

中南大学

硕士学位论文

炭素沥青糊料螺旋输送机设计理论研究与应用

姓名：龚玉友

申请学位级别：硕士

专业：机械设计及理论

指导教师：刘义伦

20090608

摘要

阴极碳块是铝电解槽的主要组成部分，其质量的好坏是决定铝电解槽使用寿命长短的关键因素。

碳块与钢棒之间以炭素沥青糊料为介质，糊料分布不均将导致碳块与钢棒间产生局部接触不良，那么阴极碳块在接电工作时就会产生局部高温，从而损坏碳块。因此碳块与钢棒之间糊料的铺布质量就决定了阴极碳块的质量，而糊料的铺布质量取决于执行糊料铺布与计量工作的螺旋输送机的工作性能和糊料的物理特性。因此，对炭素沥青糊料物理特性的研究以及糊料在螺旋输送机内输送问题的研究具有重要意义。

对于螺旋输送机的研究，当前一般是以研究其对干颗粒物料的输送效果为主，而对于炭素沥青糊料等粘性颗粒在螺旋输送机中的输送效果的相关研究与应用比较少见，因而制约了螺旋输送机在这方面的的发展。本文的研究主要是为阴极碳块自动组装生产线中的糊料计量输送工作提供理论依据。通过对螺旋输送机各结构与工作参数的分析，提出了用于分析螺旋输送机螺旋轴形变与物料充填率关系的“动态双重心法”，改进了螺旋输送机的某些结构参数。文中对于螺旋输送机与炭素沥青糊料的分析方法同样适用于相似类型的机械和粘性颗粒的研究。本文的主要研究工作如下：

(1) 炭素沥青糊料本身的物理特性是糊料输送的前提和基础，而糊料的物理特性与糊料粘结剂的特性有直接的关系。通过糊料的温降实验，确定糊料合适的输送温度，进而确定糊料的物理特性；

(2) 从细观的角度出发，对炭素沥青糊料颗粒间的作用力进行分析，研究粘性颗粒间的主要作用力及其对糊料颗粒宏观状态的影响；

(3) 采用新的方法，通过分析颗粒糊料在螺旋输送机内的堆积状态变化，研究糊料在螺旋输送机内的运动状态与螺旋输送机结构的关系；

(4) 建立悬臂螺旋输送机螺旋体的有限元模型，运用有限元分析软件分析螺旋输送机关键设计参数对螺旋输送机工作性能的影响，依据分析数据对螺旋输送机的设计参数进行改进；结合糊料摩擦力实验与现场实测数据，对螺旋输送机的轴功率计算方法进行修正。

关键词：螺旋输送机，炭素沥青糊料，粘性力，动态双重心法，有限元。

ABSTRACT

The carbon cathode block is one of main component of the aluminum reduction cell. It is the bottom and the cathode of the cell. The quality of carbon cathode block is one of decisive factors of the life of aluminum reduction cell.

Carbon asphalt paste is the medium between carbon block and steel bars. If the paste was uneven, a local high-temperature would arise from bad contacts between the carbon block and steel bars. This kind of local high-temperature will make the cathode carbon block to be destroyed at work. The quality of cathode carbon block lies on the spreading quality of paste between carbon block and steel bars. The spreading quality of paste depends on the performance of screw conveyor and the physical properties of paste. Therefore, it is very important that the study to the physical properties of cathode asphalt paste and the transportation issues of paste in the screw conveyor.

At present, the research and development for the transportation of screw conveyors generally base on the dry powder or granular material. The few studies for the spiral transportation of cathode asphalt viscous particles restricted the development and application of screw conveyor in this field. The study objective in this article is to provide a theoretical basis for the transportation of screw conveyor of paste in the Production Line for Cathode Block Assembled Automatically. By analyzing the parameters of structure and work of screw conveyor, established Dynamic Double Barycenter Method which for the analysis of relation between the deformation of spiral axis and filling rate of screw conveyor, optimized some structures of screw conveyor so that it can carry and measure paste better. The research methods for the screw conveyor and carbon asphalt paste in this article also are fit for the research to the similar machines and viscous particles. The main work of this paper as follow:

(1) The physical and mechanical properties of carbon asphalt paste are premise base of the transportation of viscous paste. And the physical and mechanical characteristic of carbon paste is relevant to the characteristic of binder directly. The appropriate transportation temperature can be confirmed by the temperature-dropping experimentation, and then the characteristic of binder can be confirmed.

(2) Researched the forces between the paste particles, analyzed the main

forces and their influence to the macroscopic form of paste particles from the view of microcosmic.

(3) Studied the accumulation of paste particles in the screw conveyor and the mutual influence with the structure of the conveyor by new analysis method.

(4) The paper established the finite element model of cantilever screw conveyor, analyzed the influence of structure and operation parameters of spiral object on the job performance of screw conveyor by Finite Element Analysis (FEA), optimized the design of the screw according to these analytical data, amended the power calculating formula by the friction experimentation of cathode asphalt paste and real power data of screw conveyor.

Key words: screw conveyor, carbon asphalt paste, viscous force, dynamic double barycenter method, finite element method (FEM).

原创性声明

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。尽我所知，除了论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，也不包含为获得中南大学或其他单位的学位或证书而使用过的材料。与我共同工作的同志对本研究所作的贡献均已在论文中作了明确的说明。

作者签名: 龚玉友 日期: 2009年6月8日

学位论文版权使用授权书

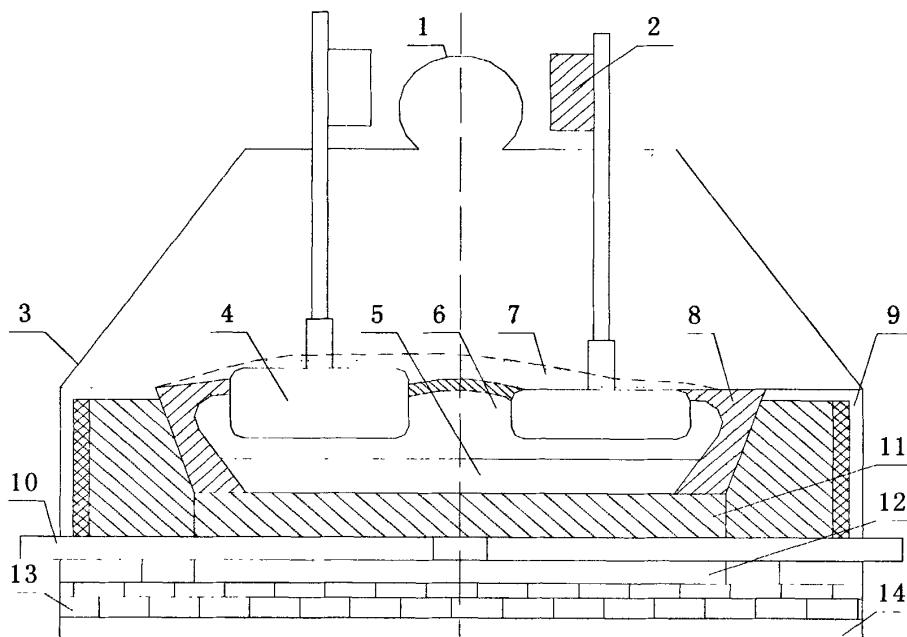
本人了解中南大学有关保留、使用学位论文的规定，即：学校有权保留学位论文并根据国家或湖南省有关部门规定送交学位论文，允许学位论文被查阅和借阅；学校可以公布学位论文的全部或部分内容，可以采用复印、缩印或其它手段保存学位论文。同时授权中国科学技术信息研究所将本学位论文收录到《中国学位论文全文数据库》，并通过网络向社会公众提供信息服务。

作者签名: 龚玉友 导师签名 邓习华 日期: 2009年6月8日

第1章 绪 论

1.1 研究背景

铝电解槽是电解铝生产的主要设备，近年来，电解铝生产技术不断地发展和完善，但作为生产主体设备的预焙槽结构基本未变，如图 1-1，铝电解槽的阴极装置通常采用长方形钢体槽壳，槽壳内砌筑保温层和碳块。槽底部砌筑保温砖和耐火砖，耐火砖上用一种炭素沥青糊料扎固一层碳垫，其上并排布置多个阴极碳块组构成铝电解槽阴极，碳块组之间的缝隙采用炭素沥青糊料扎固连接。铝电解槽阴极装置同铝液直接接触，参与电化学反应，因此，铝电解槽阴极装置的质量是决定电解槽寿命的关键。



1.排烟管 2.阳极母线梁 3.集气罩 4.炭阳极 5.铝液 6.电解质 7.氧化铝粉
8.电解质结壳 9.槽壳 10.阴极棒 11.阴极炭块 12.炭垫 13.耐火、保温砖 14.氧化铝粉

图 1-1 预焙阳极槽

在电解铝生产中，铝电解槽是铝电解生产的主体设备，而其寿命是铝电解槽重要技术参数之一，铝电解槽寿命的长短不仅关系到铝的质量和产量，而且关系到企业的生产成本和经济效益。铝电解槽一旦出现破损必须停槽修理，所带来的直接经济损失就达几十万元，而早期破损所带来的经济损失则更大。我国铝电解槽的平均寿命约 1300~1500 天左右，只有国外同类铝电解槽平均寿命的一半^[1]。如何延长铝电解槽寿命也是目前铝电解行业一直关注的课题。

铝电解槽的阴极碳块是电解槽结构的主要部分，在铝电解的生产过程中即是电解槽的内衬材料，同时又承担着阴极导体作用，所以要求其在高温下不仅能抵抗槽内铝液和

冰晶石熔体的侵蚀，还要具有良好的导电性。因此，阴极碳块质量的稳定与提高对降低电解铝电能的消耗和延长铝电解槽使用寿命两个方面都具有重要意义。

铝电解槽使用的阴极碳块一般是由石墨化碳块和钢棒组装而成，钢棒与碳块间孔隙率低的炭素沥青糊料。阴极碳块组装质量对铝电解槽的使用寿命和吨铝电耗影响很大。在电解生产中，炉底压降是电解生产中的一项主要指标，但炉底压降的高低不仅与电解槽的焙烧、启动和后期管理有关，而且与 Fe-C 接触电阻关系更加密切，Fe-C 接触电阻高，炉底压降也相对高，随着电解槽使用时间的增加，炉底压降升高的幅度也相对较快，这不仅增加电耗，而且对电解槽的寿命也有一定的影响。因此，降低 Fe-C 接触电阻就显得尤为重要。

阴极碳块的组装质量是决定 Fe-C 接触电阻高低的关键之一。阴极碳块在组装后要达到低的 Fe-C 接触电阻，取决于钢棒与石墨碳块间孔隙率低的孔隙质量，孔隙要求密实均匀。阴极碳块组装在孔隙时是分层孔隙，所以要求每次孔隙前所铺布的糊料均匀平整，这样才能使每次孔隙后石墨碳块和钢棒间的糊料密实度尽可能达到一致。因而均匀的布料质量和布料后平整的刮平质量是取得好的孔隙质量的关键。

近年来，我国对于提高铝电解槽寿命的研究发展迅速，主要集中在电解槽的材料、工艺和结构方面，如新型阴极材料的研究和开发^[2,3]、电解槽结构优化^[4,5]、焙烧启动工艺的改进等等^[6,7]。在这些研究中，仅有部分是针对阴极碳块组装工艺的^[8,9]，而且不够深入，与发达国家相比仍存在较大差距。为了提高阴极碳块组装工艺的质量，提高铝电解槽的寿命和经济效益，运用新的理论和技术对铝电解槽阴极碳块组装工艺和相关设备进行研究是必不可少的。

1.2 课题来源

当前，阴极碳块的组装一般由人工作业完成，阴极碳块的组装质量依赖组装人员的技术水平、熟练程度以及工作状态，不同人员和不同批次生产的碳块质量可能不均一，合格率较低。另外，人工组装劳动效率也较低，作业劳动强度大，工作环境差。以国内某大型铝业公司为例，目前的阴极碳块组装生产能力仅能满足一、二期电解铝产量 20 万吨/年的电解槽大修所需的阴极组装要求。该公司计划实现 34 万吨/年的生产能力，目前电解槽寿命按 1200 天计算，每年电解槽大修台次将达到 239 次，按目前阴极碳块的组装效率，在筑炉工艺不变的前提下，需要增加大量的组装作业人员。为充分发挥现有部分筑炉工艺设备性能，进一步提高筑炉领域技术水平，2003 年，该铝业公司委托中南大学在原有设备和基础设施的条件下，通过技术改造和技术创新，设计一套阴极碳块自动组装生产线，以提高阴极组装生产效率、优化和稳定组装工艺条件。课题“阴极碳块自动组装生产设备研制的初步方案设计”在 2004 年初正式立项并成立课题研究组，于 2005 年初结题，2006 年通过了专家组的审议。2006 年底开始进行阴极碳块自动组装生

产线具体设备的设计，已于2007年6月完成全部设计任务。

本文以这一项目为依托，对该生产线中的布料刮平系统中炭素沥青糊料的计量输送部分进行了研究，分析了炭素沥青糊料颗粒间的作用机理，为螺旋输送机的设计方法进行了新的探讨。

1.2.1 铝电解槽阴极碳块组装工艺介绍

阴极碳块组装工艺分为磷生铁浇注工艺和碳糊扎固工艺两种。最早的阴极组装主要是采用磷生铁浇注工艺，由于存在工序繁琐、成本高、浇注部位易产生裂纹缩短电解槽寿命等弊端，已逐渐被多数铝电解企业所淘汰。碳糊扎固工艺是目前制作碳块组普遍采用的方法。

1. 阴极碳块和阴极钢棒

现代铝电解槽常用的阴极碳块，按工业界的分类方法大体可分为无烟煤基碳块、石墨质碳块和石墨化碳块三类。无烟煤基碳块根据其石墨化程度又可分为无定形和半石墨质碳块两大类，其中无定形类的骨料为气煅无烟煤或电煅无烟煤，可添加少量人造石墨，这类碳块在国际市场上已属淘汰产品；半石墨质碳块含有电煅无烟煤70%-50%和人造石墨30%-50%。石墨质碳块的骨料为100%人造石墨，石墨化指数0.7~0.85。研究表明^[10]，碳块的石墨化程度越高，其抗钠侵蚀能力越强，膨胀率和变质程度越低，比电阻越小，不仅可提高使用寿命还可降低阴极电压降。但是完全石墨化的碳块质地较软，耐机械磨损能力差，而且生产成本很高。综合考虑各方面因素，我国的电解铝厂多采用半石墨质碳块。

阴极碳块组装的钢棒一般采用普通炭素钢Q215(A2钢)或Q235(A3钢)，组装前需经过矫直以及除锈、喷丸等表面净化处理。

2. 阴极碳块组组装工艺

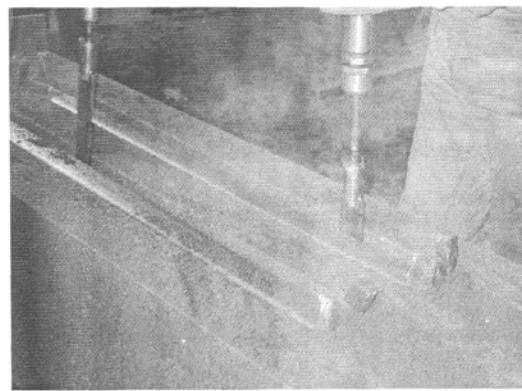


图 1-2 阴极碳块组装图(人工)

阴极碳块组装是由人工手持风镐将阴极碳块和钢棒用炭素糊料粘结成为一体。由于

各个铝生产企业采用的阴极碳块与钢棒的尺寸不尽相同，因此其压实工艺也不完全相同，但基本上是大同小异。采用风镐人工扎固的工艺流程如下：

①底缝压实。布料厚度30~35mm，压实遍数不少于三遍，糊料扎固后的最终厚度为18~20mm；

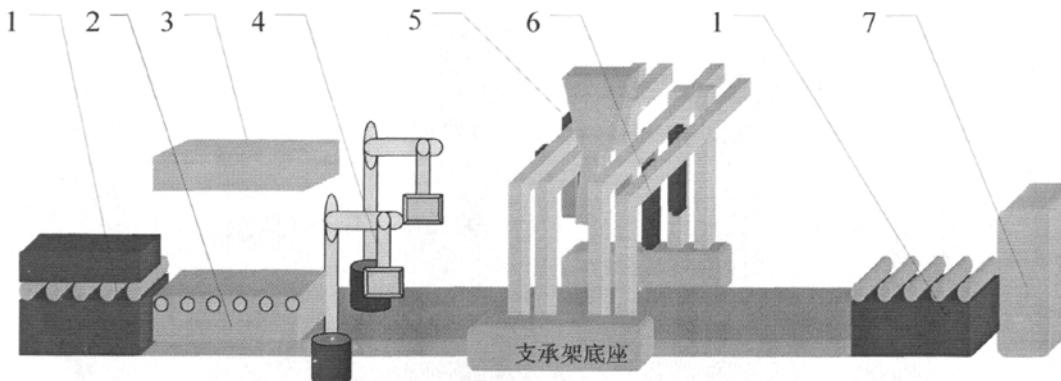
②钢棒安放。将钢棒安放在底层糊料上，阴极钢棒的中心线必须与碳块燕尾槽中心线相吻合，偏差不大于5mm，确定位置并固定；

③中缝和侧缝压实。中缝和侧缝采用分层布料压实，碳块中部250mm的中缝用方锤进行压实，钢棒与槽间的缝隙用立锤进行压实。钢棒在组装后总长度偏差不大于15mm，弯曲度不大于3mm。

表 1-1 布料厚度与最终压实厚度(单位: mm)

层次	一	二	三	四	五	六	七
铺糊厚度	30~32	40	48	48	48	48	56
压实厚度	18~20	25	30	30	30	30	36

1.2.2 阴极碳块自动组装生产线简介



1. 进、出料辊道系统 2. 组装工作平台系统 3. 钢棒安装和夹紧系统
4. 碳块定位与测量系统 5. 布料刮平系统 6. 扎固系统 7. 翻转与测量系统

图 1-2 阴极碳块自动组装生产线示意图

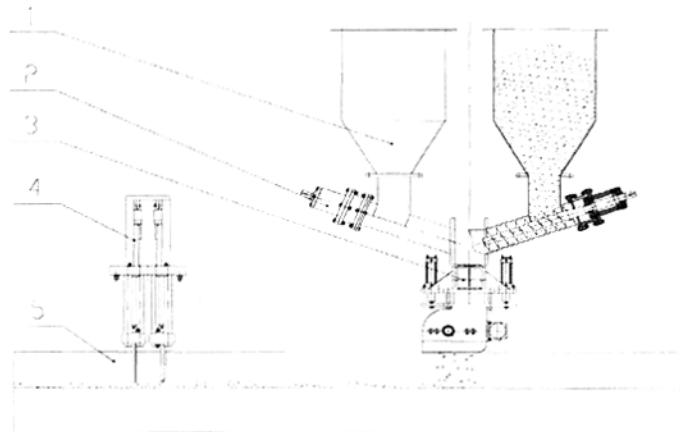
阴极碳块自动组装生产线的设计示意图如图 1-2 所示。阴极碳块的组装步骤如下：

- (1) 碳块由进料辊道送上可升降的组装工作平台；
- (2) 对碳块进行定位测量和调整，使碳块上的钢棒槽实际中心线与作业理论中心线重合；
- (3) 布料刮平系统工作，铺布底层糊料并刮平；
- (4) 扎固系统工作，进行底层糊料的扎固；

- (5) 钢棒安放并夹紧;
- (6) 边缝及中缝布料并刮平;
- (7) 边缝及中缝扎固;
- (8) 重复(6)、(7)步至边缝和中缝扎固完毕;
- (9) 组装好的阴极碳块经出料辊道送至翻转与测量系统进行品质测量。

1.2.3 布料刮平系统简介

在整个阴极碳块的组装过程中，布料刮平系统负责对碳块的钢棒槽进行炭素沥青糊料的铺布，并在铺布后进行刮平，以利于后续的扎固工步。布料刮平系统如图 1-2 所示，分为四个部分：加热保温搅拌料斗、悬臂螺旋输送机、辅助布料机、刮平机。悬臂螺旋输送机构三维结构图如图 1-4 示。



1. 保温料斗 2. 悬臂螺旋输送机构 3. 辅助布料机 4. 刮平机 5. 阴极碳块

图 1-3 布料刮平系统示意图

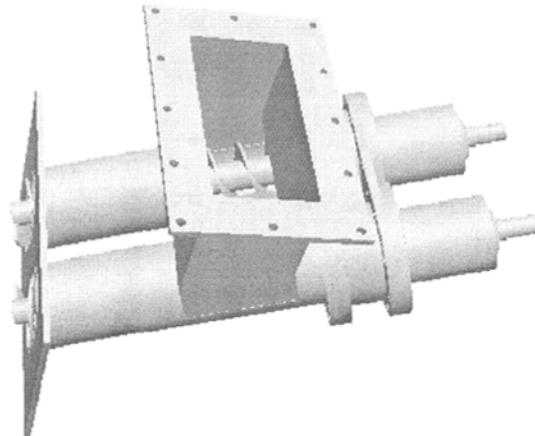


图 1-4 悬臂螺旋输送机构

为防止布料过程中混合料冷却和产生离析，对料斗外壁及悬臂螺旋输送机进行保温并采用油加热方式进行自动温控加热，料斗内部采用搅拌装置对斗内的炭素沥青糊料进行不间断搅拌，这两个措施保证布料过程中物料温度保持在适当范围之内，并使物料性状保持均匀分散状态。

在整个螺旋布料过程中，有三种布料方式：底层布料、边缝布料、中缝布料。这三种布料方式由螺旋输送机下的辅助布料机实现。同时，由于是分层分次布料，每次布料量不完全相同，所以螺旋输送机在整个布料过程中有调速要求。

物料布入碳槽缝后，刮平机将缝内的物料刮平，以利于后续的扎固作业。

1.2.4 炭素沥青糊料的螺旋输送

由于螺旋输送机工作时所输送物料对旋转的螺旋叶片产生轴向和周向的力，物料在螺旋机内翻滚着向前运动。散体物料在螺旋输送机内的输送状态具有连续性，且输送过程中将得到适当的搅拌，同时保证了散体物料的均匀。所以，螺旋输送机是散体颗粒状物料的最佳计量输送设备之一。

在阴极碳块自动组装生产线的布料刮平系统中，螺旋输送机是计量和输送物料的设备。因为所输送的物料中含有沥青，使得物料具有一定粘性，一般的螺旋输送机在输送粘性较大的物料时容易产生粘结和堵塞，或者对物料产生过大的挤压而改变所输送物料的物理或化学性质，因此，一般的螺旋输送机并不适宜大量或长距离输送具有粘性的物质，在少量和短距离输送粘性物质时，其结构与输送一般颗粒物料的螺旋输送机也有所不同。本文针对炭素沥青糊料这一特定物料，研究螺旋输送机的各结构与工作参数在输送此类物料时对物料物理特性的影响，以及在输送过程中物料对螺旋输送机结构的影响，进而优化和改进螺旋输送机的相应结构与运行参数使其适合粘性颗粒物料的输送。

1.3 螺旋输送技术研究现状

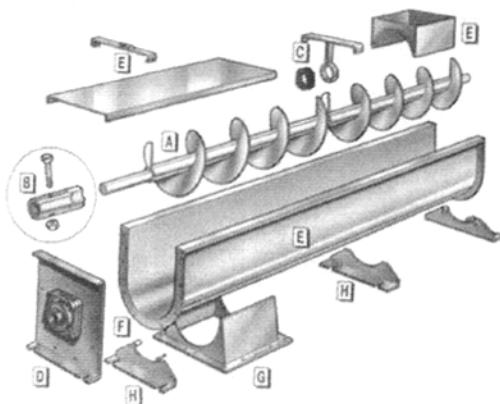
1.3.1 螺旋输送机结构及应用

螺旋输送机结构简单，操作维护方便，广泛应用于建材、冶金、化工、电力、煤碳、机械、轻工、粮食及食品行业，适宜输送粉状、颗粒状、小块状物料，如粉煤灰、粮食、化肥、灰渣、水泥等散货，它也是污泥、栅渣等物料输送的专用设备。同时它还可以作为喂料或卸料专用设备。

传统的螺旋输送机的主体结构如图 1-5 所示。螺旋输送机的主体零件是机体和螺旋体，其中，机体有 U 形(图 1-5)和圆筒形(图 1-6)两种，大小与螺旋体的外径相配合，刚性螺旋输送机螺旋体与机体内壁存在一定间隙，正常工作时螺旋体与机体不接触。

螺旋体由螺旋叶片和螺旋轴构成。为减轻重量，螺旋轴多为空心圆管，螺旋叶片根

据不同的应用场合有实体型、带式、叶片式、齿式等多种形式，如图 1-7 所示。



A 螺旋体 B 联轴器 C 吊轴承 D 轴承座 E 机体 F 端盖 G 出料口 H 机脚

图 1-5 螺旋输送机结构图

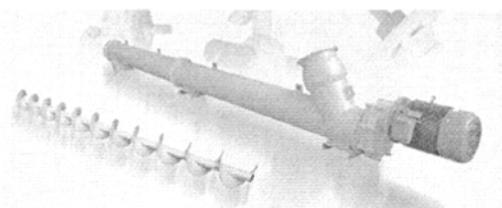


图 1-6 圆筒形螺旋输送机

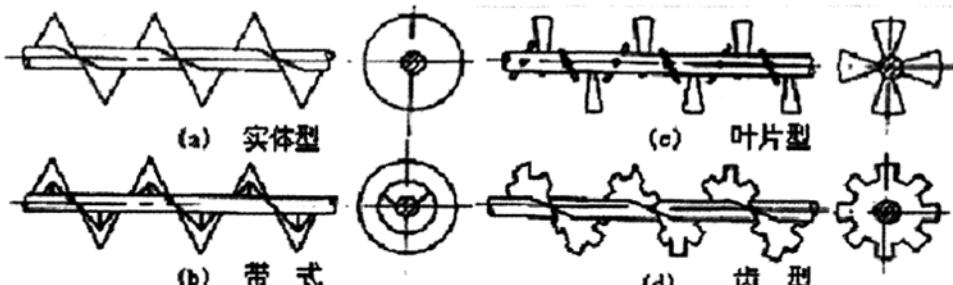


图 1-7 螺旋叶片的形式

1.3.2 国内外螺旋输送机技术的发展现状

国外螺旋输送机技术的发展很快，其主要表现在两个方面：一方面是螺旋输送机的功能多元化、应用范围扩大化，如高倾角带输送机、管状螺旋输送机、无轴螺旋输送机、可移动式螺旋输送机、双螺旋输送机、空间转弯螺旋输送机等各种机型(图 1-8)。且应用范围也仅仅只存在于物料输送方面，在搅拌、计量、测试等方面对螺旋输送的理论与实际都有大量的应用^[11-17]；另一方面是螺旋输送机本身的技术与装备有了巨大的发展，

