源节约和环境友好要求的具有21世纪国际先进水平的钢铁厂，该工程中炼铁设备和技术都将面临着一次大规模的全新改造^[4]。国内最大的炼铁高炉已在曹妃甸工业区新首钢开工兴建，这座5500m³的高炉是新首钢炼铁项目的主体工程，不仅是目前国内最大的炼铁高炉，也是世界上最大的高炉之一。目前高炉完成的浇灌，已经形成一座长60m、宽37.5m、高5.5m的混凝土基础承台。随后将在此基础上兴建圆墩基础、炉体基础平台，与该高炉配套的机械设备也面临着更新换代^[5]。

为了保证工程顺利完工，使高炉的主要技术经济指标、整体技术装备水平和自动化程度达到国际同级别高炉的先进水平，首钢迫切需要一种高炉入料粒度全自动检测系统。取样装置是粒度检测系统中的一项关键设备，其结构的合理与否和性能的好坏，直接影响到粒度检测结果的正确性。

1.2 国内外取样装置的研究现状

取样设备早已有研究，种类多种多样，20世纪70年代中期，在长形堆场预均化工艺和设备的研究基础上，成功的研制出桥式斗轮取料机，并在工业试验中取得了大量的数据和经验，首次应用于原煤预均化生产线上。80年代中期，大型悬臂式侧堆料机和倾斜式桥式刮板取料机开发成功，并应用于长形堆场石灰石预均化。90年代初、中期，圆形堆场取料机应用于石灰石预均化堆场，同时又开发出悬臂式侧取式刮板取料机，应用于大型水泥工厂辅助原料混合堆场。90年代中期，新开发的新型仰起式桥式刮板取料机投入了生产^[6]。

1992年，国家冶金部烧结球团情报组织研制了取代人工取样的烧结矿取样机，其结构图如图1-1所示^[7]。这种产品结构复杂，取样效率低，在输送量大的情况下不能快速取料。对于小烧结厂来说，这类产品比较适用^[8]。

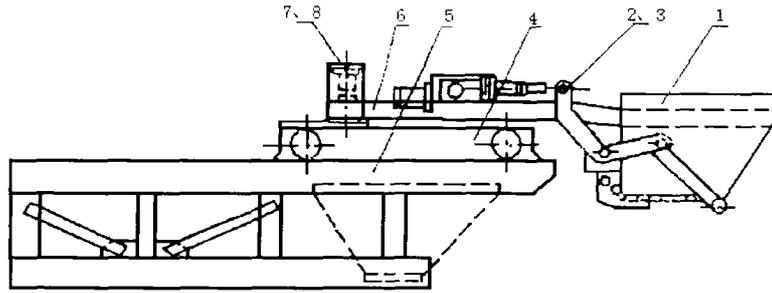


图 1-1 成品烧结矿自动取样机示意图

- 1 料斗 2 连杆机构 3 电动推杆 4 车架 5 油缸连接板
6 斗架 7 压力传感器 8 压力传感器架

就目前而言，自动取样设备一般分三个主要类别：初级取样机、次级取样机和试样分配器。如果物料流小，次级取样机可以履行初级取样机的工作；如果物料流很大，初级取样机也可做次级取样机来用^[9]。

取样机若按用途来分类，可分为以下几种：熔剂、燃料取样机，多为溜槽截取式；混合料取样机，多为带式截取式；返矿取样机，多为溜槽截取式；成品取样机，多为带式截取式。图 1-2、图 1-3 分别为带式取样机和溜槽取样机的示意图，它们主要用于原料和成品的取样，然后送往检验室进行检验分析^[10]。

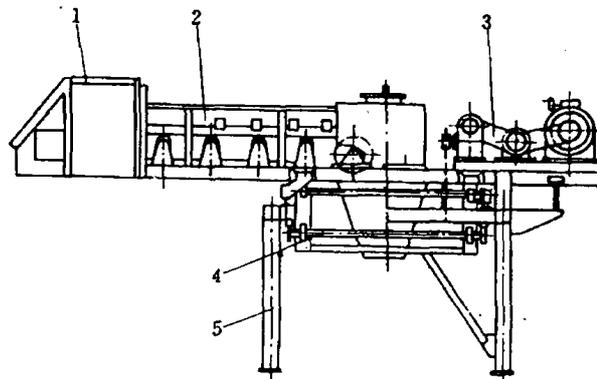


图 1-2 带式取样机示意图

- 1 接料器 2 内部皮带机 3 传动机构 4 小车 5 骨架

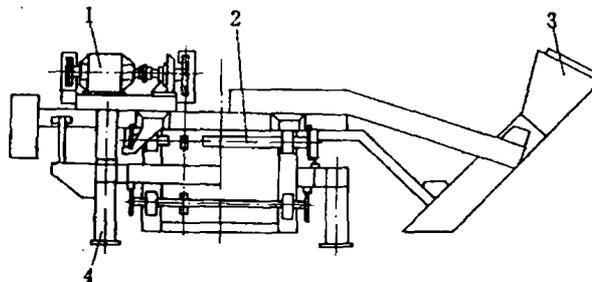


图 1-3 溜槽取样机示意图

- 1 传动机构 2 小车 3 接料器 4 骨架

但是，目前国内的炼铁行业很少有专门的取样设备，高炉炼铁部分生产设

备陈旧、技术落后，国内的大部分炼铁厂家都是人工取样，手动操作，自动化程度低下，有少部分厂家根本就没有取样。人工取样中一部分厂家取样是用手捡。一部分是用铁锹铲，还有的是停机刮皮带等等。用这种方法检测，自动化程度不高，既浪费时间，又容易引入人为的主观误差，样品的代表性差，采集的数据不一，误差大，准确性差，取样偏析过大，而且人工取样条件恶劣，劳动强度大，污染大，不安全^[1]。

上海宝钢尽管有类似的取样设备，但其设备复杂，运行速度低且不稳定。在德国的一些炼铁行业也有类似的取样设备，但其一般应用于商务取样，其取料量大，取样效率低，很难达到快速取样并检测的目的，不适合应用于实际生产中。

综上所述，目前的取样设备应用都具有局限性，应用于炼铁生产过程中的高速物料取样设备还不多见。

1.3 课题的提出及其意义

1.3.1 课题的提出

基于上述基本情况，经多方调研和深入研究，我校与新乡四达有限公司联合为首钢集团在曹妃甸新建高炉设计了一套新型在线粒度检测装置。这套在线粒度检测装置包括取样装置和安装于其下面主机架上并依次上下连通的称重料仓、筛分机构和分级称量机构。

在取样装置中，一方面，输送带输送物料的速度为 2m/s ，输送量达到 5700t/h ，如此高速、大输送量传送的物料在下落过程中必然会给取样小车以猛烈的冲击，为了满足设计要求，设计出来的取样小车的质量约为 370kg 。另一方面，由于整个取样装置占地空间有限，所以对沿副机架上设置的导轨的长度有一定限制，这就直接导致了取样小车的行程受限，为了能在有限的行程范围内准确取到规定质量的物料，要求取样小车的速度最高时达到 2m/s ，其匀速运行时间最低为 0.7s （物料堆积在输送带上的实际宽度为 1.936m ）。如此大惯量、高速运行的取样小车，起动时为了克服机械传动系统及小车的惯性以及系统中的各种摩擦阻力矩等，将对取样装置产生很大的冲击。同时，由于液压系统内油液的可压缩性和钢丝绳的弹性等因素的影响，取样小车制动时将产生来回振荡，影响制动的准确性。

根据设计要求和现场的工作环境，对取样装置的要求如下：要求高速运行的取样小车在有限的导轨长度范围内，能及时起动，准确制动。因此，如何在有效的行程范围内，平稳、快速起动，在允许的制动距离内，准确制动，如何改善取样装置过渡阶段的性能成为研究该套系统必须考虑的问题之一。

1.3.2 课题的意义

1. 本文所研究的这套在线粒度检测系统在国际上属首创,并于2006年10月申请国家发明专利(专利申请号:200610107322.1),于2007年10月获得国家实用新型专利授权书(专利号:ZL200620130163.2);

2. 该系统填补了国内在线粒度检测方面的空白,极大地提高了炼铁生产的效率和生产过程的自动化水平,具有很大的实用价值和市场前景;

3. 其中的取样装置结构简单,取样效率高,能够实现在短距离内匀速取样,保证取样的准确性。系统设计完成后已通过试验验证,并在首钢等企业获得了成功应用;

4. 本文通过对取样装置过渡阶段的动态特性的研究,不断改善其起制性能,有利于进一步完善系统的总体性能和提高系统的推广应用能力。

1.4 本文的工作及研究方法

本文通过对取样装置采用动态分析法,研究其过渡过程中的动态特性。研究系统动态特性的方法很多,古典控制理论中通常采用传递函数法。这种方法主要适用于分析系统的稳定性,适用于单输入、单输出,以及初始条件为零的系统,而且仅限于线性系统。对非线性系统则要进行线性化,而有些严重的非线性系统很难进行线性化。这些都是传递函数法的局限性^[12]。

现代控制理论用状态空间法对系统进行数学描述,建立系统在动态过程中的数学模型(即状态方程),同时选择合适的数值算法,在计算机上进行仿真,最终得到系统的动态特性。状态空间法适用于多输入、多输出的非线性系统和各种复杂系统^[13]。

基于建模过程的复杂性以及给仿真研究带来的不便,近几年来国外尤其是欧洲陆续研制出一些更为实用的液压、机械系统仿真软件,并获得了成功的应用。AMESim就是其中杰出的代表。本文基于AMESim建立系统的仿真模型,对系统过渡过程的动态特性进行理论分析。本文的主要工作包括:

1) 详细介绍了取样装置的总体结构和工作原理,同时建立了取样装置中机械传动部分的简易动力学模型,利用数学模型分析了系统过渡过程的动态特性;

2) 利用AMESim软件建立了取样装置的仿真模型,根据系统要求选择合适的子模型,计算相关参数,最终完成取样装置仿真模型的建立;

3) 设计相关的试验系统对仿真模型进行检验和修正;

4) 在确定了仿真模型的正确性后,利用对仿真结果的分析,找出系统中影响系统过渡过程动态特性的主要参数,并寻求合适的方案使取样装置的过渡过程性能达到最为理想的状态。

第二章 取样装置概述

2.1 取样装置的设计要求

2.1.1 物料取样的基本要求

一个正确的取样方案的基本要求是一批物料的所有部分都有同等的机会被采取并成为副样或大样的一部分。对于这个基本要求的任何偏离都会有损于取样的准确度和精密度。一个不正确的取样方案不能可靠地提供有代表性的样品。为了满足上述要求，最好的取样位置是在物料输送机的转运点。这里能够方便地以固定的间隔截取到矿石流的全截面，保证得到有代表性的样品^[14]。

从一批物料中采取份样，不管各个颗粒的大小、质量或密度如何，必须使矿石的所有部分都有同等的机会被采取并成为最终分析样的一部分。如果不遵守这个要求，就容易产生偏差。因此，取样和（在线）制样系统的设计要求^[15]如下：

- 1) 从移动的矿物流取样时，应采取矿物流的全截面；
- 2) 切割式取样机的开口度，至少应是物块最大粒度的 3 倍，对于一次取样来说，不小于 30mm。一次取样以后的取样，应不小于 10mm。两者均应选择大的开口度；
- 3) 取样机应匀速通过矿物流，截取机的前后两槽缘应完全通过矿物流的横截面；
- 4) 取样机的截取口边缘对直道式取样机应平行，对旋转式取样机应呈辐射状，这些条件应保持到截取口损坏；
- 5) 矿石的自由落差应保持最小，以减少矿石粒度破坏，使粒度分布的偏差最小；
- 6) 一次取样机应安装在尽可能靠近装载或卸载点，使粒度破坏的影响减到最小；
- 7) 设计的取样机构应能适应矿石最大的公称粒度和流量的需要。

本文所研究的取样装置安放在物料输送带的转运点处，截取样品后，直接输送给筛分和检测装置以检测物料的粒度组成情况。现场的环境条件和技术要求如下：

- 1) 物料采用输送带运输，输送带的带宽为 2.2m，输送速度为 2m/s，输送量为 5700T/h；
- 2) 物料的主要成分为铁矿石和烧结矿，其最大粒径为 60mm；

- 3) 筛分设备的筛分能力有限, 每次取料的最大取料量不超过 200kg;
- 4) 每次取料的量不固定, 要求可以方便地按需要取不同的取料量;
- 5) 由于场地有限, 最大可以放置宽度不超过 5m 的设备;
- 6) 现场污染严重, 高速下落的物料产生大量粉尘。

根据现场的工作条件, 带式输送机的速度很高, 运送的物料量很大, 因此, 应采用机械取样的方法。一般设计及制造机械化取样系统的总体要求是^[16]:

- 1) 应有能力采集或采集并制备份样, 且无相对偏差。

针对现场环境, 为了满足此要求, 取样系统的设计应做到:

- (1) 有足够的处理能力处理大多数可预料的不利操作环境。
- (2) 有足够的容量容纳全部份样或整个份样通过系统时不会流失或溢出。
- (3) 应包括料斗、溜槽、给料机以及其他设备, 并以尽可能减少维修量的方式进行操作。

- (4) 要避免样品遭污染, 尽可能减少粒度破损因素。

2) 取样机应能截取矿石流全截面。否则, 取样机就不能提供有代表性的样品, 会引入明显的偏差。

- 3) 要求在取料过程中小车保持匀速运行, 保证截取物料的均匀性。

4) 取样装置的设计应考虑到多用性, 系统应容易进行设备检查、清洗、维修或校准试验, 如偏差试验等。

根据取样的基本原则以及取样设备总的设计原则, 制定取样装置的设计要求如下:

1) 由于物料输送量大, 输送速度快, 高速下落时对小车产生强烈冲击, 因此要求小车具有足够的强度;

2) 为了保证取样的准确性, 要求小车在取料过程中能够匀速运行, 均匀地截取整个物料的全截面;

- 3) 由于场地的限制, 导轨长度不超过 5m, 要求小车取样时能高速运行;

4) 为了提高取样装置的整体性能, 要求小车具有良好的过渡过程品质, 起动要快, 制动要平稳;

5) 由于取样装置中机械传动部分的质量大, 系统起动时需要克服的起动阻力矩大, 因此要求驱动装置能够提供足够大的起动转矩;

6) 由于液压油液的可压缩性和钢丝绳弹性的影响, 系统制动时会产生往复振荡, 影响小车定位的准确性, 因此需要采取适当措施, 改善系统制动性能。

2.1.2 取样机类型的确定

一次取样机有两种: 一种是定速取样机, 其截取速度在整个交货批输送期间都是固定的; 另一种是变速取样机, 其截取速度在截取矿石流时是恒定的, 但可根据带式输送机上矿石的流量, 按份样逐个调节^[17]。

一次取样机按其型式可分为截取式、箱式和勺式三种, 其中用的最广泛的

机型是截取式一次取样机。图 2-1 是几种机械截取样机的图解示例。

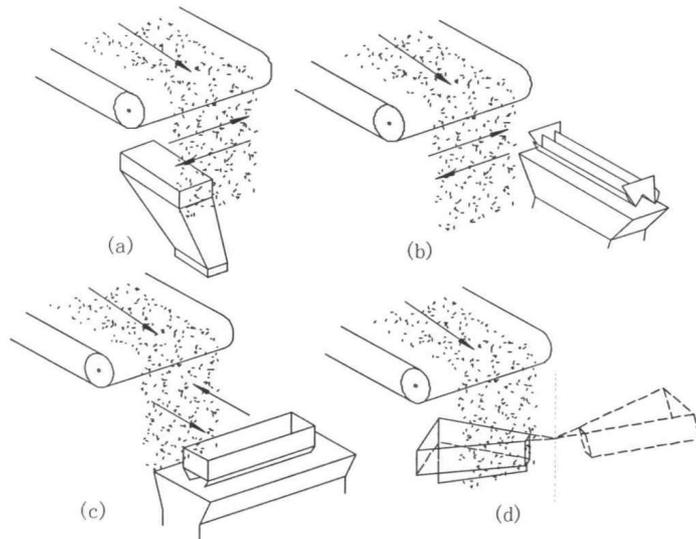


图 2-1 机械截取型取样机示例

(a)溜槽截取型 (b)斗式截取型 1 (c)斗式截取型 2 (d)摇臂型

本课题最终选定图 2-1 (a) 所示的溜槽截取型取样机。该取样机结构简单，易于安装，便于维修。

2.2 取样装置的工作原理

取样装置的结构简图如下图 2-2 所示，该装置安装于皮带输送机的头轮部正下方，它能够自动、定时定量、全断面地截取入炉料的物料流。工作时，双出杆液压缸驱动增速装置通过联轴器与绳轮连接，钢丝绳两端绕过绳轮和张紧轮后分别与取样小车两端连接，从而带动取样小车做直线运动。当双出杆液压缸以某个调定速度作直线运动时，钢丝绳会以 9.8 倍的速度拉动取样小车沿头轮轴线方向快速运动。当取样小车匀速通过头轮轴向下时，头轮皮带上落下的物料落入取样小车料斗内，沿料斗底部斜面流进取料溜槽，然后落入斗称仓，并进行电子称量，至此，取样过程完成。取样过程中较高的取料速度，确保了所取皮带截面上的物料全部及时的收集，所取物料较为真实地反映输送带上物料的真实情况，为准确的物料检测提供了可靠的保证。另外，取样量的多少，可以通过改变取样小车的运行速度来实现，当取样物料称重后，再由给料机将取样物料送入筛机，进行物料颗粒的检测。

2.3 取样装置的结构

2.3.1 取样装置的总体结构组成

取样装置的组成包括供油系统 1、双出杆液压缸 2、增速机构 3、绳轮 4、

沿副机架上面设置的导轨 5、钢丝绳 6、取样小车 7 及张紧轮 8 等部分。双出杆液压油缸 2 与供油系统 1 连接，利用液压系统无级调速性能可实现取样小车的无级调速，利用液压系统与油缸的配合可以实现取样小车的匀速运动。双出杆液压油缸 2 中安装双向活塞杆，活塞杆两端带有缓冲机构，可以减缓小车的起停冲击，外端与机架固定连接。液压缸上焊有齿条，通过与其啮合的齿轮与增速机构 3 连接，增速机构 3 输出轴两端通过联轴器与机架两侧绳轮 4 连接，钢丝绳 6 两端绕过绳轮 4 和张紧轮 8 后分别与取样小车 7 两端连接。取样小车料斗上面敞口，底部采用斜面侧开口的结构形式，出料口通过取料溜槽直接接称重料仓，在取料的同时通过小车底部斜面及时地将物料直接导入取料溜槽中，取料、导料同时进行。

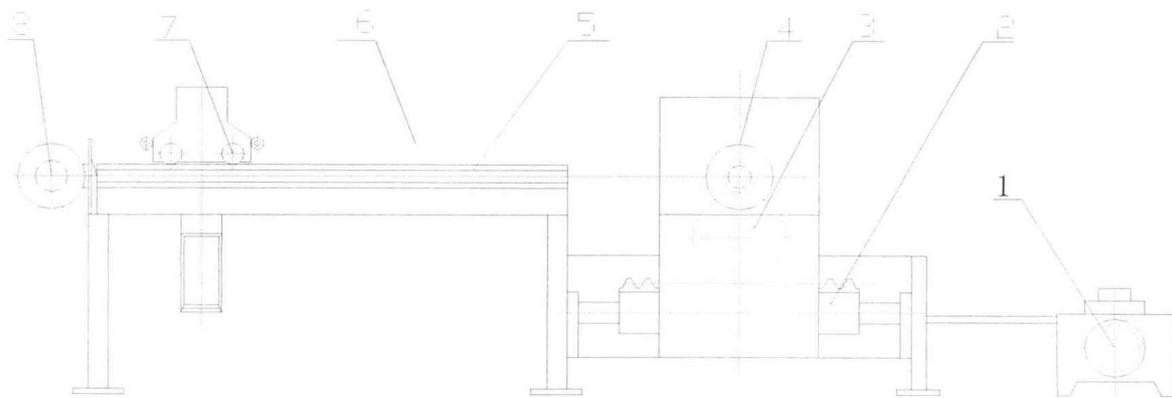


图 2-2 取样装置的结构简图

- 1 供油系统 2 双出杆液压缸 3 增速装置 4 绳轮 5 导轨
6 钢丝绳 7 取样小车 8 张紧轮

2.3.2 驱动装置

综合上述物料取样的基本要求，取样装置采用如下图 2-3 所示的回油节流调速回路的液压控制系统，从原理上实现小车无级调速和匀速运行的取样要求。

驱动装置采用液压控制系统，具体结构如下图 2-3 所示，其工作原理为：系统工作时，电机 1 在溢流阀 3 卸荷的情况下空载起动。当电机运转稳定后，溢流阀 3 加载，忽略阀块内油液的沿程压力损失和局部压力损失，泵的出口压力基本等于溢流阀的调定压力。换向阀 4 左端电磁铁通电，油液经换向阀口进入液压缸左腔，从液压缸右腔流出的油液经换向阀口、调速阀流回油箱。由于液压缸活塞杆两端固定，液压缸将在进出油腔压差的作用下产生向左的运动。液压缸的运行速度由调速阀的显示数值决定。当调速阀的进口压力达到 0.5MPa 时，调速阀就开始正常工作，通过调速阀的流量基本为一定值，从而保证液压缸运行速度的稳定。当液压缸运行至行程开关位置时，行程开关常开触点闭合，使换向阀 4 左端电磁铁断电，换向阀重新处于中位，进出油口截止，系统的惯