尤其是长距离、大运量、高带速等大型螺旋输送机已成为发展的主要方向，其核心技术是开发应用了螺旋输送机动态分析与监控技术，提高了螺旋输送机的运行性能和可靠性。

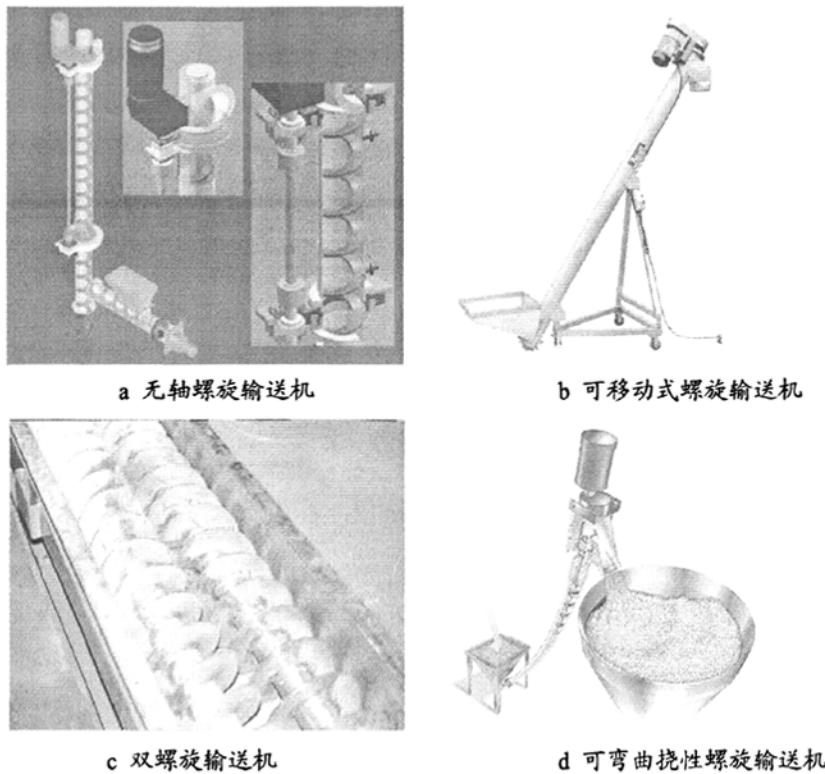


图 1-8 部分新型螺旋输送机

我国生产制造的螺旋输送机的品种、类型较多。在“八五”期间，通过国家一条龙“日产万吨综采设备”项目的实施，螺旋输送机的技术水平有了很大提高。大功率、长距离螺旋输送机的关键技术研究和新产品开发都取得了很大的进步，如变速、变径、变节距螺旋输送机，大倾角长距离螺旋输送机成套设备，高产高效工作面顺槽可伸缩螺旋输送机等均填补了国内空白^[18,19]，并对螺旋输送机的关键技术及其主要零部件进行了理论研究和产品开发，研制成功了多种软起动和制动装置以及以 PLC 为核心的可编程电控装置，驱动系统采用调速型液力偶合器和行星齿轮减速器。

其他螺旋运输机械如路用沥青混合料转运车，路面摊铺机等工程机械，其主要工作原理也是螺旋输送理论的应用，对这些设备也有相关的研究^[20-22]。

1.3.3 螺旋输送理论研究现状

对于螺旋输送的理论研究，目前主要两个方面有较大的发展：一方面是在设计螺旋输送机时采用现代先进设计方法和计算机技术，根据实际使用情况对螺旋输送机的结构

进行优化，开发优化设计软件和对现有设计中使用的经验公式的修正研究^[23-26]；另一方面是对被输送物料的特性开展研究。物料的物理特性对螺旋输送机的输送效率影响很大，因此不仅要对螺旋输送机的结构进行研究，也要对螺旋输送机输送的散料特性进行研究。各国的科学家们对散料的研究经历了一个漫长的过程，为我们的研究打下了坚实的基础。Jenike 对流动特性的测试、流动理论、源于连续流理论和离散因素的粒子系统模型、粉末振荡、在初始填充下的配料搅拌和壁面加载、流动和脉动等条件进行了研究，中国农业大学的黄文彬教授对存在填隙流体颗粒间力学作用的研究^[27-29]。这些研究都为今后的工程技术人员对散体物料输送技术的深入研究奠定了基础。

对螺旋输送机理的研究，主要有三种理论研究方法，即流体力学法、物料群法和单质点法。

1. 流体力学法

对于高充填率的物料输送，瑞典学者 Nilsson 和芬兰学者 Rademacher 提出运用力学的理论分析方法，他们把散粒物料抽象为理想流体，分析作为理想流体的整体流动在输送过程中的规律性，得出物料自由表面与压力分布的解析解。在输送过程中，散体物料与理想流体之间存在着本质区别。理想流体也叫无粘流体，但它的粘度不为零，当流体粘性较小，运动的相对速度也不大时，所产生的粘性应力比起其他力（如惯性力）来说可忽略不计。粘性是流体内部发生相对运动而引起的内部相互作用。若假设散体物料为理想流体，那么流体的粘性应力就是由螺旋旋转形成离心力和摩擦力的作用，在散体物料内部形成挤压力和摩擦力。由于理想流体假设，这个粘性力是可以忽略不计的，当用此理论分析向上输送的情况时，散体物料就失去了向上输送的动力。因而导致该理论与实送过程产生很大的误差。这就是使得流体力学法没有得到广泛应用。

2. 物料群法

物料群法是以质量守恒定理为依据，与真实情况很接近。但它假定旋转前后物料体积不变，与实际有出入。因物料进入螺旋输送机入口前密度以堆积密度计算，而在出口则因螺旋高速旋转而使物料密度发生变，根据质量守恒定理，体积也一定发生变化。因此，物料群法也是一种估算方法。

3. 单质点法

单质点法中，一般是将螺旋叶片简化为按螺旋线展开的斜面，将物料简化为斜面上的单一质点，再研究质点的运动和受力。由于流体力学法和物料群法存在前述局限性，所以单质点法应用更为普遍。

根据经典输送理论，物料在螺旋输送机内运动，就其整体而言，类似于被夹持着的螺母在旋转的螺杆上作平移运动，即将一个节距内的散体物料假设为单一实体，分析物料在螺旋叶片上的受力时，可将物料所受到的力集中在此假设实体的重心。根据单质点法，实体化的颗粒集合在叶片上受力和速度图可由图 1-9 所示，质点 M 受到的合推力为 P，相应的速度为 v。由于颗粒与叶片的磨擦关系，P 与螺旋面法向方向偏离了 μ 角， μ

角的大小由物料对螺旋面的摩擦角 μ_1 决定, P 可分解为轴向分力 P_x 和周向分力 P_y , v 可分解为轴向速度 v_{sa} 和周向速度 v_{sr} 。图中, L_{ms} 为质点 M 到轴中心线的距离, α 为螺旋升角

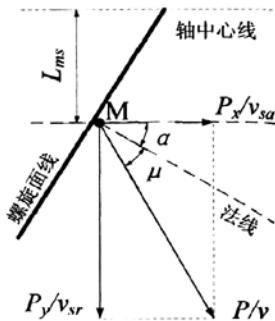
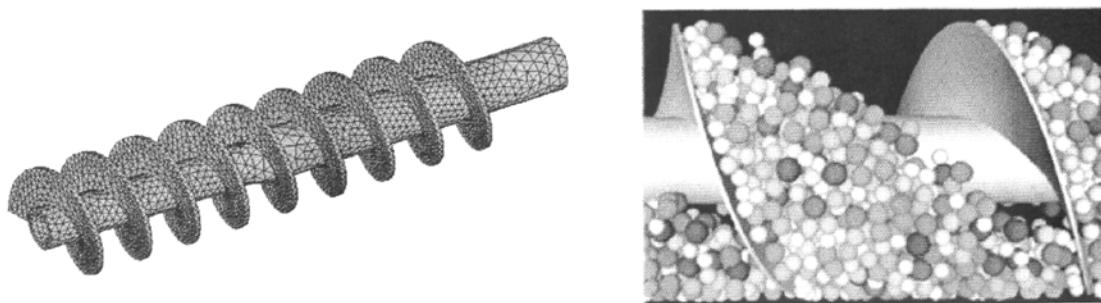


图 1-9 螺旋输送过程中质点受力及速度分解图

由于螺旋输送机螺旋体的结构和物料在机内的运动比较复杂, 在以往研究中, 一般将模型进行简化, 如在形变分析与振动分析中, 常将螺旋轴简化为梁, 将螺旋叶片简化为圆盘, 甚至直接将整个螺旋体作为梁来对待^[30,31], 由于这些简化的模型与螺旋体的真实结构有较大的区别, 因而常常造成分析结果与实际应用有较大的偏差。随着计算机技术的发展, 如有限元和离散元分析软件的广泛应用, 对复杂形状物体物理模型的建立与力学分析已经比较成熟, 对散粒体复杂运动的模拟分析在某些专业领域也有应用^[26]。因此, 在螺旋输送机的理论研究中, 当前也广泛地应用了这些技术成果, 如对螺旋体进行物理建模、对螺旋输送机内物料的运动状态进行模拟等(如图 1-10), 最大限度地反应螺旋输送的真实情况, 对螺旋输送理论的研究与发展起到了很好的促进作用。



a 螺旋体有限元模型

b 螺旋输送离散元模型

图 1-10 螺旋输送模型

1.4 研究内容和研究意义

1.4.1 研究内容

本文根据所研究的课题，从以下几个方面对炭素沥青糊料螺旋输送机进行了研究：

1. 由于所研究的螺旋输送机的输送对象是炭素沥青糊料，其宏观物理特性与温度关系密切，因此应首先根据课题的工艺条件通过实验确定糊料合适的输送温度；
2. 炭素沥青糊料的物理和力学特性较为复杂，涉及到混合料中的骨料、粘结剂的特性分析。糊料的输送温度确定后，通过对糊料颗粒的深入分析，从而进一步确定炭素沥青糊料的宏观物理特性；
3. 从分析螺旋输送机理入手，通过研究螺旋输送机的关键设计参数与其工作性能的关系，对螺旋输送机的计方法和设计理论设进行探讨；
4. 结合传统与现代的分析方法以及实验数据，对螺旋输送机的结构和运行参数进行分析，优化和修正螺旋输送机的设计参数，以此确定螺旋输送机在输送炭素沥青糊料的最优结构参数，并为此类螺旋输送机寻求有效的设计方法并建立相关的设计理论。

本文的研究思路结构如图 1-11 所示：

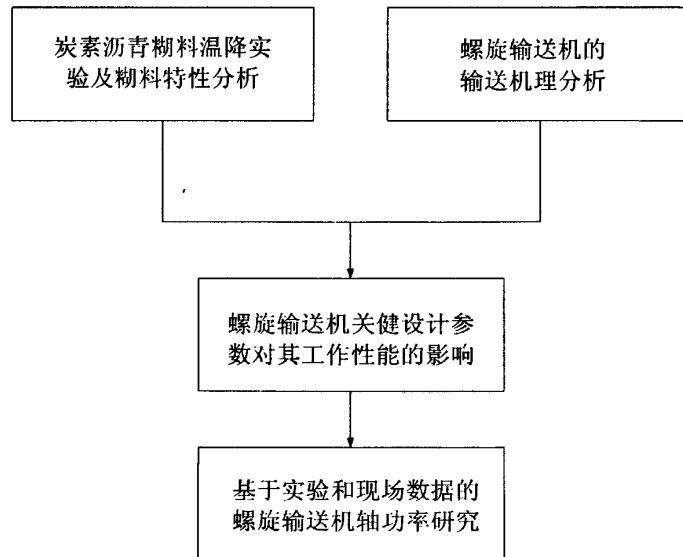


图 1-11 论文结构图

1.4.2 研究意义

对螺旋输送机的研究基本集中在新产品的开发、新控制技术以及先进设计工具应用等方面。但是，螺旋输送机的设计方法和设计理论一般还是应用多年前的成果或经验公式，随着螺旋输送机应用领域的拓展，传统的设计理论和经验公式已经显得不足，如无轴螺旋输送机、双螺旋输送机、螺旋体为叶片形和齿形的螺旋输送机等，国内标准的设

计手册就难以查到相关的设计规范，而现有的文献中对这些新机型的研究也较为少见。然而，大部分新机型与传统机型有较大区别，若设计时还是基于传统理论或经验方法，将不可避免地造成设计机型与实际使用情况的不匹配，进而造成资源的浪费。因此，为进一步扩展螺旋输送机的应用范围，节约生产资源，对螺旋输送机的设计方法和设计理论研究也应随其应用领域的扩展同时深入。

炭素沥青糊料是一种粘性颗粒料，在现有的螺旋输送研究中，针对被输送物料为粘性颗粒的研究主要集中在路用沥青混合料转运车，路面摊铺机等工程机械，与运输和计量领域内的螺旋输送机在结构类型上有很大差距，其研究成果基本不适宜应用于以输送和计量为主要功能的螺旋输送机的设计中。随着新型工艺和新型材料的发展，以及螺旋输送机应用领域的日益扩展，粘性颗粒和粉体材料的连续输送与精确计量必将成为输送领域的研究重点之一。

第2章 炭素沥青糊料温降实验及糊料特性分析

2.1 炭素沥青糊料温降实验

2.1.1 实验的意义

本文所研究的螺旋输送机所输送的物料是炭素沥青糊料，炭素沥青糊料与一般的散体物料不同，在对螺旋输送机的设计理论进行分析之前，首先应了解所输送物料的物理特性。决定炭素沥青糊料特性最关键的因素是温度，本文通过糊料的温降实验来确定糊料的输送温度，实验的意义如下：

(1) 确定满足本课题设计工艺要求的糊料输送温度

如图 2-1 所示，在整个阴极碳块自动组装生产线上，从糊料出布料设备到扎固工作完成这段时间内(布扎时间 t_z)，糊料将暴露在室温环境中(20℃左右)，由于糊料出布料设备时的温度(110℃以上)远高于环境温度，因此糊料温度将下降。研究可知^[31]，扎固的最佳温度在 110~120℃之间。要保证扎固的质量，就要保证糊料的温度从出布料设备到扎固完成的这段时间内(t_{a1} — t_{b2})保持在 110~120℃之间，而 t_{a1} — t_{b2} 这段时间是由生产线的工艺决定的，不能改变。阴极碳块自动组装生产线工艺中设计最长布扎时间 t_z 为 80 秒，这要求糊料在布料设备布出之前应具有足够高的温度，这样才能使糊料在室温环境下 80 秒内不会降至 110℃以下，因此要对糊料实际温降速度进行检测。

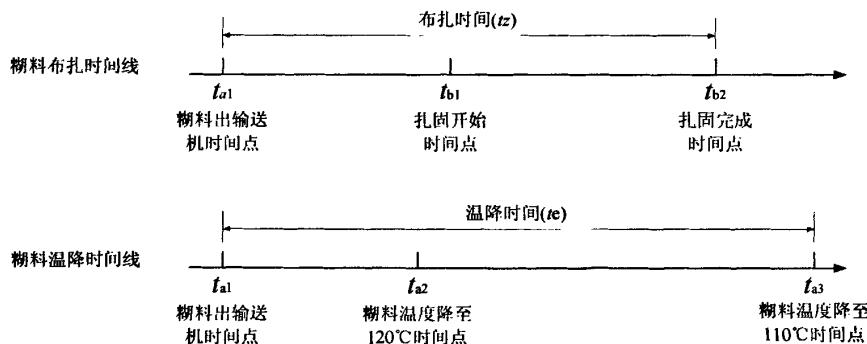


图 2-1 布扎时间与糊料温降时间对比

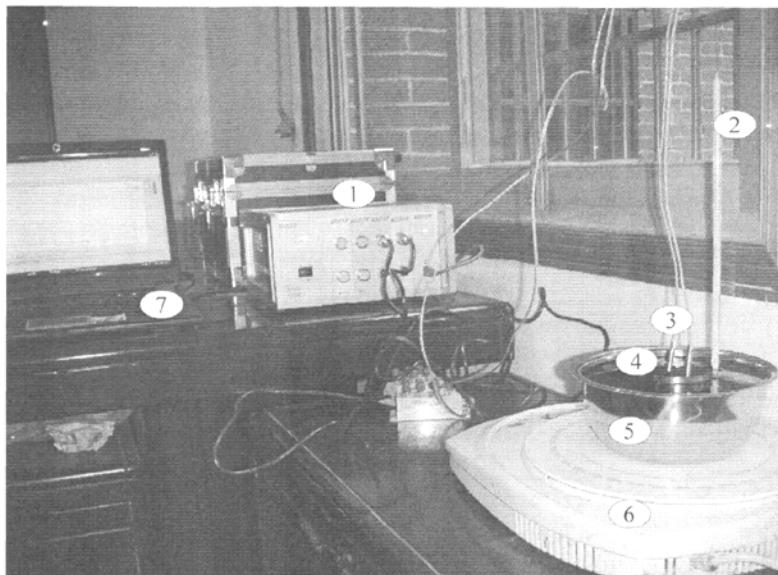
(2) 考察糊料的物理特性

炭素沥青糊料在常温下为分散的颗粒，温度升高到一定程度后将成为粘性的糊料，所以本课题中螺旋输送机的输送对象实际上是具有一定粘度的糊料颗粒。由于炭素沥青糊料中沥青粘结剂的粘度对温度敏感性很强，因此颗粒的宏观物理特性与温度有密切的联系，为保证糊料能在螺旋输送机中的正常输送，也应由实验确定其在本文课题工艺条

件下的合适输送温度。

2.1.2 实验方案与实验设备

实验采用两支 MC-WRNT 型热电偶进行温度测量，共进三组温降实验。在进行实际糊料温降实验前先标定热电偶，确定热电偶温变参数与温度的关联函数。数据采集用 WS_3811 数据采集仪，每 10 秒采集一组热电偶的温变数。实验如图 2-2 所示。



1. WS_3811 数据采集仪 2. 水银温度计 3. MC-WRNT 热电偶
4. 物料锅 5. 加热锅 6. 电磁炉 7. 计算机

图 2-2 实验装置图

实验设备如下表：

表 2-1 糊料温降实验设备

序号	设备名	型号	数量	备注
1	数据采集仪	WS_3811	1 台	
2	热电偶	MC-WRNT	2 支	
3	水银温度计		1 支	标定用
4	电磁炉		1 台	
5	加热锅		1 个	
6	物料锅		1 个	
7	加热油		2 升	

考虑到最薄布料厚度为 30mm 左右，而糊料的传热系数不高，其表层和内部温度下降速度相差不会太大但会有一定差距，因此实验时采集了离糊料表层距离不同的两点的

温度变化，两个采集点分别位于糊料表层以下 10mm 和 20mm 处。如图 2-3 所示。由于数据采集时使用的是 WS_3811 数据采集仪的 1#和 3#通道，为与通道编号对应，热电偶编号也为 1#和 3#。

由于炭素沥青糊料的扎固温度和输送温度均在 110℃以上，且糊料不是热的良导体，若直接对物料锅底部加热(如图 2-4a)，热量将只从物料锅的底部传给糊料，锅内糊料温度分布梯度在垂直方向上将很大，可能会导致锅内糊料局部温度过高。为保证糊料在加热时温度能稳定上升并使糊料内部温度均匀分布，对糊料采用油浴加热的方式，如图 2-4b，采用油浴加热时热量能从锅的周围均匀传给糊料，同时，加热油也能保持物料的热量不会很快散失，这样就可以保证锅内物料温度分布的均匀性。

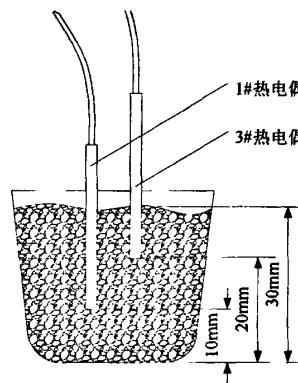


图 2-3 温度采集点位置图

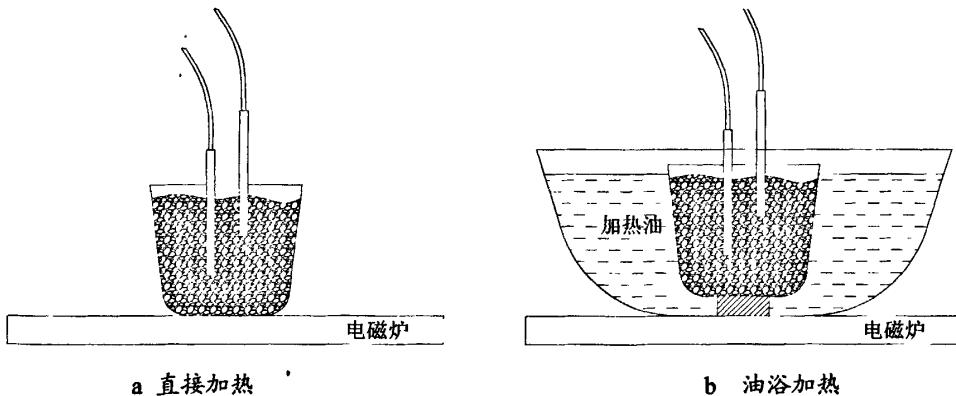


图 2-4 直接加热与油浴加热示意图

实验时设定电磁炉的最高加热温度为 140℃，油温达到 135℃时再持续加热 3 分钟后取出冷却，同时开始数据采集。实验步骤如下：

- (1) 标定热电偶，确定温变函数；
- (2) 糊料温降实验开始；
- (3) 物料锅中装好糊料，插好热电偶；

- (4) 将物料锅放入加热油中;
- (5) 开启数据采集仪, 监测温升曲线;
- (6) 加热至油温达到 135°C 以上, 再持续加热 3 分钟;
- (7) 取出物料锅置于室温环境自然冷却;
- (8) 采集温降数据, 每 10 秒采集一次;
- (9) 10 分钟后, 一次数据采集结束;
- (10) 重复(4)~(9)步直至取得三组实验据。

2.1.3 热电偶标定和温变函数的确定

为消除制造和现场环境因素的影响, 热电偶应先进行标定。标定温度计为水银温度计, 标定时将水银温度计和热电偶同时插入加热油中, 加热到一定温度后自然冷却, 记录下同时间点的水银温度计显示温度与热电偶温变参数, 再拟合出热电偶的温变函数。标定数据如表 2-2:

表 2-2 热电偶标定数据

采集序号	温度(°C)	1#热电偶温变数	3#热电偶温变数
1	118	3903	3748
2	114	3691	3535
3	110	3502	3357
4	102	3206	3075
5	100	3107	2987
6	96	2936	2824
7	92	2743	2644
8	88	2572	2480
9	84	2398	2319
10	82	2318	2241
11	78	2144	2067
12	74	1969	1908
13	70	1806	1752
14	66	1633	1590
15	62	1483	1447
16	58	1302	1278

根据表 2-2 中的数据进行二次拟合, 拟合曲线如图 2-5 所示。由图 2-5 可知, 热电偶温变函数为一次函数, 拟合函数为:

$$T_{cl} = 28.0 + 232.3W_1 \quad (2-1)$$

$$T_{c3} = 27.0 + 245.4W_3 \quad (2-2)$$

式中 T_{cl} 、 T_{c3} ——温度, °C;

W_1 、 W_3 ——热电偶温变数。

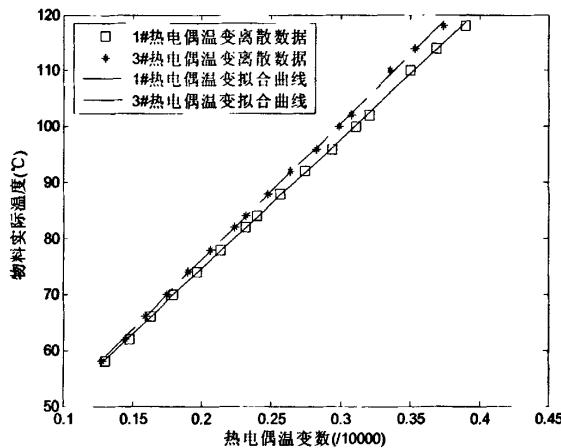


图 2-5 热电偶温变标定数据及拟合曲线图

2.1.4 糊料温降速度函数的确定

糊料加热至 130℃左右时，将物料锅连同热电偶从加热油中取出，置于室温下自然冷却，每 10 秒采集一次温变数。共做三次同条件温降实验，实验数据如下表 2-3：

表 2-3 糊料温降实验数据

序号	时间(s)	实验一		实验二		实验三	
		1#热电偶	3#热电偶	1#热电偶	3#热电偶	1#热电偶	3#热电偶
1	0	4180	3710	4385	4237	4462	4187
2	10	4097	3625	4398	4237	4434	4139
3	20	4014	3541	4405	4237	4404	4092
4	30	3936	3465	4406	4237	4372	4046
5	40	3863	3394	4402	4238	4340	4000
6	50	3794	3329	4393	4238	4306	3955
7	60	3729	3269	4378	4238	4273	3910
8	70	3667	3212	4360	4238	4239	3867
9	80	3608	3158	4338	4238	4204	3824
10	90	3552	3108	4312	4200	4169	3782
11	100	3491	3032	4285	4154	4134	3741
12	110	3456	2956	4255	4108	4099	3700
13	120	3437	2951	4224	4063	4064	3661
14	130	3405	2921	4191	4018	4029	3622
15	140	3367	2888	4157	3974	3994	3584

续表 2-3

序号	时间 (s)	实验一		实验二		实验三	
		1#热电偶	3#热电偶	1#热电偶	3#热电偶	1#热电偶	3#热电偶
16	150	3326	2853	4122	3930	3959	3546
17	160	3286	2817	4087	3887	3923	3509
18	170	3246	2782	4051	3845	3887	3473
19	180	3207	2750	4014	3803	3852	3437
20	190	3168	2718	3978	3762	3816	3402
21	200	3131	2686	3940	3721	3781	3368
22	210	3095	2655	3903	3681	3746	3334
23	220	3060	2627	3866	3642	3711	3301
24	230	3026	2599	3829	3603	3676	3268
25	240	2994	2571	3792	3565	3642	3236
26	250	2962	2544	3755	3528	3607	3204
27	260	2930	2517	3719	3491	3573	3173
28	270	2899	2491	3683	3455	3539	3142
29	280	2868	2464	3647	3420	3506	3112
30	290	2839	2438	3611	3385	3473	3082
31	300	2810	2413	3576	3350	3440	3053
32	310	2782	2389	3540	3315	3408	3024
33	320	2754	2365	3505	3282	3375	2995
34	330	2727	2341	3470	3248	3343	2967
35	340	2700	2318	3436	3215	3312	2939
36	350	2674	2295	3402	3183	3280	2911
37	360	2648	2273	3369	3152	3249	2884
38	370	2623	2252	3337	3120	3219	2857
39	380	2598	2232	3304	3090	3189	2831
40	390	2574	2211	3272	3059	3159	2805
41	400	2550	2192	3240	3029	3130	2779
42	410	2526	2172	3208	3000	3101	2753
43	420	2503	2153	3177	2971	3073	2728
44	430	2480	2134	3147	2942	3045	2704
45	440	2458	2115	3116	2914	3017	2679
46	450	2435	2096	3087	2886	2989	2655

续表 2-3

序号	时间(s)	实验一		实验二		实验三	
		1#热电偶	3#热电偶	1#热电偶	3#热电偶	1#热电偶	3#热电偶
47	460	2413	2078	3057	2859	2961	2632
48	470	2392	2061	3028	2832	2933	2608
49	480	2370	2043	2999	2805	2905	2585
50	490	2349	2026	2971	2779	2878	2562
51	500	2329	2009	2943	2753	2851	2539
52	510	2308	1992	2915	2727	2825	2517
53	520	2288	1975	2888	2702	2798	2495
54	530	2269	1959	2861	2677	2772	2474
55	540	2249	1943	2834	2653	2746	2452
56	550	2230	1927	2808	2629	2720	2431
57	560	2211	1912	2781	2605	2695	2409
58	570	2192	1897	2756	2581	2669	2388
59	580	2174	1882	2730	2558	2644	2368
60	590	2156	1867	2705	2534	2620	2347
61	600	2138	1852	2681	2512	2595	2327

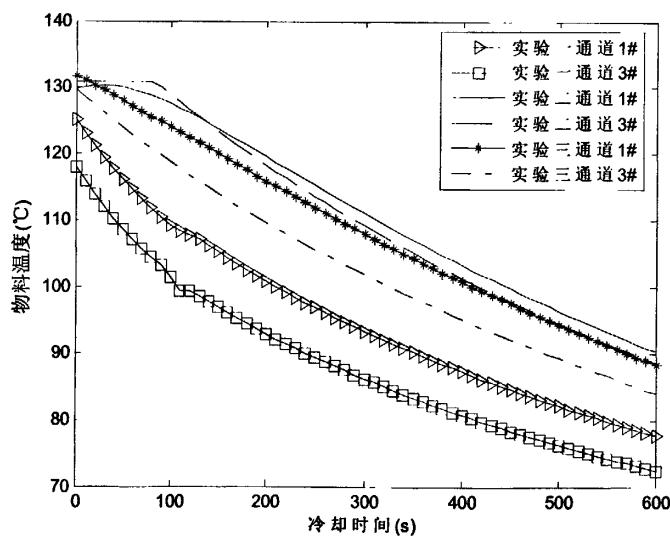


图 2-6 三组糊料温降试验的温变曲线图

根据表 2-3 三组实验数据绘制时温曲线如图 2-6。图中曲线是两个热电偶在三组实验中所测数据与时间关系的离散点连接线，由图可见，采集距离相差 10mm 时温度变化

曲线形状相似，数值相差不大。为准确表达糊料温降时温度变化和时间的关系，取三组实验的六组数据的平均数，经过二次拟合后绘制其平均时温曲线如图 2-7。根据温度传递理论，温降函数应是指数类函数，但此实验中只测量了一段时间($0 \leq t_a \leq 600$ s)的温变数据，从离散的数据点来看在本实验的时间段内曲线也近似于二次曲线，所以本文先以二次函数拟合糊料在此时间段内的温变函数。其函数表达式为：

$$T_{ca} = 128.0 - 0.1t_a + 4.5 \times 10^{-5} t_a^2 \quad (0 \leq t_a \leq 600) \quad (2-3)$$

式中 T_{ca} ——温度，℃；

t_a ——为冷却时间，s。

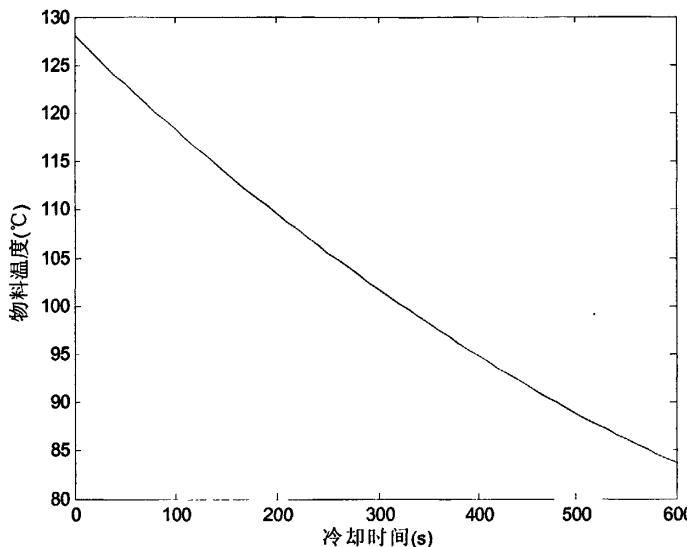


图 2-7 二次拟合后的糊料平均时温曲线图

从式 2-3 可知，二次项对函数值的影响十分小，所以，物料的时温函数可简化为：

$$T_{ca} = 128.0 - 0.1t_a \quad (0 \leq t_a \leq 600) \quad (2-4)$$

根据式 2-4，可计算出物料从 125℃冷却至 110℃时所花费的时间为 149 秒，从 125℃冷却至 120℃时所花费的时间为 50 秒，从 130℃冷却至 110℃时所花费的时间为 199 秒，从 130℃冷却至 120℃时所花费的时间为 99 秒。而根据设计工艺，布扎时间最长为 80 秒，扎固温度在 110~120℃之间最佳，考虑到物料分撒布料时温度下降程度比实验条件下温度下降程度要大，物料的输送温度为设定为 125~130℃间时是合理的。

2.2 糊料颗粒间的粘结剂对糊料特性的影响

2.2.1 粘结剂在糊料中的存在状态

糊料颗粒间粘结剂的存在对于糊料动态行为的影响很大，对于存在填隙流体的湿颗粒体，根据液体的饱和程度，液相有四种不同类型的存在形式^[32]，如图 2-8 所示：

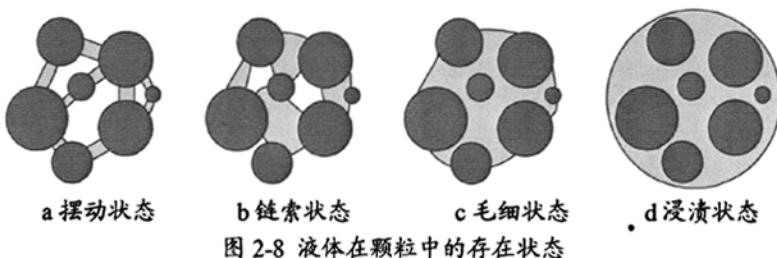


图 2-8 液体在颗粒中的存在状态

1. 摆动状态：颗粒接触点上存在透镜状或环状的液体，这些液体间互不连接；
2. 链索状态：随着液体量的增多，上述的液体体积长大，颗粒空隙中的液体相互连接而成网状组织，空气分布其间；
3. 毛细状态：颗粒间所有的空隙被液体填满，仅在外表面存在气液界面；
4. 浸渍状态：颗粒群全部浸没在液体中，存在自由液面。

炭素糊料在加热状态下，根据粘结剂在糊料中的组成比例和糊料加热后实际的堆积状态(如图 2-9)，可以判定，粘结剂主要以第一种形式存在，因此本文主要对间隙液体处于摆动状态时颗粒间的相互作用进行研究。

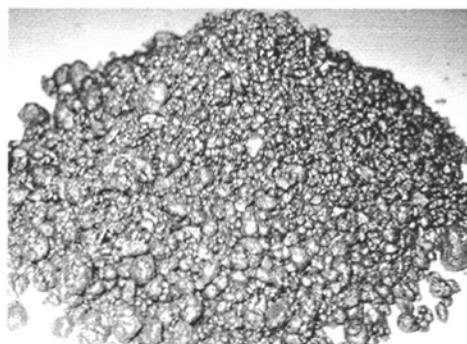


图 2-9 糊料的实际堆积形态

2.2.2 糊料的粘度

炭素沥青糊料的粘结剂是煤沥青和煤焦油或蒽油的混合物。粘结剂在常温下为固体，当温度升高到软化点附近时将发生软化，成为粘性的固一液混合体。由于使用煤焦油和蒽油的主要目的是为了降低煤沥青的软化点或粘度，粘结剂的特性主要由煤沥青的特性决定，因此本文只讨论煤沥青的特性和作用。

煤沥青是一种热塑性材料，与固体炭素原料有较好的浸润性，根据生产工艺的不同其物理化学性质波动范围很大。根据煤沥青软化点的不同，分为低温沥青、中温沥青和高温沥青三种，见表 2-4：

表 2-4 煤沥青的软化点温度

名称	软化点温度	
	水银法测定 T_K (°C)	环球法测定 T_s (°C)
低温沥青(软沥青)	<65	<76.875
中温沥青(中沥青)	65~75	76.875~87.225
高温沥青(硬沥青)	>75	>87.225

煤沥青的粘度与软化点都与沥青的可塑性有关。沥青的粘度随温度而变化，对温度反应的敏感性极强，温度上升粘度迅速的下降。高软化点沥青在低温时粘度较大，但加热到一定温度以后，粘度急剧降低，如图 2-10 所示，在 40°C 时各类沥青的粘度基本都在 $10^5 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ，当温度上升至 130°C 时，其粘度基本在 $1 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 以下了，此时，沥青已类似于牛顿流体。不同软化点沥青的粘度不同，工业生产上常用软化点值衡量沥青粘度的相对大小，沥青的粘度可用下面经验公式计算^[33]：

$$\lg \eta_T = -5.175 + \frac{711.8}{(86.1 - T_s) + T} \quad (2-5)$$

式中 η_T —— 沥青粘度， $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ；

T_s —— 沥青的软化点（环球法）， $^{\circ}\text{C}$ 。

由于沥青在低温状态下是一种非牛顿流体，其相变过程与水等物质不同。当温度升高时，固态沥青先是由硬变软，然后由稠变稀，最后才成为液体，固液两态无明显界限。凡符合牛顿定律的液体为牛顿液体，沥青在高温状态下呈牛顿粘性，接近于牛顿液体，其粘度通常以表观粘度或可视粘度表示^[34]

$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}^c} \quad (2-6)$$

式中 η —— 沥青的表观粘度， $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ；

τ —— 剪应力， N/m^2 ；

$\dot{\gamma}$ —— 剪应变速率， m/s ；

c —— 沥青的复合流动度系数。

在模型理论中，沥青的流变行为可以用弹簧、粘壶、滑板等元件组成的各种流变模型来描述。沥青在低温及瞬时载荷作用下，弹性变形占主要地位；而在高温和长时间载荷作用下，变形几乎完全接近粘性。当温度较高时，颗粒表面的粘性层表现出很强的流

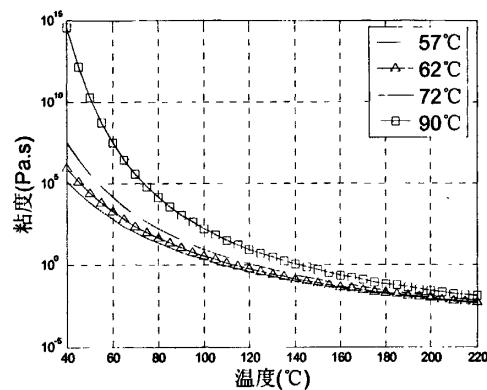


图 2-10 不同软化点的沥青粘度与温度的关系

体性质。根据式 2-5，分别考查软化点不同的沥青在 125℃和 130℃时的粘度，如表 2-5：

表 2-5 软化点不同的沥青在高温下的粘度(Pa.s)

软化点 加热温度\ 软化点	57℃	62℃	72℃	90℃
125℃	0.2780	0.3972	0.8754	5.0441
130℃	0.1990	0.2780	0.5816	2.9494

从表 2-5 可以看出，温度在 125℃以上后，大部分的沥青的粘度都小 1Pa.s. 达到 130℃后粘度又减小的一半左右，总体来说在 120~130℃间各类沥青的粘度已变得非常小。此时糊料已属于存在低粘度填隙流体的颗粒集合，适合螺旋输送机输送。

2.3 糊料颗粒间作用力对糊料宏观特性的影响

糊料颗粒间存在多种细观作用力，如范德华力、静电力、碰撞力、摩擦力以及静态和动态的粘性力，这些力对糊料颗粒之间的相互作用有重要影响。在螺旋输送中，在以上这些力的作用下，糊料颗粒有可能发生团聚、在螺旋的搅拌作用下团聚体又可能发生破碎，糊料颗粒的团聚和破碎这种宏观特性生成的条件与颗粒间的细观作用力密切相关。因此，要想确定糊料在螺旋输送时的宏观物理特性，应从研究颗粒之间以及颗粒和边界之间的细观作用力的相互作用着手。

炭素沥青糊料输送时，糊料颗粒间发生频繁的碰撞和挤压，颗粒间存在的各种细观作用力单独或相互作用将导致颗粒间不同的行为^[35, 36]，如团聚、破碎等，这些力如何影响颗粒在螺旋输送过程中的宏观运动特性，与外部作用力是怎样的关系，需要从细观的角度加以分析研究。

2.3.1 细观作用力的分类

根据糊料颗粒间作用力与颗粒运动的关系，可分为两类：. 一类为静态力：如范德华力、静电引力、静态粘性力等，这些力与颗粒是否运动无关；另一类为动态力：如动态粘性力、碰撞力、摩擦力等，这些力是由颗粒的相对运动所引起的，颗粒间如无相对运动则这些力将消失^[37]。

1. 范德华力

范德华力是聚集态物质中分子间存在的一种较弱的吸引力，作用范围在几百个 pm 之间，作用能一般在 1~100kJ/mol 范围内，比化学键能小 1~2 个数量级。固体颗粒只有在充分接触时范德华力才发挥作用，作用范围更大的静电力将颗粒拉近也有利于范德华力的发生。不同尺寸球形糊料颗粒之间的范德华力为：

$$F_{vdw} = \frac{A}{12S^2} \left(\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \right) \quad (2-7)$$

式中 R_1 、 R_2 ——颗粒半径, m;

S ——表面距离(范德华力发生距离), m;

A ——Hamaker 常数, 在真空中介于 $(0.4\sim 4.0) \times 10^{-19}$ J 之间。在计算时表面距离 S 的最小值一般取 4×10^{-10} m, 小于该值时不能采用上式计算。糊料颗粒与螺旋叶片表面间的范德华力, 可通过将上式中一个颗粒半径取为“ ∞ ”来计算。

在螺旋输送过程中, 由于糊料的孔隙率较大, 糊料颗粒所受的范德华力主要发生在团聚体内部颗粒之间以及颗粒与螺旋叶片之间。而非团聚颗粒之间的间距较大, 充分接触固体颗粒不多, 范德华力作用的条件一般得不到满足。

2. 静电力

在螺旋输送过程中, 糊料颗粒间存在相对滑移, 相互摩擦使颗粒带电。颗粒间的静电力主要由颗粒间的电位差和库仑力引起, 但由于糊料螺旋和螺旋输送机零件均为导电性良好的材料, 颗粒间的电位差会很快消失, 电位差所导致的静电力可认为零, 因此本文中不讨论静电力的作用。

3. 静态粘性力

根据前一章的分析, 在螺旋输送过程中, 糊料颗粒间存在的液态粘结剂可看作牛顿流体, 糊料可以看成是颗粒间存在低粘度填隙流体的颗粒集合, 因此, 颗粒间由于液桥的存在将产生了与液桥几何形状有关的静态粘性力, 也称作毛细作用力, 包括表面张力与静压力, 大小与液桥的形状、自由液体的体积、特性有关。螺旋输送过程中部分颗粒将发生团聚, 在团聚体未破碎前, 其内部颗粒间存在的静态粘性力。

对于两个刚性球之间存在体积为 V 的液桥, 如图 2-11 所示, 当接触角 θ 较小时($\theta < 40$ 度)时, 液桥断裂的临界距离 S_{cr} 为^[38]:

$$S_{cr} = (1 + 0.5\theta)^{\frac{1}{3}} V \quad (2-8)$$

当颗粒间距 $S < S_{cr}$ 时可认为液桥是稳定存在的。直径小于 1mm 的颗粒间由少量的牛顿流体形成的摆状液桥, 重力引起的歪斜和浮力影响可以忽略。为比较颗粒间力的作用效果, 本文采用简化的静态粘性力计算公式, 假设气—固—液三相交界面没有压差, 液桥为圆柱形, 可得最大静态粘性力为:

$$F_{L_{max}} = 2\pi\gamma R \quad (2-9)$$

式中 γ ——颗粒间流体的表面张力系数, N/m。

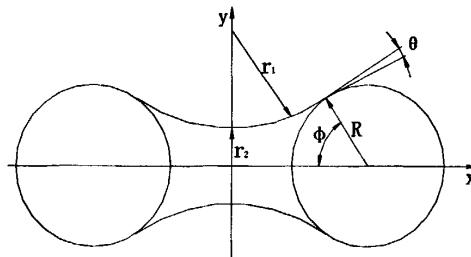


图 2-11 等径球间的摆状液桥

4. 动态粘性力

颗粒间有相对运动时，离散的颗粒间由于相对运动时将产生粘性阻力，这类颗粒间有填隙流体的挤压问题在许多工业过程中都存在，研究时通常将球视为刚体，流体在其间缓慢流动。这种阻碍运动的力称为动态粘性力，可分为法向动态粘性力和切向动态粘性力。

(1) 法向动态粘性力

两圆球间流体挤压流动情况下法向动态粘性力的研究较多^[38-41]，两球间存在摆状液桥时轴向动态拉伸和压缩所产生的法向动态粘性力 F_{vn} 根据润滑理论的近似公式 3-4 得，负号表示受压为正。研究表明^[42,43]，该式的结果与实验结果十分一致。

$$F_{vn} = -\frac{3\pi\eta R^2}{S} v_m \quad (2-10)$$

式中 η ——液体粘度，Pa·s；

v_m ——两球的相对运动速度，m/s， $v_m = dS/dt$ 。

(2) 切向动态粘性力

液桥对切向相对运动也有粘性抵抗力，这种切向动态粘性力也没有严格的解析解。在球面间距足够小的情况下有：

$$F_t = 3\pi\eta R v_n \left(\frac{8}{15} \ln\left(\frac{R}{2S}\right) + 0.9588 \right) \quad (2-11)$$

其中 v_n 为两球的切向相对速度。研究表明^[44]，当颗粒间距足够小时，流体中心区域的粘性抵抗力占主导地位。而两颗粒间形成的液桥与这种情况相似。根据一阶近似，渐进解可用于液桥的动态粘性力计算，但是需要将式中颗粒半径 R 用颗粒的等效半径来代替，即：

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{2R_1} + \frac{1}{2R_2} \quad (2-12)$$

5. 弹性碰撞力

由于炭素材料基本上属于脆性材料，容易发生脆性断裂，因此计算其碰撞变形主要考虑弹性变形。这里为了方便进行颗粒间力的大小分析，主要考虑球形颗粒间的弹性接

触, 本文中接触力指颗粒间各动态与静态作用力之和, 即重力, 粘性力, 范德华力, 碰撞力之和, 碰撞力通过接触力运动方程进行推导。

(1) 法向接触力

对于等径球形粘性颗粒的弹性碰撞, 如果相对碰撞速度 v_0 刚好使一个颗粒发生弹性变形 δ_n , 在碰撞的压缩阶段作用于该颗粒上的力包括粘性力、弹性碰撞力和重力等, 接触力的运动方程为:

$$m \frac{d^2 \delta_n}{dt^2} = mg + F_{vdw} + F_L - F_{vn} - F_{cn} \quad (2-13)$$

式中 m ——为颗粒的质量, kg;

F_{cn} ——碰撞力, N。

假设和弹性碰撞力与法向动态粘性力相比, 其他力都可以忽略, 则:

$$m \frac{d^2 \delta_n}{dt^2} = -F_{vn} - F_{cn} \quad (2-14)$$

法向弹性碰撞力 F_{cn} 根据 Hertz 理论有^[45]:

$$F_{cn} = \frac{4}{3} k_n \sqrt{R \delta_n^3} \quad (2-15)$$

$$k_n = \frac{E}{1-\nu^2} \quad (2-16)$$

式中 E ——糊料颗粒的弹性模量(Pa)

ν ——为泊松比

碰撞过程的速度边界条件为

$$\left. \begin{array}{l} \delta_n = 0: v = v_0 \\ \delta_n = \delta_{\max}: v = 0 \end{array} \right\} \quad (2-17)$$

联立可得

$$\delta_{\max} = \left(\frac{15mv_0^2}{16k_n \sqrt{R}} \right)^{2/5} \quad (2-18)$$

将颗粒质量 $m = \frac{4}{3}\pi R^3 \rho$ 代入上式, 可得最大弹性碰撞力为

$$F_{cn\max} = 1.52435 \sqrt{\pi^3 k_n^2 \rho^3 v_0^6} R^2 \quad (2-19)$$

(2) 切向接触力

切向接触根据接触条件的不同分为粘着接触、滑动接触两种。当颗粒间无切向相对滑动时, 切向接触力根据 Mindlin 的弹性无滑移模型有^[46]:

$$F_{ct} = -\frac{2}{3} \left(8G^* \sqrt{R^*} \delta_n^{1/2} \right) \delta_t \quad (2-20)$$

式中 δ_t ——切向相对位移, m;

$$G^* \text{——等效剪切模量, Pa。} G^* = \left(\frac{2-\nu_1}{G_1} + \frac{2-\nu_2}{G_2} \right)^{-1}, G_1 \text{ 和 } G_2 \text{ 分别为两颗粒的剪切}$$

模量, ν_1 和 ν_2 分别为两颗粒的泊松比。

当切向产生相对滑动时, 切向接触力根据库仑摩擦定律可得:

$$F_{ct} = -\mu F_{cn} \frac{\dot{\delta}_t}{|\dot{\delta}_t|} \quad (2-21)$$

式中 $\dot{\delta}_t$ ——为切向相对滑移速度, m/s;

μ ——为摩擦系数。

2.3.2 颗粒间细观作用力对糊料的宏观影响

颗粒间各作用力的类型与大小决定了颗粒的宏观形态, 颗粒间的静态力使颗粒产生团聚。动态力中, 当颗粒有相对运动时, 动态粘性力总是阻碍颗粒的运动的, 与颗粒的运动方向相反。碰撞力方向与颗粒运动方向相同, 因此, 颗粒间存在填隙流体时, 运动产生的动态粘性力和碰撞力方向是相反的。

碰撞和粘附是颗粒团聚及分离的关键因素。对于不同类型的颗粒碰撞, 其结果是合并还是分离, 取决于碰撞过程中粘附效应和分离效应, 当粘附效应占优时, 颗粒结合形成更大尺寸的颗粒团, 当分离效应能够破坏粘附效应时, 颗粒团将分离成为单颗粒。根据代表这些效应的各种主要作用力的类型以及它们在颗粒碰撞形变过程中的变化规律和相对大小, 可以判断颗粒碰撞后是团聚、分离还是破碎。对于这些相互作用力的研究可以判断和控制糊料在输送过程中的状态。由于复杂系统也是由简单的颗粒间相互作用组成的, 因此本节对等粒径颗粒间的相互作用进行分析, 为研究更复杂的系统打下基础。

根据表 2-5 绘制用软化点不同的沥青作为粘结剂的颗粒在 $1\mu\text{m}\sim10\text{mm}$ 粒径范围内变化时各种力的相对大小量级图如图 2-12 和图 2-13。考察不同粒径颗粒间各作用力大小量级关系, 以此作为判断糊料颗粒团聚和破碎的依据。

由图 2-12 和图 2-13 可知, 随着粒径的减小, 颗粒逐渐表现出越来越强的粘性, 颗粒间强大的粘性力是促使颗粒团聚的直接原因。当颗粒粒径小于 10^{-4}m 时重力和范德华力比其他力小数个数量级, 只有当粒径大于 1mm 时重力才有比较显著的作用。因此, 颗粒间存在相对运动时, 与动态力相比, 静态力要小。但是, 随着颗粒尺寸的减小, 静态力变得越来越重要。

由于碰撞力和动态粘性力是存在相对运动的颗粒之间的主要作用力, 由此可判断, 碰撞力和动态粘性力对糊料颗粒的宏观物理状态起决定性作用。当粘性力大于碰撞力时, 糊料颗粒将发团聚, 当碰撞力大于粘性力时, 糊料颗粒碰撞后将分离。而且, 若团聚体内部颗粒间产生相对运动, 碰撞力大于粘性力时, 则团聚体将发生破碎。在螺旋输送中过程, 由于颗粒间相互碰撞的力较小, 造成尺寸小于 10^{-4}m 的小颗粒形成的团聚体

发生破碎的可能性不大。因此，在螺旋输送过程中，这种团聚体可以当作较大的单颗粒来对待。

采用不同的粘结剂的两颗粒正向碰撞时，颗粒间的碰撞力开始大于动态粘性力时的最小粒径也不相同，也即颗粒碰撞后产生分离的最小粒径不同。根据图 2-14 可知，分离时的最小粒径随粘结剂的软化点升高而增大，随着糊料温度的升高，分离时的最小粒径减小。从数值上看(如图 2-12d)，采用软化点为 90℃的粘结剂，输送温度为 125℃时最小粒径最大，但也没有超过 1mm，说明温度越高、粘结剂的软化点越低，颗粒可能发生团聚的最小粒径也逐渐减小，因此，在保证糊料特性不变的条件下，采用较高的输送温度和低软化点的粘结剂有利于提高糊料的输送效率。另外，图 2-14 也反应：不同温度条件下最小粒径的差值变化曲线随粘结剂软化点的升高呈发散状态，说明粘结剂的软化点越低，糊料颗粒发生团聚的可能性与糊料温度的相关性越小。

通过以上分析，说明文中所研究的炭素沥青糊料进行螺旋输送时结成大块的可能性很小，适合螺旋输送机输送。

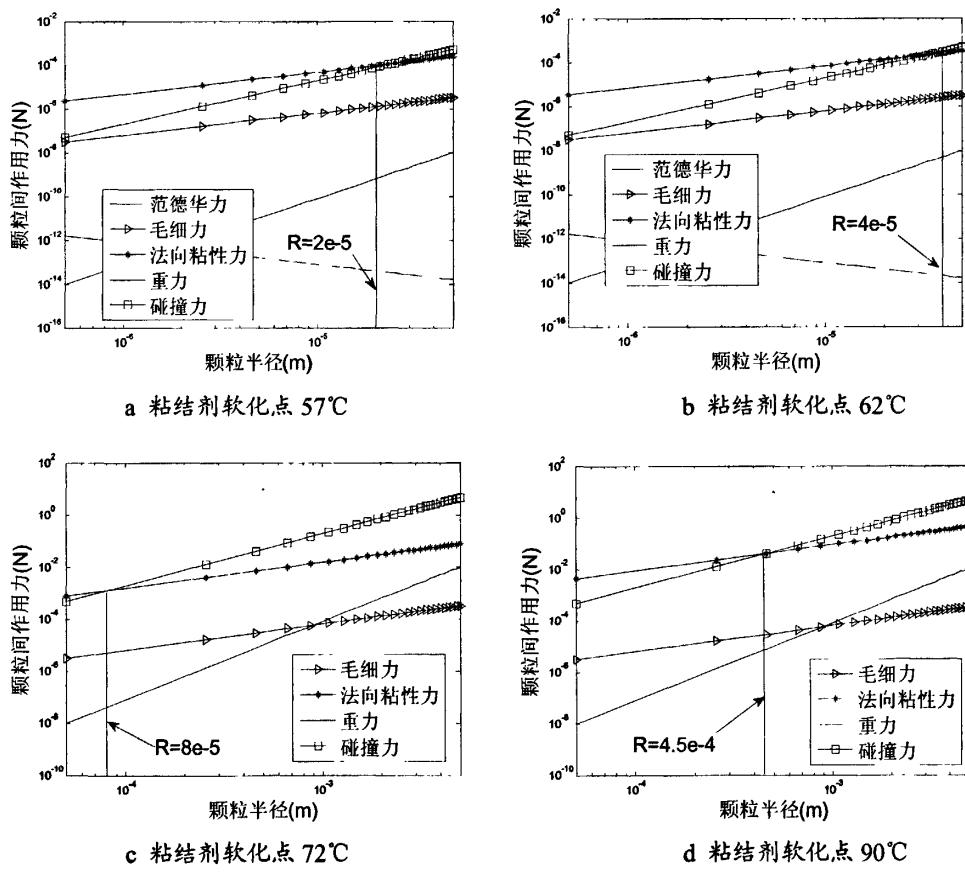


图 2-12 不同粘结剂 125℃时糊料颗粒间的各作用力随粒径变化图

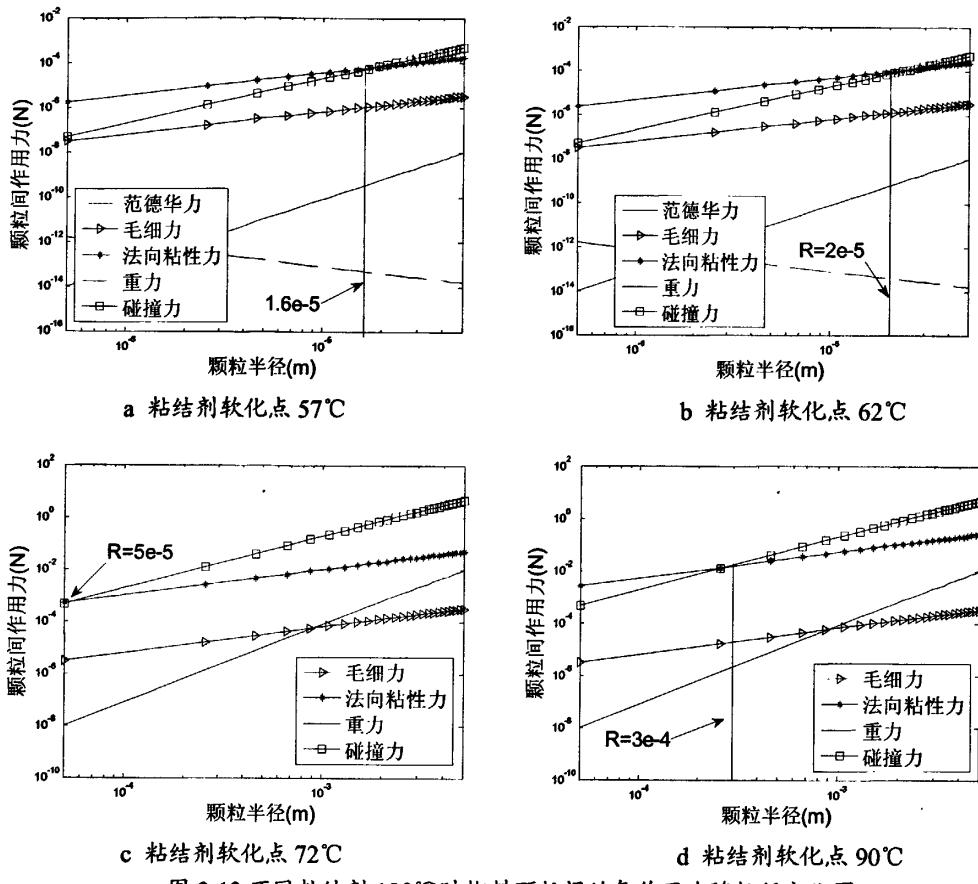


图 2-13 不同粘结剂 130°C 时糊料颗粒间的各作用力随粒径变化图

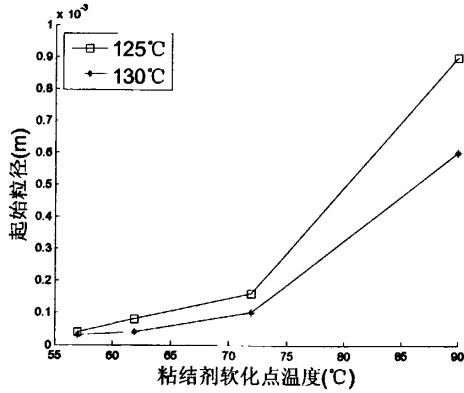


图 2-14 软化点不同的粘结剂下碰撞力超越粘性力时颗粒最小粒径变化

2.4 存在填隙流体时颗粒间的作用力分析

由上一节可知，炭素沥青糊料颗粒间的主要作用力中，糊料在螺旋输送过程中的主

要作用力在颗粒粒径为 10^4m 量级以下时是静态粘性力、动态粘性力和碰撞力，在 10^4m 量级以上主要是重力、碰撞力和动态粘性力。

存在填隙流体的颗粒间会形成液桥，液桥内存在的压力差，液体的表面张力以及粘性阻力引起液桥力。静压力和表面张力仅仅与液桥的几何形状有关，称由此引起的液桥力为静态粘性力；由相对运动的颗粒间的动态液桥引起的粘性阻力，称之为动态粘性力。糊料在螺旋输送过程中，不仅有正向的碰撞，也存在切向的滑移，所以，颗粒的相对运动可分为法向和切向运动。前一节中对颗粒间的作用力进行分析时发现：无论颗粒的大小如何，粘性力都是颗粒间的最主要的作用力，因此有必要对粘性力进行更深入的讨论。