性冲击被密封的油液和液压缸两端的缓冲装置吸收后，液压缸停止运动。当换向阀 4 右端电磁铁通电时，液压缸将反方向运动，其工作原理同上。

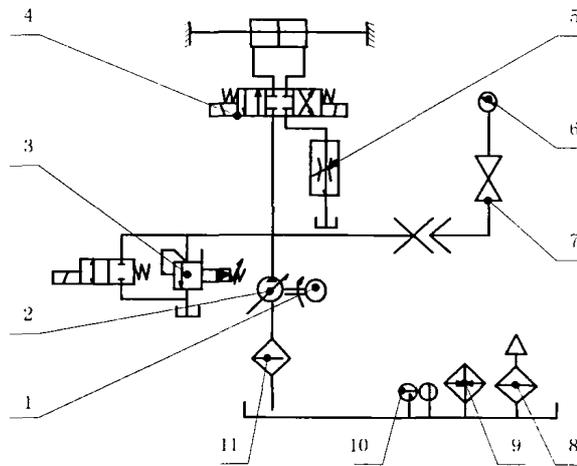


图 2-3 取样装置的液压控制回路

- 1 电机 2 手动变量柱塞泵 3 先导式电磁溢流阀 4 换向阀 5 调速阀 6 压力表
7 压力表开关 8 空气过滤器 9 电加热器 10 液位液温计 11 网式过滤器

2.3.3 增速机构

1) 增速装置的结构

液压缸的运行速度约为 $0.2m/s$ ，为了满足小车 $2m/s$ 运行速度的要求，在液压缸和取料小车之间增加了一个增速装置，其具体结构如下图 2-4。

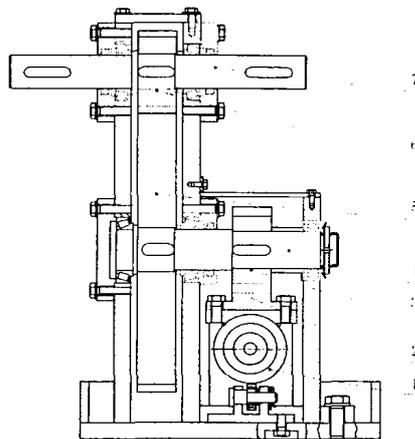


图 2-4 取样装置的增速装置

- 1 液压缸 2 齿条 3 小齿轮 1 4 轴 I 5 齿轮 2 6 齿轮 3 7 轴 II

2) 增速装置的工作原理

双出杆液压缸 1 的两端固定在机架上，并分别与液压控制系统的进出油路相连。当液压控制系统工作时，液压油进入液压缸进油腔，在进出油腔压差的作用下，液压缸开始运动，并通过其上焊接的齿条带动小齿轮 1 运转，齿轮 1 带动同一根轴 I 上的另一齿轮 2 转动，齿轮 2 与齿轮 3 啮合，带动齿轮 3 转动，

齿轮 3 通过轴 II、联轴器带动机架两侧的绳轮转动，通过钢丝绳拉动取样小车做往复直线运动。

2.3.4 机械传动部分

在本文所研究的取样装置中，小车的运行是通过牵引钢丝绳实现的。由于牵引钢丝绳容易产生伸长、下垂和振动，特别是当小车起制动时，钢丝绳的振动会使小车产生晃动，从而影响小车的停车定位和取样装置的工作效率。为此，需要设置小车牵引钢丝绳张紧装置，预先将小车牵引钢丝绳拉紧并使其始终处于张紧状态，从而使小车运行平稳，减少小车在起制动时的晃动，保证小车停车位置准确，因此，我们在取样装置副机架尾端设置两个张紧轮，其具体结构如下图 2-5 所示：

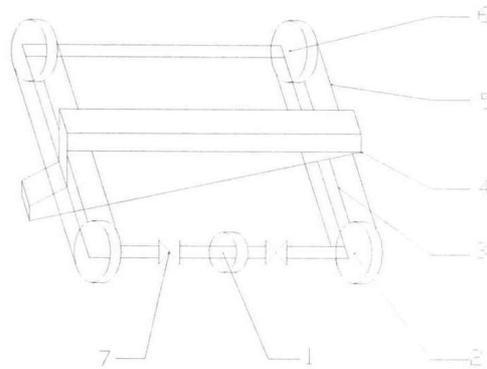


图 2-5 取样装置的机械传动部分示意图

1 齿轮 2 绳轮 3 导轨 4 取样小车 5 钢丝绳 6 张紧轮 7 联轴器

2.4 本章小结

本章首先介绍了取样设备的基本要求和几种常见的取样机，在此基础上，根据系统要求确定了取样装置的具体结构。接下来重点介绍了取样装置的工作原理及装置中各组成部件的结构和原理。

第三章 取样装置过渡过程特性概述

3.1 取样装置动力学模型的建立

取样装置是一个集机、液、电于一体的复杂系统，影响系统过渡过程性能的因素很多，为了找出系统中对其动态性能影响较大的主要因素，建立取样装置机械传动部分的简化动力学模型如下图 3-1 所示^{[18][19]}。

在构造机械传动部分的动力学模型之前，对其中各元件作如下假设：

- 1) 钢丝绳近似作为一个纯弹性体
- 2) 钢丝绳的横向振动不予考虑
- 3) 除钢丝绳外其它部件均视为刚体
- 4) 考虑到实际处理过程的复杂性，将钢丝绳的动态弹性模量视为常量

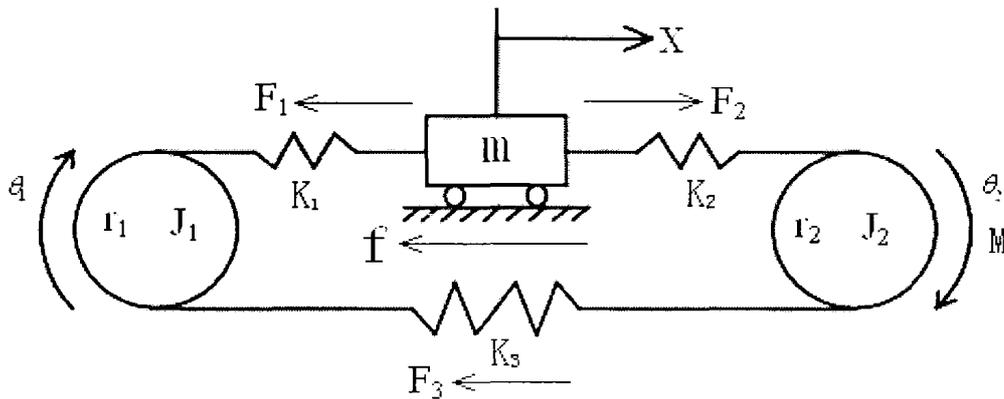


图 3-1 取样装置机械传动部分动力学模型

对取样小车进行受力分析，列出平衡方程如下式：

$$F_2 - F_1 - f = m\ddot{x} \tag{3-1}$$

对张紧轮 1 列力平衡方程，可得：

$$F_1 \cdot r_1 - F_3 \cdot r_1 = J_1 \cdot \ddot{\theta}_1 \tag{3-2}$$

对绳轮 2 列力平衡方程，可得：

$$F_3 \cdot r_2 + M_{(t)} - F_2 \cdot r_2 = J_2 \cdot \ddot{\theta}_2 \tag{3-3}$$

假设三段钢丝绳的刚度分别为 K_1 、 K_2 、 K_3 ，则由弹性力方程可得：

$$\begin{cases} F_1 = K_1 \cdot (x - r_1 \cdot \theta_1) \\ F_2 = K_2 \cdot (r_2 \cdot \theta_2 - x) \\ F_3 = K_3 \cdot (r_1 \cdot \theta_1 - r_2 \cdot \theta_2) \end{cases} \tag{3-4}$$

将方程组 (3-4) 代入式 (3-1)、(3-2)、(3-3) 中可得:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + (K_1 + K_2) \cdot x - (K_1 \cdot r_1 \cdot \theta_1 + K_2 \cdot r_2 \cdot \theta_2) + f = 0 \\ J_1 \cdot \ddot{\theta}_1 - K_1 \cdot r_1 \cdot x + (K_1 + K_3) \cdot r_1^2 \cdot \theta_1 - K_3 \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot \theta_2 = 0 \\ J_2 \cdot \ddot{\theta}_2 - K_2 \cdot r_2 \cdot x + (K_2 + K_3) \cdot r_2^2 \cdot \theta_2 - K_3 \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot \theta_1 + M_{(t)} = 0 \end{cases} \quad (3-5)$$

上式中:

X ——取样小车位移;

F₁、F₂、F₃ ——三段钢丝绳的张力;

F ——取样小车所受的摩擦力;

M ——取样小车质量 (370kg);

M_(t) ——液压系统提供的驱动力矩;

r₁、r₂ ——张紧轮、绳轮的半径 (r₁ = r₂ = 0.125m);

J₁、J₂ ——张紧轮、绳轮的转动惯量 (计算详见 4.3.4);

θ₁、θ₂ ——张紧轮、绳轮的转动角度;

利用模态分析方法对方程组 (3-5) 进行求解, 将其表示为矩阵形式, 如下:

$$[M] \{\ddot{q}\} + [K] \{q\} = \{F_{(t)}\} \quad (3-6)$$

上式中, [M]、[K] 分别称为系统的质量矩阵和刚度矩阵, {F_(t)} 是外激励

力向量, 其展开表达式分别为:

$$\begin{aligned} [M] &= \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 \\ 0 & 0 & J_2 \end{bmatrix} \\ [K] &= \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & -K_1 \cdot r_1 & -K_2 \cdot r_2 \\ -K_1 \cdot r_1 & (K_1 + K_3) \cdot r_1^2 & -K_3 \cdot r_1 \cdot r_2 \\ -K_2 \cdot r_2 & -K_3 \cdot r_1 \cdot r_2 & (K_1 + K_2) \cdot r_2^2 \end{bmatrix} \\ \{\ddot{q}\} &= [\ddot{x}, \ddot{\theta}_1, \ddot{\theta}_2]^T, \{q\} = [x, \theta_1, \theta_2]^T, \{F_{(t)}\} = [-f, 0, -M_{(t)}]^T \end{aligned} \quad (3-7)$$

若取 K₁ = K₂ = K₃ = k, 则系统矩阵 S 可表示为:

$$[S] = [M]^{-1} \cdot [K] = k \cdot \begin{bmatrix} 0.0067 & -0.0004 & -0.0004 \\ -0.0179 & 0.0045 & -0.0022 \\ -0.0313 & -0.0039 & 0.0078 \end{bmatrix}$$

将[S]代入振型方程 ([S] - λ[I]) · {μ} = {0} 得:

$$\left[k \cdot \begin{bmatrix} 0.0067 & -0.0004 & -0.0004 \\ -0.0179 & 0.0045 & -0.0022 \\ -0.0313 & -0.0039 & 0.0078 \end{bmatrix} - \lambda [I] \right] \cdot \begin{Bmatrix} \mu_1 \\ \mu_2 \\ \mu_3 \end{Bmatrix} = 0$$

故系统的频率方程为:

$$\begin{vmatrix} 0.0067k - \lambda & -0.0004k & -0.0004k \\ -0.0179k & 0.0045k - \lambda & -0.0022k \\ -0.0313k & -0.0039k & 0.0078k - \lambda \end{vmatrix} = 0$$

由上式解得三个特征值为:

$$\lambda_1 = 0.0109k, \quad \lambda_2 = 0.008k, \quad \lambda_3 = 0.0001k$$

对应的固有频率为

$$w_{n1} = 0.104\sqrt{k}, \quad w_{n2} = 0.089\sqrt{k}, \quad w_{n3} = 0.01\sqrt{k}$$

将 λ_i ($i=1, 2, 3$) 代入振型方程可求得系统的振型矩阵为:

$$[\mu] = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 1.224 & -8.282 & 8.219 \\ -11.689 & 5.036 & 8.244 \end{bmatrix} \quad (3-8)$$

进行线性变换 $\{q\} = [\mu]\{\eta\}$, 并得到:

$$\{N_{(t)}\} = [\mu]^T \{F_{(t)}\} = \begin{Bmatrix} -f + 11.689M_{(t)} \\ -f - 5.036M_{(t)} \\ -f - 8.244M_{(t)} \end{Bmatrix} \quad (3-9)$$

将 $\{q\} = [\mu]\{\eta\}$ 代入方程 (3-6) 并在方程两端乘以 $[\mu]^T$ 整理后可得:

$$(\ddot{\eta}) + [w_{ni}^2]\{\eta\} = \{N_{(t)}\} \quad (3-10)$$

$$\text{即: } \ddot{\eta} + w_{ni}^2 \cdot \eta_i = N_{i(t)}, \quad i = 1, 2, 3 \quad (3-11)$$

方程 (3-11) 的解为:

$$\eta_{i(t)} = \frac{1}{w_{ni}} \int_0^t \sin w_{ni}(t-\tau) N_{i(\tau)} d\tau, \quad i = 1, 2, 3 \quad (3-12)$$

将 $N_{i(t)}$ 代入式 (3-12) 中得:

$$\eta_{1(t)} = \frac{1}{w_{n1}} \int_0^t \sin w_{n1}(t-\tau) \cdot [-f + 11.689M_{(t)}] d\tau = \frac{-f + 11.689M_{(t)}}{w_{n1}^2} \cdot (1 - \cos w_{n1}t)$$

$$\eta_{2(t)} = \frac{1}{\omega_{n2}} \int_0^t \sin \omega_{n2}(t-\tau) \cdot [-f - 5.036M_{(t)}] d\tau = \frac{-f - 5.036M_{(t)}}{\omega_{n2}^2} \cdot (1 - \cos \omega_{n2}t)$$

$$\eta_{2(t)} = \frac{1}{\omega_{n2}} \int_0^t \sin \omega_{n2}(t-\tau) \cdot [-f - 8.244M_{(t)}] d\tau = \frac{-f - 8.244M_{(t)}}{\omega_{n2}^2} \cdot (1 - \cos \omega_{n2}t)$$

由 $\{q\} = [\mu]\{\eta\}$ 可得:

$$x_{1(t)} = \eta_{1(t)} + \eta_{2(t)} + \eta_{3(t)} = \frac{-f + 11.689M_{(t)}}{0.0109k} \cdot (1 - \cos 0.104\sqrt{kt}) \quad (3-13)$$

$$- \frac{f + 5.036M_{(t)}}{0.008k} \cdot (1 - \cos 0.089\sqrt{kt}) - \frac{f + 8.244M_{(t)}}{0.0001k} \cdot (1 - \cos 0.01\sqrt{kt})$$

上式 (3-13) 即描述了小车在系统过渡过程中的运动状态。通过该式, 可以轻易得出小车过渡过程中速度和加速度的表达式, 找出系统中影响二者的主要因素, 为后面试验过程和仿真分析提供理论依据。

3.2 起动特性分析

取样装置的起动阶段就是通过液压油在液压缸活塞杆两侧产生的压力差, 驱动液压缸动作, 进而通过增速器带动取样小车由静止加速至调定速度并正常运行的过程。起动阶段需要解决的问题主要包括以下几个方面:

1. 驱动装置是整个系统的动力来源, 如何确定合适的驱动方案, 是起动阶段必须考虑的问题之一;

2. 如何确定合理的起动时间。取样装置在起动阶段, 需要克服各传动部件的惯性及传动机构间的摩擦, 起动力矩大, 起动时间长。由于取样小车的行程有限, 缩短起动时间相应地就可以延长取样小车匀速运行阶段, 提高取料的精确性和准确性, 同时可以减少摩擦元件在该过程中所消耗的滑磨功和因输入功率降低或中断而引起的速度损失;

3. 如何得到平稳的起动过程。取样小车在起动过程中会产生较大的加速度和速度的突变, 前者使惯性力增大, 后者对取样装置有强烈的冲击作用, 以致产生很大的冲击动载荷。机械传动部件的动载荷和液压回路中产生的液压冲击, 都将严重破坏系统的起动平稳性。

3.2.1 驱动方案的确定

如前所述, 取样系统是由驱动装置、增速装置、钢丝绳、取样小车、拉紧装置、制动装置及一系列辅助设备等部门所构成的复杂系统。驱动装置和制动装置是取样系统中十分重要的组成部分, 在整个系统中起着举足轻重的作用。在短距离、大惯量、高速度的取样系统中, 要求驱动装置能够提供平稳、合理

的起动力矩，在起动、制动及正常运行期间能有效减小钢丝绳的动张力及张力突变，减缓系统冲击，改善系统过渡阶段的动态特性，完善取样系统的整体工作性能。

驱动装置是取样系统的动力来源。驱动装置通过增速装置、联轴器带动绳轮转动，依靠绳轮的牵引力带动取样小车运动。一般来说，使用最少数量设备的最简单的驱动装置是最好的驱动装置。然而，驱动装置有时还可能配置一些特殊用途的设备，用来改善取样装置的起动和制动特性。取样系统对驱动装置的基本要求是：

1) 驱动装置应具有良好的起动性能，具有足够大的起动力矩来克服系统中的各种阻力，使取样系统能有效起动；

2) 起动过程中具有足够小、合理的加速度以减小各承载部件的动载荷，避免因过大的惯性力引起系统的强烈冲击，影响系统中各部件的使用寿命，严重时甚至直接导致机械传动部件的损坏；

3) 提供高速运行方式。为了有效地一次截取输送带中下落物料的全截面，本取样装置要求小车必须在高速下运行（要求小车速度能达到 2m/s）；

4) 驱动装置应该具有较高的传动效率和较低的能耗；

5) 操作维护简单，运行稳定安全。

驱动装置实际上是一种能量转换装置，根据能量可能进行的转换方式，取样系统的驱动可以有以下几种途径^[20]：

1) 电能→机械能：绳轮通过电力电子技术直接驱动，其主要形式为：直流电动机调速方式；交流电动机调速方式；交流电动机变频调速方式；差动变频无级调速方式；

2) 电能→液体动能→流体摩擦→机械能：例如液粘离合器驱动；

3) 电能→液体动能→机械能：例如液力耦合器驱动；

4) 电能→液压能→机械能：例如液压马达驱动。

就目前应用情况来说，液力耦合器性价比适当，应用比较普及，但不足之处在于这种驱动装置是不可精确控制的；变频调速系统的应用数量在逐年增多，尽管其价格偏高，但其良好的调速性能也赢得了用户的青睐；CST 液粘性可控软启动系统性能更加优越，从实际的功能和系统完整性角度上看，CST 具有一定的技术优势，但其价格昂贵，还没有被用户广泛接受采用。

综合考虑各种驱动装置在技术管理、控制精度、日常维护、经济承受能力等方面的特点，本文所研究取样装置采用电能→液压能→机械能的驱动方式，具体结构见 2.3.2 节。经试验证明，该驱动方案可以满足系统性能要求。

3.2.2 起动加速度分析

1) 起动加速度计算

式 (3-13) 描述了小车在系统过渡过程中的运动状态，则小车起动时加速

度可表示为:

$$\begin{aligned}
 a = \ddot{x}_{1(t)} = & \frac{11.689\ddot{M}_{(t)}}{0.0109k} (1 - \cos 0.104\sqrt{kt}) - \frac{5.036\ddot{M}_{(t)}}{0.008k} (1 - \cos 0.089\sqrt{kt}) \\
 & - \frac{8.244\ddot{M}_{(t)}}{0.0001k} (1 - \cos 0.01\sqrt{kt}) + \frac{23.378\dot{M}_{(t)}}{0.104\sqrt{k}} \sin 0.104\sqrt{kt} + \\
 & - \frac{10.072\dot{M}_{(t)}}{0.089\sqrt{k}} \sin 0.089\sqrt{kt} - \frac{16.488\dot{M}_{(t)}}{0.01\sqrt{k}} \sin 0.01\sqrt{kt} + \quad (3-14) \\
 & [11.689M_{(t)} - f] \cdot \cos 0.104\sqrt{kt} - [5.036M_{(t)} + f] \cdot \cos 0.089\sqrt{kt} \\
 & - [8.244M_{(t)} + f] \cdot \cos 0.01\sqrt{kt}
 \end{aligned}$$