2.4.1 静态粘性力

颗粒间静态粘性力可分为等径球和不等径球间的静态粘性力，对这两种类型的静态粘性力的国内外的研究很多^[47,48]，总结其模型，基本上是考虑如图 2-15 所示的两个等径和不等径圆球形颗粒，两球形颗粒间存在液桥。

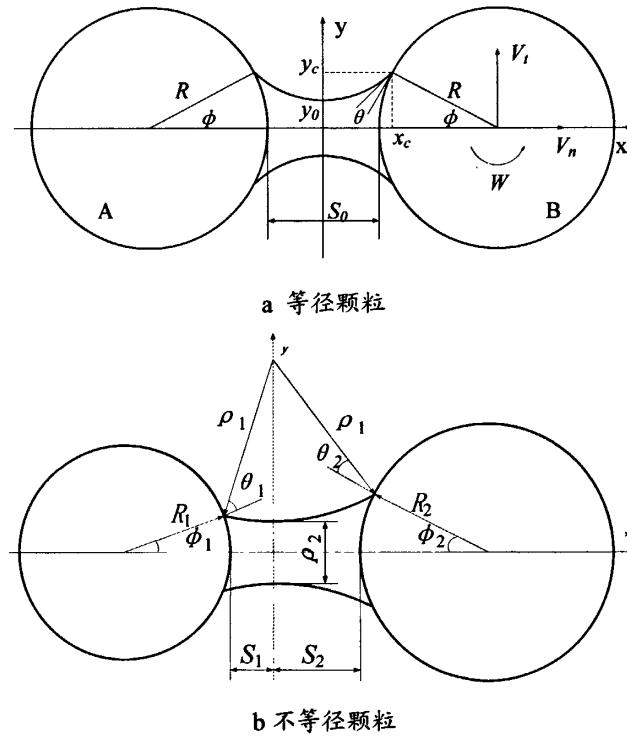


图 2-15 存在填隙流体的颗粒模型

分析颗粒间力的作用时，忽略颗粒的重力，通过分析颗粒间液桥内的静压力和表面张力，根据 Laplace 方程推导出液桥内的静压力方程，代入根据液桥的压力与位置边界条件解出静压力方程，再根据压力推导出粘性力，推导过程中一般采用 Fisher(1926) 的

环形近似理论。考虑所涉及的物理量很多,为简化推导方程,一般将物理量进行无量纲化。无量纲形式的 Laplace 方程如式 2-22:

$$2H^* = \frac{\ddot{Y}}{(1+\dot{Y}^2)^{3/2}} - \frac{1}{Y(1+\dot{Y}^2)^{1/2}} \quad (2-22)$$

$$H^* = \frac{\Delta p R}{2\gamma} \quad (2-23)$$

式中 H^* —无量纲化液桥的平均曲率半径;

Y —无量纲化的坐标;

Δp —界面处的压力差, Pa;

γ —液体表面张力系数, N/m。

根据文献[49], 可求得存在填隙流体的颗粒间无量纲形式的静态粘性力表达式。

1. 等径球间的静态粘性力

$$F^* = \frac{F}{\gamma_b R} = 2\pi Y_0 (1 + H^* Y_0) \quad (2-24)$$

$$Y_0 = \begin{cases} C & H^* = 0 \\ (-1 + \sqrt{1 + 4H^* C}) / (2H^*) & H^* \neq 0 \end{cases} \quad (2-25)$$

$$C = \sin \phi \sin(\phi + \theta) + H^* \sin^2 \phi \quad (2-26)$$

2. 不等径球间的静态粘性力

$$F_{F1}^* = 2\pi [\sin \phi^* \sin(\phi^* + \theta^*) + H_F^* \sin^2 \phi^*] \quad (2-27)$$

$$\frac{1}{\phi^*} = \frac{1}{2\phi_1} + \frac{1}{2\phi_2} \quad (2-28)$$

$$\frac{1}{\theta^*} = \frac{1}{2\theta_1} + \frac{1}{2\theta_2} \quad (2-29)$$

H_F^* 可按如下三种方法计算:

(1) $H_F^* = (H_F^*)_{\min}$;

(2) $H_F^* = (H_F^*)_{\max}$;

(3) H_F^* 按最窄截面处计算。

在液桥与固体颗粒接触的最窄处 H_F 取最小值:

$$(H_F^*)_{\min} = \frac{\rho_2^* - \rho_1^*}{2\rho_1^* \rho_2^*} \quad (2-30)$$

在液桥与固体颗粒的接触处 H_F 取最大值:

$$(H_F^*)_{\max} = \frac{2 \sin \phi^* - \rho_2^* - \rho_1^*}{2 \rho_1^* \sin \phi^*} \quad (2-31)$$

方法三得到的液桥力为:

$$F_{F2}^* = 2\pi \rho_2^* [1 + (H_F^*) \rho_2^*] \quad (2-32)$$

可以看出, 当 $\rho_2^* = Y_0$ 时, 式 2-32 与式 2-24 相同。

2.4.2 动态粘性力

存在填隙流体的两颗粒间的相对运动可以分切向运动和法向运动, 涉及到在狭小间隙内流体的流动, 描述这种物理现象的基本方程是 Reynolds 润滑方程。对于两颗粒间的切向运动, 可根据 Reynolds 润滑理论与可导出两刚性球沿接触点处切向运动时因填隙流体引起的流体压力的近似方程, 并进一步求得圆球所受阻力的积分表达式, 根据文献 [48], 可求得圆球所受阻力的数值解。但是, 如果要建立粘性颗粒的力学模型, 数值解将不利于模型的通用性。本节采用合理假设, 化二阶变系数液体压力微分方程为欧拉方程, 可以解得具有相对切向运动的不等径圆球间阻力的近似解析解。分析时, 将填隙流体视为幂律流体, 同时采用以下基本假定:

- (1) 流动是稳态的;
- (2) 与液体相邻固体表面的曲率半径远大于填隙流体的厚度;
- (3) 液体在与颗粒接触的表面上没有相对滑动, 即固-液接触线位置固定不变;
- (4) 与粘性剪切力相比, 液体所受的惯性力和其它体积力可以忽略不计;
- (5) 假定液体不可压缩, 且液体的粘度是均匀的;
- (6) 与 $\frac{\partial u}{\partial z}$ 和 $\frac{\partial v}{\partial z}$ 相比, 所有其它的速度梯度均可忽略不计;
- (7) 液桥的形状是弧状的。

1. 两粘性颗粒间的液桥内部压力分析

建立如图 2-16a 所示相对运动的颗粒模型, 半径为 R_1 的圆球相对于半径为 R_2 的圆球以速度 $u_x = U$ 沿 x 方向移动, 两圆球间的最小间隙为 S_0 , 且 $S_0 \ll R_1, S_0 \ll R_2$, 两球间为幂律流体。

采用如图 2-16b 所示坐标系, 转换为柱坐标, 设填隙流体的速度分量为 u_r, u_ϕ, u_z , 可表示为角度 φ 与角变量 r, z 的函数:

$$\begin{cases} u_r = u(r, z) \cos \varphi \\ u_\phi = v(r, z) \sin \varphi \\ u_z = w(r, z) \end{cases} \quad (2-33)$$

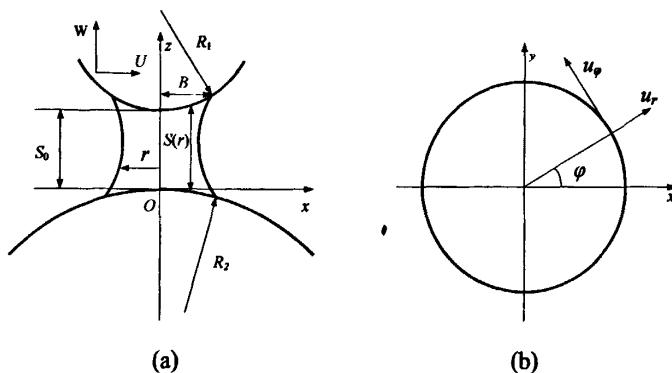


图 2-16 存在填隙流体的颗粒切向运动模型

间隙处的球面可以近似为：

$$S(r) = S_0 + \frac{r^2}{R^*} \quad (2-34)$$

式中 r —— 液桥轴线到液桥边界的距离，m。

R^* —— 两球的等效半径：

$$\frac{1}{R^*} = \frac{1}{2R_1} + \frac{1}{2R_2} \quad (2-35)$$

根据假定 3，速度边界条件为：

$$z = \begin{cases} z_1 = S_0 + \frac{r^2}{2R_1} & (u = U, v = -U, w = 0) \\ z_2 = -\frac{r^2}{2R_2} & (u = v = w = 0) \end{cases} \quad (2-36)$$

由能量守恒运动方程：

$$r \text{ 动量方程为: } \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial \sigma_{rz}}{\partial z} \quad (2-37)$$

$$\varphi \text{ 动量方程为: } \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} = \frac{\partial \sigma_{rz}}{\partial z} \quad (2-38)$$

$$z \text{ 动量方程为: } \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (2-39)$$

假设流体为不可压缩，由质量守恒，得连续性方程：

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(ru_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (2-40)$$

由动量守恒，应力张量

$$\delta_{i,j} = -p + S_{i,j}, \quad (\text{式中 } i \neq j; \quad i, j = r, \varphi, z) \quad (2-41)$$

应力分量和速度分量之间的关系还可以表示为如下胡克定律形式:

$$\begin{cases} \sigma_{rr} = -p + 2\mu \frac{\partial u_r}{\partial r} & \sigma_{rz} = \mu \left(\frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \\ \sigma_{\varphi\varphi} = -p + 2\mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{u_r}{r} \right) & \sigma_{r\varphi} = \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\varphi}{r} \right) \right] \\ \sigma_{zz} = -p + 2\mu \frac{\partial u_z}{\partial z} & \sigma_{z\varphi} = \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \varphi} + r \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{u_\varphi}{r} \right) \right] \end{cases} \quad (2-42)$$

对于非牛顿流体, 粘性 μ 不再是常数, 而是与速度场有关, 通常假设只与速度场所对应的应变速率的第二不变量 I_2 有关, 即:

$$I_2 = - \begin{vmatrix} \dot{\varepsilon}_{rr} & \dot{\varepsilon}_{r\varphi} \\ \dot{\varepsilon}_{r\varphi} & \dot{\varepsilon}_{\varphi\varphi} \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} \dot{\varepsilon}_{\varphi\varphi} & \dot{\varepsilon}_{\varphi z} \\ \dot{\varepsilon}_{\varphi z} & \dot{\varepsilon}_{zz} \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} \dot{\varepsilon}_{zz} & \dot{\varepsilon}_{rz} \\ \dot{\varepsilon}_{rz} & \dot{\varepsilon}_{rr} \end{vmatrix} \quad (2-43)$$

在间隙处的阻力主要是剪切应变率 $\dot{\varepsilon}_{\varphi z}$ 和 $\dot{\varepsilon}_{rz}$ 起作用, 而其中 $\frac{\partial u_r}{\partial z}$, $\frac{\partial u_\varphi}{\partial z}$ 是主要的。

故可将上式简化为:

$$I_2 \approx \dot{\varepsilon}_{rz}^2 + \dot{\varepsilon}_{\varphi z}^2 \approx \frac{1}{4} \left[\left(\frac{\partial u_r}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_\varphi}{\partial z} \right)^2 \right] = \frac{1}{4} \dot{\gamma}^2 \quad (2-44)$$

式中: $\dot{\gamma}^2 = \left(\frac{\partial u_r}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_\varphi}{\partial z} \right)^2$

现在假设非牛顿流体是幂次规律, 用 η 表示流体的表观粘度:

$$\eta = \eta(\dot{\gamma}) = K \dot{\gamma}^{n-1} \quad (2-45)$$

式中 K ——材料的稠度系数, N/m^2 ;

n ——材料的幂指数。

如图 2-17 所示, 当 $n < 1$ 时为假塑性流体, 表观粘度 η 随着剪切速率 $\dot{\gamma}$ 的增大而减小, 流体是剪切变稀的; 当 $n > 1$ 时, 流体是胀流型的, 表观粘度 η 随着剪切速率 $\dot{\gamma}$ 的增大而增大; $n=1$ 时对应于牛顿流体, 表观粘度与剪切速率无关。

此处采用小参数法来处理, 方程组与边界条件下的解必为小参数 $\varepsilon = S_0 / R^*$ 的函数。

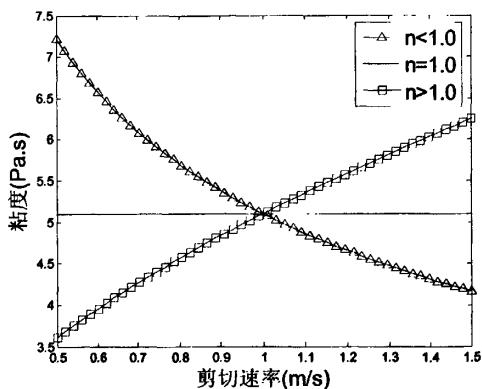


图 2-17 幂律流体粘度变化曲线

$$\left\{ \begin{array}{l} u = u_0 + \varepsilon u_1 + \dots \\ v = v_0 + \varepsilon v_1 + \dots \\ w = w_0 + \varepsilon w_1 + \dots \\ p = \bar{p}(\rho, z) \cos \varphi \\ \bar{p} = \varepsilon p_1 + \dots \\ I = I_0 + \varepsilon I_1 + \dots \\ \mu = \mu_0 + \varepsilon \mu_1 + \dots \end{array} \right. \quad (2-46)$$

式中 p ——为颗粒间填隙流体压力。

令 $\lambda = R^*/R_1$, 假定 $R_2 \geq R_1$, 则有 $1 \leq \lambda \leq 2$, 当 $\lambda = 1$ 时, 表示两颗粒大小相同; 当 $\lambda = 2$ 时 $R_2 \rightarrow \infty$, 表示球相对于平面壁运动的情况,

为求解方便, 作如下近似假定:

$$\frac{\partial u_1}{\partial z} = -\frac{\partial v_1}{\partial z} \quad (2-47)$$

结合前述边界条件、运动方程、连续性方程及胡克定律, 得到流体润滑的压力方程:

$$\frac{d^2 \bar{p}}{dr^2} + \left[\frac{2(n+2)r}{S(r)R^*} + \frac{1}{r} \right] \frac{d\bar{p}}{dr} - \frac{\bar{p}}{r^2} = -\frac{12nKU^n}{S(r)^{n+2}} \frac{r}{R^*} (\lambda - 1) \quad (2-48)$$

当 $r = 0$ 时 \bar{p} 有限; 当 $r = B$ 时, \bar{p} 为大气压; B 为接触区边缘半径(接触半径)。

定义如下等式, 使压力方程无量纲化:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_0 = \frac{12Kn}{\varepsilon_1} \left(\frac{U}{S_0} \right)^n \quad \bar{S}(r) = \frac{S(r)}{S_0} = 1 + cr^{-2} \\ \varepsilon_1 = \frac{S_0}{B} \quad c = \frac{B^2}{R^* S_0} \\ \tilde{p} = \frac{p}{p_0} \quad \bar{z}_1(r) = \frac{z_1(r)}{S_0} \\ \bar{r} = \frac{r}{B} \quad z^2(r) = \frac{z_2(r)}{S_0} \end{array} \right. \quad (2-49)$$

将式 2-48 压力方程无量纲化, 得:

$$\frac{d^2 \tilde{p}}{dr^2} + \left[2c(n+2) \frac{\bar{r}}{\bar{S}(r)} + \frac{1}{\bar{r}} \right] \frac{d\tilde{p}}{dr} - \frac{\tilde{p}}{\bar{r}^2} = -c(\lambda - 1) \frac{\bar{r}}{\bar{S}(r)^{n+2}} \quad (2-50)$$

当 $\bar{r} \rightarrow 0$ 时, 方程简化为:

$$\frac{d^2 \tilde{p}}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\tilde{p}}{dr} - \frac{\tilde{p}}{r^2} = -c(\lambda - 1) \bar{r} \quad (2-51)$$

解之得:

$$\tilde{p}(\bar{r}) = c_1 \bar{r} + c_2 \frac{1}{\bar{r}} - \frac{c(\lambda-1)^{-3}}{8} \bar{r}^3 \quad (2-52)$$

当 $\bar{r} \rightarrow 0$ 时, $\tilde{p}(\bar{r})$ 有限, 得 $c_2 = 0$ 。由此得:

$$\tilde{p}_0(0) = \tilde{p}(0) = \left(c_1 \bar{r} - \frac{c(\lambda-1)^{-3}}{8} \bar{r}^3 \right) \Big|_{\bar{r} \rightarrow 0} = 0 \quad (2-53)$$

$$\tilde{p}_1(0) = \tilde{p}'(0) = \left(c_1 - \frac{3c(\lambda-1)^{-2}}{8} \bar{r}^2 \right) \Big|_{\bar{r} \rightarrow 0} = c_1 \neq 0 \quad (2-54)$$

c_1 应由 $\tilde{p}(1) = 0$ 边值条件来确定, 可将边值问题条件转化成初值问题。但由于在 $\bar{r} = 0$ 处 $\tilde{p}(\bar{r})$ 奇异, 采用试算法调整 $\tilde{p}_1(0)$ 使 $\tilde{p}(1) = 0$ 条件满足。得到初值后, 即可进一步求得数值解 $\tilde{p}(\bar{r})$ 。

在求解渐近解时, 假定 r 充分大, 则 $\frac{r^2}{R^*} \gg S_0$, 也即 S_0 足够小, 由式 2-34 可得:

$$z = S(r) \approx \frac{r^2}{R^*} \quad (2-55)$$

$$\text{即: } \bar{S}(\bar{r}) = \frac{S(\bar{r})}{S_0} \approx c \bar{r}^{-2} \quad (2-56)$$

将式 2-56 代入式 2-50 中, 得

$$\frac{d^2 \tilde{p}}{dr^2} + (2n+5) \frac{1}{r} \frac{d\tilde{p}}{dr} - \frac{\tilde{p}}{r^2} = - \frac{(\lambda-1)}{c^{n+1}} \frac{1}{r^{-(2n+3)}} \quad (2-57)$$

此为二阶欧拉微分方程, 解之得:

$$\tilde{p}(\bar{r}) = c_1 \bar{r}^{-\sqrt{(n+2)^2+1}-(n+2)} + c_2 \bar{r}^{-\sqrt{(n+2)^2+1}-(n+2)} + \frac{\lambda-1}{2(3n+2)c^{n+1}} \frac{1}{\bar{r}^{-2n+1}} \quad (2-58)$$

由前面的假设, $r \rightarrow 0$ 时 \tilde{p} 有限, $r \rightarrow 1$ 时 $\tilde{p} = 0$, 即 $\tilde{p} = 0$ 有限, 可得 $c_2 = 0$, 由此可求得 c_1 和 $\tilde{p}(\bar{r})$ 的渐近解为:

$$\tilde{p}(\bar{r}) = \frac{\lambda-1}{2(3n+2)c^{n+1}} \left(\frac{1}{\bar{r}^{-2n+1}} - \bar{r}^{-\sqrt{(n+2)^2+1}-(n+2)} \right) \quad (2-59)$$

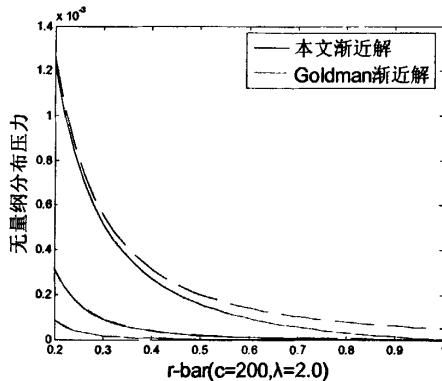
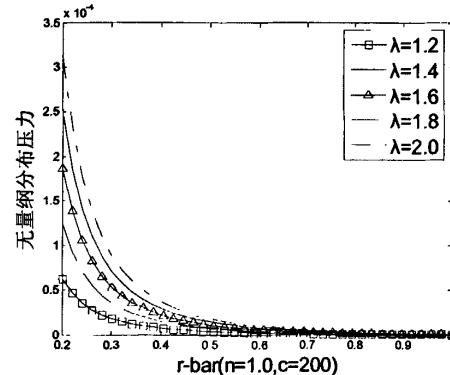
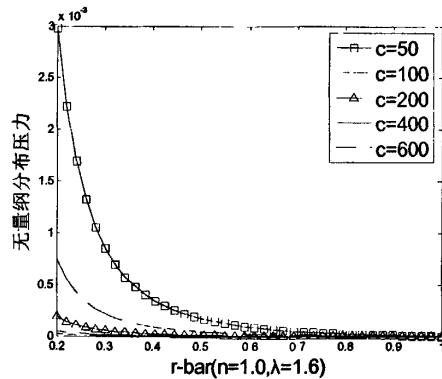
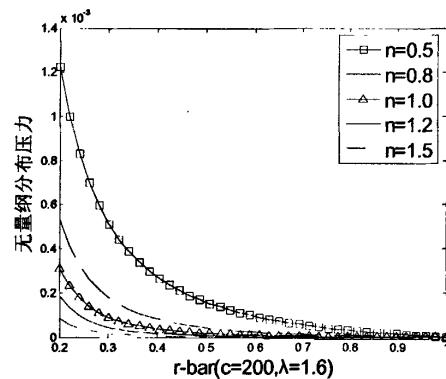
当 $\lambda = 2$ Goldman 意义上的近似解为:

$$\tilde{p}(\bar{r}) = \frac{1}{2(3n+2)c^{n+1}} \frac{1}{\bar{r}^{-2n+1}} \quad (2-60)$$

比较式 2-59 和式 2-60 可知, Goldman 意义上的近似解为式 2-57 的一特解。从图 2-18 可知(图中: $r\text{-bar} = \bar{r}$, 无量纲分布压力: \tilde{p}), 总体来说本文渐近解比 Goldman 意义上的

近似解小一些但很接近。在 r 大于 0.2 以后与黄文彬的数值解较为符合。这说明本文的渐近解析解是合理的。

对不同参数时两颗粒间的压力分布规律如图 2-19—图 2-21 示，两颗粒有相对切向运动且 r 足够大时，间隙液体的内部无量纲分布压力 \tilde{p} 总体上都随 r 增加而降低，但对于不同的参数，分布压力有不同表现。由图 2-19 知，颗粒的粒径差别越大，颗粒间流体内部的分布压力越高；由图 2-20 可知，分布压力随 c 值的增加而减小， c 值越大，分布压力曲线变化越平缓，由 c 值的定义来看，说明颗粒间距越小，填隙流体内部压力分布越趋向于一致；由图 2-21 知，填隙流体内的分布压力也随 n 值的增大减小，说明对于幂律流体而言，在剪切速率一定时，粘度越大，填隙流体内部的分布压力越小。

图 2-18 不同 n 值两渐近解压力曲线对比图图 2-19 不同 λ 值下压力变化曲线图图 2-20 不同 c 值下压力变化曲线图图 2-21 不同 n 值下压力变化曲线图

2. 颗粒相对移动时所受的阻力

球面 $z = S(r)$ 微元上沿 r 方向和方向 φ 的力分量为：

$$dF_r = \left(\frac{r}{R} \sigma_{rr} - \sigma_{rz} \right) r dr d\varphi \quad (2-61)$$

$$dF_\varphi = \left(\frac{r}{R_1} \sigma_{r\varphi} - \sigma_{\varphi\varphi} \right) r dr d\varphi \quad (2-62)$$

无量纲化后有: $dF_r^* = \frac{dF_r}{F_0}$ (2-63a)

$$dF_\varphi^* = \frac{dF_\varphi}{F_0} \quad (2-63b)$$

式中: $F_0 = KB^2 \left(\frac{U}{S_0} \right)^n = cKR^* S_0 \left(\frac{U}{S_0} \right)^n$ (2-64)

考虑到颗粒所受阻力:

$$\begin{aligned} dF_x^* &= dF_r^* \cos \varphi - dF_\varphi^* \sin \varphi \\ &= \frac{1}{F_0} \left[\left(\frac{r}{R} \sigma_{rr} - \sigma_{\varphi\varphi} \right) r dr \cos \varphi d\varphi - \left(\frac{r}{R_1} \sigma_{r\varphi} - \sigma_{\varphi\varphi} \right) r dr \sin \varphi d\varphi \right] \end{aligned} \quad (2-65)$$

将压力 $\tilde{p}(r)$ 代入上式后积分得:

$$\begin{aligned} F_x^* &= \int_0^{2\pi} dF_x^* dr d\varphi \\ &= -\pi \int_0^1 \left(12nc\lambda \tilde{p} r^{-2} + \frac{2\bar{r}}{\bar{S}(r)^n} + 6\bar{S}(\bar{r}) \frac{\partial \tilde{p}}{\partial r} + 6\bar{S}(\bar{r}) \tilde{p} \right) d\bar{r} \end{aligned} \quad (2-66)$$

$$f_x^* = -\frac{F_x^*}{\pi} = \int_0^1 \left(12nc\lambda \tilde{p} r^{-2} + \frac{2\bar{r}}{\bar{S}(r)^n} + 6\bar{S}(\bar{r}) \frac{\partial \tilde{p}}{\partial r} + 6\bar{S}(\bar{r}) \tilde{p} \right) d\bar{r} \quad (2-67)$$

将压力 $\tilde{p}(r)$ 的本文渐近解式 2-59 代入式 2-67 得:

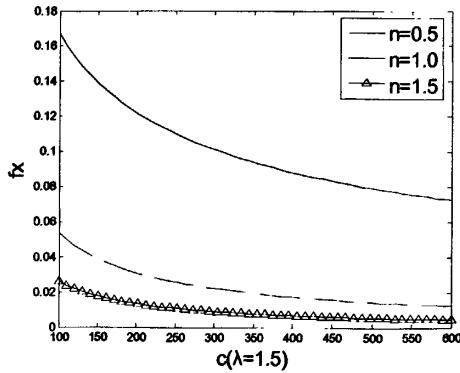
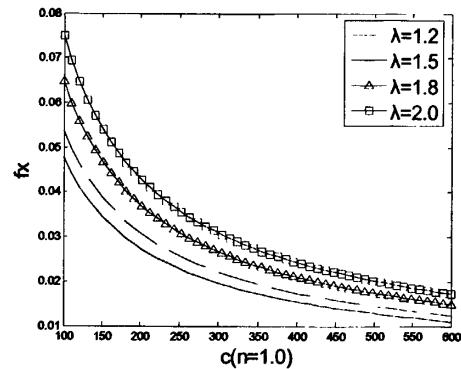
$$f_x^* = \int_0^1 \left[\frac{6n(\lambda-1)^2 + 6n+4}{(3n+2)c^n} r^{-2n+1} - \frac{3(\lambda-1)(2n\lambda+A+1)}{(3n+2)c^n} r^{-A+2} \right] d\bar{r} \quad (2-68)$$