若设定取样小车的正常运行速度为 v , 则系统起动时间 T 为:

$$T = v/a$$

从式 (3-14) 可以看出, 在小车质量 m 、速度 v 一定的情况下, 起动时加速度 a 的值与钢丝绳刚度 k 、驱动装置提供的驱动转矩 $M_{(t)}$ 、机械传动部分的摩擦力 f 紧密相关。

2) 加速度控制曲线的比较

在本文所研究的取样系统中, 采用液压控制系统作为系统的驱动装置, 由于液压油的可压缩性和钢丝绳的粘弹性, 在其起动过程中需要避免应力波的震荡和过大的冲击, 以便使取样系统的各传动部件承受较低的载荷, 提高设备整体的经济性。理想的起动过程应保证取样系统平稳起动, 且整个起动过程中加速度的最大值较小且没有加速度的突变, 以最大限度地减小起动的惯性力和起动冲击作用。基于这种思想, 国内外的专家学者提出了不同的起动方式, 首先澳大利亚的 Harrison 推荐了摆线的速度曲线, 美国的 Nordell 推荐对称抛物线的速度曲线, 此外, 又提出了不同方式的起动控制方式, 如带爬行段的抛物线起动, 梯形控制速度曲线, 带爬行段的梯形控制加速度曲线, 实现了没有加速度突变的起动过程。下面是几种典型的理想起动曲线的数学描述^{[21][22][23]}。

(1) 等加速起动曲线

等加速度起动过程的加速度曲线的数学函数式如下式 (3-15), 该函数为四段分段函数:

$$\ddot{u} = \begin{cases} \frac{v}{T} & 0 \leq t \leq t_1 \\ 0 & t_1 \leq t \leq t_1 + \tau \\ \frac{v}{T} & t_1 + \tau \leq t \leq T + \tau \\ 0 & t \geq T + \tau \end{cases} \quad (3-15)$$

(2) 组合摆动起动速度曲线

式 (3-16) 为带爬行段的组合摆线起动加速度曲线, 该函数为四段分段函

数:

$$\ddot{u} = \begin{cases} \frac{\pi v_r}{2t_1} \sin \frac{\pi t}{t_1} & 0 \leq t \leq t_1 \\ 0 & t_1 \leq t \leq t_1 + \tau \\ \frac{v - v_r}{2} \cdot \frac{\pi}{T - t_1} \sin \frac{\pi(t - t_1 - \tau)}{T - t_1} & t_1 + \tau \leq t \leq T + \tau \\ 0 & t \geq T + \tau \end{cases} \quad (3-16)$$

(3) 组合抛物线起动速度曲线

式(3-17)为带爬行段的组合抛物线起动速度曲线,该函数为六段分段函数:

$$\ddot{u} = \begin{cases} \frac{4v_r}{t_1^2} t & 0 \leq t \leq \frac{t_1}{2} \\ 4V_r \left[\frac{1}{t_1} - \frac{t}{t_1} \right] & \frac{t_1}{2} \leq t \leq t_1 \\ 0 & t_1 \leq t \leq t_1 + \tau \\ \frac{4(V - V_r)}{(T - t_1)^2} (t - t_1 - \tau) & t_1 + \tau \leq t \leq \frac{T + t_1}{2} + \tau \\ -\frac{4(V - V_r)}{(T - t_1)^2} \cdot [t - (T + \tau)] & \frac{T + t_1}{2} + \tau \leq t \leq T + \tau \\ 0 & T + \tau \leq t \end{cases} \quad (3-17)$$

上式中, \ddot{u} —加速度; t —时间; T —除去爬行时间的起动时间; τ —爬行速度的时间; v —稳态运行速度; $t_1 = \frac{T}{10}$; $v_r = \frac{v}{10}$ 。

经过比较可知,采用等加速控制曲线时加速度 \ddot{u} 的最大值最小;组合摆线控制曲线的 \ddot{u} 居中;组合抛物线控制曲线的 \ddot{u} 最大。从三种起动曲线的加速度变化率可知,采用等加速控制曲线时对系统的起动冲击最大;组合摆线控制曲线的居中;组合抛物线控制曲线时对系统的起动冲击最小。

在本文所研究的取样装置中,起动过程中的加速度是难以精确控制的,因此,为了更好地改善系统的过渡过程性能,可在综合考虑加速度大小及其变化率后,根据需要选择合适的加速度控制曲线。

3.3 制动特性分析

与起动阶段相反,制动阶段是取样小车由调定速度减速至零的过程,是消耗系统机械能的过程。制动阶段需要解决的问题主要包括以下几个方面:

1. 如何确定合适的制动时间。由于导轨的长度有限,而取样小车在运行过程中速度高,具有的机械能大,所以如何确定合适的制动时间,避免小车和取

样装置的副机架的刚性碰撞，是取样装置的制动阶段必须考虑的问题之一；

2. 如何使取样小车准确定位。由于液压油和钢丝绳的粘弹性影响，取样小车制动时将产生往复振动。如何在允许的制动距离内，使取样小车迅速准确定位，减少对系统的冲击，即系统具有良好的缓冲和定位性能，以满足生产节奏和控制精度的要求，是制动阶段必须考虑的问题之一。

3.3.1 取样装置对制动装置的要求及控制方法

在本文所研究的这套取样装置中，系统中起缓冲作用的机构有两部分：管道中的液压油具有可压缩性，对系统的冲击有一定的缓冲作用；液压缸轴端的橡胶弹簧对液压缸运行到终端时有一定的缓冲作用。对整个取样装置而言，仅仅依靠这两部分来减缓冲击、完成制动是远远不够的。为了吸收取样小车行至行程终端时与车架相碰所产生的动能，进一步减缓系统的冲击，确保系统结构安全和操作人员安全，设置一定的制动装置是系统中必不可少的。制动装置是取样小车运行至行程终端时的安全装置，是为了防止取样系统制动时产生振动、小车准确停车而设置的。

取样系统从运行状态到停车的过程，巨大的机械能除了小车的运行阻力消耗外，其余的能量都要由制动装置消耗，特别是高速取样小车速度控制所需的制动功也很大。当制动装置设置不合理时，会导致制动装置损坏，系统产生强烈振荡等现象。

需要考虑制动器的原因主要有以下几项：

1) 停车时间控制：在取样系统中，必须使用制动器以使小车停车时不至于引起系统过大的或失去控制的振荡，影响取样系统的取样精度和系统整体的运行性能。因此需要设置制动器来减小停车时间。

2) 小车停车的安全保护。

设置制动器所需考虑的问题主要有：

- 1) 应保证具有足够的制动力矩；
- 2) 制动时间和制动期间速度；
- 3) 制动器的温升；
- 4) 取样系统的动载荷。

3.3.2 制动方案的选取

目前的制动装置按类型可分为机械摩擦制动式、液压制动式和电气制动式三种。各种制动器的工作原理和控制特点有所不同^{[24][25][26][27]}。

机械摩擦式制动器是靠摩擦副之间的摩擦力吸收运动能量进行制动的，可以提供必要的减速力矩和产生最后的锁紧动作的功能。其制动力大小取决于摩擦副上的正压力和摩擦系数。制动器的摩擦系数和由其产生的制动力均受到温

度、湿度、摩擦副间的相对速度、压力和闸瓦的磨损程度的影响，因而摩擦制动器不是一种精确的制动装置。

液力制动器的原理是将动能转化为热能，通过冷却装置把热能耗散掉，从而达到降速、制动的目的。这种系统具有制动力矩大且可以调节的优点，但需配有泵站和循环散热系统。在低速时，必须与其它机械制动装置配合使用。

电气制动有涡流制动，电动机反馈制动，动力制动和反接制动等方式。其中动力制动的制动力矩大小可调，但需要与其它机械式制动装置相互配合使用。

制动装置的基本原理是制动装置所吸收的能量与小车所具备的全部能量相平衡，使取样小车能平稳准确制动，以减小或消除冲击。根据这一基本原理，我们拟定以下三种供选择的基本方案：

1) 方案一：设计一套机械刹车系统

该系统包括机械刹车机构和一螺旋弹簧，刹车机构安装在小车底部，弹簧安装在车架底端。当取样小车运行到车架底端时，靠车架端部的弹簧驱动刹车机构，使其与车架上的导轨抱紧，从而达到准确制动的目的。由于导轨表面粗糙，该抱紧力不易控制，刹车力过大会造成刹死，反向驱动力过大而不易再次起动。刹车力过小时该刹车系统不起作用，无法达到减缓和消除冲击的目的。

该套机构虽然结构简单，成本低廉，但可靠性差。

2) 方案二：在车架端部加设螺旋弹簧

取样小车运行至车架端部时，在惯性力的作用下压缩弹簧。弹簧的压缩将吸收一部分能量，但同时弹簧的复位力（小车的质量约为 370kg，惯性力很大，因此弹簧的 k 必须足够大，产生的复位力也很大）将迫使小车反向移动。小车的移动同时将通过钢丝绳、增速器、齿轮-齿条机构带动液压缸运动，从而造成液压缸中液压油在管道内的波动。弹簧的复位力、液压油和管道的弹性力将迫使小车产生往复振动。

该方案简单易行，虽能起到减振的作用，但无法实现小车的精确制动。

3) 方案三：采用聚氨酯空心圆柱簧与螺旋弹簧相结合作为该套取样装置的缓冲装置

聚氨酯材料是一类综合性能优良的材料，模量一般介于塑料和橡胶之间。它既具有塑料的高硬度，又具有橡胶的高弹性，以及优异的耐磨性、抗振动性、耐油性、耐疲劳性等特点。与其他材料相比，聚氨酯材料具有非常高的可压缩性和变形能力，优良的力学性能以及突出的耐动态疲劳性^[28]。在该套系统中，聚氨酯空心圆柱簧和螺旋弹簧相结合，二者一起构成缓冲器，作为取样装置的减振缓冲装置，产生总体的“渐进性”弹性，满足取样小车制动的平稳性和冲击性小等要求。其缓冲原理如下：缓冲器由聚氨酯空心圆柱簧、螺旋弹簧、弹簧端盖、套筒四部分组成，具体结构如下图 3-2 所示。导杆上有两段锥度，缓冲器和导杆均通过焊接分别与车架和取样小车相连。当取样小车以速度 v 撞击

缓冲器时，由于导杆上锥段 1 的导向作用，导杆轻易穿过弹簧端盖、弹簧，在导杆端部接触聚氨酯空心圆柱簧的断面以前，导杆上的套筒已接触弹簧端盖，其后弹簧受压，导杆插入聚氨酯空心圆柱簧的内孔中。此时，缓冲力为弹簧的弹簧力 F 和导杆在聚氨酯空心圆柱簧中的摩擦力 f ，此二者做功之和与聚氨酯空心圆柱簧横向膨胀所需内能的总合即为取样小车撞击缓冲器时所具有的全部能量。同时，由于 f 与 F 相比， $f \gg F$ ，所以该缓冲器可以避免因弹簧的复位力而造成的取样小车的往复振动。再次起动时，弹簧的复位力将和钢丝绳的牵引力一起构成取样小车起动时所需的驱动力。

该套装置结构简单，加工精度要求低，便于制造、安装和维护，既能保证小车准确制动，同时又大大减小了小车对系统的冲击。

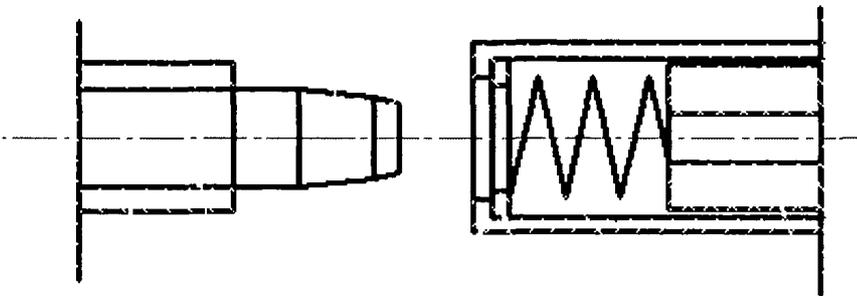


图 3-2 机械缓冲装置示意图

比较以上三种方案，我们选择方案三作为该套取样装置的制动方案。

3.4 本章小结

本章首先建立了取样装置中机械传动部分的简易动力学模型，通过对模型的求解，得出系统在过渡过程中的运动状态方程，进而可以得到系统过渡阶段速度和加速度的表达式，为以后的仿真分析提供依据。最后对几种理想的起动加速度曲线进行数学描述，提出系统中驱动装置和制动装置的基本要求，为下面的分析提供理论基础。

第四章 取样装置仿真模型的建立

4.1 确定所要研究的系统

在对一个系统进行动态特性分析时，首先必须确立所要研究的具体对象。只有根据研究需要确立了具体研究对象的工作环境、工作参数和具体的约束条件等，接下来才能对系统进行动态特性的分析和研究。所谓系统的动态特性，是指系统在失去原来平衡状态到达新的平衡状态这一过程中，所表现出来的特性。引起此动态过程的原因归纳起来主要有两个：一是由传动与控制系统的过程变化引起的；另一个是由外界干扰引起的^[29]。通过对系统动态特性分析，可以了解系统动态特性参数变化，进而改进设计，获得系统更好的工作性能。针对每个具体的系统，系统处于不同状态时其动态特性也不尽相同。因此，我们需要根据研究目的确立具体的研究对象。

通过第二章对取样装置的分析，可知它主要由驱动系统、增速器和机械传动三部分组成。为了简化模型，作者将增速装置中各传动部件作适当简化，将其转动惯量和各种摩擦力等效转化到液压缸上，作为液压缸的负载，建模时不再单独考虑。简化后取样装置中驱动系统和机械传动部分的原理图分别如下图 4-1、4-2 所示：

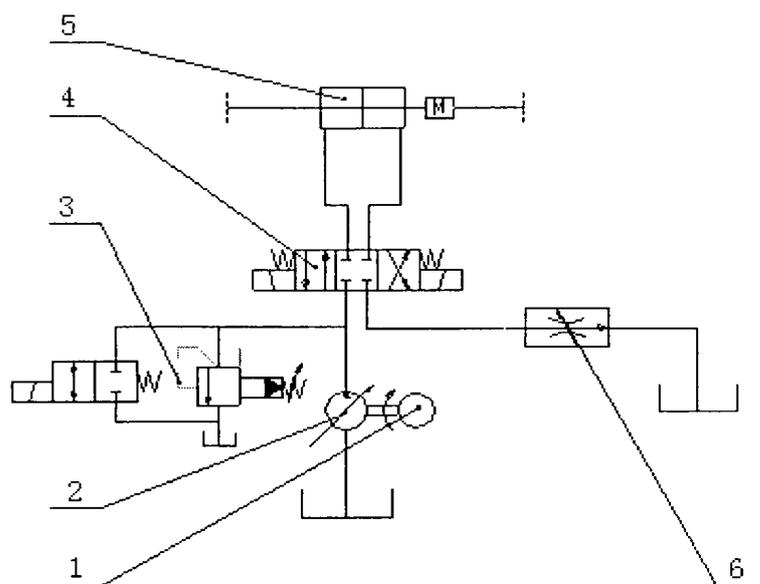


图 4-1 取样装置的液压回路原理图

1 电机 2 手动变量柱塞泵 3 先导式电磁溢流阀 4 换向阀 5 双出杆液压缸 6 调速阀

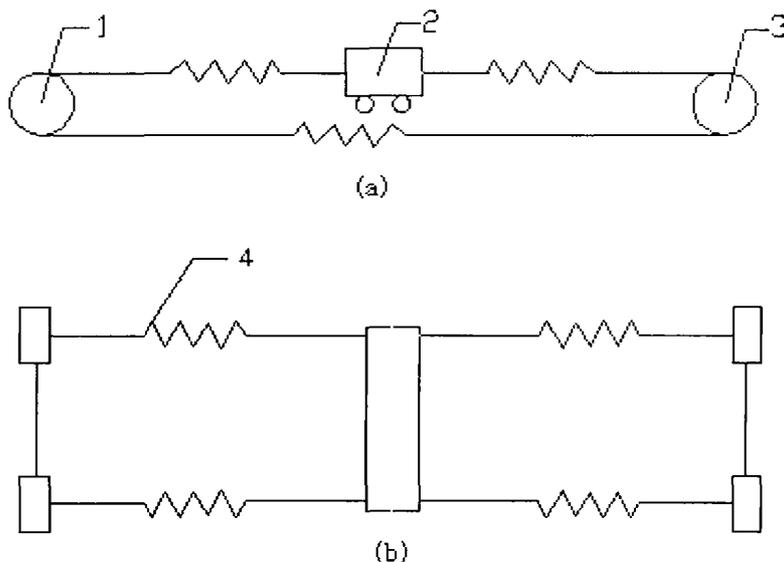


图 4-2 (a) 取样装置机械传动部分主视图

(b) 取样装置机械传动部分俯视图

1 绳轮 2 取样小车 3 张紧轮 4 钢丝绳

4.2 建模方法研究

4.2.1 系统仿真建模的几种主要方法

系统动力学的数学建模方法，现在主要有三种^[30]：(1) 传统方法。用达朗勃原理或牛顿第二定律，即用矢量学的方法，或引用影响系数的概念，从研究系统在惯性力作用下的变形而求得系统的运动微分方程，或用分析力学的方法，从研究系统动能与位能入手，然后利用拉格朗日方程求出系统的运动微分方程，以求得的微分方程作为仿真系统的数学模型；(2) 功率键合图法。功率键合图理论是 20 世纪 50 年代后期发展起来的一种工程系统动态特性分析的新方法。功率键合图由功率键、键变量、变换器及回转器、节点等符号构成，用简明的图形来表示相互作用的动力系统和单元的功率流向以及能量的转换、贮存和消耗；(3) 计算机辅助建模方法。利用计算机技术及成熟的系统仿真软件来辅助建模及仿真。将这 3 种方法细分如下：

(1) 传递函数法建模

传递函数法建模是以经典的控制理论为基础。在分析系统动态特性时，常常要应用力平衡方程、力矩平衡方程、速度方程、加速度方程、能量守恒原理以及其它物理学定律。利用该方法分析典型元件和系统的动态特性，可以预测元件或系统的动态响应、过渡过程品质以及分析系统的稳定性等。这种方法的缺点是只适用于描述单输入、单输出、初始条件为零的动态系统，当阶数较高或对于非线性系统，就会遇到无法求解或误差太大等困难^[31]。

(2) 频域法建模

频域建模法就是从 s 域的传递函数 $G(s)$, 根据相似原理得到与它匹配的 z 域传递函数 $G(z)$, 从而导出其差分模型。这里的匹配是指动态性能和稳态性能的匹配, 即 $G(s)$ 的零点、极点要和 $G(z)$ 的零点、极点相匹配, 而且对同一个输入函数 $G(s)$ 和 $G(z)$ 所求出的输出函数应该具有相同的稳态特性。

(3) 功率键合图法建模

功率键合图是以图形方式来描述系统中各元件间的相互关系。以能量守恒定律为根据, 从相似性原理出发, 把不同能量领域中的功率变量及相互关系用统一的符号来表达。它可以清晰而形象地表达系统动态过程中各组成部分的相互关系, 描述功率的构成, 功率流程, 能量分配和转换, 及各作用因素的影响等。由于功率键合图与系统动态模型之间存在着严格的逻辑上的一致性, 因此可以根据系统的功率键合图有规则地推导出相应的仿真模型^[32]。由于它是用图形描述系统功率的传输、转换等, 可将机、电、流体等多种参数和变量统一在一个图中, 非常适合于机、电、液一体化系统的动态特性分析。

(4) 空间变量分析法建模

基于现代控制理论的状态变量法, 可用于描述多输入、多输出、非线性和时变等动态系统, 且输入、输出变量的再增加不会显著增加状态变量方程的复杂性, 根据需要可以求得任意时刻的任意状态变量值, 更适合用于计算机进行系统动态特性数字仿真等优点, 从理论上解决了多输入、多输出和非线性时变系统的动态分析问题, 适应研究高速、高精度复杂系统动态特性的需要^[33]。

(5) “灰箱”法建模

传统的建模方法要求对所研究的系统的结构、尺寸和性能等要全面了解, 才能准确的确定出仿真模型。但实际上, 系统中有些参数容易获得, 而有些参数难以用理论方法确定, 而且随着工作状态的不同, 这些参数的值也会发生变化。这样所建立的仿真模型就不能完全准确的反应系统的实际情况。“灰箱”建模法是一种理论分析和试验辨识相结合的一种建模方法。它将系统视为“灰箱”, 其中有些参数是已知的, 而有些性能参数是待定的。利用数学分析方法根据元件在系统中的功能和作用建立元件的仿真模型, 然后根据系统拓扑结构分析、节点特征、元件的作用、节点拓扑约束条件和边界约束条件将子模型组成仿真系统模型。子模型或仿真系统模型中待定的参数利用对元件或相关系统辨识获得^[34]。

(6) 计算机辅助建模

目前在各个工程领域已经应用了很多仿真软件, 如比较通用的仿真软件如 MATLAB SIMULINK 等; 也有针对于某个领域的二维可视化仿真软件, 如基于功率键合图自动建模技术为核心的液压系统通用仿真软件包; 还有三维可视化仿真软件, 如 Pro/E、ADAMS 等^[35]。

由于问题域的扩展和仿真支持技术的发展, 系统仿真方法学致力于更自然

地抽取事务的属性特征, 寻求使模型研究者更自然地参与仿真活动的方法。在这些探索的推动下, 系统仿真技术有了一些新的发展趋势, 出现了面向对象仿真的技术^[36]、定性仿真^[37]、智能仿真^[38]、分布交互仿真^[39]、可视化仿真^[40]、虚拟现实仿真^[41]等。

4.2.2 AMESim 软件简介

对系统进行仿真首要任务就是建立数学模型, 系统的数学模型是对实际系统的抽象, 是实际系统本质的描述。建模是一件相当复杂的工作, 所建数学模型的正确与否直接关系到所得的仿真结果的正确性、精确性, 所以如何建立正确合理的数学模型是研究该取样装置的关键问题之一。基于建模过程的复杂性以及给仿真研究带来的不便, 近几年来国外尤其是欧洲陆续研制出一些更为实用的液压、机械系统仿真软件, 并获得了成功的应用。AMESim 就是其中杰出的代表^[42]。

1) 概述

AMESim 软件是法国 IMAGINE 公司于 1993 年推出基于键合图的液压/机械系统建模、仿真及动力学分析软件, 全称为 Advanced Environment for Performing Simulation of Engineering Systems (高级工程系统仿真建模环境), 该软件包含 IMAGINE 的专门技术, 并为工程设计提供交互能力。AMESim 为流体动力(流体及气体)、机械、热流体和控制系统提供一个完善、优越的仿真环境及最灵活的解决方案^[43], 并成功应用于燃油喷射、制动系统、动力传动、机电系统、液压系统和冷却系统等领域, 使用户能够借助其友好的、面向实际应用的方案来研究任何元件或回路的动力学特性。AMESim 软件系列包括用于系统设计的 AMESim, 用于创建应用库的 AMESet, 用于模型定制的 AMECustom 和传送至最终用户的 AMESim 的只运行版本 AMERun。

2) AMESim 软件基本环境

AMESim 提供了系统工程设计的完整平台, 在此平台上, 工程师可以建立复杂的多学科领域系统模型, 进行仿真计算和分析^[44]。AMESim 引入了基本元素的概念, 即从模型中提取构成工程系统的最小单元, 能够在模型中描述所有系统和零部件。

AMESim 使得工程师从繁琐的数学建模中解放出来从而专注于物理系统本身的设定、基本元素的概念, 即从所有模型中提取出构成工程系统的最小单元, 使得工程师可以在模型中描述所有系统和零部件的功能, 而不需要书写任何程序代码。

AMESim 的模型库多达 20 种, 子模型总数多达 1500 多个, 并且支持数据库管理, 其拥有的模型应用库, 包括机械应用库、控制应用库、流体应用库、电磁应用库、热分析应用库以及内燃机应用库等。所有的应用库都提供了将信号端转换为结构化的多通口功能模块, 方便工程师利用方块图灵活、迅速地

建立物理系统的模型。

3) AMESim 软件特点

AMESim 软件采用的建模方法类似于功率键合图法^{[45][46][47]}, 但要比功率键合图法更先进一些。二者相似之处在于都采用图形方式来描述系统中各元件的相互关系, 能够反映元件间的负载效应及系统中功率流动情况, 元件间均可双向传递数据, 规定的变量一般都是具有物理意义的变量, 都遵从因果关系。不同之处在于 AMESim 面向液压原理图建模, 更能直观的反映系统的工作原理。用 AMESim 建立的系统模型与系统工作原理图几乎一样, 而且对元件之间传递的数据个数没有限制, 可以对更多参数进行研究。其次, 与其它仿真软件相比较, 它采用复合接口, 即一个接口传递多个变量, 简化了模型的规模, 使得不同领域模块之间的物理连接成为可能, 而且具有稳态仿真、动态仿真、批处理仿真、间断连续仿真等多种仿真运行方式, 可以得到精度和稳定性很高的仿真结果。

AMESim 具有以下特点^{[48][49][50]}:

(1) 多学科领域的建模仿真平台

AMESim 在统一平台上实现了机械、液压、气动、热、电和磁等多学科领域的系统工程的建模和仿真, 并且不同领域的模块之间采用直接的物理连接方式, 使 AMESim 成为多学科领域系统工程建模和仿真的标准环境。

(2) 鲁棒性极强的智能求解器

AMESim 的智能求解器能够根据用户所建模型的数学特性自动选择最佳的积分算法, 并根据在不同的仿真时刻系统的特点动态地切换积分算法和调整积分步长, 以缩短仿真时间和提高仿真精度。

(3) 基本元素的理念

AMESim 基本元素的理念, 即从物理系统中提取出构成工程系统的最小要素, 使工程师可以用尽可能少的要素, 建立尽可能详细地反映工程系统、零部件功能的复杂模型。

(4) 强大的二次开发能力

AMESet 为用户提供一个标准化、规范化和图形化的二次开发平台。用户可以把用户自己的 C 或 FORTRAN 代码模型以图形化模块的方式综合到 AMESim 软件包中。AMESet 可以将用户在 AMESim 上建立的模型生成标准化的 C 或 FORTRAN 代码并为此生成相应的标准说明文档。

(5) 齐全的分析工具

AMESim 提供了齐全的分析工具以方便用户分析和优化自己的系统。这些分析工具包括线性化分析工具(系统特征值的求解、Bode 图/Nichols 图/Nyquist 图和根轨迹分析)、模态分析工具、频谱分析工具(快速傅里叶转换 FFT、阶次分析 Order Analysis 和频谱图 Spectralmaps)以及模型简化工具(ActivityIndex)。

三维可视化功能(AME Animation), 使 AMESim 能够将平面机构库建立的

模型，自动转换为三维可视模型，用户可以清晰地看到所设计的机构的动作情况。内嵌的设计分析功能模块，可以帮助用户直接在 AMESim 中进行试验分析（DOE）、优化分析和质量分析（蒙特卡洛）。

（6）灵活的接口技术

AMESim 可以与其它软件接口进行更复杂的混合领域仿真。它提供了丰富的和其它软件的接口，如控制软件接口（Matlab/Simulink 和 Matrix）、多维软件接口（Adams、SimPack、VL Motion）、实时仿真接口（RTLab、dSPACE、xPC、Labcar、ADI）、优化工具接口（iSIGHT、OPTIMUS）和 MS 接口（EXCEL）等。AMESim 软件可方便地与这些软件进行联合仿真，其思想是各个子系统在各自领域专用软件下搭建，进行联合仿真，然后用各自软件自身的处理工具对属于各自领域的结果进行分析。

4.3 基于 AMESim 取样装置仿真模型的建立

基于 AMESim 的取样装置模型的建立主要包括：模型的简化、模型的创建、仿真模型子模型的选择和模型参数的设置几方面的内容。

4.3.1 取样装置模型的简化

由于取样装置比较复杂，影响系统稳定工作的因素有很多，如果把所有的影响因素全部考虑进来，不仅会增大数学模型的阶数，造成系统仿真建模的困难，而且可能使系统数学模型出现病态问题。因此在建立数学模型前，必须对系统进行简化，对一些次要因素，在建立数学模型时可不予考虑，对一些影响建模，但又必须在仿真过程中加以考虑的因素可在建模时先忽略，模型建立好之后，可通过在仿真条件中加以适当的约束条件来给予补偿。通过对取样装置的详细分析，建模时可忽略以下因素：

1) 较小的容性元件、感性元件

（1）液压系统中较小的液容、液感

这些较小的储能元件对整个系统的稳定工作影响不大，但对系统的反应非常迅速，而系统的主要部件，如取样小车，对系统的反应较慢，若将这些储能元件全部考虑在数学模型中，极有可能会导出出现刚性方程问题，使状态方程无解。因此，在建立系统的数学模型时这些因素应忽略，包括：各个阀腔液容、各个阀口液动力、各个阀芯质量以及各个阀内弹簧质量等。

（2）机械系统中较小的容性元、液性元

由于机械传动系统中各传动轴的柔性对系统影响不大，因此建模时忽略各传动轴的柔性和齿轮间的轮齿变形。

2) 较小的阻力和泄露

对于系统中各个阀口及进出油管道内油液的局部压力损失和沿程压力损

失、各个阀内阀芯与阀体之间的干摩擦和库仑摩擦力以及液压缸与活塞杆之间的粘性摩擦和库仑摩擦力等，通过试验和计算结果表明，这些阻力的影响均较小，在建模时可以忽略不计。另外，泵和液压缸的外泄露量、各个阀内的泄露量与整个系统的流量相比太小，在建立数学模型时也可作为无泄露对待。

4.3.2 建立取样装置的仿真模型

基于 AMESim 软件，建立的取样装置的仿真模型如下图 4-3 所示：

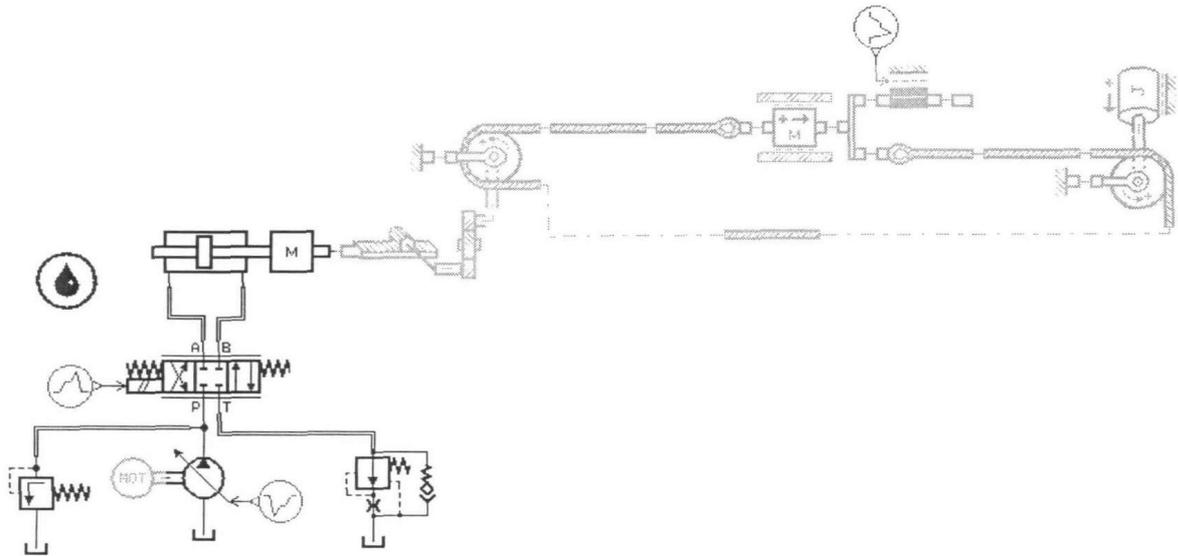


图 4-3 取样装置的仿真模型

如图 4-3 所示，依照取样装置的原理图将各组成元件用 AMESim 软件中的符号来代替。其中有些部分作了必要的处理，包括：

- 1) 齿轮-齿条机构、增速器中的大小齿轮以及绳轮的转动惯量可根据等效动力学模型，转化为等效质量作为液压缸的有效负载；
- 2) 液压缸按照实际工况加了负载，可以模拟实际工作过程中的工作状态；
- 3) 考虑到取样小车的大惯量，用一个质量块 M 模拟小车运动；
- 4) 系统中的各种摩擦力等效转化为质量块 M 承受的摩擦力；
- 5) 系统中设置的缓冲机构用一个可变摩擦力和一个电信号来表示；
- 6) 工作原理图中的换向阀用电信号控制，这是由于在 AMESim 软件中没有表示其它控制方式的符号，而各种控制方式对于仿真结果并无影响，因此可以通用；
- 7) 在仿真模型图中没有出现压力表，这是因为在仿真过程中系统中各点的压力可以通过图表显示出来，仿真时不需要再接压力表；
- 8) 仿真模型图中的调速阀和溢流阀的符号与工作原理中的符号有所不同，这是由于该仿真软件是法国某公司开发的，与我国现行的液压标准不一致。

4.3.3 仿真模型子模型的选择

仿真模型建立之后，其中一些模型需要选择子模型，使模型更适合仿真系统的要求。下面重点介绍系统中主要元件子模型的选择情况。

1) 泵的子模型

如图 4-4 所示，若在模型中考虑到泵的泄露,则泵的子模型可以选择带有容积效率和机械效率的变量泵的子模型。

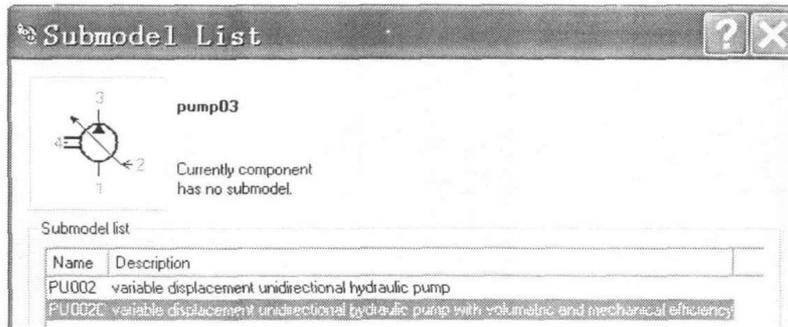


图 4-4 泵的子模型选择界面

2) 电磁换向阀子模型

如图 4-5 所示，电磁换向阀的子模型选择三位四通液压控制阀模型，因为系统忽略了液压油发热的影响，所以不考虑热液压控制阀。

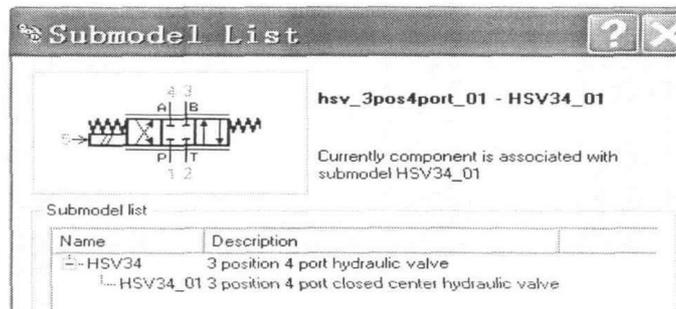


图 4-5 电磁换向阀子模型选择界面

3) 液压缸子模型

在取样装置中，系统采用的是活塞杆固定的双出杆液压缸，忽略活塞杆的质量、液压缸内的摩擦等，综合考虑液压缸的质量、液压缸的内泄露量等，在 AMESim 中建立的液压缸的子模型如图 4-6 所示。

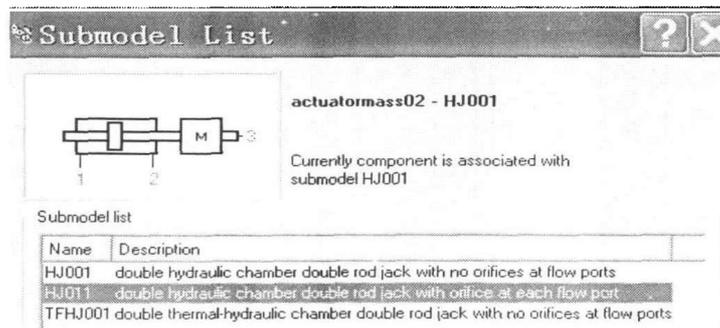


图 4-6 液压缸子模型选择界面

4) 钢丝绳子模型

钢丝绳是一种弹性元件，在取样小车起动、制动以及加减速的过程中，那些因钢丝绳的弹性变形而储存的能量会释放出来，引起系统中各部件的震荡，影响系统过渡阶段的性能。因此，选择钢丝绳的子模型如图 4-7 所示。

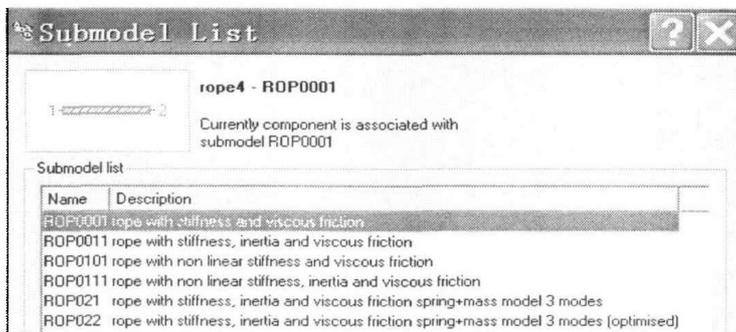


图 4-7 钢丝绳子模型选择界面

5) 取样小车子模型

取样装置中，具有一定质量的物体，在运动状态发生改变时会储存或消耗一部分能量，而且质量越大，能量转换越多，对系统过渡过程性质的影响也就越大。取样小车的质量很大，对系统过渡过程的影响不容忽略，因此在仿真模型中，将其简化为考虑摩擦力的质量块，如图 4-8 所示。

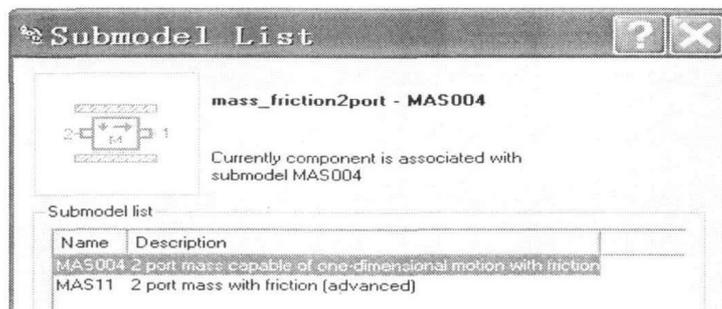


图 4-8 取样小车子模型选择界面

6) 管道子模型

在取样装置中，液压阀块和液压缸之间的连接元件是橡胶软管，考虑到管道内油液的可压缩性和管道的变形，在仿真模型中选择可压缩的液压软管 HL01 作为系统中管道的子模型，如图 4-9 所示。

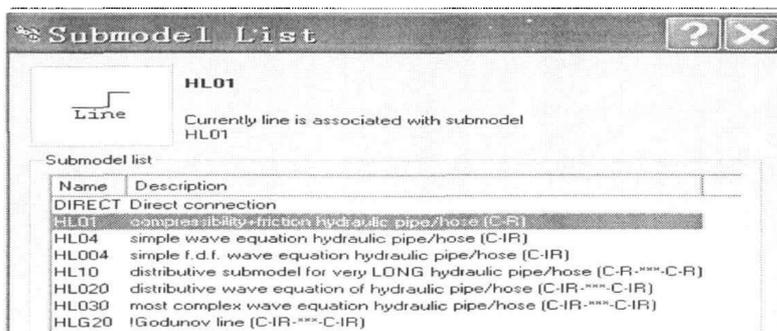


图 4-9 管道子模型选择界面

7) 其它子模型

根据 AMESim 软件提供的元件, 采用齿轮-齿条、一个一级机械传动齿轮组来模拟取样装置中的机械传动部分, 其转动惯量转化为等效质量作为液压缸的负载。取样装置中的其它元件均按 AMESim 软件中液压库和机械库中的各模型来选取, 仿真系统中各元件的子模型可按系统默认的第一子模型选择。至此, 仿真模型中所有元件的子模型选择完毕, 仿真模型初步建立。