式中: $A = \sqrt{(n+2)^2 + 1} - (n+2)$

积分得:

$$f_x^* = \begin{cases} \frac{6(\lambda-1)^2 + 10}{5c} \ln \frac{1}{r_0} - \frac{3(\lambda-1)(2\lambda+A+1)}{5c(A+3)} (1 - \bar{r}_0^{-A+3}) & n=1 \\ -\frac{3n(\lambda-1)^2 + 3n+2}{(n-1)(3n+2)c^n} (1 - \bar{r}_0^{-2n+2}) - \frac{3(\lambda-1)(2n\lambda+A+1)}{(A+3)(3n+2)c^n} (1 - \bar{r}_0^{-A+3}) & n \neq 1 \end{cases} \quad (2-69)$$

从无量纲化的阻力公式可以看出, 阻力与液体的粘度、两颗粒间的距离以及颗粒大小有关。当其中一个颗粒半径趋近于无穷大($\lambda=2$)时, 上式退化到颗粒与平行平面运动的情况。

图 2-22 不同 n 值下的阻力值图 2-23 不同 λ 值下的阻力值

无量纲阻力在不同参数下随 c 值变化如图 2-22 与图 2-23 所示, 可以看出, 阻力随 n 的增大而减小; 阻力随 λ 的增大而增大, 但增大的幅度不大。总体上阻力随 c 值的增大而减小, 说明填隙流体体积越小, 颗粒间的切向粘结力越小。

$$\text{取 } \bar{r}_0 = \frac{1}{\sqrt{\lambda c}} = \sqrt{\frac{R^* S_0}{\lambda B^2}} \text{ 得: } \ln \bar{r}_0 = \frac{1}{2} \ln \frac{\lambda S_0}{R^*}, \text{ 又令: } B = R_i = \frac{R^*}{\lambda}, \text{ 则可求得:}$$

$$F_x = \begin{cases} -\pi F_0 \frac{3(\lambda-1)^2 + 5}{5c} \ln \frac{\lambda S_0}{R^*} + \pi F_0 \frac{3(\lambda-1)(2\lambda+A+1)}{5c(B+3)} \left[1 - (\lambda c)^{-\frac{B+3}{2}} \right] \\ \pi F_0 \frac{3n(\lambda-1)^2 + 3n+2}{(n-1)(3n+2)c^n} \left[1 - (\lambda c)^{-n+1} \right] + \pi F_0 \frac{3(\lambda-1)(2n\lambda+A+1)}{(A+3)(3n+2)c^n} \left[1 - (\lambda c)^{-\frac{A+3}{2}} \right] \end{cases} \quad (2-70)$$

第一式中 $n=1$, 第二式中 $n \neq 1$

将 $\lambda=2$, $n=1$ 以及式 2-64 代入式 2-70 中第一式可得:

$$F_x \approx \pi K R^* U \left(\frac{8}{5} \ln \frac{R^*}{2S_0} + 0.9795 \right) \quad (2-71)$$

可以看出, 式 2-71 与式 2-11 存在一定区别, 但从粒径、碰撞速度以及颗粒间距几个方面对比可以看出(如图 2-24), 两式的结果是相近的, 相差很小, 说明了本文导出的粘性阻力的近似解析解是合理的。

将压力的 Goldman 漐近解式 2-60 代入式 2-67 中, 令 $n=1$ 得:

$$f_x^* = \frac{8}{5c} \ln \frac{S_0}{R_i} \quad (2-72)$$

将式(2-50)中的相关量纲因子代入上式得:

$$F_x = \frac{16\pi K R_i U}{5} \ln \frac{S_0}{R_i} \quad (2-73)$$

此即为 Goldman 对间隙存在牛顿流体的颗粒相对于平板运动的阻力计算式。

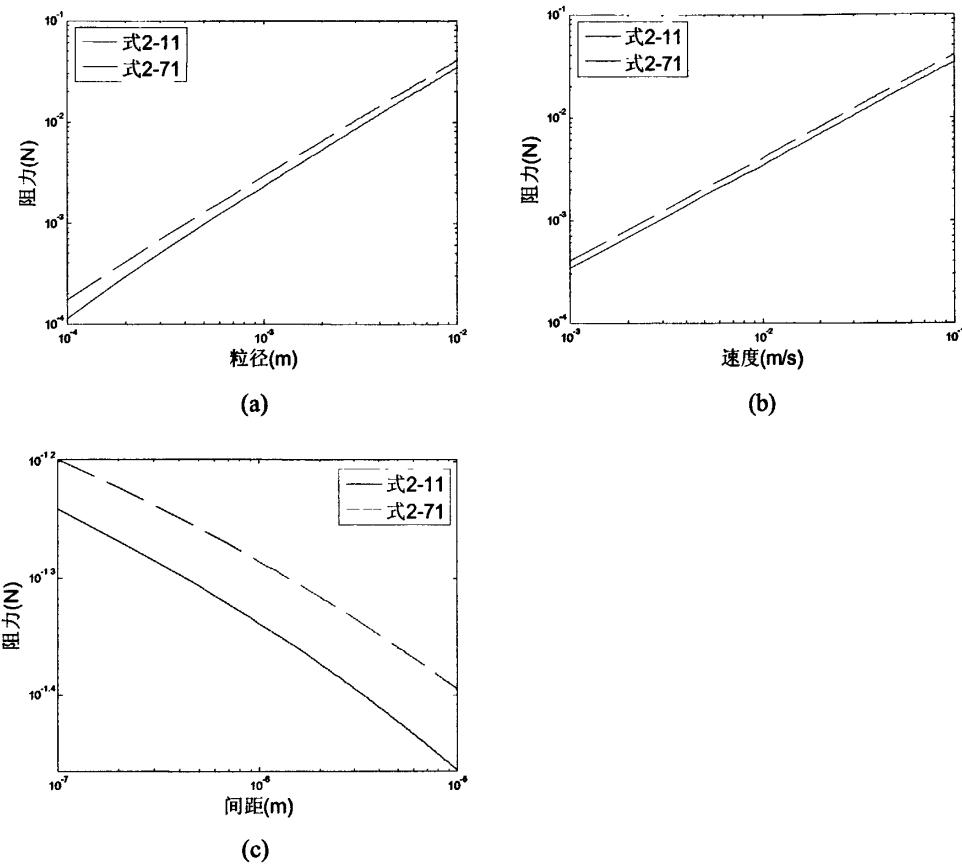


图 2-24 本文解与其他文献解阻力值对比图

2.5 本章小结

本章在炭素沥青糊料温降实验基础上，分析了糊料的粘度与温度的关系，研究了糊料颗粒间的细观作用力的分类、大小及作用方式与糊料宏观物理特性之间的关系。由于粘性力对糊料颗粒的宏观物理特性有决定性的影响，所以本章对粘性力进行了着重的分析，推导了糊料颗粒在有切向相对运动时颗粒间切向粘性力的渐近解析解，通过与其他文献中的数值解和极限条件下的渐近解进行对比，证明了本文渐近解的正确性。本章的主要结论如下：

- (1) 碳素糊料在加热到 130℃高温后自然冷却的最初 10 分钟内，温度与时间基本呈一次函数关系，其关系式为： $T_{ca} = 128.0 - 0.1t_a$ ；
- (2) 在本次阴极碳块自动组装生产线设计中，糊料的输送温度从满足糊料的扎固温度要求的角度来说，保持为 125~130℃是合理的；
- (3) 通过对软化点不同的沥青粘结剂粘度的分析，证实实验所确定输送温度下糊料粘结剂的粘度很低，有利于糊料颗粒保持分散状态，糊料在进行螺旋输送时结成大块的

可能性很小，适合螺旋输送机输送；

- (4) 当存在填隙幂律流体的一对颗粒相对滑移时，根据球面几何关系和应力分量关系，可推导出颗粒相对滑移时所受的粘性阻力的渐近解析解。这些解析解的结果与数值解及 Goldman 意义上的近似解相差都很小，说明了本文导出的渐近解析解是合理的，可引入颗粒的力学模型；
- (5) 糊料的温降实验为糊料宏观物理特性的确定提供了重要的边界条件，并为糊料螺旋输送的可行性提供了理论依据。

第3章 螺旋输送机输送机理分析

对螺旋输送机的应用体现在多个方面，不同的形式的螺旋输送机内物料的运动状态是不同，不同的被输送物料对螺旋输送机工作性能的要求与影响也不同，因此，应根据被输送物料具体的物理特性和螺旋输送机的结构特点进行螺旋输送机的设计理论研究。本章根据课题中的圆筒形悬臂螺旋输送机的结构特点，从分析螺旋输送机输送机理着手，对螺旋输送机的设计理论进行探讨。

3.1 螺旋输送机理分析

螺旋输送机输送机理根据螺旋输送机的布置形式而不同可分为水平螺旋输送机和垂直螺旋输送机。本文所研究的为倾斜布置的悬臂螺旋输送机，但由于倾斜度不大，输送倾角 $\beta < 20^\circ$ ，小于炭素沥青糊料的内摩擦角($\mu \approx 30^\circ$)，物料在螺旋输送机内不会自由下滑，物料的宏观状态及其对关键零部件的作用效果与螺旋输送机水平放置时相差不大，因此，为研究方便，本节用研究水平布置的螺旋输送机的方法对螺旋输送机输送机理进行分析。

根据单质点法中，将螺旋叶片简化为按螺旋线展开的斜面，将物料简化为斜面上的单一质点，如图 3-1 所示。在按螺旋线展开的斜面上，物料受三种力而平衡，即重力、摩擦力和离心力。

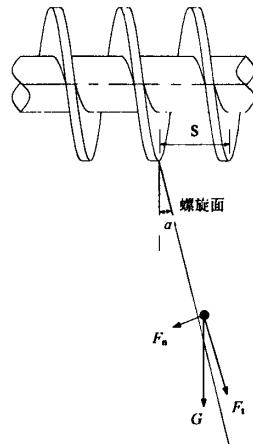


图 3-1 单物料颗粒在螺旋面上的受力

3.1.1 摩擦力

如图 3-1 由平行于螺旋面的重力($G=mg$)分力 F_t 和垂直于螺旋面的重力分力 F_n 所产

生的摩擦力合力 F_{nt} :

$$F_{nt} = F_t + F_n \mu_i = mg(\cos \alpha - \mu_i \sin \alpha) \quad (3-1)$$

式中 α ——螺旋升角, °;

μ_i ——物料对螺旋面的磨擦系数。

从上式可以看出, μ_i 越大则 F_{nt} 越小, 即螺旋叶片表面摩擦系数越大, 则物料颗粒向下运动的趋势越小, 向上的运动的趋势越大。而输送的目的是使物料轴向运动, 向上趋势过大将导致叶片带动过多的物料向上运动, 使物料在螺旋输送机内抛起, 物料颗粒间的碰撞速度和碰撞概率增加, 颗粒团聚的概率增加, 将造成不必要的功率损耗, 因此, 螺旋叶片应该越光滑越好。

3.1.2 离心力及螺旋机体的改进

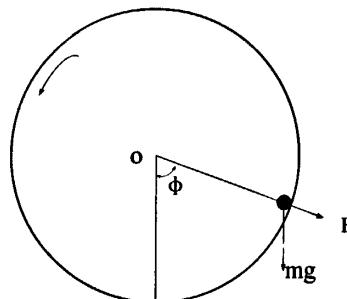


图 3-2 单颗粒在机内壁的运动

如图 3-2 所示, 螺旋叶片在转动时会给物料一个离心力 F_l , 使物料向螺旋边缘运动, 使得螺旋叶片边缘处的物料被抛至螺旋机筒体内壁上, 并沿内壁向筒底滑下。

$$F_l = \frac{mv_{sr}^2}{R} \quad (3-2)$$

式中 v_{sr} ——颗粒的切向速度, m/s;

R ——颗粒距螺旋轴中心线的距离, m。

当螺旋叶片如图 3-2 所示方向转动, 叶片会将物料颗粒向上带并向螺旋输送机内壁推挤, 物料颗粒在重力作用下会沿筒内壁向下滑, 下滑的合力为:

$$F_m = mg \sin \phi + \mu_2 (F_l + mg \cos \phi) \quad (3-3)$$

式中 μ_2 ——物料对机体内壁的磨擦系数。

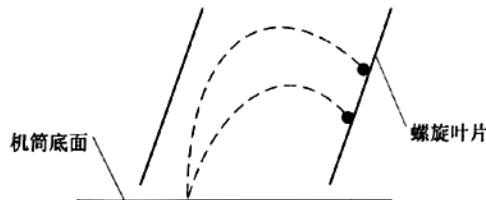


图 4-3 不同抛落点运行轨迹图

结合图 3-2 和图 3-3, 从上式可以看出, μ_2 越小向下的合力越小, 物料被抛起或带起的高度越高, 颗粒物料沿输送机筒体内壁下滑越困难, 物料下落的运行路线也越长。即在离心力的作用下, 物料颗粒在螺旋输送机内切向运动的距离将随机体内壁摩擦系数的减小而增大, 而螺旋输送的目的是使物料产生轴向运动, 切向运动的程度越大, 螺旋输送所消耗的额外功率也将越大, 相应地螺旋输送机的输送效率将减小。实践证明, 管侧壁处愈光滑愈不利于输送。为得到高效率的输送, 筒内壁应有一定的粗糙度, 摩擦系数最好应适当大一些。

然而, 单纯地增大筒内壁的粗糙度, 特别增大筒底部的粗糙度, 也将增大物料在螺旋输送机内轴向运动的阻力, 同时增加额外输送功率, 不利于物料的输送。因此, 为减少物料轴向运动的阻力, 应减少输送机筒底部的摩擦系数, 使底部尽量光滑, 同时增大输送机筒侧壁的摩擦系数以抑制离心力的作用。基于此类考虑, 本文对输送机筒采用了图 3-4 所示的结构改进: 减小筒底部摩擦系数, 同时在筒内侧壁制作内螺旋纹。

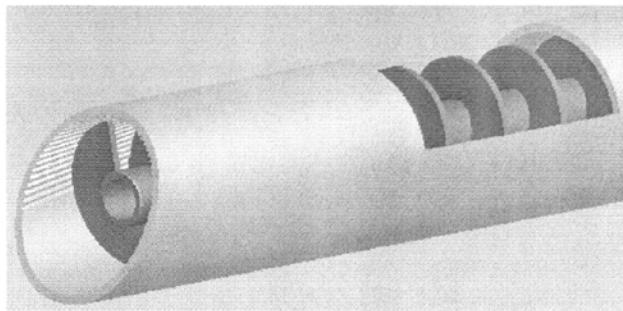


图 3-4 筒内侧壁具有螺旋纹的螺旋输送机

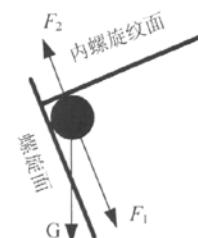


图 3-5 颗粒在内螺旋纹与螺旋面共同作用下的受力

具有内螺旋纹的螺旋输送机内物料颗粒受力如图 3-5 所示: F_1 为内螺旋纹面对颗粒的推力, F_2 为螺旋面对颗粒的摩擦力, 可以看出, 当管壁内螺旋纹的升角与螺旋体叶片的升角互余时, 即图中内螺旋纹面与螺旋面相互垂直时 F_1 和 F_2 的作用在同一直线上, 方向相反, 有利于抵消离心力的作用, 有效地减小物料的切向运动。因此, 从力的作用效果角度来看, 此时管壁内螺旋纹对被输送物料的作用效率最大。

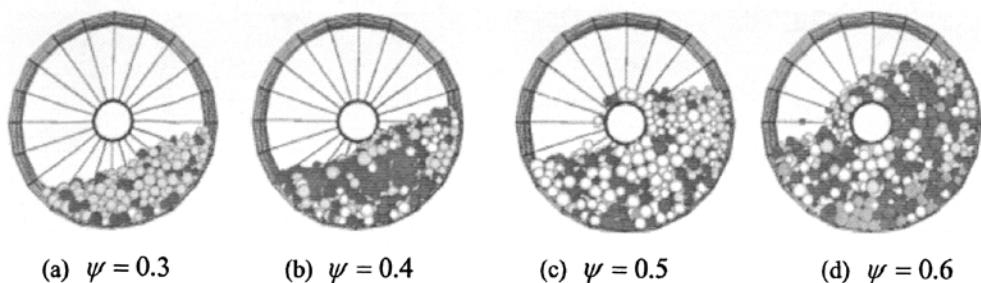


图 4-6 圆筒型螺旋输送机内物料不同充填率下输送状态横向截面图

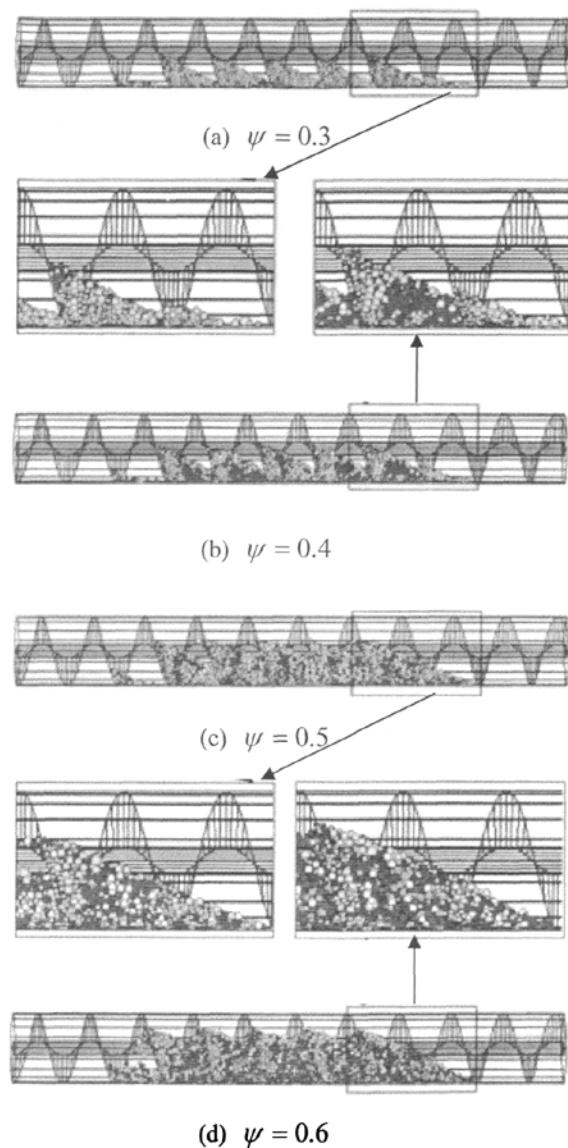


图 4-7 圆筒型螺旋输送机内物料不同充填率下输送状态纵向

3.2 物料在螺旋输送机内的运动状态分析

对于水平放置的螺旋输送机，物料颗粒体在机内运动状态不仅有轴向运动，也有沿螺旋面和机体内壁向上抛起和向下的滑动。被输送物料颗粒在输送过程中相互碰撞和摩擦，宏观可见每个节距内物料翻滚着向前运动。了解物料在螺旋机内的运动状态和分析物料颗粒在螺旋输送机各种运动方式是对其结构和运行参数进行优化改进的前提。

3.2.1 不同充填率下散体物料在螺旋输送机中的状态

螺旋输送机的充填率 ψ 是指螺旋输送机内物料体积与螺旋体容积的比，对于圆筒螺旋输送机，如图3-6所示， ψ 可以用物料横截面积与螺旋体横截面积的比值计算。对于常用的U型机体的螺旋输送机，物料在机内的充填率 ψ 一般在0.5以下($\psi \leq 0.5$)，而对于圆筒型螺旋输送机，充填率 ψ 一般大于0.5，不同的充填率导致物料在机体不同的运动状态，如图3-6和图3-7所示^[50]，四组图分别对应充填率为0.3、0.4、0.5、0.6时的运动状态。由于物料和螺旋面及机体间存在摩擦力，输送时机内物料在截面上会转过一个角度。当 $\psi < 0.5$ 时，物料横截面呈弓形面，纵向视图中可以看出物料呈自然堆积状态；当 $\psi > 0.5$ 后，物料将绕过螺旋中心轴翻滚至另一侧面。纵向视图中可以看出物料颗粒随充填率的增大逐渐充满螺旋节距内。

3.2.2 螺旋输送机内颗粒的受力及速度分析

根据单质点法，单实体化的颗粒集合在叶片上受力和速度图可由图3-8所示，质点M受到的合推力为 P ，相应的速度为 v 。由于颗粒与叶片的摩擦关系， P 与螺旋面法向方向偏离了 μ 角， μ 角的大小由物料对螺旋面的摩擦角 μ_1 决定， P 可分解为轴向分力 P_x 和周向分力 P_y 。

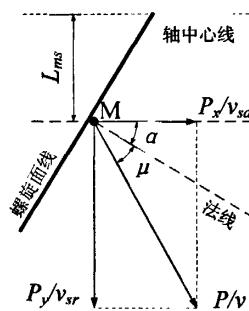


图3-8 螺旋输送过程中质点受力及速度分解图

$$P_y = M_s / L_{ms} \quad (3-4)$$

$$P_x = \frac{P_y}{\tan(\alpha + \mu)} \quad (3-5)$$

$$\alpha = \arctan \frac{S}{2\pi R} \quad (3-6)$$

式中 M_s ——等效驱动转距, N.m;

L_{ms} ——质点 M 到轴中心线的距离, 本文称作轴心距, m;

S ——螺距, m。

质点 M 运动速度 v 也可以分解为如图 3-8 所示的切向速度分量 v_{sr} 和轴向速度分量 v_{sa} , 设螺旋转速为 $n(r/min)$, 则有:

$$v = \frac{\pi n L_{ms}}{30} \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos \mu} \quad (3-7)$$

$$v_{sr} = v \sin(\alpha + \mu) \quad (3-8)$$

$$v_{sa} = v \cos(\alpha + \mu) \quad (3-9)$$

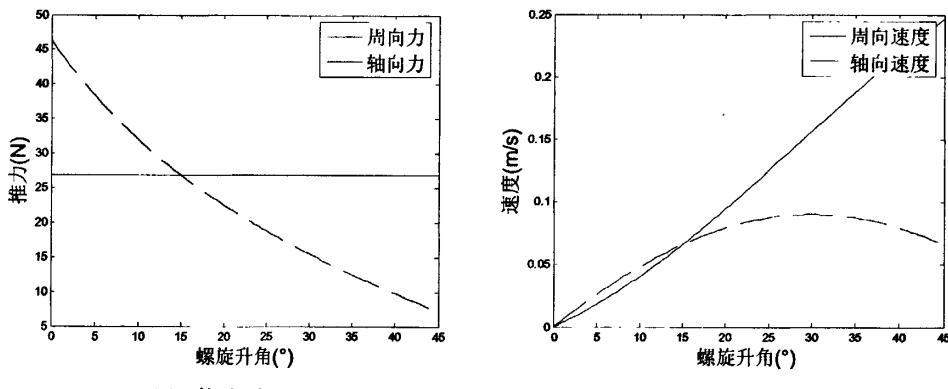


图 3-9 螺旋升角对螺旋面上颗粒所受推力与速度的影响

对于螺旋输送机而言, 较大的轴向推力和轴向速度是输送效率高的表现, 从图 3-9 可知, 要同时获得较大的轴向推力和轴向速度, 螺旋升角应取 15°以下。

3.3 充填率对螺旋体形变的影响及动态双重心法

由于充填率的变化会导致物料假设实体受力作用点位置的改变, 进而影响螺旋叶片与物料间相互作用力的大小, 所以, 在螺旋输送机的设计与输送机理研究中, 都要充分考虑充填率的影响。

本文中的悬臂螺旋输送机主要炭素沥青糊料的计量给料。此类螺旋输送机的机体一般为圆筒封闭式, 在被输送物料物理特性许下, 充填率可达到 0.9 以上, 给料能力远远

超过 GX 型螺旋输送机。由于其用于计量时有调速要求,螺旋轴的形变将直接影响输送机的工作效率和计量精度。以往对于螺旋输送机螺旋轴的变形分析一般都只针对 GX 型进行分析^[21,51],在充填率小于 0.5 的条件下,根据单实体假设,发现充填率与挠度近似成正比关系。但对于圆筒形螺旋输送机,当充填率大于 0.5 以后是否还能保持这种关系,尚未见相关的研究报道。此外,文献[52]认为筒形螺旋输送机的充填率最佳值为 0.5~0.7,理论依据不足。因此,研究一种准确计算悬臂螺旋输送机螺旋轴挠度的方法,不仅能够全面分析充填率从 0~1 对螺旋轴变形的影响,而且可为圆筒型螺旋输送机的设计提供理论依据。

本节以筒形悬臂螺旋输送机螺旋轴为例,提出了一种全面分析物料充填率与螺旋输送机螺旋轴形变关系的“动态双重心法”。

3.3.1 动态双重心法

1. 单实体假设的局限性

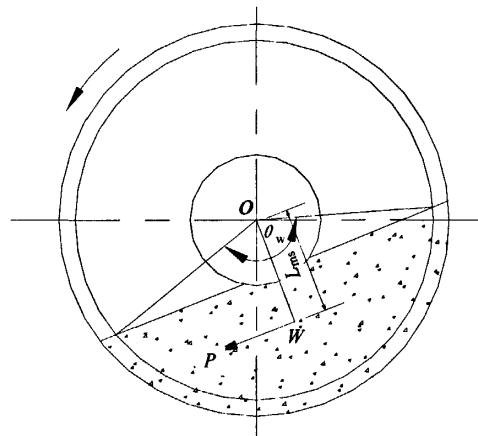


图 3-10 单实体假设下的物料重心及受力状态图

如图 3-10 所示,根据前述的单实体假设,此假设实体对螺旋轴产生的圆周力 P_y 的作用点在其重心 W 点, θ_w 为物料充填角, P_y 由式 3-4 计算^[30,53,54]。

$$M = 9550N_a/n \quad (3-10)$$

$$N_a = \frac{G_m(\omega_0 L_s + h)}{367} \quad (3-11)$$

$$h = L_s \sin \beta \quad (3-12)$$

式中 M ——螺旋轴上的等效扭矩, N.m;

N_a ——去空载后的轴驱动功率, kw;

G_m ——物料质量流动速度^[55], t/h;

ω_0 ——物料阻力系数;

L_s ——输送长度, m;

h ——物料提升高度, m;

β ——螺旋输送倾角, $^{\circ}$, 向上输送时 β 取正值, 向下输送时 β 取负值。

当充填率增大时, 重心 W 将向圆心移动, 轴心距 L_{ms} 将逐渐趋近于零, 则按式 3-4 计算出的切向力 P_y 将趋近于无穷大, 这显然是不合理的。根据式 3-4 绘制单实体假设下螺旋轴挠度随充填率变化曲线如图 3-11 所示。

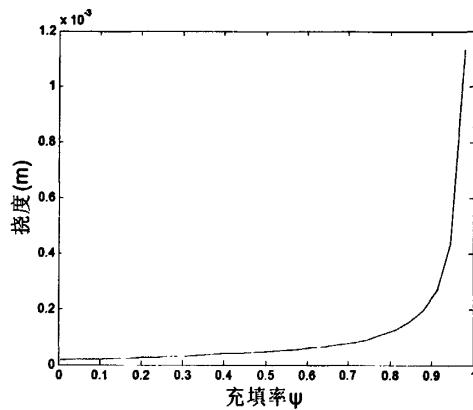


图 3-11 单实体假设下螺旋轴挠度随充填率变化图

由图 3-8 可知, 单实体假设下的挠度曲线随着充填率的增大急速上升, 而实际上在高充填率下由于物料对螺旋叶片的作用力分布趋向于均匀, 对螺旋轴挠度的影响将逐渐减小。因此, 单实体假设下螺旋轴的挠度计算方法随充填率的增加其计算误差加速增大。