4.3.4 仿真模型参数的选择

为仿真系统的模型选择合适的子模型之后, 需要对仿真模型进行参数设置。模型中的一部分参数值可根据取样装置中元件的实际结构来确定。

1) 液压油

通常石油基液压油的密度为 $0.85 \sim 0.95 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ ^[51], 取样装置中对传动介质的要求不高, 采用一般液压油即可满足系统要求, 因此仿真参数中液压油的密度选择 $0.85 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ 。

常用纯液压油的压缩系数很小, 体积弹性模量 K 很大, K 的平均值约在 $1.4 \times 10^9 \sim 2.0 \times 10^9 \text{N/m}^2$ 的范围内。但当油液中混入有不溶解的气体时, 则其体积弹性模量的有效值将显著降低。例如, 若油液中混有 1% 的空气, K 的值将降到纯油液时 K 值的 5% 左右; 若油液中混有 5% 的空气时, 则 K 的值将降到纯油液时 K 值的 1% 左右。一般液压系统中很难避免混入气体, 而实际系统的含气量并不易确定, 因此 K 值难以取得准确, 另外油液的体积弹性模量还与温度、压力有关^[52]。一般当压力 $P \geq 30 \text{MPa}$ 时, 体积弹性模量值变化很小, 可视为常量, 当压力 $P < 30 \text{MPa}$, 体积弹性模量的值随压力的降低而减小, 而且压力越低 K 值减小越剧烈。一般在液压控制系统的动态特性的计算中常取 $K = 1.7 \times 10^8 \text{N/m}^2$ 。

其余参数按系统中默认值选取, 如图 4-10 所示。

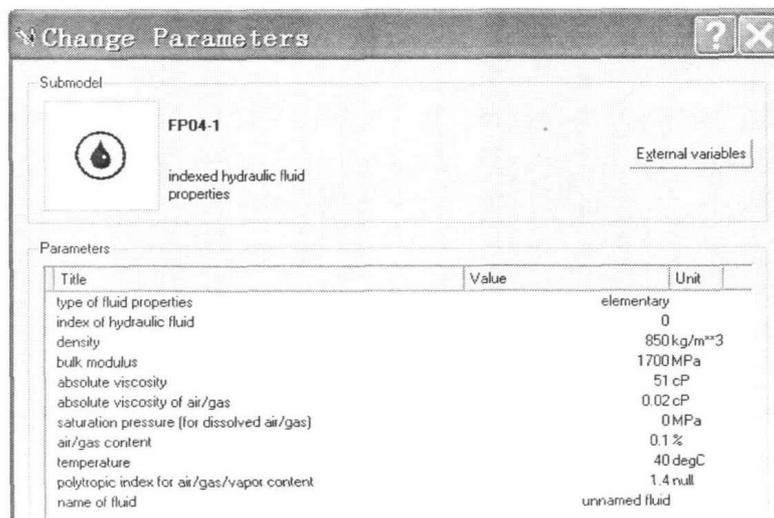


图 4-10 液压油的参数设定界面

2) 泵

根据泵的型号, 可知其理论排量为 $25ml/r$, 额定转速为 $1500r/min$ 。查阅相关资料, 选择泵的机械效率 $\eta_m = 0.98$, 容积效率 $\eta_v = 0.96$ 。

3) 液压缸

根据液压缸的实际尺寸, 液压缸内孔径为 $63mm$, 活塞杆直径为 $40mm$, 活塞杆的有效行程为 $295mm$ 。在仿真模型中, 把齿轮-齿条机构、增速器中大小齿轮以及绳轮的转动惯量化作等效质量作为液压缸的有效负载。

根据机械系统的等效动力学模型, 可知当取移动构件液压缸作为等效构件时, 系统的等效质量 m_e 的表达式为^[53]:

$$m_e = \sum_{i=1}^n [m_i \cdot \left(\frac{v_{si}}{v}\right)^2 + J_{si} \cdot \left(\frac{w_i}{v}\right)^2] \quad (4-1)$$

式中:

m_i ——系统中第 i 个移动构件的质量 (kg)

v_{si} ——系统中第 i 个移动构件的平移速度 (m/s)

v ——等效构件的平移速度 (m/s)

J_{si} ——第 i 个转动部件的转动惯量 ($kg \cdot m^2$)

w_i ——第 i 个转动部件的转动角速度 (rad/s)

n ——系统中所有平移和转动部件的数量

根据以上公式, 结合图 2-4, 有:

$$m_e = m + J_1 \cdot \left(\frac{w_1}{v}\right)^2 + J_2 \cdot \left(\frac{w_1}{v}\right)^2 + J_3 \cdot \left(\frac{w_2}{v}\right)^2 + 2J_4 \cdot \left(\frac{w_2}{v}\right)^2 \quad (4-2)$$

式中:

m ——液压缸的质量 (kg)

J_1 ——齿轮齿条机构中小齿轮 1 的转动惯量 ($kg \cdot m^2$)

J_2 ——增速机构中大齿轮 2 的转动惯量 ($kg \cdot m^2$)

J_3 ——增速机构中小齿轮 3 的转动惯量 ($kg \cdot m^2$)

J_4 ——绳轮的转动惯量 ($kg \cdot m^2$)

w_1 ——轴 I 的转动角速度 (rad/s)

w_2 ——轴 II 的转动角速度 (rad/s)

v ——液压缸的平移速度 (m/s)

而由图 2-4 中可以看出该系统的各个部件的速度和角速度之间存在着以下关系:

$$v = r_1 w_1, \quad r_2 w_1 = r_3 w_2 \quad (4-3)$$

式中:

r_1 ——齿轮齿条机构中小齿轮 1 的半径 (m)

r_2 ——增速机构中大齿轮 2 的半径 (m)

r_3 ——增速机构中大齿轮 3 的半径 (m)

所以式 (4-2) 整理后可得:

$$m_e = m + \frac{1}{r_1^2} (J_1 + J_2) + \frac{r_2^2}{r_1^2 r_3^2} (J_3 + 2J_4) \quad (4-4)$$

经查阅相关资料, 可知常用旋转体的转动惯量的近似计算公式为^[54]:

$$J = \frac{KMD_e^2}{4} \quad (4-5)$$

式中:

M ——旋转体质量 (kg)

K ——相关系数, 对齿轮, $K = 0.6$; 对飞轮, $K = 0.55$

D_e ——旋转体的计算直径 (m), 对齿轮, $D_e = D$, 其中 D 为分度圆直径

由上述公式, 可求得各旋转体的转动惯量分别为:

$$J_1 = \frac{0.6m_1d_1^2}{4} = 2.619 \times 10^{-3} (kg \cdot m^2)$$

$$J_2 = \frac{0.6m_2d_2^2}{4} = 5.086 \times 10^{-1} (kg \cdot m^2)$$

$$J_3 = \frac{0.6m_3d_3^2}{4} = 2.128 \times 10^{-3} (kg \cdot m^2)$$

$$J_4 = \frac{0.6m_4d_4^2}{4} = 1.314 \times 10^{-1} (kg \cdot m^2)$$

经计算, 可知液压缸的质量近似为 $m = 9.571kg$, 将各参数值代入式 (4-4)

得系统的等效质量的近似值为:

$$m = 1860kg$$

4) 钢丝绳

钢丝绳主要计算其刚度值。由于取样装置中钢丝绳的长度比较短，变形比较小，因此可以把钢丝绳的刚度作为定值来考虑。钢丝绳在拉力作用下会产生伸长，其弹性伸长量取决于钢丝绳自有的性能，主要取决于钢丝绳的母材及钢丝绳的结构，即钢丝绳的弹性模量。钢丝绳的伸长主要包括弹性伸长、结构伸长和蠕变伸长。蠕变伸长和结构伸长与钢丝绳的性能和时间有关，但变形量较小，故可忽略。钢丝绳的弹性伸长值基本符合虎克定律，故其伸长值的计算为 [55]：

$$\Delta s = \frac{TL}{E_s A} \quad (4-6)$$

式中：

Δs —— 钢丝绳的弹性伸长值 (mm)

T —— 钢丝绳拉力 (N)

L —— 钢丝绳长度 (mm)

E_s —— 钢丝绳的弹性模量 (N/mm²)

A —— 钢丝绳的金属断面积 (mm²)

根据机械系统中柔度的定义，有：

$$C = \frac{\Delta s}{T} = \frac{L}{E_s A} \quad (4-7)$$

在本文所研究的取样装置中，采用 6×19S 线接触钢丝绳，同向捻，钢丝绳公称直径为 8mm，故钢丝绳的金属断面积的值为：

$$A = K \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 0.46 \times \frac{\pi \times 8^2}{4} = 23.12mm^2$$

上式中，K 为充满系数，本系统中取 K=0.46。

经查阅相关资料可知，钢丝绳的弹性模量可近似取为 $E_s = 90KN/mm^2$ ，本系统中钢丝绳的长度为 $L = 9145mm$ ，故钢丝绳的柔度为：

$$C = \frac{L}{E_s A} = \frac{9145}{90 \times 10^3 \times 23.12} = 4.39 \times 10^{-6} m/N$$

5) 其余参数

液压控制系统中连接阀块和液压缸的软管长度 l 为 3300mm，内径 d_1 为

10mm，外径 28mm。绳轮和张紧轮的直径均为 258mm。取样小车的质量取 350kg。

4.3.5 定义状态变量初值

AMESim 中系统的数学模型是由一系列微分方程构成的，系统将对如下形式的方程编码：

$$\frac{dx}{dt} = \dots\dots, \frac{dv}{dt} = \dots\dots$$

方程中的每个自变量都代表一个状态变量，每个状态变量都要定义初始值。状态变量的初始值代表系统在产生动态过程前处于初始平衡状态时各状态变量的数值，这些数值可以根据初始平衡状态时的物理意义来确定^[56]。

4.4 本章小结

本章基于 AMESim 仿真软件建立了取样装置的仿真模型。首先确定所要研究的系统，并对系统作适当的简化，根据取样装置的工作原理图建立系统仿真模型。然后对模型中的各个元件设置合适的子模型，计算并设置系统中各参数值，根据系统的平衡状态设定各状态变量的初始值。

第五章 试验装置和测试系统

在对取样装置过渡过程的动态特性进行理论分析的同时，需要对系统的主要参数进行试验测量，这时因为：（1）在对取样装置的过渡过程进行理论分析和计算时，有些参数值无法通过现有理论公式计算得出，对于这一部分参数，必须通过试验来测量、确定其参数值；（2）试验是验证仿真模型正确与否的有效途径。在建立了整个取样装置的仿真模型并得到仿真结果之后，必须有针对性地对整个取样装置进行试验研究，通过对试验结果和仿真结果进行比较分析，来确定系统的仿真模型的正确与否。正确的仿真模型才能成为下一步分析和研究的理论依据；（3）研究取样装置的最终目的是将此系统应用到生产实际当中，所以，试验是详细了解此取样装置的实际使用性能和参数匹配的最好途径。

5.1 试验系统简介

5.1.1 试验装置的设计

本文研究的是取样装置过渡过程的动态特性，为了保证试验达到预期目的，试验系统应满足以下要求：

1. 为了保证测量数据的准确性，试验系统的测试装置应具有要求的精度。
2. 为了突出取样装置过渡过程的动态特性，减少其它影响因素，试验系统的结构应与建立仿真模型时的系统结构相同。
3. 试验方法应能如实准确地反应取样装置过渡过程中的动态特性，试验中，动态特性的好坏是通过液压缸进出油腔压力的变化表现出来的。。

基于以上要求，设计出来的试验装置原理图如下图 5-1 所示。图中 4 为压力传感器，通过在液压回路的进出油路安装两个压力传感器来测量液压缸进出油腔的压力变化。泵的出口安装压力表 11，其值由溢流阀的调定压力来确定。

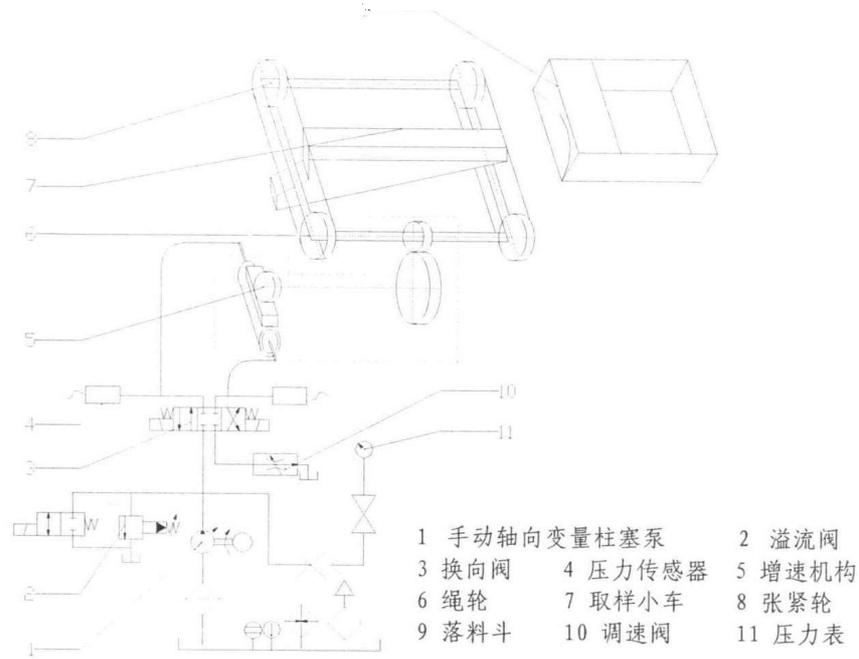


图 5-1 取样装置的试验原理图

5.1.2 试验系统中一些主要元件的介绍

1) 液压系统

液压系统的结构和工作原理已在本文 2.3.2 节中做过介绍，这里不再赘述。下面重点介绍一些液压系统中的关键设备。

(1) 泵源

在本文所研究的这套液压系统中，采用的是型号为 25SCY14—1B 的手动变量轴向柱塞泵，公称排量为 25ml/r，额定压力为 31.5MPa，额定转速为 1500r/min，容积效率 $\eta_v \geq 92\%$ 。

(2) 液压缸

液压缸的结构主要由液压缸体、活塞杆、活塞以及一些密封元件组成，其中液压缸缸体长度为 413mm，缸体外径为 86mm、内径为 63mm，活塞杆直径为 40mm，液压缸的有效行程为 $\pm 295\text{mm}$ 。液压缸上壁焊接齿条机构，与机械系统中增速装置的小齿轮 1 相连。

(3) 溢流阀

本液压系统中，采用型号为 DBW10A-1-30/31.5XAW220Z5L 的先导式溢流阀，其通径为 10mm，调定压力范围为 0~31.5MPa。借助于顶装换向阀，该溢流阀可实现液压系统的卸荷。

(4) 调速阀

本液压系统中，采用的是型号为 2FRM10-20/50LB 型调速阀。该调速阀是由减压阀和节流阀串联构成。压力油从进油腔进入调速阀后，先经过减压阀减压，再由节流阀节流，由出油腔流出调速阀。由于减压阀对节流阀进行了压力

补偿, 所以调速阀的流量不受负载变化的影响, 保持稳定^[53]。

2) 机械系统

(1) 增速装置

增速装置的结构及工作原理已在 2.3.3 中介绍, 这里不再赘述, 传动比 $i=9.86$, 可以使液压缸的低速运行转化为取样小车的高速运行。

(2) 导轨

安装在支架上的导轨安放在落料斗的正下方, 起导向作用, 保证取样小车能在水平方向上一次完全截取下落物料流的全截面, 从而保证取料的精确性和可靠性。导轨长度为 5m, 两条导轨之间的距离为 1.5m。

(3) 取样小车

经过相关计算和测量, 取样小车质量约为 370kg, 上开口宽度为 240mm, 横向宽度比两导轨间距离略宽。其底部采用斜面侧开口的结构形式。取样小车上开口与落料斗开口处的距离为 1000mm。

(4) 取料斗

试验所用抛料斗的示意图如图 5-1 所示。抛料斗位于小车导轨的正上方, 前部有一弧形开口, 开口宽度为 1936mm, 中间高度 $h=295\text{mm}$, 这一尺寸是根据计算出的物料在输送带上的截面形状所确定。为了模拟炼铁厂输送带在转运头部抛落物料的真实工况, 抛料斗安装在一水平高台上, 距离开口的前端处用一轴与高台固定在一起, 并可以绕轴翻转, 抛料斗尾部与吊车相连, 吊车起吊, 料斗翻转一角度, 料斗内部的物料将从弧形抛料口抛出。经试验测得在单位时间内落料斗的落料量与输送带的输送能力基本相同。

3) 其它

试验时所用物料由粒度大小不同的石灰石组成, 其中最大颗粒直径达 60mm, 与生产现场的物料颗粒组成基本相同。

5.1.3 数据测试系统

1) 测试系统组成

试验中的测试与数据采集是利用 IBMP/C 微机系统进行数据采集和显示, 取代了传统的用光线示波记录仪进行数据采集的方法。采用微机测试的特点是可以详细精确地测定系统动态响应过程中各参数的具体值, 并在计算机上绘制出相应的测量曲线, 同时将测试数据以 2 进制文件保存, 以后不仅可以调用查询和分析对比, 还可以使用 matlab 等软件对曲线进行处理。测试设备主要由压力传感器、数据采集卡、输出设备等组成, 其工作原理如图 5-2 所示。

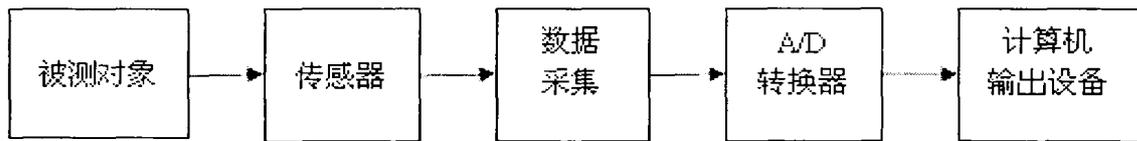


图 5-2 测试系统工作原理

(1) 压力传感器:

试验中所采用的压力传感器是航天科技集团公司七〇一所生产的 AK-4 型应变式压力传感器, 适于测量各种气体、液体介质的动态和静态压力。AK-4 型压力传感器采用组合式结构, 在压力感应膜片前加有一段引压管, 以保证传感器的测量不受安装力矩的影响。该型号传感器测量精度高、性能稳定可靠, 具有良好的耐温特性。其固有频率为 15-120KHz, 基本误差为 0.5%, 测量压力范围是 0-30MPa。传感器内装有电荷放大器, 输出电压为 0—5V, 可以直接与微机中的采集卡相联接。在工作过程中, 传感器需用 12V 的直流稳压电源作为供电电压。由于本次试验的外部环境中存在强电流干扰信号, 因此要采用抗干扰能力强的直流电源作为传感器的独立工作电源, 本试验用的是中科院生产的微机-11 型抗干扰型电源, 它可以保护传感器不被强电流破坏。

(2) 数据采集卡(模数转换卡):

试验中所使用的是中泰计算机技术研究所的 PC-6340 高速模入接口卡。该卡适用于符合 EISA(AT)总线标准的 286 / 386 / 486 系列原装机及其兼容机。本接口卡具有高速高精度的特点, 可广泛应用于工业过程控制系统及试验室数据采集系统。PC-6340 高速模入接口卡安装使用方便、功能齐全。其 A / D 转换起动可以选用程序触发、定时器触发等方式。转换状态可以用程序查询、也可以用中断方式通知 CPU 读取转换结果, 还可以用 DMA 方式自动读取转换结果。该卡设置了 16 个采样通道, 可同时外接 16 个传感器进行数据的采集, 试验中采样通道和采样频率的选择可通过采样程序任意设置, 数据采集卡能够自动寻道并进行采集, 当主机为 286-20 以上的微机并采用适当的编程时, 程控采样频率最大可达 200KHz, 而采用 DMA 方式时, 则在任何机型上的最高采样频率均可达到 200KHz。

2) 测试程序的编制

试验中所用到的测试程序是用 Delphi 编制而成。Delphi 是 Windows 环境下的一种面向对象的程序语言, 其主要特点是:(1)提供可视化的编程工具, 从根本上改变了以往自顶向下的编程模式, 用 Delphi 开发应用程序, 包括两部分工作: 设计用户界面、编写程序代码;(2)采取“事件驱动”方式。Delphi 改变了程序的机制, 没有传统意义上的主程序, 程序执行的基本方法是由“事件”来驱动子程序的运行。整个程序主要分为三个窗体, 程序运行后, 首先显示主界面, 通过点击“采集数据”按钮, 可进入数据采集窗口, 进行数据采集设置和采集

工作；点击“历史数据”按钮或“数据显示”按钮可进入绘图窗口，将历史数据或新近采集到的数据绘制成曲线。整个测试程序的流程如图 5-3 所示。

测试程序主要功能是:(1)设置采样参数:采样频率、采样总时间和基址；(2)建立采集通道与传感器之间的对应关系；(3)数据采集,通过在内存中开辟的缓冲区,从模数转换卡提供的接口读取数据,将数据存放在缓冲区内；(4)从缓冲区内调用数据绘制出测试数据曲线,采样完毕后,通过“显示数据”按钮来实时将采集到的数据绘制成曲线；(5)数据存储,将缓冲区内的数据保存到指定的数据文件中,以备将来调用分析；(6)查看历史数据,将以前保存过的试验数据重新调出,进行对比分析。

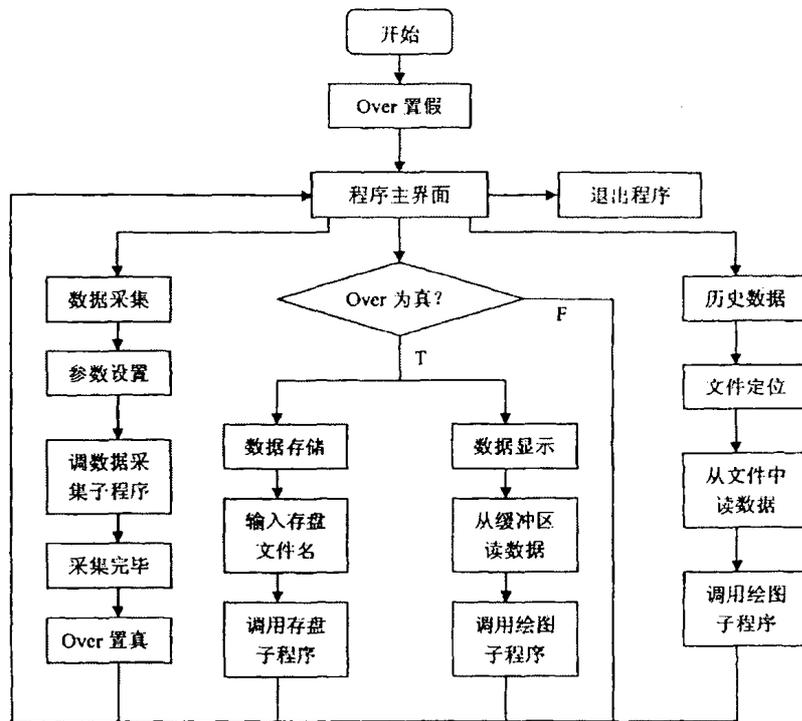


图 5-3 测试程序流程图

5.2 试验内容和方法

5.2.1 试验台的工作过程

测试设备安装后,在微机上运行采样程序,选择采样的通道号、通道总数和采样基址,设置数据采集的总时间及采样频率。采样开始后,压力传感器将被测点的压力转换为采集卡所能识别的电压信号。在数据采集卡上集成有采样/保持电路、模数转换器、数字寄存器。当起动转换脉冲一到,模数转换器就开始进行模拟信号向数字信号的转换,并使采样/保持电路处于保持状态。通道选择器在每次采样之前就自动寻找好下一个要采样的通道,一旦前一次转换结束,就自动接通已找好的通道,并且马上开始寻找下一个通道,所以寻道的时间并

不占用采样、转换时间，两者是并行处理的。当采样到一定的时间，又起动进行下一次转换，起动转换的频率就是在采样程序中事先设定的采样频率，由采集卡的控制器产生。采集到的数据存放在数据缓冲寄存器中，在下一次转换之前，微机必须把存放在寄存器中的数据取出，否则下一轮采集的数据将把前一次的数据覆盖掉，造成数据丢失。微机采用 DMA 方式读取数据，将取出的数据存放在计算机的缓冲区内。数据采集完毕后，根据需要可立即绘制出试验曲线，也可将数据保存到数据文件中。由于所研究的系统的频率在 4-20Hz 之间，根据采样定理，当采样频率大于信号中最高频率的 2 倍时，采样后的数字信号才能完整地保留原始信号中的信息，精确地反映被测系统的真实状况，在试验中，根据系统的具体要求，将采样频率设定为 256Hz。

5.2.2 试验目的

本试验的主要目的有三个：一是通过对试验得到的数据和曲线进行分析，以确定试验系统是否正确合理；二是通过试验结果和仿真结果的对比分析，来验证仿真模型的正确与否，同时为仿真程序中某些参数的选取提供依据；三是通过现场试验来了解取样装置中部分参数的变化对取样装置的起动和制动阶段动态特性的影响。

5.2.3 试验内容

针对前两个目的，本文作者在系统正常工件条件下（泵的出口流量、溢流阀的调定压力、调速阀的示数值都处于稳定状态）作了一系列的试验，用来与实际情况和仿真结果分别进行对比分析。针对第三个目的，本文作者作了下列一些试验：

1. 在取样装置的其它参数固定不变的条件下，通过改变溢流阀的调定压力（即改变泵的最大出口压力），测试泵出口压力的变化对取样装置过渡阶段动态特性的影响。

2. 在取样装置的其它参数固定不变的条件下，通过改变调速阀的示数值（即改变液压缸的运行速度），测试不同液压缸运行速度下取样装置过渡阶段动态特性的变化。

3. 在取样装置的其它参数固定不变的条件下，通过改变钢丝绳的弹性系数，测试钢丝绳的柔度对取样装置过渡阶段动态特性的影响。

4. 在取样装置的其它参数固定不变的条件下，通过改变取样小车的质量，测试取样小车的质量变化对取样装置过渡阶段动态特性的影响。

5.3 试验结果分析

在试验设备安装完成之后，作者在新乡四达有限公司做了一系列的现场试

验。现取一组试验结果曲线如下图所示。试验条件为：溢流阀的调定压力为 16MPa，通过调速阀的流量为 20L/min，其余参数值如上所述。

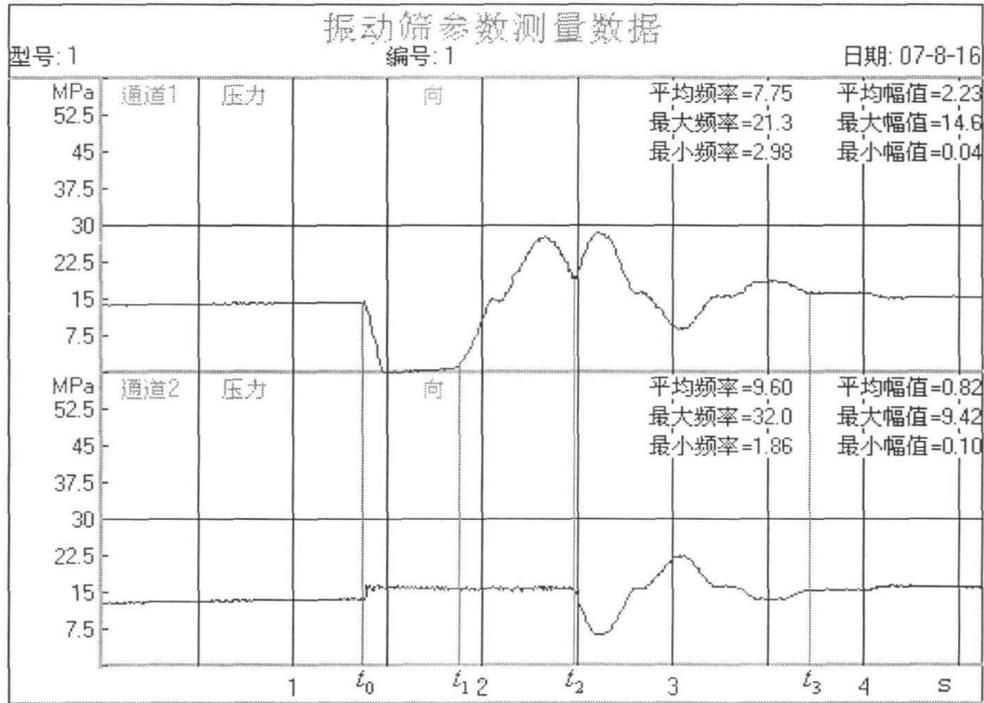


图 5-4 液压缸进出油腔压力-时间曲线图

在上图 5-4 中，通道 1 显示的是液压缸出油腔的压力变化曲线，通道 2 显示的是液压缸进油腔的压力变化曲线。经过分析比较，曲线可分为以下几个阶段（如图所示）：起动阶段（从 t_0 时刻到 t_1 时刻）、匀速运行阶段（ t_1 时刻到 t_2 时刻），制动阶段（ t_2 时刻到 t_3 时刻）。

在起动阶段（从 t_0 时刻到 t_1 时刻），液压缸进油腔的压力突然升高，而出口压力急剧下降至零。这是因为换向阀的电磁铁通电，换向阀导通，泵的输出流量除一部分经溢流阀流回油箱之外，其余全部经换向阀口进入液压缸的进油腔，忽略换向阀口及管道内的各种压力损失，液压缸进油腔的压力近似等于溢流阀的调定压力，由于换向阀的换向时间很短，所以液压缸进油腔压力（通道 2）在很短时间内即上升至溢流阀调定压力。根据液压缸中活塞杆的力平衡方程可得： $P_1 \cdot A = P_2 \cdot A + F$ ，式中， P_1 为液压缸进油腔的压力， A 为液压缸中活塞杆的承压面积， P_2 为液压缸出油腔的压力， F 为液压缸的负载。从上式可以看出，液压缸的出油腔压力随负载的增大而减小。在起动阶段，由于液压缸和系统中各传动部件（包括取样小车）的惯性，以及系统中各种阻力因素的影响，液压缸负载迅速增大，直接导致出油腔压力迅速下降至零。由于液压缸中活塞杆两端压差的作用，液压缸及各传动部件开始缓慢运动，其速度由零逐渐上升。随

着液压缸及各传动部件的缓慢运动，系统中各种静摩擦力逐渐转化为滚动摩擦力，液压缸负载逐渐减小，出油腔压力开始回升。

忽略换向阀口及管道内的各种压力损失，调速阀进口压力近似等于液压缸出油腔压力。当液压缸出油腔压力达到调速阀的正常工作压力（0.5）MPa 时，调速阀开始正常工作。此时，通过调速阀的流量为一定值。根据公式 $q = v \cdot A$ ，式中， v 为液压缸运行速度， q 为液压缸出油腔的流量（即通过调速阀的流量）， A 为液压缸中活塞杆的承压面积，可得液压缸运行速度 v 的计算公式为 $v = \frac{q}{A}$ ，所以在通过调速阀的流量 q 一定的情况下，液压缸的运行速度为定值。因此，当液压缸出油腔压力达到 0.5MPa 时，取样小车进入匀速运行阶段（ t_1 时刻到 t_2 时刻）。在匀速运行阶段，液压缸进油腔压力保持为溢流阀的调定压力，而出油腔压力随着负载的继续减小而增大。当负载减小至零时，液压缸出油腔压力稳定下来，其值近似等于进油腔压力。

t_2 时刻，液压缸端部碰到行程开关，取样小车开始制动。此时，由于换向阀的电磁铁断电，换向阀重新处于中位机能，液压缸进出油口截止，溢流阀泄荷，泵的输出流量全部经溢流阀流回油箱。在液压缸、各传动部件及取样小车惯性力作用下，液压缸继续向前运动，迫使出油腔容积减小，油液压力升高，进油腔容积增大，油液压力减小。当液压缸运行至活塞杆底端时，其动能被活塞杆底端的橡胶弹簧吸收一部分，剩余动能迫使液压缸反向运动，导致出油腔压力减小，进油腔压力升高，液压缸产生往复振荡。当液压缸所具动能消耗完毕时，液压缸即停止运动，整个取样装置制动过程结束。

综上所述，试验结果与理论上分析的取样装置的起动和制动阶段的动态特性是相符的，说明本文所采用的试验方法是正确的，试验结果可以作为验证仿真模型的依据。

5.4 本章小结

本章根据试验目的设计了相关的试验平台和微机测试系统，对试验装置中的各元件进行简单介绍，并介绍了试验台的工作过程，制定试验方案和试验内容，最后取一组试验数据进行理论分析，证实本章所采取的试验方法是正确的，可以作为验证仿真模型的依据。

第六章 取样装置的主要参数对系统过渡过程性能的影响

6.1 试验结果与仿真结果的对比分析

仿真模型的正确与否，是建立在试验验证的基础之上的。本文中，为了验证仿真结果的正确性，作者设计了相关的试验平台，试验中的数据采集采用计算机辅助测试技术（CST），用计算机来显示实测结果并绘制出大量的不同试验条件下液压缸进出油腔的压力变化曲线。现取其中任意一组相同条件下的试验曲线与仿真曲线进行比较，如下图 6-1、6-2 所示：

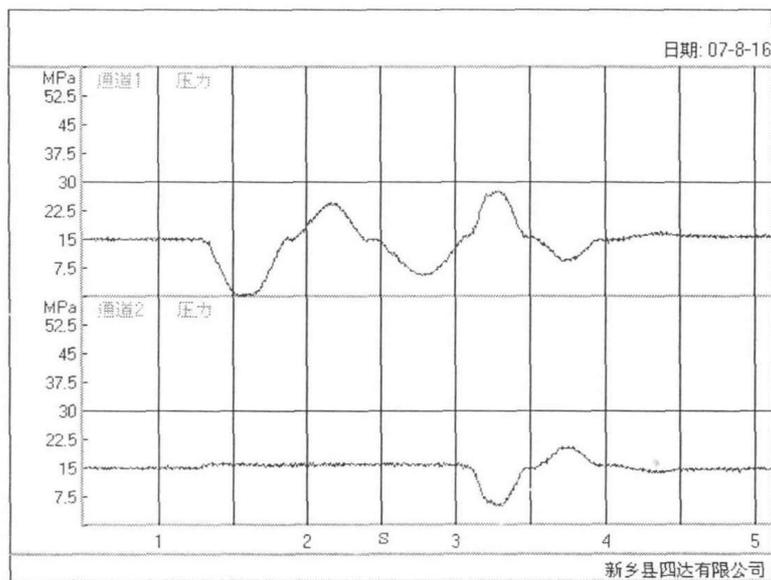
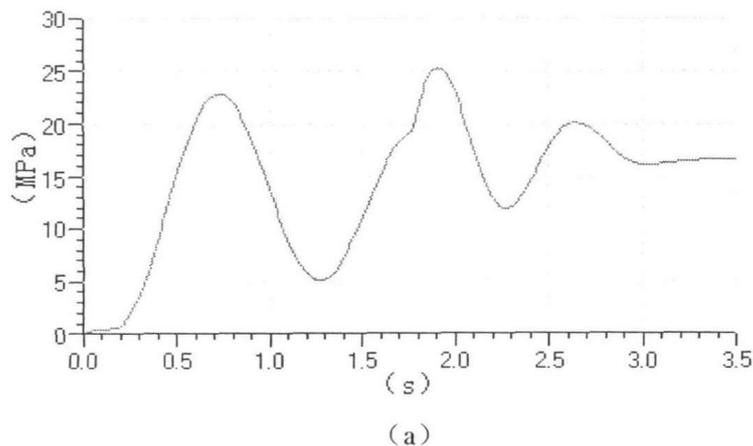
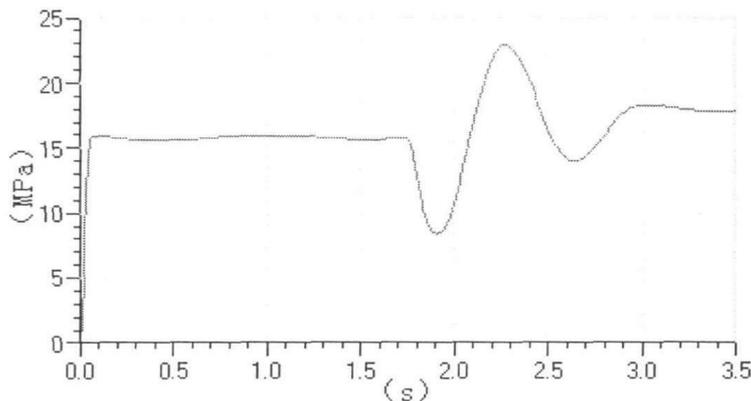


图 6-1 试验曲线：通道 1 中为液压缸出油腔压力，
通道 2 中为液压缸进油腔压力





(b)

图 6-2 仿真曲线：图 (a) 表示液压缸出油腔压力，
图 (b) 表示液压缸进油腔压力

仿真条件为：

- (1) 溢流阀调定压力为 16MPa；
- (2) 流经调速阀的流量为 10L/min；
- (3) 其余参数的值见 4.3.4 节。

比较图 6-1 中通道 1 曲线和图 6-2 中曲线 (a)，可以看出：

- (1) 系统整体运行时间约为 3s；
- (2) 系统运行时，通道 1 曲线的变化周期为 1s，曲线 a 中约为 1s，二者的值是相同的；
- (3) 系统运行时，通道 1 曲线的压力最低值为 0 MPa，最高值为 23.5MPa，曲线 a 中最低值为 0 MPa，最高值为 23MPa，二者大致相当；
- (4) 制动时，通道 1 曲线的制动时间为 1s，曲线 a 中约为 1.1s；
- (5) 制动时，通道 1 曲线的压力最低值为 5 MPa，最高值为 27MPa，曲线 a 中最低值为 5 MPa，最高值为 25MPa；
- (6) 通道 1 曲线和曲线 a 起始形状存在一定的差别，这是因为通道 1 曲线是在液压系统的初始压力为 15MPa 的条件下测试的，而曲线 a 则是在初始压力为 0 MPa 的条件下进行仿真的。

比较图 6-1 中通道 2 曲线和图 6-2 中曲线 (b)，可以看出：

- (1) 系统运行时，液压缸进油腔压力在短时间内迅速上升至 16MPa，并保持恒定；
- (2) 制动时，通道 2 曲线的制动时间为 1s，曲线 b 中约为 1.1s；
- (3) 制动时，通道 2 曲线的压力最低值为 7.5 MPa，最高值为 22.5MPa，曲线 b 中最低值为 8 MPa，最高值为 23MPa；
- (4) 通道 2 曲线和曲线 b 起始形状存在一定的差别，原因同上。

因此，我们可以得出结论：试验曲线和仿真曲线的变化趋势基本一致，即

曲线形状、峰值大小、变化周期等都大致相同。其中还有一些差别，主要是因为建立仿真模型以及在仿真过程中一些误差的积累。这些误差主要包括：

(1) 建立仿真模型过程中忽略的一些次要因素

为了避免模型中出现病态方程，简化模型，在建立数学模型时忽略了一些较小的影响因素，如管道的液阻、液感、液压泵及各种阀的泄漏、较小的液容、库仑摩擦等。

(2) 参数选取及算法产生的误差

在用公式计算参量的值时，采用的公式和选取的参数具有一定的近似性，与实际情况相比存在一定的误差。仿真模型中采取的龙格库塔算法在迭代的过程中也积累一定的误差。

(3) 计算机计算和测量过程中产生的误差

计算机在运算的过程中，会对数据进行舍入，这种误差的积累也是仿真曲线和试验曲线不完全一致的原因之一。

(4) 测试仪器的误差

在试验测量的过程中，测量装置本身存在误差，如仪器本身的精度、仪器的抗干扰性等。

综上所述，仿真结果中误差值是很小的，在允许范围之内，仿真结果不失真实性和正确性。通过仿真结果与试验结果的对比，可以得出结论：本文采用 AMESim 建立的仿真模型是正确的，能够代替要研究的取样装置，可以作为进行下一步分析的依据。

6.2 影响系统过渡阶段性能的主要因素分析

由于取样装置的结构比较复杂，影响其过渡阶段动态特性的因素也很多，根据 3.1 节的分析结果，本文对其中的主要影响因素进行分析，包括以下几个方面。

6.2.1 溢流阀调定压力对取样装置性能的影响

本文所研究的取样装置通过在泵的出口油路旁接溢流阀来实现对系统启动压力的控制。通过调节启动溢流阀的工作压力，可以使驱动装置获得不同的最大启动转矩。

为了确定溢流阀调定压力对整个取样装置过渡阶段的动态特性的影响，在取样装置其他参数不变的情况下（泵的出口流量为 37.5l/min ，通过调速阀的流量为 10l/min ，钢丝绳的刚度为 $1\text{e}+6\text{N/m}$ ，取样小车的质量为 370kg ），通过改变溢流阀的调定压力，得到一系列仿真曲线，曲线对比结果如图 6-3 所示：