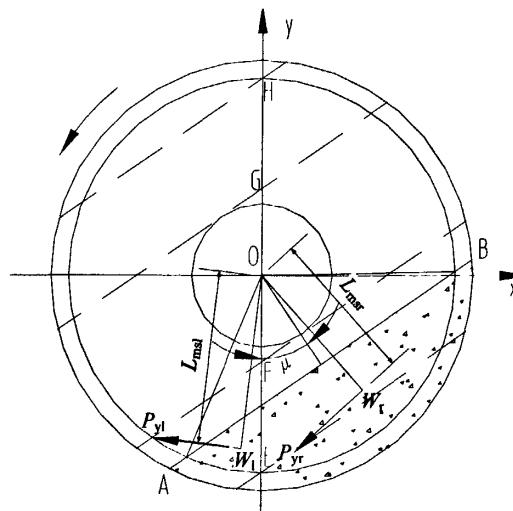


图 3-12 动态双重心法下物料重心及受力状态图

2. 动态双重心法的提出

为全面准确分析不同充填率下物料对螺旋轴变形的影响, 本文提出了一种新的分析方法。如图 3-12 所示, 将一个节距内的物料以通过轴中心线的垂直平面分为的左右两部分, 这样两部分物料有两个重心(W_l 和 W_r), 当充填率由小变大时, 这两部分的重心

不会移向螺旋轴的轴中心线，即左右两部分物料的重心到轴中心线距离(L_{msr}, L_{msl})永远也不会趋近于零。因而根据式3-4计算出的圆周力始终都是收敛的，不会趋近于无穷大。称这种方法为动态双重心法。

3. 动态双重心与充填率的关系

按双重心的确定方法，绘制本文中螺旋输送机螺旋体左、右重心随充填率变化轨迹图如图3-13所示。图中左侧曲线为左重心移动轨迹，右侧曲线为右重心移动轨迹，直线SO为左右重心合成的总体重心移动轨迹。由图3-13可知，当充填率 ψ 从0~1变化时，物料的左重心从x轴的零点向上移动至过轴中心线的水平线MN上L点处，右重心线从S点上移至MN上R点处。左重心轨迹从x轴零点出发说明充填率 ψ 很小时过轴中心线的竖直面左侧没有物料，物料的总体重心与右重心相同。直线OS与过轴心线竖直面的夹角为物料输送时转过的角度，即物料的内摩擦角 μ 。左右重心合成的总体重心移动轨迹与实际物料的总体重心移动轨迹吻合，反应了双重心的变化与物料实际总体重心变化是一致的。

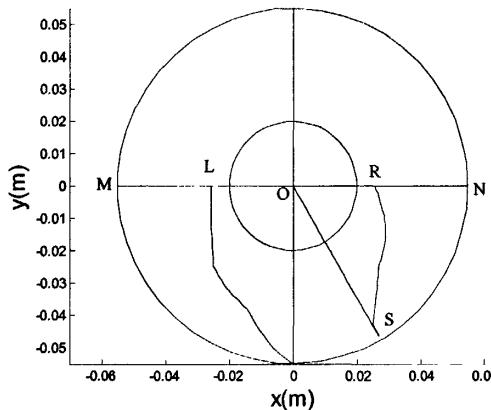


图 3-13 物料动态重心变化轨迹图

3.3.2 圆周力和轴向力的确立

去空载后的轴功率 N_a 主要消耗在克服物料前进时对机壳内壁的摩擦力、物料颗粒自身相互作用的力以及物料按一定速度前进和向上运动所要做的功这几个方面^[56, 57]。由于物料与机壳内壁存在摩擦，所以当螺旋轴逆时针转动时（如图3-12所示），物料将向右转过一个角度，即物料的内摩擦角 μ ，因而导致左右两部分物料量不同，右侧的物料相对于左侧其重心要高，物料量也要大，垂直方向的运动趋势也是向上的。

抬升物料所消耗的功率 N_{a1} 和克服其他力所消耗的功率 N_{a2} 分别为：

$$N_a = N_{a1} + N_{a2} \quad (3-13)$$

$$N_{a1} = \frac{m_r g h_r \omega_1 \cos \beta}{1000 \mu} \quad (3-14)$$

$$N_{a2} = N_a - N_{a1} = \frac{G_m(\omega_0 L_s + h)}{367} - \frac{m_r g h_r \omega_1 \cos \beta}{1000 \mu} \quad (3-15)$$

式中 h_r ——右侧物料抬升高度, $m_r = L_{ms}(1 - \cos \mu)$;

ω_1 ——螺旋转动角速度, rad/s;

m_r ——输送物料的重量, kg, $m_r = L_s S_a \rho_c$;

ρ_c ——物料堆积密度, kg/m³;

S_a ——物料轴向投影总面积, m², $S_a = S_l + S_r$, S_l 和 S_r 分别为左右两侧物料轴向投影面积。

当螺旋以图 3-12 所示逆时针方向转动时, 左侧物料运动方向向下, 以左侧物料为参照, 即左侧物料重力消耗的功率为零, 则左右两侧物料消耗的等效轴功率 N_{al} 和 N_{ar} 分别为:

$$N_{al} = \frac{S_l}{S_a} N_{a2} = \frac{S_l}{S_a} \frac{G_m(\omega_0 L_s + h)}{367} - \frac{S_l}{S_a} \frac{L_s S_a \rho_c g h_r \omega_1 \cos \beta}{1000 \mu} \quad (3-16)$$

$$N_{ar} = \frac{S_r}{S_a} N_{a2} + N_{a1} = \frac{S_r}{S_a} \frac{G_m(\omega_0 l_s + h)}{367} + \frac{S_r}{S_a} \frac{L_s S_a \rho_c g h_r \omega_1 \cos \beta}{1000 \mu} \quad (3-17)$$

从而, 左右两侧的等效扭矩 M_l 和 M_r 分别为:

$$M_l = 9550 \frac{N_{al}}{n} = \frac{9550 L_s}{n} \left[\frac{S_l}{S_a} \frac{G_m(\omega_0 + \sin \beta)}{367} - \frac{S_l \rho_c g h_r \omega_1 \cos \beta}{1000 \mu} \right] \quad (3-18)$$

$$M_r = 9550 \frac{N_{ar}}{n} = \frac{9550 L_s}{n} \left[\frac{S_r}{S_a} \frac{G_m(\omega_0 + \sin \beta)}{367} + \frac{S_r \rho_c g h_r \omega_1 \cos \beta}{1000 \mu} \right] \quad (3-19)$$

左右两侧的等效圆周力 P_{yl} 和 P_{yr} 分别为:

$$P_{yl} = M_l / L_{msl} \quad (3-20)$$

$$P_{yr} = M_r / L_{msr} \quad (3-21)$$

左右两侧的等效轴向力 P_{xl} 和 P_{xr} 为:

$$P_{xl} = \frac{P_{yl}}{\tan(\alpha + \mu)} \quad (3-22)$$

$$P_{xr} = \frac{P_{yr}}{\tan(\alpha + \mu)} \quad (3-23)$$

由以上分析可知, 圆周力和轴向力与物料的性质(阻力系数 ω_0 , 密度 ρ_c , 内摩擦角 μ), 输送倾角 β , 充填率 ψ , 螺旋升角 α 相关。

3.3.3 物料动态双重心的确定

由前述分析可知, 左、右重心将随充填率的变化而变化, 要计算物料对螺旋轴产生的力, 就要确定左、右两部分的重心到螺旋轴轴中心线的距离, 即要确定左、右两部分

的重心位置。

1. 重心的极坐标方程

如图 3-12 所示, 假设左右两部分物料的重心点分别为 W_l 和 W_r 。物料上平面轴向投影直线为 L_{AB} 。以圆心为极点, 则 L_{AB} 直线的极坐标方程为:

$$\rho = \frac{R \cos \frac{\theta_w}{2}}{\sin(\mu - \theta)} \quad \begin{cases} \mu - \frac{\theta_w + \pi}{2} \leq \theta \leq \mu - \frac{\pi - \theta_w}{2} & \psi \leq 0.5 \\ \mu - \frac{\pi - \theta_w}{2} \leq \theta \leq \mu + \frac{3\pi - \theta_w}{2} & \psi > 0.5 \end{cases} \quad (3-24)$$

圆的极坐标方程为:

$$\rho = r \quad \left(\frac{d_0}{2} \leq r \leq \frac{D_0}{2}; \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi \right) \quad (3-25)$$

式中 d_0 ——螺旋管轴外径, m;

D_0 ——螺旋外径, m。

极坐标下平面的重心坐标计算式为:

$$\begin{cases} \bar{x} = \frac{\iint_S \rho^2 \cos \theta d\rho d\theta}{\iint_S \rho d\rho d\theta} \\ \bar{y} = \frac{\iint_S \rho^2 \sin \theta d\rho d\theta}{\iint_S \rho d\rho d\theta} \end{cases} \quad (3-26)$$

重心到圆心的距离 L_{ms} 为:

$$L_{ms} = \sqrt{\bar{x}^2 + \bar{y}^2} \quad (3-27)$$

2 左右重心坐标

如图 3-12, 当 L_{AB} 与左侧无相交区域, 即 L_{AB} 在 E 点以下时, 左侧无计算区域, 令左侧的重心位置在 $(0, -R)$ 点, 则重心只在右侧随充填率 ψ 变化而变化。按式 3-26 计算并积分得:

左侧重心坐标为:

$$\begin{cases} \bar{x}_l = 0 \\ \bar{y}_l = -R \end{cases} \quad (3-28a)$$

右侧重心坐标为:

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{x}_r = \frac{D_0}{3} \frac{2 \sin \mu \sin^3 \frac{\theta_w}{2}}{\theta_w - \sin \theta_w} \\ \bar{y}_r = -\frac{D_0}{3} \frac{2 \cos \mu \sin^3 \frac{\theta_w}{2}}{\theta_w - \sin \theta_w} \end{array} \right. \quad (3-28b)$$

当 L_{AB} 在其与螺旋轴下面相切处以下, 即在 F 和 E 点间, 重心坐标按式 3-26 计算并积分得:

右侧重心坐标为:

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{x}_r = \frac{D_0}{3} \frac{1 + \frac{\cos 2\mu}{2 \cos \mu} \cos^3 \frac{\theta_w}{2} - \frac{3}{2} \cos \mu \cos \frac{\theta_w}{2} + \sin \mu \sin^3 \frac{\theta_w}{2}}{\frac{\theta_w}{2} + \mu - \frac{\sin \theta_w}{2} - \cos^2 \frac{\theta_w}{2} \tan \mu} \\ \bar{y}_r = \frac{D_0}{3} \frac{(1 + \frac{1}{2 \cos^2 \mu}) \sin \mu \cos^3 \frac{\theta_w}{2} - \frac{3}{2} \sin \mu \cos \frac{\theta_w}{2} - \cos \mu \sin^3 \frac{\theta_w}{2}}{\frac{\theta_w}{2} + \mu - \frac{\sin \theta_w}{2} - \tan \mu \cos^2 \frac{\theta_w}{2}} \end{array} \right. \quad (3-29a)$$

左侧重心坐标为:

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{x}_l = \frac{D_0}{3} \frac{-1 - \frac{\cos 2\mu}{2 \cos \mu} \cos^3 \frac{\theta_w}{2} + \frac{3}{2} \cos \mu \cos \frac{\theta_w}{2} + \sin \mu \sin^3 \frac{\theta_w}{2}}{\frac{\theta_w}{2} - \mu + \frac{\sin \theta_w}{2} - \tan \mu \cos^2 \frac{\theta_w}{2}} \\ \bar{y}_l = \frac{D_0}{3} \frac{-\frac{\cos 2\mu + 2}{2 \cos^2 \mu} \sin \mu \cos^3 \frac{\theta_w}{2} + \frac{3}{2} \sin \mu \cos \frac{\theta_w}{2} - \cos \mu \sin^3 \frac{\theta_w}{2}}{\frac{\theta_w}{2} - \mu + \frac{\sin \theta_w}{2} - \tan \mu \cos^2 \frac{\theta_w}{2}} \end{array} \right. \quad (3-29b)$$

同理, 可求出 L_{AB} 在 G 点和 F 点间, H 点和 G 点间以及 H 点上方时左、右物料的重心坐标。

依式 3-27 可得:

左重心到轴中心线的距离为:

$$L_{msl} = L_{OW_l} = \sqrt{\bar{x}_l^2 + \bar{y}_l^2} \quad (3-30a)$$

右重心到轴中心线的距离为:

$$L_{msr} = L_{OW_r} = \sqrt{\bar{x}_r^2 + \bar{y}_r^2} \quad (3-30b)$$

3.3.4 螺旋轴挠度的计算

1 自重作用下产生的挠度

$$y_1 = -\left(\frac{G_1 L^3}{8EI_2} + \frac{G_2 L^4}{8EI_2 L_s}\right) \quad (3-31)$$

式中 G_1 ——螺旋管轴自重, N;

G_2 ——螺旋叶片自重, N。

I_2 ——管轴的惯性矩, m^4 , $I_2 = \frac{\pi d_0^4}{64} [1 - (\frac{d_0 - 2\delta_1}{d_0})^4]$, δ_1 为管轴的厚度。

2 圆周力作用下产生的挠度

螺旋轴的最大挠度在悬臂的末端, P_y 是分布载荷, 它产生的挠度 y_2 为:

$$y_2 = -\frac{(P_y / L_s)L^4}{8EI_2} \quad (3-32)$$

$$\text{左侧: } y_{l2} = -\frac{(P_{yl} / L_s)L^4}{8EI_2} \quad (3-33a)$$

$$\text{右侧: } y_{r2} = -\frac{(P_{yr} / L_s)L^4}{8EI_2} \quad (3-33b)$$

$$\begin{aligned} y_2 &= \sqrt{y_{l2}^2 + y_{r2}^2 - 2y_{l2}y_{r2} \cos(\pi - \theta_p)} \\ &= \sqrt{y_{l2}^2 + y_{r2}^2 - 2y_{l2}y_{r2} \cos(\pi - \theta_p)} \end{aligned} \quad (3-34)$$

式中 θ_p —— y_{l2} 和 y_{r2} 的夹角。

3 轴向力作用下产生的挠度

如图3-14所示, 轴向力 P_x 均匀分布在每个节距的叶片上, 忽略叶片的变形, 则 P_x 可以等效为作用在叶片上的力偶。力偶在悬臂末端产生的挠度叠加的和为最终挠度, 则轴向力 P_x 产生的挠度 y_3 为:

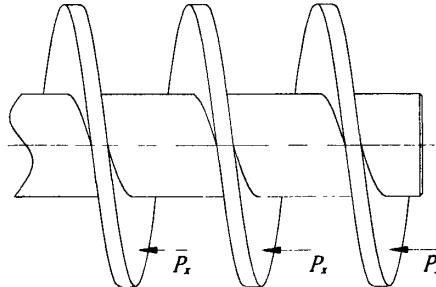


图 3-14 轴向力 P_x

$$y_3 = -\frac{M_x}{EI_2} \sum_{i=0}^m (a + iS) \left(L - \frac{a + iS}{2}\right) \quad (3-35)$$

$$\text{左侧: } y_{l3} = \frac{M_x}{2EI_2} \sum_{i=0}^m (iS + a)(iS + a - 2L) \quad (3-36a)$$

$$\text{右侧: } y_{r3} = \frac{M_{xr}}{2EI_2} \sum_{i=0}^m (iS + a)(iS + a - 2L) \quad (3-36b)$$

$$y_3 = \sqrt{\overrightarrow{y_{l3}} + \overrightarrow{y_{r3}}} = \sqrt{y_{l3}^2 + y_{r3}^2 - 2y_{l3}y_{r3} \cos(\pi - \theta_p)} \quad (3-37)$$

式中 M_x ——每个节距上的平均力偶矩, N·m。

$$\text{左侧: } M_{xl} = \frac{P_{xl} L_{msl}}{m} \quad (3-38a)$$

$$\text{右侧: } M_{xr} = \frac{P_{xr} L_{msr}}{m} \quad (3-38b)$$

$$S = \pi D_0 \tan \alpha \quad (3-39)$$

$$a = L - mS \quad (3-40)$$

式中 S ——螺旋节距, m;

m ——力偶数;

a ——悬臂约束端到第一个力偶作用点的距离, m。

4. 总挠度

$$\vec{y} = \vec{y}_1 + \vec{y}_2 + \vec{y}_3 \quad (3-41)$$

3.3.5 动态双重心法应用实例

以如表3-1所示悬臂螺旋输送机为例, 按本文动态双重心法计算该螺旋输送机在输送炭素沥青糊料时螺旋轴的变形, 同时用ANSYS有限元软件计算该螺旋输送机水平放置状态下充填率分别为0.3、0.5、0.7、0.9时螺旋轴的挠度值, 将ANSYS计算值与用动态双重心法计算值进行对比。

表3-1 螺旋轴结构参数表(单位: mm)

螺旋外径	管轴外径	螺旋节距	悬臂长度	螺旋长度	管轴壁厚	叶片厚度
110	40	88	418	320	5	5

表3-2 沥清混合料扎糊物理参数表

堆积密度 ρ_c (t/m ³)	内磨擦角 μ (°)	阻力系数 ω_0
1.44	30	4.0

1. 单实体假设与双重心法下挠度对比

通过计算, 按单实体假设与动态双重心法绘制相应的挠度变化曲线, 如图3-15所示。

从3.3.1的分析中可知, 高充填率下物料对螺旋轴的变形影响应逐渐减小, 由图3-15可知, 单实体假设下的挠度曲线随着充填率的增大急速上升, 显示其挠度计算方法随充

填率的升高计算误差也随之加速增大，而动态双重心法下的挠度变化曲线更接近于螺旋轴挠度变化的实际状态。

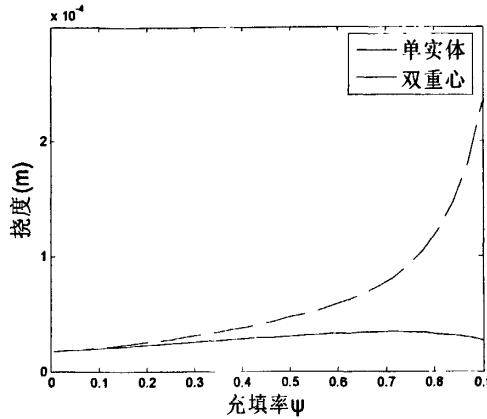


图 3-15 单实体假设与双重心法下挠度计算对比

2. 螺旋输送倾角对螺旋轴变形的影响

按表3-1和表3-2中的参数，用Matlab计算并绘制螺旋输送机在向上($\beta=20^\circ$)、向下($\beta=-20^\circ$)和水平($\beta=0^\circ$)输送状态下，充填率 ψ 从0~1变化时螺旋轴挠度变化，如图3-16、图3-17所示。

由图3-16、图3-17可知，工作状态下，螺旋轴的挠度随充填率变化而变化，挠度值与螺旋输送倾角相关，向下输送物料时挠度减小，向上输送物料时挠度增大，但最大值出现的位置只与充率有关，与输送倾角无关。

由图3-16可知，螺旋输送机内物料的充填率在0~1间变化时，物料作用于螺旋轴产生的挠度从某一固定值开始渐增，至 $\psi = 0.73$ 时达到最大值，后又较快地降为起始固定值，该值为螺旋轴自重产生的挠度 y_1 。相对于总挠度 y ，轴向力产生的挠度 y_3 较小，说明轴向力对螺旋轴的变形影响不如圆周力大。

图3-18中的“*”、“.”、“+”和“△”是在螺旋输送机水平放置状态下($\beta=0^\circ$)，充填率为0.3、0.5、0.7、0.9时，螺旋轴挠度随充填率变化的ANSYS有限元计算值。从图3-18可知，ANSYS计算值和动态双重心法计算值很接近，说明了动态双重心法的合理性。

4 螺旋升角对螺旋轴挠度的影响

螺旋升角对螺旋轴整体刚度有影响^[58,59]，是螺旋轴设计的重要参数，应对螺旋升角对螺旋轴挠度的影响进行研究。根据手册[55]，分别取螺距 S 为： $0.5 D_0$ 、 $0.8 D_0$ 和 D_0 ，相对应的螺旋升角 α 为： 9° 、 14.3° 和 17.7° ，绘制充填率 ψ 从0~1变化时挠度在不同螺旋升角下的变化曲线，如图3-19所示。

由图3-19可知，螺旋轴挠度变化曲线的坡度随螺旋升角减小而趋缓，最大挠度也同时减小，而最小挠度随螺旋升角的减小而增大，这是因为螺旋升角越小，则在螺旋长度相同情况下螺旋轴自重会增加，致使由螺旋轴在自重作用下产生的挠度增大。由此可见，

随着螺旋升角的减小，充填率的变化对螺旋轴挠度的影响将逐渐降低。

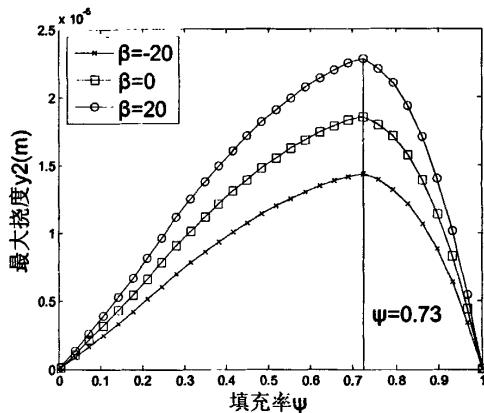


图 3-16 填充率从 0~1 时圆周力
 P_y 引起的挠度变化图

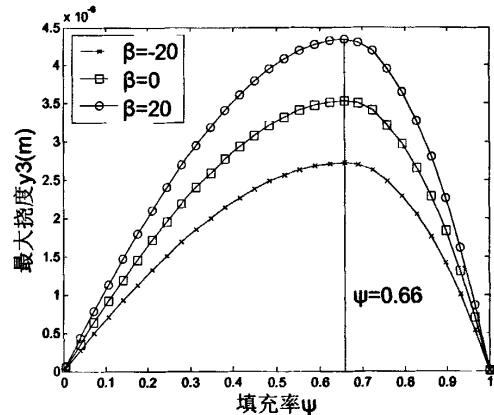


图 3-17 填充率从 0~1 时轴向力
 P_x 引起的挠度变化图

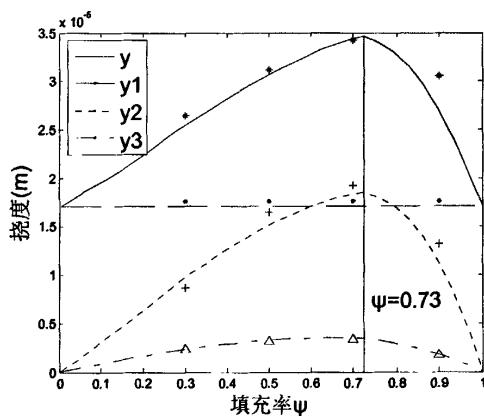


图 3-18 螺旋输送倾角 $\beta=0$ 时各挠度的变化曲线

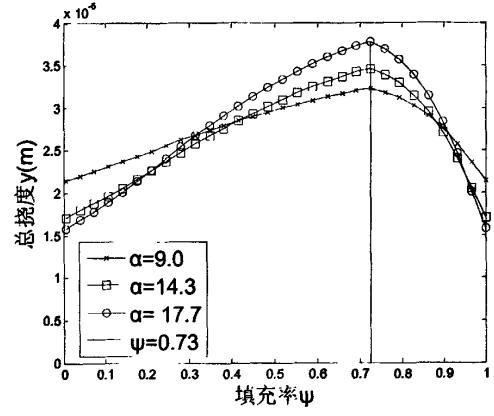


图 3-19 不同螺旋升角下的挠度变化图

3.4 本章小结

本章从螺旋输送机的输送机理分析着手，根据单质点法对螺旋输送机内物料颗粒的受力进行了分析。通过分析筒形悬臂螺旋输送机螺旋轴受力状态，提出了求解螺旋轴的挠度值的动态双重心法，并通过有限元分析验证了动态双重心法的正确性，结论如下：

- (1) 较大的轴向推力和轴向速度是输送效率高的表现，要同时获得较大的轴向推力和轴向速度，螺旋升角取应 15° 以下；
- (2) 当充填率从 0~1 变化时，处于工作状态的螺旋轴产生的总挠度从螺旋轴自重产生挠度值 y_3 渐增，至 $\psi = 0.73$ 时达到最大值，之后较快地降至 y_I ，这与实际情况是相符的。同时，基于单实体假设下的 ANSYS 有限元螺旋轴挠度计算值与动态双重心法计算值很接近，说明当用功率推导物料对螺旋轴的作用力来计算螺旋轴挠度时，本文所介绍的动态

双重心法是合理的；

(3) 对于筒形螺旋输送机，从挠度影响来看，应避免使其充填率在0.73附近。在被输送物料物理特性允许的情况下，应尽可能地增大充填率至0.9以上；

(4) 螺旋轴的挠度随充填率变化时，最大挠度出现的位置只与充填率有关，与输送倾角和螺旋升角无关；

(5) 输送物料时轴向力对螺旋轴产生的挠度相对总挠度较小，影响螺旋体挠度的主要因素是螺旋轴的自重和被输送物料对叶片产生的圆周力；

(6) 随着螺旋升角的减小，充填率的变化对螺旋轴挠度的影响逐渐降低，所以，较小的螺旋升角有利于消除充填率变化对螺旋轴变形的影响；

(7) 其它圆筒形螺旋输送机内物料的运动状态与本文中的悬臂螺旋输送机内物料运动状态基本相同，所以动态双重心法也适用于分析其它螺旋输送机内物料对螺旋轴挠度的影响。

第4章 螺旋输送机关键设计参数对工作性能的影响

螺旋输送机关键设计参数的合理性直接影响到螺旋输送机的工作性能。如放置方式、充填率、工作温度、螺旋体的形式与规格、螺旋转速、进出料口的形式等，这些设计参数对螺旋输送机的使用寿命、输送效率，计量精度，运转的稳定性等都起来至关重要的作用，因此，对螺旋输送机的设计理论进行研究时，要充分考虑这些关键设计参数对螺旋输送机工作性能的影响。

本章运用大型有限元分析软件 ANSYS，通过分析螺旋输送机的关键结构与工作参数，对螺旋输送机的设计方法进行了探索与思考，丰富了螺旋输送机的设计理论。

4.1 充填率的控制设计

本文所研究的螺旋输送机的输送对象为炭素沥青糊料，属于具有一定粘性的磨擦系数较大物料，应采用低充填率设计^[55]，从而可以使物料在螺旋输送机内有充分的运动空间，并可以使物料能保持松散状态，不至于过压结块而造成下料不畅或堵塞螺旋输送机。

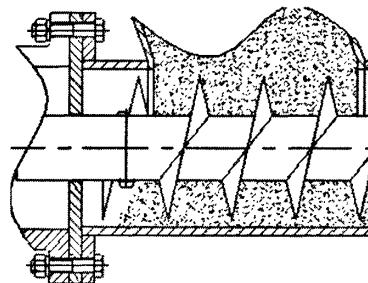


图 4-1 物料在螺旋输送机内的物料堆积剖面图

从图 4-1 中可以看出，由于进料口直接联接料斗，因而螺旋输送机在工作时进料口处将一直保持完全的充填状态，即进料口处的充填率 $\psi = 1$ 。对于具有粘性的炭素沥青糊料来说，保持这样大的充填率，发生结块和堵塞的几率将大大提高，因此，有必要采取非常规设计来解决此类问题。

从结构上解决螺旋输送机的充填率问题，目前的方法一般是采用变节距和变轴径方法或二者结合使用^[18]。如图 4-2 所示：

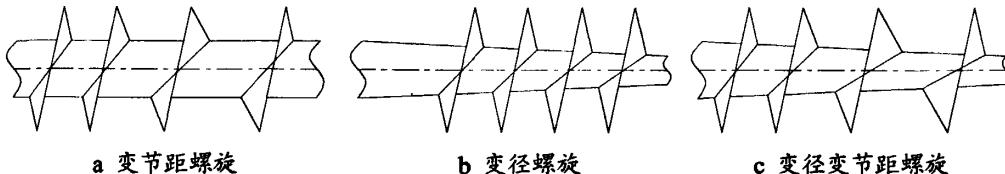


图 4-2 各类非常规螺旋体结构

但是，当螺旋体采用变节距或锥形变径结构时，输送流量将发生周期性的波动，对于用于计量的螺旋输送机来说，这将造成计量的不准确；另外，在调节物料的输送速度时，这样的结构也将使流量调节难以达到准确快速的设计要求。因此，如果对物料的输送速度有调节要求，螺旋轴采用如下图 4-3 所示的梯形变径设计方案。