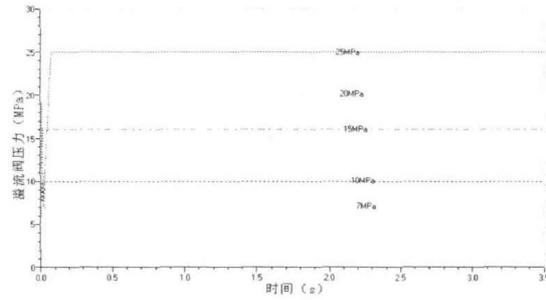


图 (a) 溢流阀的调定压力

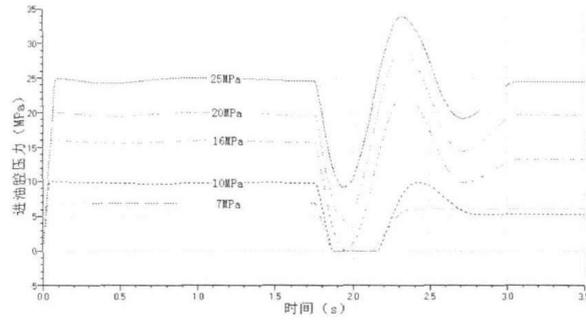


图 (b) 液压缸的进油腔压力

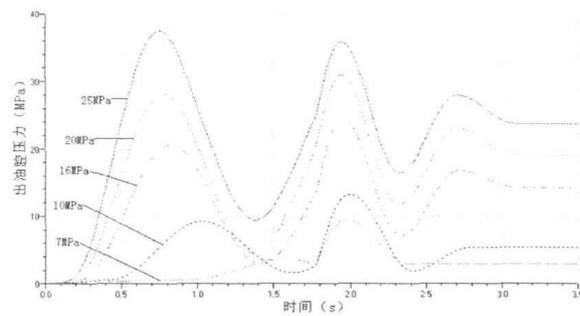


图 (c) 液压缸的出油腔压力

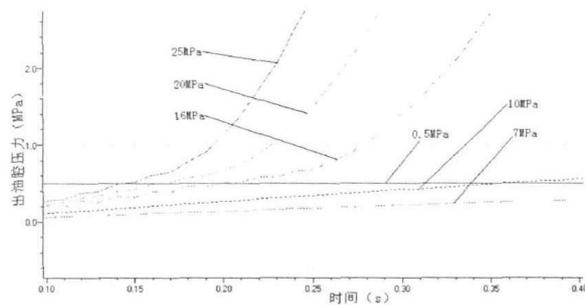


图 (d) 起动阶段局部放大图

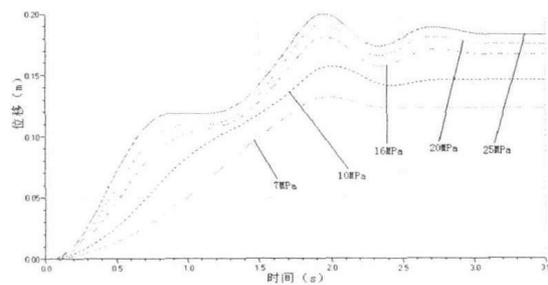


图 (e) 液压缸的位移

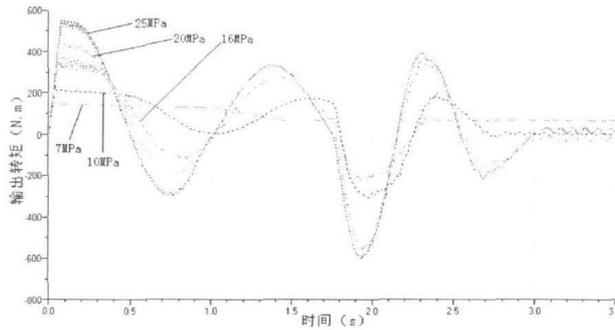


图 (f) 液压装置输出转矩

图 6-3 溢流阀调定压力对过渡阶段参数的影响

分析图 6-3 中各图可知，不同的溢流阀调定压力对取样装置过渡过程的主要参数影响如表 6-1 所示：

表 6-1 溢流阀调定压力对取样装置过渡过程的主要参数的影响

溢流阀调定压力 (MPa)	起动时间 (s)	最大起动转 矩 (N·m)	制动时间 (s)	制动是否 平稳
7	0.75	140	0.6	较平稳
10	0.35	205	1.01	较平稳
16	0.197	350	1.76	产生振荡
20	0.163	420	1.76	产生振荡
25	0.143	540	1.76	产生振荡

根据以上数据和曲线可知，当系统其它参数一定时，改变溢流阀调定压力将对系统产生以下影响：

(1) 当溢流阀调定压力较高时，液压系统起动转矩大，起动时间短，取样装置很快达到稳定运行状态。这里，我们认为起动时间即为调速阀的进口压力达到 0.5MPa 的时间，理论上，此时调速阀正常工作，通过它的流量为一定值，从而保证取样小车速度的恒定。从表 6-1 和图 6-3 可以看出，当溢流阀的调定压力超过 16MPa 时，系统起动时间随压力的变化趋势明显变缓。特别是溢流阀调定压力过高时，由于泵的出口流量较小，过高的调定压力将造成泵出口流量不足，造成系统压力的急剧变化，严重影响系统起动阶段的性能。系统的制动时间随着压力的升高而增大，但当溢流阀的调定压力超过 16MPa 时，系统的制动时间基本不变，而制动时产生的振荡变大，系统制动平稳性差；

(2) 当溢流阀调定压力过低时，液压系统起动转矩较低，系统的起动时间延长。由图 6-3 和表 6-1 可知，系统制动时间短，制动时产生的冲击小，制动平稳。但当溢流阀的调定压力过低时，取样小车在有效行程范围内，将无法达到稳定运行速度，造成取样失真。

6.2.2 小车速度对取样装置性能的影响

本文所研究取样装置采用调速阀控制的出油节流调速回路实现对取样小车

速度的控制。通过调节流经调速阀的最大流量，可以使取样小车获得不同的运行速度。

为了确定小车速度对整个取样装置过渡阶段的动态特性的影响，在取样装置其他参数不变的情况下（泵的出口流量为 37.5 l/min ，溢流阀的调定压力为 16 MPa ，钢丝绳的刚度为 $1\text{e}+6\text{ N/m}$ ，取样小车的质量为 370 kg ），改变通过调速阀的流量分别为 10 l/min 、 12.5 l/min 、 15 l/min 、 17.5 l/min 、 20 l/min ，得到一系列仿真曲线，曲线对比结果如图 6-4 所示：

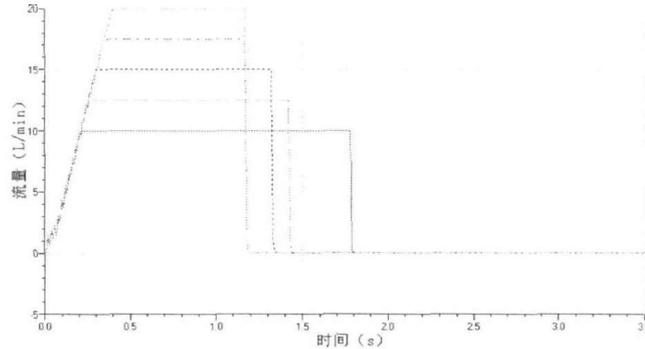


图 (a) 通过调速阀的流量示意图

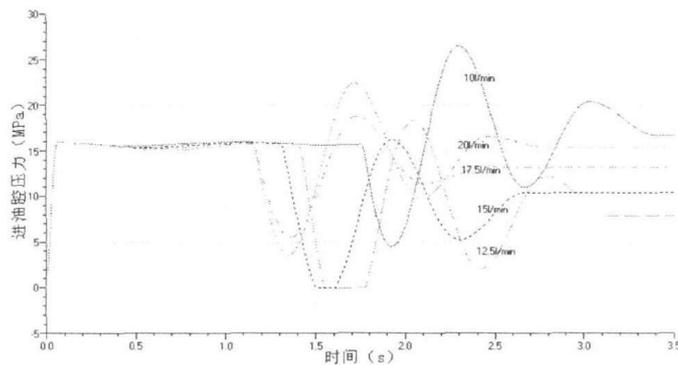


图 (b) 液压缸进油腔压力对比图

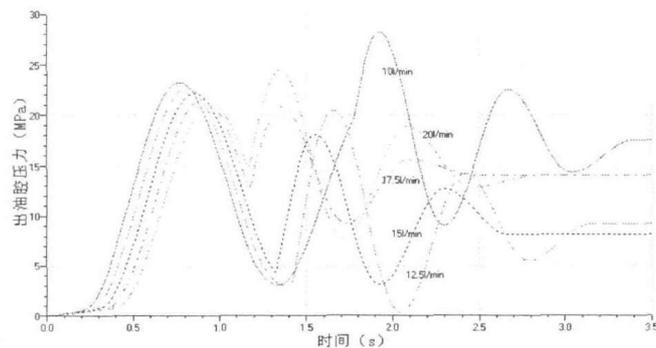


图 (c) 液压缸出油腔压力对比图

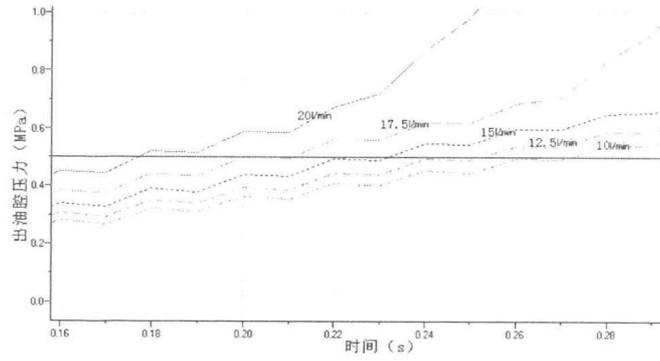


图 (d) 起动阶段局部放大图

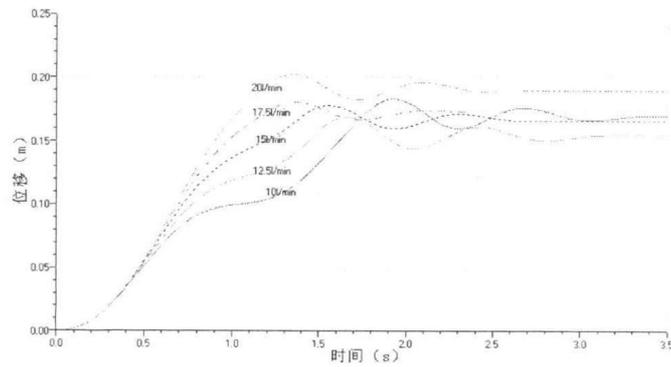


图 (e) 液压缸位移对比图

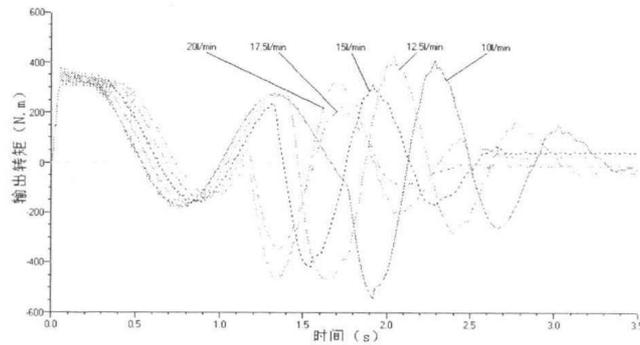


图 (f) 液压装置输出转矩对比图

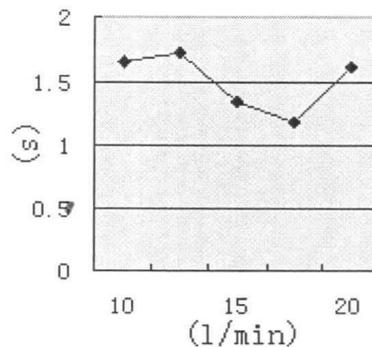


图 (g) 小车制动时间随速度的变化曲线

图 6-4 取样小车速度过渡阶段参数的影响

分析图 6-4 中各图可知，不同的取样小车速度对取样装置过渡过程的主要参数影响如表 6-2 所示：

表 6-2 取样小车速度对取样装置过渡过程的主要参数的影响

通过调速阀的流量 (L/min)	起动时间 (s)	最大起动转 矩 (N·m)	制动时间 (s)	制动是否 平稳
10	0.177	340	1.65	产生振荡
12.5	0.212	340	1.72	产生振荡
15	0.232	340	1.33	产生振荡
17.5	0.253	340	1.17	较平稳
20	0.273	340	1.61	产生振荡

根据以上曲线和数据可知，当系统的其它参数一定时，改变取样小车的速度对液压系统的最大输出转矩并没有影响，系统的输出转矩与小车速度无关。从图 6-4 中图 (d) 可以看出，小车速度越高，系统的起动时间越长。这是因为，小车速度越高，取样装置中机械部件起动时需要克服的惯性力越大，系统的起动时间也就越长。从图(g)可以看出，系统的制动时间随小车速度的增大而呈现周期性的变化，当通过调速阀的流量为 17.5l/min 时，系统的制动时间最短。当不考虑缓冲装置的作用时，从图 (c) 中可以看出，当通过调速阀的流量为 17.5l/min 时，小车制动时产生的冲击最小。

6.2.3 钢丝绳柔度对取样装置性能的影响

在本文所研究的取样装置中，小车通过钢丝绳的牵引实现在导轨上的横向往复运动。钢丝绳作为一个弹性体，在取样装置的过渡阶段，当小车速度发生突变时，会储存或释放能量，引起系统的强烈振荡。因此，必须考虑钢丝绳对系统过渡过程性能的影响。在过渡阶段，钢丝绳绳长变化不大各参数可当作常量处理。在其它参数不变的情况下（泵的输出流量为 37.5l/min，溢流阀的调定压力为 16MPa，通过调速阀的流量为 10l/min，取样小车的质量为 370kg），通过改变钢丝绳的刚度，得到一系统仿真曲线，其对比结果如下图 6-5 所示：

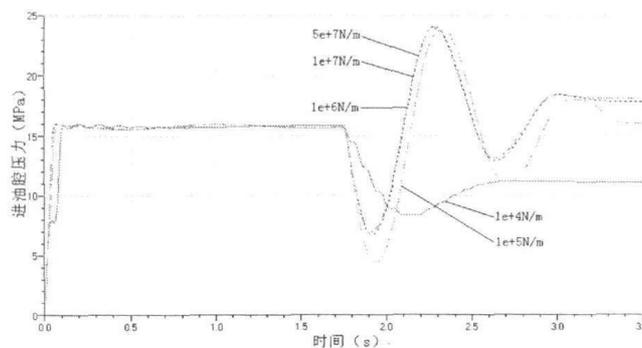


图 (a) 液压缸进油腔压力对比图

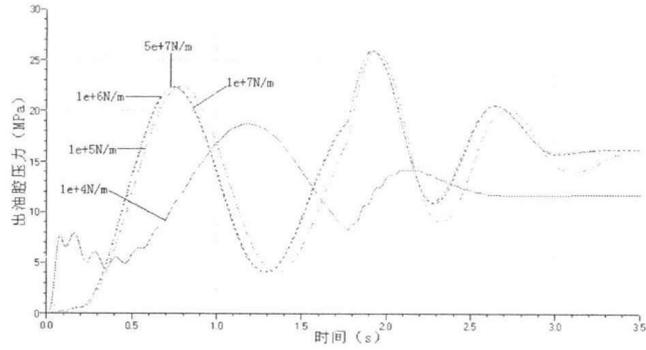


图 (b) 液压缸出油腔压力对比图

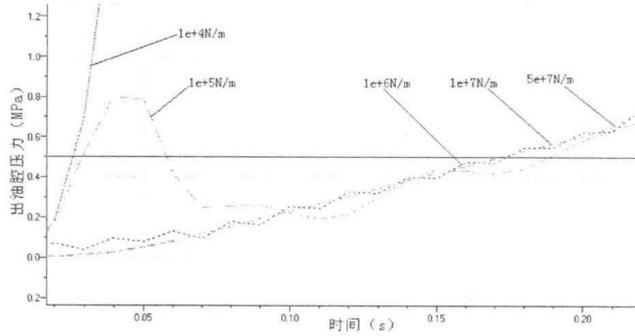


图 (c) 起动阶段局部放大图

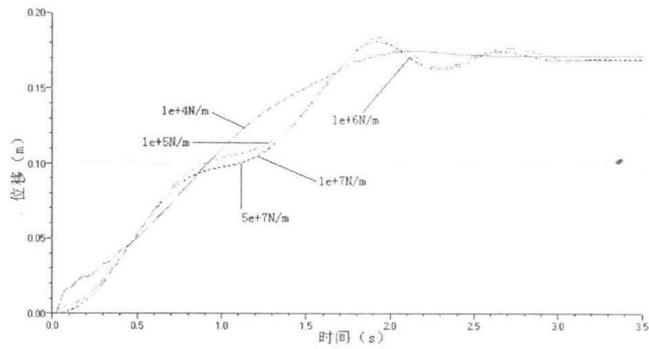


图 (d) 液压缸位移对比图

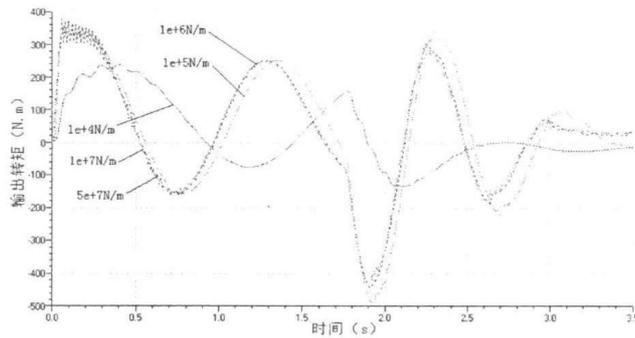


图 (e) 液压装置输出转矩对比图

图 6-5 钢丝绳刚度对过渡阶段参数的影响

分析图 6-5 中各图可知，不同的钢丝绳刚度对取样装置过渡过程的主要参数影响如表 6-3 所示：

表 6-3 钢丝绳刚度对取样装置过渡过程的主要参数的影响

钢丝绳刚度 (N/m)	起动时间 (s)	最大起动转 矩 (N·m)	制动时间 (s)	制动是否 平稳
1e+4	0.026	235	0.91	产生振荡
1e+5	0.188	330	1.65	产生振荡
1e+6	0.174	330	1.37	产生振荡
1e+7	0.172	330	1.37	产生振荡
5e+7	0.172	330	1.37	产生振荡

根据以上曲线和数据可知，当系统的其它参数一定时，系统的起动时间随钢丝绳刚度的增大而增加，但当钢丝绳的刚度达到 1e+6N/m 时，起动时间基本不随钢丝绳刚度的变化而变化。液压系统的最大起动转矩、制动时间随钢丝绳刚度的增大而上升，但当钢丝绳的刚度达到 1e+5N/m 时，起动转矩、制动时间的值基本不变，维持恒定。从图 (b) 可以看出，系统制动时产生的冲击随钢丝绳刚度的增加而增大，但当钢丝绳的刚度达到 1e+6N/m 时，系统产生的冲击大小基本不变，维持恒定。

6.2.4 小车质量对取样装置性能的影响

在本文所研究的取样装置中，为了承受物料下落时的巨大冲击，满足系统的性能要求，设计出来的小车质量为 370kg。系统起动和制动时，大惯量取样小车和钢丝绳、系统中的其它传动部件一起构成了一个振动系统，产生强烈振动，严重影响系统的过渡阶段的性能。在系统的其它参数一定时（泵的出口流量为 37.5l/min，溢流阀的调定压力为 16MPa，通过调速阀的流量为 10l/min，钢丝绳的刚度为 1e+6N/m），通过改变取样小车的质量，得到一系列仿真曲线，其对比结果如下图 6-6 所示：