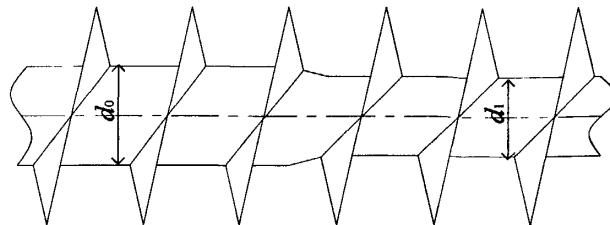


图 4-3 梯形变径螺旋结构

如图 4-3 所示，螺旋体进料口段和其后的螺旋轴都保持了同样的直径，但是进料口处螺旋轴的直径大于封闭段的螺旋轴直径。此结构下，由于进料段和封闭段截面比例稳定，不管螺旋转速如何变化，都可保证封闭段的充填率保持一致，这样也就保证了计量的准确性。封闭段的充填率用下式计算：

$$\psi = \frac{D_0^2 - d_1^2}{D_0^2 - d_0^2} \quad (4-1)$$

式中 D_0 ——螺旋体外径，m；

d_0 ——梯形螺旋轴大径，m；

d_1 ——梯形螺旋轴小径，m。

4.2 螺旋体的设计及其形变影响分析

螺旋体是螺旋输送机的主要工作部件，其各结构参数对螺旋输送的输送能力、物料在输送机内的运动方式以及出料的稳定性与连续性都有着决定性影响，螺旋输送机的设计大部分是对螺旋体的各结构参数的确定。螺旋体包括螺旋轴和螺旋叶片，为减轻重量，螺旋轴多为空心圆管，根据不同的要求，螺旋叶片根据不同的应用场合有实体型、带式、叶片式、齿式等多种形式，如图 1-7 所示。如果螺旋输送机有输送和计量的双重要求，螺旋叶片应选用实体形式。螺旋升角的大小根据最大轴向速度和最大轴向推力的要求在第 3 章进行了分析，考虑到计量的精确性，螺旋升角应取小值。

刚性螺旋输送机的螺旋体与机体内壁要求存在一定的间隙，目前正在使用的有关螺旋输送机的设计标准中^[55]，一般规定螺旋体的外径与机体内壁的间隙为 5~10mm。但这一规定不能适用于所有的机型，设计螺旋输送机时，应根据应用领域的具体要求，对螺旋体外径与机体内壁间的间隙进行具体分析与设计。

螺旋输送机工作时，若间隙过小，螺旋体过大的形变可能使螺旋叶片与筒壁产生接

触，增大叶片和筒壁的磨损，缩短设备的使用寿命，如图 4-4a。同时，过大的变形也可能会产生较大的振动，影响设备的工作性能和计量的准确性。极限情况下，若振动频率达到设备的固有频率，设备将产生剧烈的振动而无法工作甚至损毁，如图 4-4b。

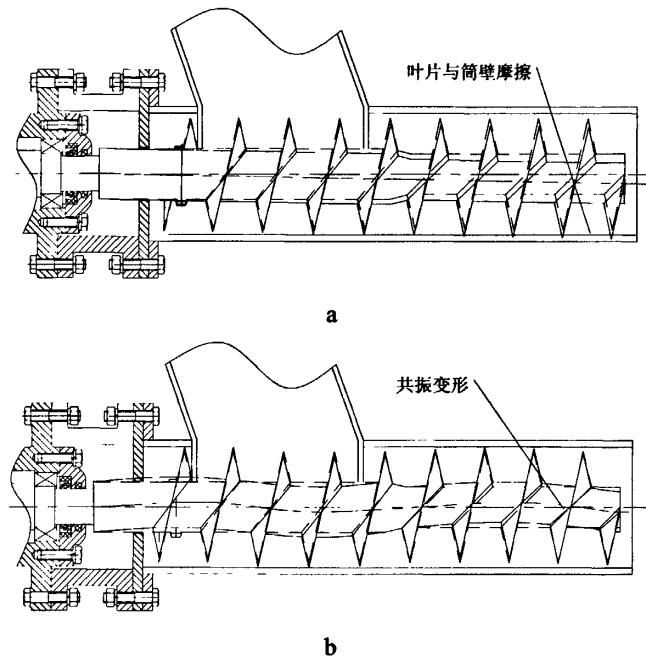


图 4-4 螺旋体外径与机体内壁间距过小的影响

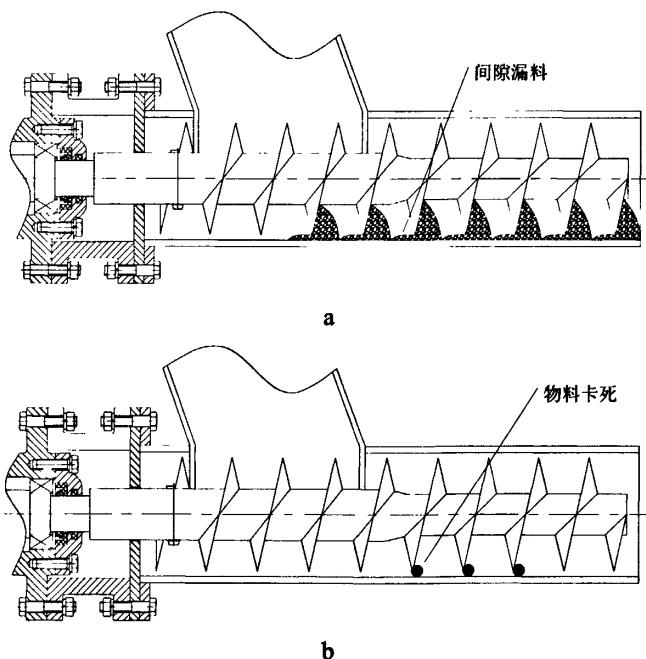


图 4-5 螺旋体外径与机体内壁间距过大的影响

过大的间隙也可能会使输送机工作时向后漏料，如图 4-5a，降低输送效率和计量精度；若被输送物料中存在粒径与间隙相差不大的坚硬颗粒，若此类颗粒卡在螺旋体与机体内壁的间隙中，如图 4-5b，则可能将造成输送机突然停转、电机烧毁，当电机功率较大时，可能会造成叶片严重变形甚至螺旋轴扭断。

因此，螺旋体的形变对螺旋输送机的输送能力、输送效率、使用寿命以及计量精度都将产生较大的影响。在螺旋输送机的设计中，应根据具体的工作情况对螺旋体的形变进行具体分析。对螺旋体形变的影响因素除了第 3 章所分析的物料充填率与螺旋升角外，还与螺旋体的工作温度、叶片厚度和工作转速有关。

4.2.1 温度对螺旋体形变的影响

本文所研究的螺旋输送机是以输送高温粘性颗粒物料为对象的，物料的输送温度由实验已经确定为 125~130℃，由于钢的强度对温度的变化有一定的敏感性，随着温度的升高其强度会逐渐下降。高温工作环境下的设备应考虑温度对其关键零部件变形的影响。对于本文中的悬臂式螺旋输送机，相对于两端支撑的螺旋输送机而言，其螺旋体变形将更大。

在 20~200℃温度变化区间，对本文中的螺旋输送机螺旋轴建立如图 4-6 所示 ANSYS 有限元模型，实体模型由 Pro/E 绘制后再导入 ANSYS，材料为 20 号钢，单元类型为 10 节点四面体单元(Tet 10node 92)，网格划分方式为智能自由划分方式。对模型进料端轴端面位移进行全约束，出料端加载定载荷，模拟物料对螺旋轴的作用。为对比不同长度的螺旋体在温度变化时发生形变的区别，分别对 400mm 和 530mm 两种长度的模型进行了计算。图 4-6~图 4-8 是长度为 530mm 时模型的形变图，最大变形点均在悬臂端，计算结果如表 4-1。

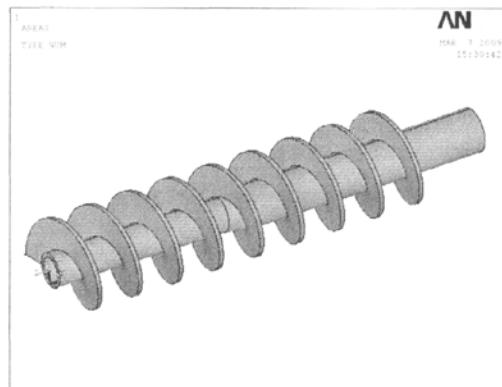


图 4-6 螺旋体模型图

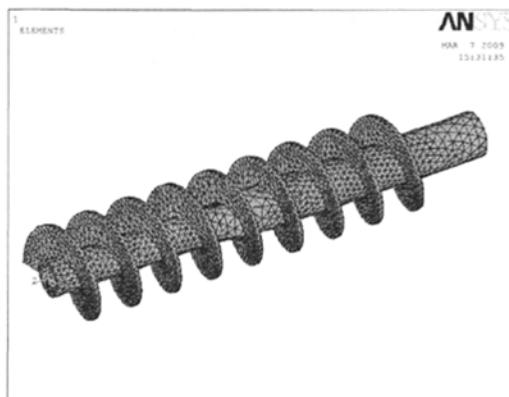


图 4-7 螺旋体有限元网格模型图
(17199 个单元, 35073 个节点)

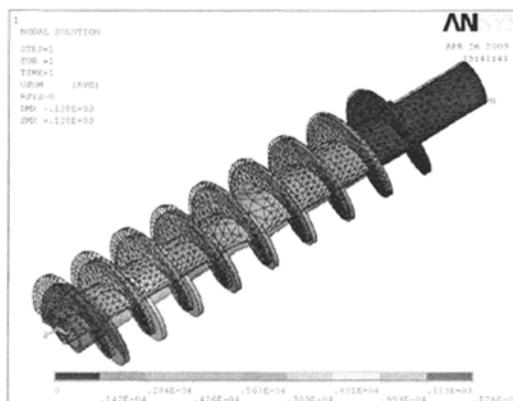


图 4-8 螺旋体应变图($t_s=140^{\circ}\text{C}$)

表 4-1 悬臂螺旋输送机螺旋体在不同温度下的变形量

温度 (°C)	20	40	60	80	100	120	140	200
400mm 轴变形(10^{-4}m)	0.617	0.620	0.623	0.626	0.629	0.632	0.635	0.645
530mm 轴变形(10^{-3}m)	0.124	0.125	0.125	0.126	0.126	0.127	0.128	0.130

表 4-1 中数据为一系列离散值, 为更清楚地表示螺旋轴的变形与温度的关系, 为此, 本文采用最小二乘拟合法进行最佳函数逼近。定义如式 4-2 的变形量拟合函数:

$$Y_{sc} = \sum_{i=1}^3 c_i P_i(t_e) \quad (4-2)$$

式中 Y_{sc} —变形量, m ;

c_i —待定系数;

$P_i(t_e)$ ——基函数;

t_e ——螺旋体温度, °C。

选取如下基函数:

$$\begin{cases} P_1(t_e) = 1 \\ P_2(t_e) = t_e \\ P_3(t_e) = t_e^2 \end{cases} \quad (4-3)$$

则正规方程组代数式为:

$$\begin{bmatrix} < P_1, P_1 > & < P_1, P_2 > & < P_1, P_3 > \\ < P_2, P_1 > & < P_2, P_2 > & < P_2, P_3 > \\ < P_3, P_1 > & < P_3, P_2 > & < P_3, P_3 > \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} < P_1, Y_{sc} > \\ < P_2, Y_{sc} > \\ < P_3, Y_{sc} > \end{bmatrix} \quad (4-4)$$

由表 4-1 可知, 螺旋轴变形量其实很小, 为保证计算精度, 计算时变形量 Y_{sc} 增大 10^6 倍。写出正规方程组如式 4-5。

$$\begin{bmatrix} 0.0000 & 0.0000 & 0.0001 \\ 0.0000 & 0.0001 & 0.0143 \\ 0.0001 & 0.0143 & 2.3482 \end{bmatrix}^9 \times \begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.0001 & 0.0001 \\ 0.0048 & 0.0097 \\ 0.6112 & 1.2304 \end{bmatrix}^7 \quad (4-5)$$

解上式方程组得待定系数矩阵 $c_{3 \times 2}$ 为:

$$c = \begin{bmatrix} 61.426 & 123.69 \\ 0.0140 & 0.0223 \\ 0.0000 & 0.0000 \end{bmatrix} \quad (4-6)$$

式中, 矩阵的每一列对应一种颗粒半径。因此, 不同粒径的碰撞力拟合函数为:

$$Y_{sc} = \begin{cases} 61.426 + 0.014t_e & (L_{st} = 400) \\ 123.69 + 0.0223t_e & (L_{st} = 530) \end{cases} \quad (4-7)$$

式中 L_{st} ——螺旋轴长, m。

根据式 4-7 的仿真拟合函数, 绘制螺旋轴随温度变化曲线如图 4-9 所示, 图中“□”为 ANSYS 计算的离散值。

从图 4-9 中可以看出, 200°C 以下时螺旋体的形变和温度基本呈一次函数关系, 曲线能很好地拟合了 ANSYS 计算的离散值, 说明采用最小二次拟合所得的函数式 4-7 可以很准确地表示现有模型下螺旋轴形变与温度的关系。从形变曲线的形状及变化趋势来看, 温度变化对不同长度螺旋轴的影响趋势基本相同, 温度在 200°C 以下时形变很小, 因此, 对于本文模型, 可以忽略温度对螺旋轴形变的影响。

但是, 从数据上看, 螺旋轴只增长了 32.5%, 平均最大形变增量却有 101%, 达到一个数量级; 从图 4-11c 不同长度螺旋体温度变化时的形变增量上看, 随着温度的升高, 形变增量加速增大, 说明螺旋体越长, 其形变对温度变化的敏感性也加速增强。因此, 对于大跨度的螺旋输送机, 若在高温下工作, 应将温度对形变的影响予以考虑。

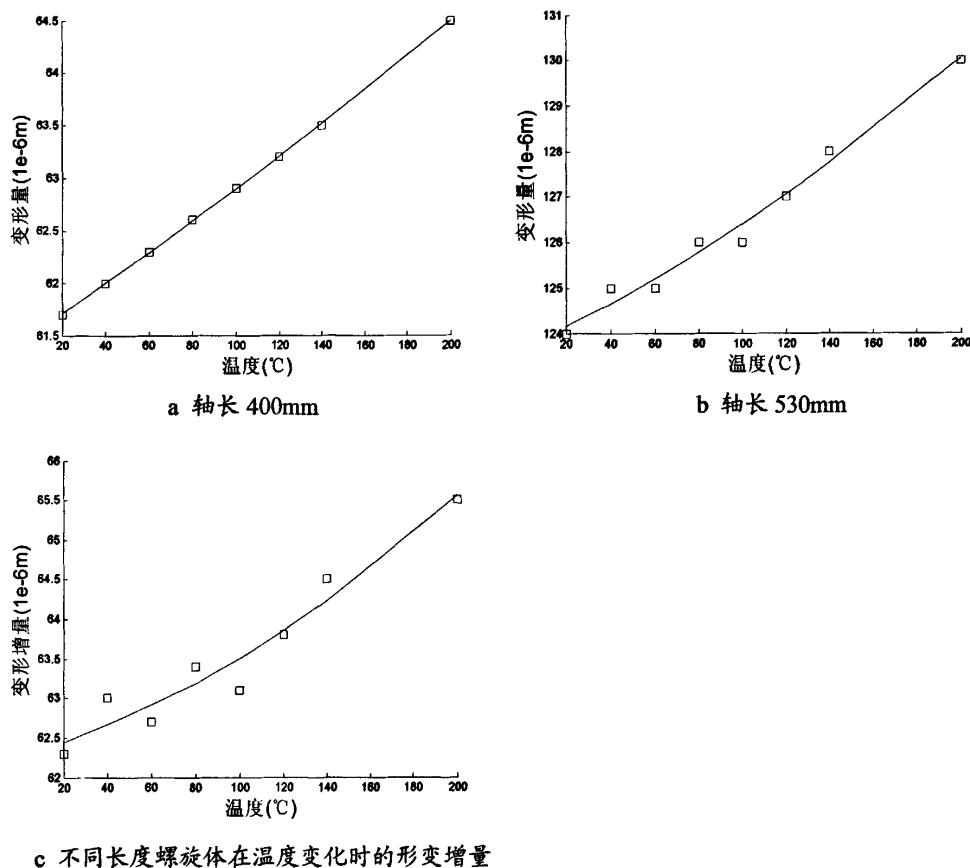


图 4-9 固定载荷下螺旋输送机螺旋轴的变形与温度关系图

4.3.2 螺旋叶片厚度对螺旋轴形变和螺旋体稳定性的影响

螺旋叶片是驱动物料在螺旋输送机内运动的零件。如从磨损和形变角度考虑，叶片越厚则越利于螺旋体结构的稳定，但叶片过厚不但会增加螺旋体自重，同时也会减少螺旋输送机的有效容积，降低输送效率，特别是对于升角小的螺旋体来说，这些不利影响的程度将加剧。而螺旋叶片太薄可能会造成叶片强度不够，当输送阻力较大时，螺旋叶片特别是叶片的边缘将产生较大的弹性甚至塑性形变，从而引起被输送物料在螺旋输送机内分布不均，至使输送效率降低和计量不准。因此，螺旋输送机螺旋体的设计中应充分考虑螺旋叶片厚度的合理性。

对不同叶片厚度的螺旋体进行静力 ANASYS 有限元分析，不考虑叶片形变时，螺旋轴的悬臂端面处(10#结点)形变量最大；考虑叶片形变时，出口叶片端点处(45#结点)形变量最大。如图 4-10 所示，取这两个节点的形变值如表 4-2。

表 4-2 不同厚度螺旋叶片在相同力作用下的变形表

叶片厚度(mm)	项目名称	形变量(10^{-4} m)	
		最大绝对值(45#节点)	悬臂端面值(10#节点)
5.0	平均最大形变量	0.34678	0.33160
	径向最大形变量	0.33453	0.33091
	轴向最大形变量	0.091018	0.021366
4.5	平均最大形变量	0.34086	0.32158
	径向最大形变量	0.32544	0.32090
	轴向最大形变量	0.10084	0.020920
4.0	平均最大形变量	0.33591	0.31014
	径向最大形变量	0.31516	0.30947
	轴向最大形变量	0.11541	0.020396
3.5	平均最大形变量	0.33939	0.30148
	径向最大形变量	0.30827	0.30081
	轴向最大形变量	0.14065	0.020075
3.0	平均最大形变量	0.35381	0.29126
	径向最大形变量	0.30094	0.29059
	轴向最大形变量	0.18379	0.019634
2.5	平均最大形变量	0.39879	0.28119
	径向最大形变量	0.29547	0.28052
	轴向最大形变量	0.26381	0.019329
2.0	平均最大形变量	0.52312	0.27135
	径向最大形变量	0.29303	0.27067
	轴向最大形变量	0.42589	0.019097

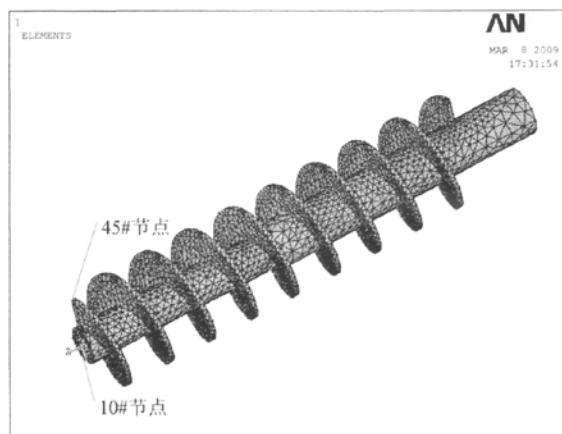


图 4-10 螺旋体有限元模型最大变形点

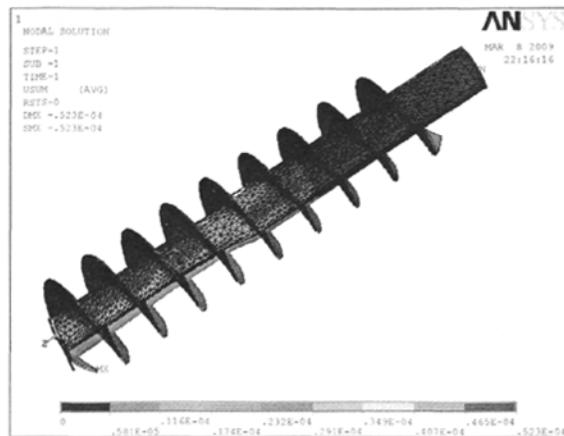


图 4-11 轴向力作用下螺旋体的变形(叶片厚度 2.0mm)

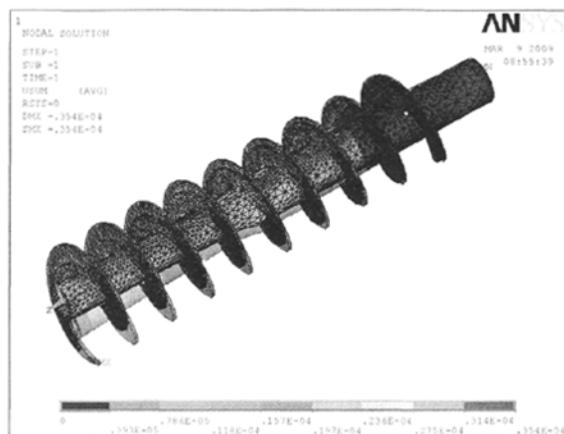


图 4-12 轴向力作用下螺旋体的变形(叶片厚度 3.0mm)

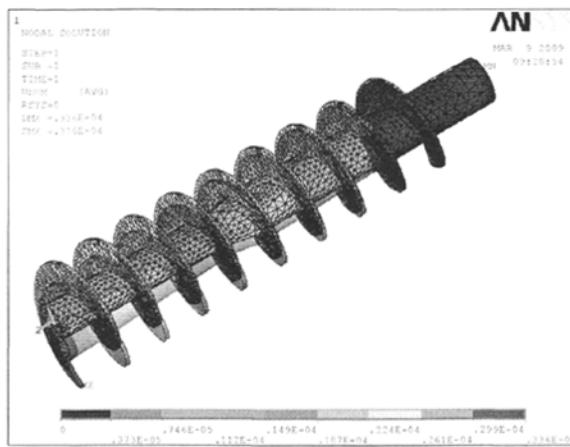


图 4-13 轴向力作用下螺旋体的变形(叶片厚度 4.0mm)

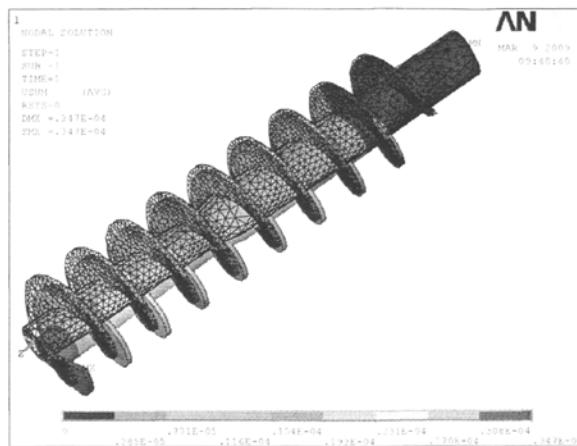


图 4-14 轴向力作用下螺旋体的变形(叶片厚度 5.0mm)

根据表 4-2 取相应结果绘制形变随螺旋叶片厚度变化的拟合曲线如图 4-15~图 4-17 所示。

由图 4-15 可知,对于螺旋轴,轴向形变相对于径向形变很小,螺旋轴总最大形变与径向形变基本相同,呈一次线性变化。同时,随着螺旋叶片厚度的减小,螺旋轴悬臂端的挠度也逐渐减小,说明当叶片厚度减小时,螺旋体的最大形变将向叶片转移。

如图 4-16 可知,当考虑到叶片的形变时,螺旋体总的径向形变随叶片的厚度增大而增大,但其增大速度与悬臂端面形变相比趋缓,随着叶片厚度的增加,各形变指标的值趋向一致,说明螺旋叶片对螺旋体整体的刚度有加强作用,而目前关于螺旋输送机螺旋体的标准设计计算与形变分析中,一般将螺旋体作为简支梁或悬臂梁对待^[31],计算的结果存在较大的富裕量,按这种标准制造的螺旋输送机,虽然满足工作要求,但从资源和能源节约角度来看,将造成不必要的材料的浪费和功率损耗。

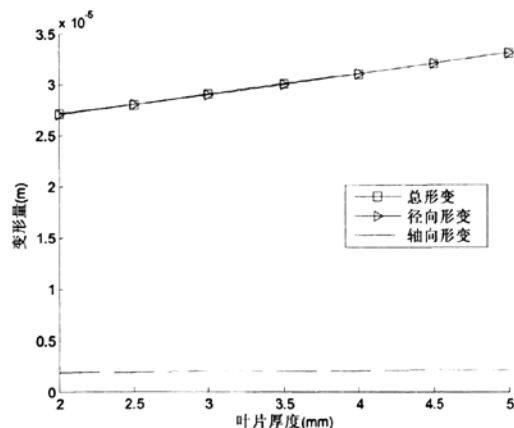


图 4-15 悬臂端各方向的最大形变变化曲线

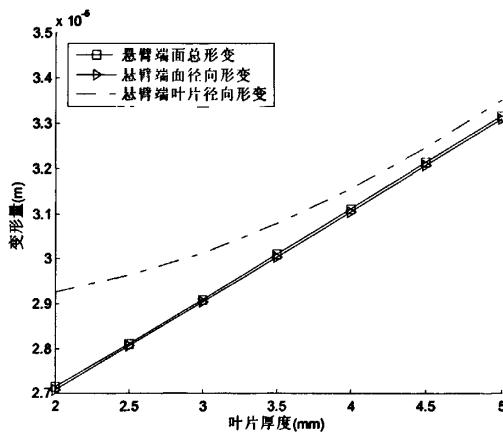


图 4-16 悬臂端端面及叶片形变变化曲线对比图

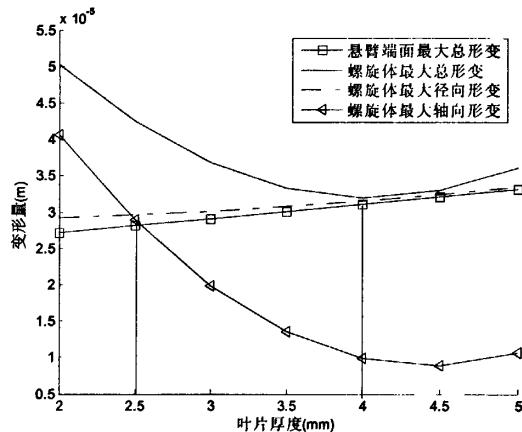


图 4-17 螺旋体特征点最大形变变化曲线图

如图 4-17 所示，从螺旋体最大总形变曲线来看，螺旋体的形变将随螺旋叶片的厚度增加而减小。从图中曲线可以看出，随着叶片厚度的增加，螺旋体总的轴向形变快速减小。对于本文规格的螺旋体，当叶片厚度大于 2.5mm 时，螺旋体总轴向形变已经小于其径向形变，由此可以认为此时轴向变形对螺旋体总形变已经影响不大，因此对于本文规格中的悬臂螺旋输送机，可以认为 2.5mm 是叶片的最小厚度。若从螺旋体最小总形变考虑，叶片厚度为 4.0mm 时最优。对于其他规格的螺旋输送机，也可以参照本节的分析方法对最小叶片厚度进行确定。

4.3.3 螺旋体模态分析

当螺旋输送机工作转速要求较高或对螺旋输送机有频繁调速要求时，一旦其转速选取不当、螺旋体的刚度不足，或制造的螺旋体平衡性能较差，则运转时将产生强烈振动，

不仅会对螺旋输送机的输送能力、功率消耗、机械效率、物料破碎率、螺旋叶片的磨损等工作指标产生较大影响，严重时甚至根本无法工作。虽然螺旋输送机转速的计算方法、计算公式及其转速下限早已被给出^[55]，但这些计算方法并未论及转速对其振动和工作性能的影响，而且，在设计计算中，转速与螺旋叶片的外径、内径、螺距、螺旋升角等参数是相互关联的，需要根据经验系数进行确定，当应用现有方法确定转速时，其设计结果常常不能令人满意。因此，有必要研究螺旋输送机的转速对其振动及工作性能的影响，为合理确定螺旋输送机的工作转速提供更为可靠的依据。