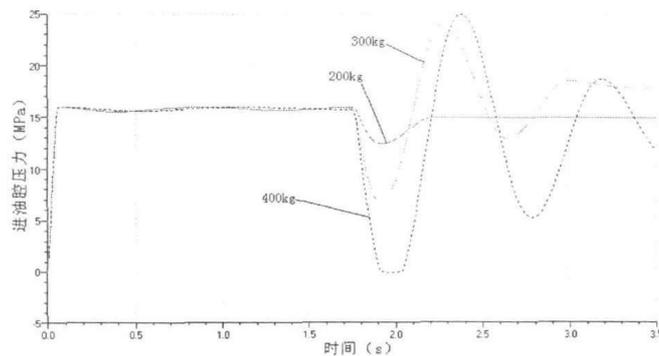


图 (a) 液压缸进油腔压力对比图

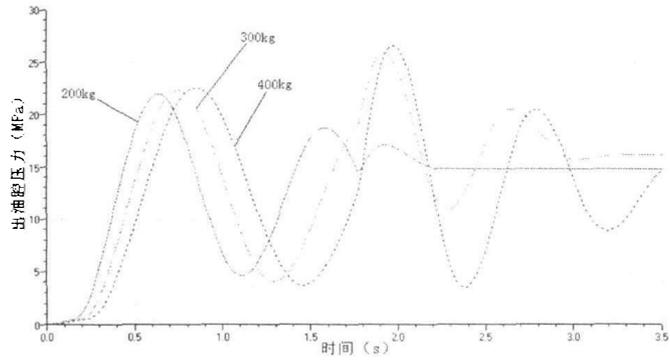


图 (b) 液压缸出油腔压力对比图

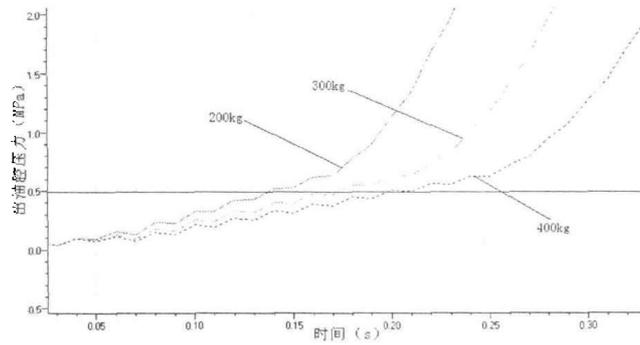


图 (c) 起动阶段局部放大图

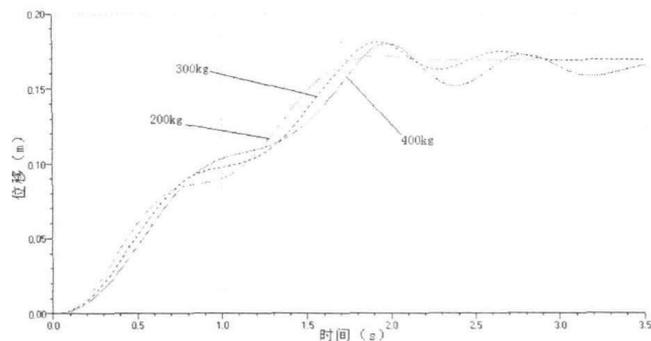


图 (d) 液压缸位移对比图

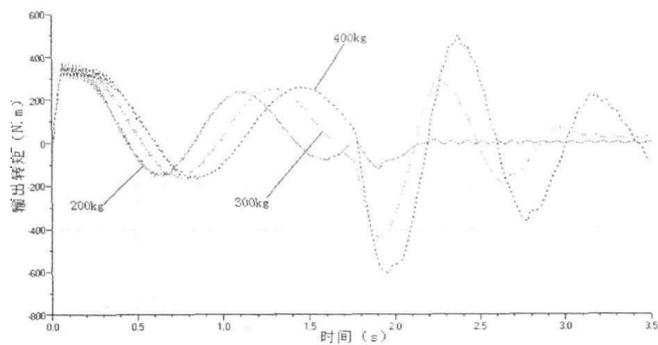


图 (e) 液压装置输出转矩对比图

图 6-6 取样小车质量对过渡阶段参数的影响

分析图 6-6 中各图可知，不同的钢丝绳刚度对取样装置过渡过程的主要参数影响如表 6-4 所示：

表 6-4 钢丝绳刚度对取样装置过渡过程的主要参数的影响

取样小车质量 (kg)	起动时间 (s)	最大起动转 矩 (N·m)	制动时间 (s)	制动是否平稳
200	0.138	340	0.44	产生振荡较小
300	0.174	340	1.34	产生振荡变大
400	0.210	340	>1.74	产生剧烈振荡

根据以上曲线和数据可知,当系统的其它参数一定时,系统的起动时间随小车质量的增加而延长,这是因为,小车作为取样装置中主要的惯性元件,当其质量增大时,系统起动时需要克服的惯性力随之变大,因此起动时间变长。液压装置的输出转矩与小车质量无关,小车质量改变时,系统的输出转矩基本不变。当小车质量增大时,系统的振动周期变小,幅值增大,系统的振荡加剧。

6.3 改善取样装置过渡过程性能的措施

6.3.1 改善取样装置起动性能

改善取样装置的起动性能,主要是尽量缩短起动时间,起动过程中的加速度尽可能平稳,起动时的冲击尽可能小。

由表 6-1、6-2、6-3、6-4 可知,当系统的参数发生变化时,起动时间会随参数的变化发生相应的变化。具体来说,起动时间随溢流阀调定压力的升高而减小,随小车速度的变化而呈现周期性的变化,随钢丝绳刚度、小车质量的增加而增加。另一方面,当某一参数达到一定值时,系统的起动时间会维持不变,或变化很小。系统起动时产生的冲击与起动过程中的加速度紧密相关。若系统能保证较平稳的加速度变化曲线,则起动时的冲击将大大减小。

因此,根据仿真结果确定合适的参数,是改变系统起动性能的一个有效途径。根据上述分析可知,在系统的其它参数一定的情况下,取溢流阀的压力 16MPa、流经调速阀的流量 17.5l/min、钢丝绳刚度 $1e+6N/m$ 、小车质量 300kg 时系统可以等到较好的起动性能。

6.3.2 改善取样装置的制动性能

根据第三章对系统制动特性的分析,良好的制动性能要求制动时间短,制动平稳,定位准确。在 3.3.2 节制动方案的确定中,作者选取聚氨酯空心圆柱簧与钢簧相结合的缓冲机构作为系统的制动装置。由于缓冲机构提供足够大的摩擦力,因此小车能够在短距离、短时间内准确定位,提高系统的制动性能。以下是系统在取样小车不同制动摩擦力时液压缸进出油腔的压力对比图:

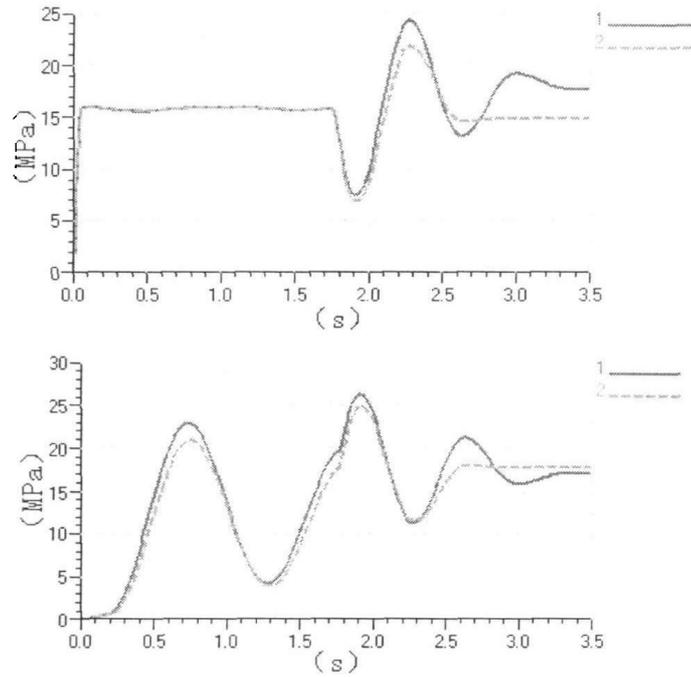


图 6-7 不同制动摩擦力时液压缸进出油腔的压力变化曲线图

上图 6-7 中曲线 1 为可变摩擦力为 0 时液压缸进出油腔的压力曲线图，曲线 2 为可变摩擦力为 450N 时液压缸内的压力变化曲线图。从图中可以明显看出，当摩擦力增大时，系统制动时产生的振动周期变大，幅值变小，小车对系统中机械部件的冲击明显减小。因此，当摩擦力足够大时，小车将在短时间内迅速停止，准确制动，系统的制动性能将得以大大提高。

6.4 本章小结

本章首先将仿真结果与试验结果进行对比分析，验证了仿真模型的正确性。然后利用仿真结果，分析了系统中主要参数对过渡过程性能的影响，最后提出一些改善过渡过程性能的措施。

第七章 结论与展望

7.1 结论

本文以郑州大学和新乡四达有限公司联合为首钢集团研制的一套在线粒度检测系统中的取样装置为研究对象,结合理论分析和试验验证,对取样装置过渡过程的动态特性进行了研究。根据取样装置的工作原理图,作者首先建立了系统中机械传动部分简易的动力学模型,通过对数学模型的求解,找出系统中影响过渡过程性能的主要因素。接下来,作者利用 AMESim 软件对取样装置进行建模和仿真,并选择合适的子模型,确定系统中各参数值,完成仿真模型的建立。同时,利用相关试验平台和微机测试系统对仿真模型的正确性进行验证。在仿真模型的正确性得到验证以后,利用仿真结果对系统中影响过渡过程性能的主要参数进行分析,得出如下结论:

1) 当溢流阀调定压力升高时,液压系统提供的驱动转矩随之增大,系统的起动时间 t_1 减小,制动时间 t_2 变长。但当溢流阀调定压力 P 的值大于 16MPa 时, t_1 随 P 变化不大, t_2 的值基本不变;

2) 液压系统提供的驱动转矩大小不随小车速度的改变而改变。当小车速度增大时,系统中机械传动部分的阻力矩变大,系统的起动时间 t_1 延长,制动时间 t_2 随小车速度的变化产生周期性的变化;

3) 当系统的其它参数一定时,当钢丝绳的刚度达到 $1e+5N/m$ 时,液压提供的最大驱动转矩、系统的起动时间 t_1 、制动时间 t_2 随钢丝绳刚度的增大而上升,但当钢丝绳的刚度超过该值时,驱动转矩的值维持不变, t_1 、 t_2 值均降低且保持不变,不随钢丝绳刚度的变化而变化;

4) 小车质量对系统的驱动转矩值无影响;

5) 综合考虑各因素的影响,在其它参数一定的情况下,取溢流阀的压力 16MPa、流经调速阀的流量 17.5l/min、钢丝绳刚度 $1e+6N/m$ 、小车质量 300kg 时系统可以等到较好的起动性能;

6) 在车架尾端加设一缓冲装置可以明显改善系统的制动性能,且该方案经试验验证是可行的。

7.2 展望

为了更好地改善取样装置过渡过程的动态特性,完善其总体性能,今后,本课题可在以下方面进一步展开研究:

- 1) 为了改善取样装置的过渡过程性能,系统可考虑采用加速度精确可控的驱动装置;
- 2) 对于影响系统过渡过程性能的主要参数,可采用优化技术进行进一步匹配,使系统性能达到最佳。

参考文献

- [1] 郝素菊, 蒋武锋, 方觉.高炉炼铁设计原理[M].北京: 冶金工业出版社, 2003.6.
- [2] 马咏梅.全国重点钢铁企事业自动化现状[OL].中国炼钢技术网[2009.11.9].
<http://www.tsteel.com.cn/article>.
- [3] 首钢发展历史概况.首钢集团[OL].
<http://www.shougang.com.cn/company/index/html>.
- [4] 朱允言, 尹忠俊.我国炼铁设备技术进步的主要方向[J].中国冶金, 1997 (03): 36-39.
- [5] 马书平.国内最大炼铁高炉在曹妃甸新首钢开建[OL].新华[2007-04-12].
http://www.ce.cn/xwzw/gnsz/gdxw/200704/12/t20070412_11022479.shtml.
- [6] 戴忠鑫.堆取料机在水泥工业中的应用[J].水泥技术.
CEMENTTECHNOLOGY,2001, (06): 20-22.
- [7] 张庆军.成品烧结矿自动取样机的研制[J].烧结球团, 1992,(01): 33.
- [8] 祁红宇, 高维民.一种新型自动取样机的研制[J].电工技术, 2005,(08): 75-77.
- [9] Zaitsev VD, Sclyar PT. New equipment for sampling minerals[J]. Tyazheloe Mashinostroenie.1991(06):38-39.
- [10] 王西林, 董伟光, 李剑峰.取样机在烧结厂的应用[J].重型机械, 1996, (03): 54-56.
- [11] 姚永新.斗轮取料机自动取料系统的研究[D].北京: 北京科技大学,2005.
- [12] 齐欢, 王小平等.系统建模与仿真[M].北京: 清华大学出版社, 2004.
- [13] 贺建勋.系统建模与数学模型[M].福建: 福建科学出版社, 1994.5.
- [14] 编委会.铁矿石质量检验新技术新工艺及分析测定新标准实用手册[M].北京: 北方工业出版社, 2008.3.
- [15] ISO/TC 102 铁矿石技术委员会 SCI 取样分委员会. GB/T 10322-2000.铁矿石取样抽样方法[S].北京: 中国标准出版社, 2005.
- [16] 刘建军, 李国平.螺旋式颗粒物料取样装置在安钢的应用[J].煤化工, 2002,30(01):40-41.
- [17] 李凤贵, 张西春.铁矿石检验技术[M].北京: 中国标准出版社, 2005.
- [18] 许本文, 焦群英.机械振动与模态分析研究基础[M].北京,机械工业出版社,1998.8:57-77.
- [19] 程耀东.机械振动学(线性系统)[M].杭州:浙江大学出版社,1988.11:

- 180-182.
- [20] 宋伟刚, 战欣, 王元元.大型带式输送机驱动装置的比较研究[J].工程设计学报, 2004,11(6):301-311.
- [21] 宋伟刚, 邓永胜, 彭兆行等.大型带式输送机启动过程的仿真[J].东北大学学报, 1998, 19(3):312-315.
- [22] 宋伟刚, 衣统帅, 邓永胜.一种大型带式输送机的可控启动曲线[J].煤矿机械, 2002, (6):8-10.
- [23] 张旭.大功率长距离带式输送机智能控制方法研究[D].沈阳: 沈阳工业大学, 2007.6:15-18.
- [24] 宋伟刚, 邓永胜, 郭立新.带式输送机停机动态过程的计算机仿真[J].东北大学学报, 2002,23(10):996-999.
- [25] 孟国营, 方佳雨.下运带式输送机制动系统控制过程研究[J].煤炭工程, 2003(9):30-31.
- [26] 马丽, 刘伟.钢丝绳牵引带式输送机防倒转制动动态特性的研究[J].煤炭科学技术, 2007(5):90-91.
- [27] 王元元.带式输送机动力学分析机型若干问题的研究[D].沈阳: 东北大学.2006.2:13-14.
- [28] 栾道成, 丁武成, 李茂华.聚氨酯-Si₃N₄陶瓷复合材料浆冲蚀磨损性能的研究[J].摩擦学学报.2004(5):268.
- [29] 李永堂等.液压系统建模与仿真[M].北京: 冶金工业出版社,2003.2.
- [30] M Lizell. Dynamic Leveling A Low Power Active Suspension With Adaptative Control.Vehicle System Dynamics[J].1991(03).
- [31] 田永利, 邹惠君等.机电一体化系统建模技术与仿真软件的研究与分析[J].机械设计与研究.2003(4):15 — 19.
- [32] 冯海明.键合图在液压系统建模和仿真中的应用[J].北京工业职业技术学院学报, 2002(1):6 — 8.
- [33] Osman Balci, Richard E N.The simulation model development environment: an overview[M]. Winter Simulation Conf..1992 :726 — 736.
- [34] 孙靖民. 现代机械设计方法[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2003.
- [35] Leonhard E Benold. Simulation of Nonsteady Construction Processes [J].ASCE.115(2):163 — 178.
- [36] 陈国琳, 黄亚农, 刘义成. 动压阻尼器设计及仿真[J]. 舰船科学技术, 2000(6): 55- 60 .
- [37] Jae Gyu Lee . Development of a new hydraulic servo cylinder with mechanical feedback[J]. Control Engineering Practice. 1999(7): 327 — 334.
- [38] 刘德贵, 费景高. 动力学系统数字仿真算法[M]. 北京: 科学出版社, 2000.
- [39] Murzina G B. Mathematical simulation of the induction of long — term

- depression in cerebellar purkinje cells[J]. *Neuroscience and Behavioral Physiology*. 2004(2):115 — 121.
- [40] 钟登华, 郑家祥等. 可视化仿真技术及其应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2002.
- [41] Zefirov A L, Skoinkin A I, Hafizov K F, Grigoriev P N, Minlebaev M G. Differences between spontaneous and evoked monoquantum signals in the frog neuromuscular junction[J]. *Neurophysiology*. 2002(2): 267 — 269.
- [42] 张明辉.大型履带起重机回转液压系统仿真研究[D].大连: 大连理工大学, 2006.12.
- [43] 付永领, 祁晓野.AMESim 系统建模和仿真—从入门到精通[M].北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.
- [44] 侯琳.多学科领域复杂系统仿真平台.CAD/CAM 与制造业信息化[J].2005 (12):56-59.
- [45] 李吉, 李华聪.仿真软件 AMESim 应用研究[J].航空计算技术.2006(1): 56-58.
- [46] H M Paynter. *Analysis and design of Engineering Systems*[M]. Cambridge:MIT Press.1991.
- [47] D C Karnopp,D L Margolis,R C Rosenberg.*System Dynamics:A Unified Approach*[M].New York:Wiley INC, 1990.
- [48] 潘东升, 陈松茂, 丘宏扬等.液压仿真技术的现状及发展趋势[J].技术新工艺, 2005 (4) : 7-11.
- [49] 赵铁栓, 蔡应强.基于 AMESim 的混凝土搅拌机液压系统仿真[J].工程机械.2005(8): 52-56.
- [50] 秦家升, 游善兰.AMESim 软件的特征及其应用[J].工程机械, 2004(12): 6-8.
- [51] 何存兴.液压元件[M].北京: 机械工业出版社, 1981:5.
- [52] 章宏甲.液压与气压传动[M].北京: 机械工业出版社, 2000.5:11.
- [53] 孙恒, 陈作模.机械原理[M].北京: 高等教育出版社, 2001:163.
- [54] 机械设计手册.第四卷/机械设计手册编委会编著[M].北京: 机械工业出版社, 2004.8.
- [55] 刘鸿文.材料力学[M].北京: 高等教育出版社, 2004.1:33-34.
- [56] 液压系统动态特性数字仿真[M].大连工学院液压教研室.1985:10.

攻读学位期间取得的研究成果

1. 卢丽, 马胜钢, 黄志建. 基于 AMESIM 的一种取样装置的仿真. 机床与液压, 2009 年第 9 期

致谢

本论文是在导师马胜钢教授的悉心指导下完成的，从论文的选题、构思、各项研究工作的展开到结果分析无不凝聚着导师巨大的心血和智慧。三年来，马老师渊博的专业知识、严谨的治学态度以及平易近人的人格魅力，给我留下了极其深刻的印象，让我明白了一位研究者拥有的崇高品质。导师对知识的敏锐把握、对问题的独到见解以及深刻的洞察力给人启迪，必将使我受益终生。师恩浩瀚，无以言表。

感谢新乡四达有限公司的领导和职工们的鼎力相助。四达公司在生产任务繁忙、生产人员十分紧张的情况下，调配专门的人力、物力、财力投入到本试验中，使得试验顺利进行完成。在此，对他们表示由衷的感谢。

感谢李大磊副教授、孟令启教授、李延民副教授、马泳涛博士、张建立博士以及机制教研室其他老师在我攻读硕士学位期间对我无私的帮助。冯静老师在繁忙的工作之余，对我建立的仿真模型提出了很多宝贵的意见，在此表示衷心的感谢。

感谢黄志建、董贯中同学三年来对我的照顾和帮助，感谢我的师弟赵俊波、郑环峰、师妹付盼娣、同教研室的袁恒同学以及张智慧同学在我论文完成期间对我的帮助。

同时，还要由衷地感谢我的同学们，感谢我的室友们，是他们陪伴我度过了研究生三年的美好时光，一路走来，欢声笑语，让我感受到了家的温暖。

特别感谢养育我、关心我的父母和家人多年来对我的细心关怀和爱护。一直以来，他们的爱是我前进的最大动力，他们的支持和鼓励是我人生中最大的精神支柱。感谢罗恒对我的支持、理解和帮助。

最后，感谢所有关心、爱护我的人们！谢谢你们！送上我诚挚的祝福和美好的祝愿，愿你们一生幸福安康！