1. 螺旋体固有频率的一般振动分析方法

由于螺旋体的空间结构相对复杂，在以往的研究中，一般将螺旋体近似为均匀梁，螺旋叶片对螺旋轴的作用不作考虑。在振动分析中，也只把螺旋叶片简化为在主轴外侧的当量圆环^[60]。作为均匀梁的螺旋体，除启动和停机外，其振动属连续介质的稳态振动，与时间无关。考虑自重和连续分布的离心力的作用，由机械振动学可知其振动方程为：

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} - m\omega^2 y = mg \cos \beta \quad (4-8)$$

令 $\tau^4 = \frac{\omega^2 m}{EI}$ 则有：

$$\frac{d^4 y}{dx^4} - \tau^4 y = \tau^4 \frac{g}{\omega^2} \cos \beta \quad (4-9)$$

式中 y ——螺旋体的形变，m；

ω ——螺旋体的角速度，rad/s；

EI ——螺旋轴的抗弯刚度，N/m；

m ——螺旋体质量，kg；

β ——螺旋输送机的输送倾角，°。

式 4-8 的齐次方程通解为：

$$y = c_1 \sin(\alpha x) + c_2 \cos(\alpha x) + c_3 \sinh(\alpha x) + c_4 \cosh(\alpha x) \quad (4-10)$$

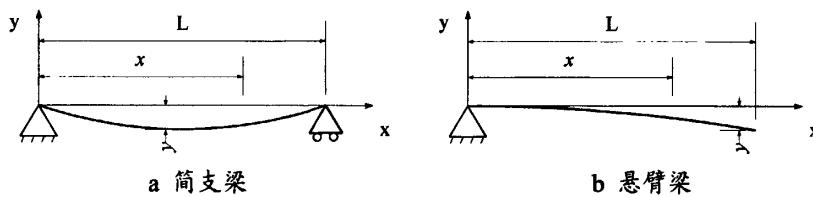


图 4-18 螺旋体简化图

对螺旋输送机螺旋体的固有频进行计算时，螺旋体按支撑方式可分为两端支撑和本文中悬臂支撑，分别对应如图 4-18 所示的简支梁式和悬臂梁式，由此确定相应的边

界条件。

① 简支梁式螺旋体的固有频率

当两端铰支时，两端点的位移和弯矩为 0，其边界条件为：

$$\begin{cases} y|_{x=0} = 0 \\ \frac{d^2 y}{dx^2}|_{x=0} = 0 \end{cases} \quad (4-11)$$

$$\begin{cases} y|_{x=L} = 0 \\ \frac{d^2 y}{dx^2}|_{x=L} = 0 \end{cases} \quad (4-12)$$

由式 4-11、式 4-12 和式 4-10 可解得简支梁式螺旋体的固有频率为^[61]：

$$\omega_r = \left(\frac{r\pi}{L}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad r=1, 2, 3, \dots \quad (4-13)$$

式中： r ——振型的阶数，对应多种振型，当 $r \geq 2$ 时，将产生多波形振动。

② 悬臂梁式螺旋体的固有频率

悬臂梁固定端位移和转角为 0，自由端横剪力和弯矩为 0，则可得其边界条件为：

$$\begin{cases} y|_{x=0} = 0 \\ \frac{dy}{dx}|_{x=0} = 0 \end{cases} \quad (4-14)$$

$$\begin{cases} \frac{d^2 y}{dx^2}|_{x=0} = 0 \\ \frac{d^3 y}{dx^3}|_{x=0} = 0 \end{cases} \quad (4-15)$$

由式 4-14、式 4-15 和式 4-10 可解得悬臂梁式螺旋体的固有频率为^[61]：

$$\cos(\tau L) \cdot ch(\tau L) = -1 \quad (4-16)$$

对于式 4-16 采用数值解法可求得一系列 τL 的值：

$$\begin{cases} \tau L = 1.875 & r = 1 \\ \tau L = 4.694 & r = 2 \\ \tau L \approx (r - \frac{1}{2})\pi & r \geq 3 \end{cases} \quad (4-17)$$

将式 4-17 代入式 4-9 中得简支梁式螺旋体的固有频率为：

$$\begin{cases} \omega_1 = \frac{3.516}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} & r = 1 \\ \omega_2 = \frac{22.034}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} & r = 2 \\ \omega_r = (r - \frac{1}{2})^2 \frac{\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} & r \geq 3 \end{cases} \quad (4-18)$$

2. 螺旋体固有频率的有限元法模态分析法

模态分析是一种用来确定结构振动特性的技术，是系统辨别方法在工程振动领域中的应用。模态是机械结构的固有振动特性，这些振动特性包括：固有频率、振型、振型参与系数（即在特定方向上某个振型在多大程度上参与了振动）等。每一个模态具有特定的固有频率、阻尼比和模态振型。这些模态参数可以由计算或实验分析取得，这样一个计算或实验分析过程称为模态分析。这个分析过程如果是由有限元计算的方法取得的，则称为计算模态分析；如果通过实验将采集的系统输入与输出信号经过参数识别获得模态参数，称为实验模态分析。通常，模态分析都是指实验模态分析。振动模态是弹性结构的固有的、整体的特性。如果通过模态分析方法搞清楚了结构物在某一易受影响的频率范围内各阶主要模态的特性，就可能预言结构在此频段内外部或内部各种振源作用下实际振动响应。因此，模态分析是结构动态设计及设备的故障诊断的重要方法。模态分析是所有动力学分析类型的最基础的内容。如果要进行谐响应分析或瞬态动力学分析，固有频率和振型也是必要的。

模态分析假定结构是线性的。任何非线性特性，如塑性单元即使定义了也将被忽略。模态提取是用来描述特征值和特征向量计算的术语，在 ANSYS 中提取模态的方法有 6 种：Subspace（子空间）法、Block Lanczos 法、PowerDynamics 法、Reduced（缩减）法、Unsymmetric（不对称）法和 Damped（阻尼）法。使用何种模态提取方法主要取决于模型大小（相对于计算机的计算能力而言）和具体的应用场合。

本文中对螺旋输送机螺旋体的模态分析中模态提取采用 Block Lanczos 法，通过模态分析计算出本文所设计的螺旋体的固有频率，并与前一节中数值方法计算出的频率相比较，为螺旋体的极限振动频率与极限转速提供设计依据。螺旋体的有限元模型前几节中已经建立，对前述模型进行五阶模态分析，其形变振型图如图 4-19 所示：

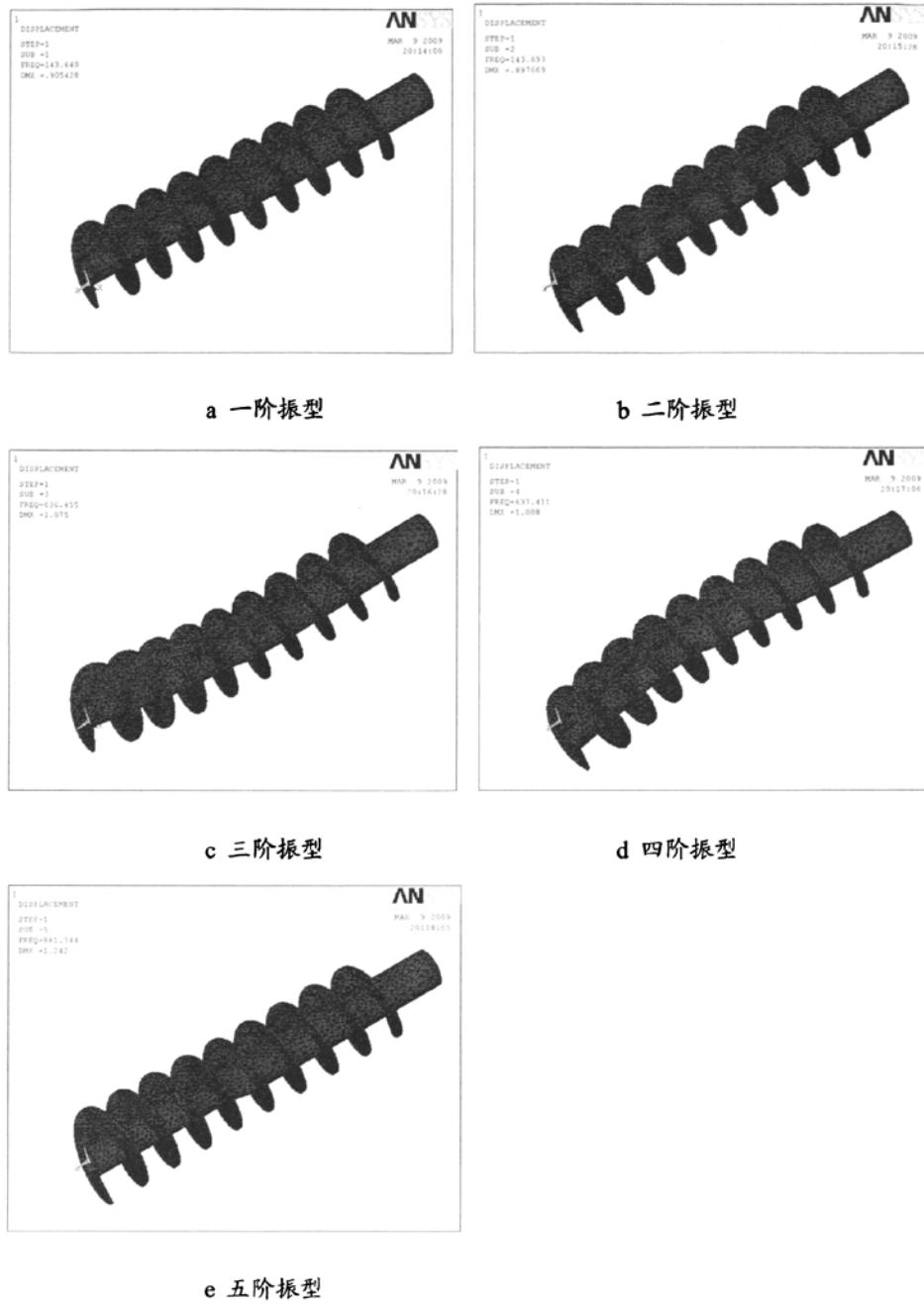


图 4-19 悬臂螺旋输送机螺旋体前五阶振型形变图

根据有限元模态分析和式 4-18 计算得到本文中悬臂式螺旋体前五阶固有频率如表 4-3, 由表 4-3 可知, 模态分析和数值计算所得的螺旋体的固有频率值相差较大, 对于一阶振型的固有频率, 计算值相比模态分析值低很多, 所以计算值相对保守。有限元模态分析中一阶和二阶振型分别对应于螺旋体重力方向的水平与垂直振动。由于螺旋体的材料为钢, 刚度很大, 所以即使考虑其自重, 一阶和二阶的固有频率也应相差不大。因此,

从表中数据反映,有限元模态分析得出的悬臂螺旋体的固有频率更加合理。从数值来看,即使固有频率取计算值,其对应的螺旋体的转速也为3300r/min,远高于本文螺旋输送机的设计最高转速(200r/min),所以从振动分析角度来看,其设计转速是合理的。

表 4-3 悬臂螺旋体固有频率模态分析值与计算值对比表(Hz)

振型	一阶	二阶	三阶	四阶	五阶
模态分析值	143.65	143.69	636.46	637.41	881.34
计算值	55.61	348.52	975.70	1912.40	3161.30

4.3 本章小结

本章以悬臂式螺旋输送机为例,建立了螺旋体的ANSYS有限元模型,对炭素沥青糊料螺旋输送机的各设计参数进行了分析,并对部分结构进行了改进。主要结论如下:

- (1) 采用梯形等节距螺旋叶片可以在减小充填率的同时保证每个螺旋节距内的物料充填率的一致,有利于保证螺旋输送机输送速度的稳定性与计量的准确度;
- (2) 用ANSYS可以很好地模拟温度变化对螺旋体形变的影响。根据不同螺旋体随温度变化时的形变增量变化趋势,发现螺旋体越长,其形变对温度的敏感性也越强,因此设计大跨度螺旋体时,如果工作温度不在常温环境,应考虑温度对螺旋体形变的影响;
- (3) 螺旋叶片可以增加螺旋轴的刚度,叶片的厚度对螺旋体的刚度有直接的影响。载荷相同的情况下,叶片厚度减小时,螺旋体的最大形变将向叶片转移,螺旋轴的形变也随之减小;螺旋叶片过厚,除了将减小螺旋体的容积外,还可能导致螺旋轴的形变增大;而螺旋叶片太薄,则将导致叶片易于变形。螺旋叶片的最小与最佳厚度可利用有限元方法通过分析螺旋体轴向形变与径向形变的关系求得;
- (4) 通过模态分析可求得螺旋体的各阶固有频率,根据固有频率可以确定螺旋体的最高极限转速,从而可以从振动学角度检测螺旋输送机工作参数的合理性与安全性;
- (5) 通过对螺旋体形变的分析,可以确定螺旋体外径与机体内壁间合适的间距;

第5章 基于实验与现场数据的螺旋输送机轴功率研究

螺旋输送机的设计中，最重要的步骤是轴功率的计算与确定，螺旋输送机轴功率确定以后，就可以根据传动机构的传动效率来确定驱动电机功率。因此，如果轴功率设计计算值过大，将使配套驱动电机功率过大而造成资源的浪费，过小则会造成驱动电机的功率达不到实际生产要求，甚至烧毁电机。

输送机的轴功率计算通常采用经验公式(式 3-11)计算。然而，按该经验公式计算出的轴功率往往小于实际要求值，有时小于实际需求值的 3~4 倍^[55]。对于轻小型螺旋输送机此类问题更为突出。本章根据某厂目前正在使用的部分螺旋输送机的相关实测数据，结合炭素沥青糊料的相关物理特性，对螺旋输送机的功率计算进行分析。

5.1 螺旋输送机轴功率分析

螺旋输送机工作时的轴功率损耗可以分为如下几部分：

$$N_a = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + N_6 \quad (5-1)$$

式中 N_1 ——物料与机体内壁摩擦产生的功率损耗；

N_2 ——物料与螺旋叶片摩擦产生的功率损耗；

N_3 ——倾斜输送时产生的功率损耗；

N_4 ——空载时轴承处摩擦产生的功率损耗；

N_5 ——承载时轴承处磨擦产生的功率损耗；

N_6 ——物料颗粒相对运动产生的功率损耗。

5.1.1 物料与机体内壁摩擦产生的功率损耗

从整体上看，物料在螺旋输送机内运动，由于自重以及与机体内壁的摩擦会消耗能量，因而将产生功率损耗，可由下式计算：

$$N_1 = F_{s1} L_s v_{sa} \cos \beta = P_s \mu_2 L_s v_{sa} \cos \beta \quad (5-2)$$

式中 F_{s1} ——单位长度上物料与机体内壁间的摩擦力，N/m；

L_s ——输送长度，m；

v_{sa} ——物料的轴向运行速度，m/s；

P_s ——单位长度物料对机体内壁的压力，N/m；

μ_2 ——物料与机体内壁的摩擦系数；

β ——输送倾角，向上输送时 β 取正值，向下输送时 β 取负值。

单位长度物料对机体内壁的压力 P_s 为物料对机体内壁底部的线压力 P_d 与侧壁线压

力 P_c 的总和, 即:

$$P_s = P_d + 2P_c \quad (5-3)$$

线压力与机体形状和充填率有关, 本文中螺旋输送机机体为圆形, 充填率 $\psi = 0.38$, 充填率较低, 故物料对槽底部的线压力 P_d 可以看作单位长度上的物料的重力, 则:

$$P_d = S_a \rho_c g = \frac{1}{8} \rho_c g D_0^2 (\theta_w - \sin \theta_w) \quad (5-4)$$

式中 S_a ——物料轴向投影总面积, m^2

ρ_c ——物料堆积密度, kg/m^3 ;

θ_w ——物料充填角, rad。

散体物料对侧壁的压力与物料层高 h_r 和该物料的侧压系数 k_c 有关(如图 5-1), 侧壁的线压力的计算公式为^[61]:

$$P_c = \frac{1}{2} \rho_c g h_r^2 k_c = \frac{1}{8} \rho_c g k_c D_0^2 (1 - \cos \frac{\theta_w}{2})^2 \quad (5-5)$$

式中 h_r ——物料层高, m, $h_{rc} = \frac{1}{2} D_0 (1 - \cos \frac{\theta_w}{2})$;

k_c ——侧压系数, $k_c = \tan^2(\frac{\pi}{4} - \frac{\mu}{2})$, μ 为物料内摩擦角。

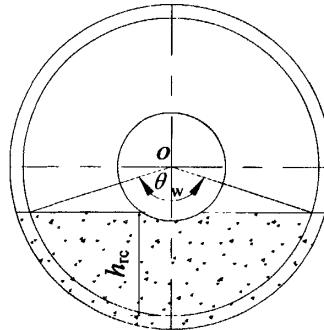


图 5-1 水平螺旋输送机截面图

将与代入式 5-2~式 5-5 代入式 5-1 中, 可得物料与机体内壁摩擦产生的功率损耗 N_1 :

$$N_1 = S_a \rho_c g \mu_2 L_s v_{sa} \varepsilon \cos \beta \quad (5-6)$$

$$\varepsilon = 1 + \frac{2(1 - \cos \frac{\theta_w}{2})^2}{\theta_w - \sin \theta_w} \tan^2(\frac{\pi}{4} - \frac{\mu}{2}) \quad (5-7)$$

5.1.2 物料与螺旋叶片摩擦产生的功率损耗

螺旋体转动时将推动物料运动，物料的运动在整体上可以看成是沿螺旋面的滑动，因而螺旋叶片与物料的摩擦将消耗一部分功率。与 N_1 类似，物料与螺旋叶片摩擦产生的功率损耗 N_2 可表示为：

$$N_2 = F_{s2} L_s v_s \cos \beta \quad (5-8)$$

式中 F_{s2} ——单位长度上物料与螺旋叶片间的摩擦力，N/m；

v_s ——物料沿叶片的相对速度，m/s； $v_s = v_{sa} / \sin \alpha$ ， α 为螺旋升角。

同 N_1 的推导方式可得 N_2 为：

$$N_2 = \frac{S_a \rho_c g \mu_1 L_s v_{sa} \cos \beta}{\sin \alpha} \quad (5-9)$$

式中 μ_1 ——物料与螺旋叶片的摩擦系数；

5.1.3 倾斜输送时产生的功率损耗

螺旋输送机向上倾斜时，提升物料将消耗一部分功率，向下输送时，由于重力的作用，物料在机体内有向下滑的趋势，会减小轴功率的消耗。根据能量守恒定律，倾斜输送时消耗功率为：

$$N_3 = F_3 h v_{sa} = S_a \rho_c g L_s v_{sa} \sin \beta \quad (5-10)$$

式中 F_3 ——提升物料的力，N，与重力等效；

从式 5-9 可以看出，向上输送时 N_3 为正值，向下输送时 N_3 为负值，水平输送时 N_3 为零。

5.1.4 轴承处摩擦产生的功率损耗

由轴承摩擦产生的功率损耗分两个部分，一部分是由于轴承自身摩擦在螺旋体自重作用下产生的功率损耗 N_4 ，另一部分是螺旋输送机在工作时由于承受载荷在轴承上产生的功率损耗 N_5 。 N_4 的计算式为^[61]：

$$N_4 = G_s \mu_3 v_{sr} \quad (5-11)$$

式中 G_s ——螺旋体自重，N；

μ_3 ——轴承的摩擦系数；

v_{sr} ——轴承处切向速度，m/s。

螺旋输送机承载后，载荷作用在轴承处产生摩擦所消耗的功率与 N_1 、 N_2 、 N_3 成正比，常用的计算式为：

$$N_5 = \mu_3(N_1 + N_2 + N_3) \quad (5-12)$$

5.1.5 物料颗粒相对运动产生的功率损耗

由第2章的分析可知，物料颗粒间存在各种作用力，螺旋输送过程中，物料在螺旋输送机内运动，颗粒间的相互作用必然消耗一部分功率。此部分的功率消耗主要表现在两个方面：

1) 由于物料颗粒处于内外不同的螺旋线上，各颗粒的运动速度和方向在同一时间点不同，由此造成颗粒间的相互碰撞和摩擦将产生能量消耗。虽然第3章对粘性颗粒间的相互作用力进行了较为深入的分析，但也只限于一对简单颗粒而言。对于颗粒集合体整体运动时的能量消耗，其精确解基本没有通用公式。所以对于这一类功率损耗，通常以 $N_1+N_2+N_3$ 乘以功率修正系数 k_1 来考虑。各种材料的功率修正系数如表5-1：

表5-1 螺旋输送中材料的功率修正系数表

材料类型	质轻无琢磨性	质重轻琢磨性	质重高琢磨性
修正系数 k_1	1.1~1.2	1.2~1.6	1.8~2.0

2) 从第3章的分析中可以发现，螺旋输送过程中，物料整体将转过一个角度，当转过的角度过大时，上层的物料可能发生倒塌或沿物料表面下滑，特别是充填率大于0.5时，倒塌的物料会越过螺旋轴落到下一个螺旋内，这种现象重复发生，也将消耗部分功率。计算时也采用 $N_1+N_2+N_3$ 乘以功率修正系数 k_2 的方法来替代这一部分功率损耗。

$$k_2 = 1 + 2\psi \quad (5-13)$$

5.1.6 螺旋输送机轴功率

综上所述，修正的螺旋输送机轴功率 N_a 为：

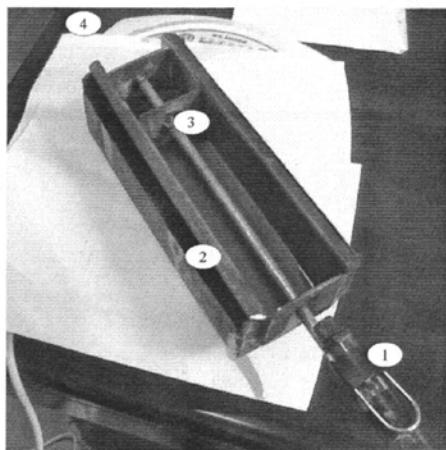
$$N_a = \frac{1}{1000} [(k_1 k_2 + \mu_3)(N_1 + N_2 + N_3) + N_4] \quad (5-14)$$

5.2 炭素沥青糊料摩擦系数测定实验与分析

从螺旋输送机的轴功率推导过程中可以发现，要准确计算炭素沥青糊料螺旋输送机的轴功率，必须具备的边界条件之一就是物料与螺旋叶片间以及机体内壁间的摩擦系数 μ_1 与 μ_2 。不同材料间的摩擦系数一般用实验方法确定，本文中螺旋叶片与颗粒机体材料均为20号钢，因此 μ_1 与 μ_2 的值应该是相等的。本节通过输送温度条件下糊料与钢之间摩擦力测定实验来确定 μ_1 与 μ_2 的值。

5.2.1 实验装置与实验方法

实验装置如图 5-2 所示，包括钢制的油浴加热料槽与推料板、测力弹簧秤、控温电磁炉以及炭素沥青糊料。油浴加热料槽如图 5-3 所示由内槽与外槽，内外槽间注入加热油，这样可以保证加热时内槽中的物料受热均匀。



1 弹簧秤 2 料槽 3 推料板 4 电磁炉

图 5-2 糊料摩擦力测试装置

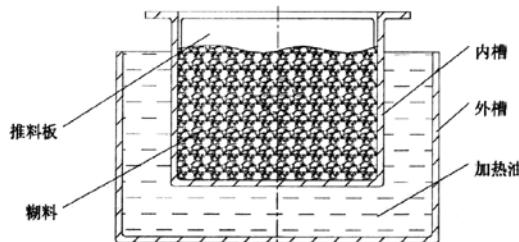


图 5-3 油浴加热槽示意图

实验步骤如下：

- (1) 将料槽与推料板组合好后水平放置在电磁炉上，再将弹簧秤挂钩固定在推料板拉杆上；
- (2) 将一定重量的物料放入料槽中；
- (3) 开启电磁炉，设定加热温度，加热物料至实验温度，再保温加热 5 分钟；
- (4) 缓慢匀速拉动推料板，记录拉力值。一次实验记录五个拉力值，取其平均值为一次实验的摩擦力 F_t ；
- (5) 取出料槽中的物料，清洁料槽，再秤取不同重量的物料，重复 (2)~(3) 步五次。实验前料槽内先不放物料，测定推料板与内槽间摩擦力 F_{t0} ，则物料与料槽间的摩擦力 F_{tl} 为：

$$F_n = F_t - F_{t0} \quad (5-15)$$

物料与料槽间的摩擦系数为：

$$\mu_2 = \frac{F_n}{mg} \quad (5-16)$$

五次实验测得的摩擦力数据和摩擦系数如表 5-2：

表 5-2 炭素沥青糊料与钢的摩擦系数测定数据表(125℃)

实验组次	料重(kg)	摩擦力(N)					摩擦力均值(N)	摩擦系数均值
		1	2	3	4	5		
空载	0.00	0.9	1.0	1.1	1.2	1.1	1.06	/
一	0.04	1.4	1.4	1.3	1.2	1.1	1.28	0.56
二	0.08	1.7	1.5	1.6	1.4	1.4	1.52	0.59
三	0.12	1.9	1.8	1.7	1.8	1.7	1.78	0.61
四	0.16	2.2	2.1	2.0	1.8	1.9	2.00	0.60
五	0.20	2.4	2.5	2.3	2.3	2.2	2.34	0.65

根据表5-2可求得摩擦系数总均值为： $\mu_1 = \mu_2 = 0.6$

糊料的内摩擦角采用测量堆积倾角的方式确定，如图5-4，测定值如表5-3：

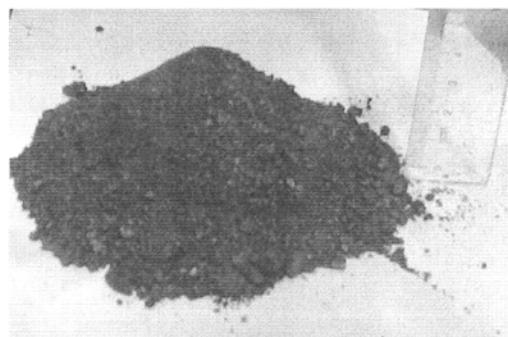


图 5-4 糊料堆积倾角测定

表 5-3 炭素沥青糊料堆积倾角(125℃)

项目	测量值					均值
堆积高度 (mm)	3.5	3.4	3.4	3.5	3.6	3.48
堆积直径 (mm)	11.0	10.5	10.6	10.4	10.2	10.54
堆积倾角 (°)	32.5	32.9	32.7	33.9	35.2	33.45

注：五次实验中糊料用量均为200g。

5.3 轴功率修正公式的实验验证

在计算炭素沥青糊料螺旋输送机的轴功率前，先以一组现场数据对式 5-14 的功率计算式进行验证，并与式 3-11 的经验公式进行对比。

现场数据来自某水泥厂目前正在使用的部分螺旋输送机的实测值，测量方法是对运行中的螺旋输送机驱动电机的工作电流进行测量，再根据电动机的工作电流与电压计算实际功率消耗。测量仪器为互感式 SG-2000 钳形电流测量仪，如图 5-5。测量时将一根电动机的电源线置于测量仪的钳形互感线圈内，电机的工作电流则显示在测量仪的 LED 显示屏上。



图 5-5 SG-2000 钳形电流测量仪

将实测的螺旋输送机驱动功率值转换为轴功率值，再与经验公式计算值和本文修正公式值进行对比，对比结果如表 5-4。实测电机功率与轴功率转换公式如下：

$$N_a = \frac{N_s \eta_s}{k_m} \quad (5-17)$$

式中 N_s ——实测电机功率，kw；

η_s ——传动效率；

k_m ——功率储备系数。

表 5-4 水平螺旋输送机轴功率计算对比表

机型	输送长度 (m)	输送量 (t/h)	转速 (r/min)	经验公式值 (kw)	本文公式值 (kw)	实测值 (kw)
LSY200	7	35	260	2.14	3.38	3.75
LSY250	7	50	200	3.05	4.74	5.52
LS400	9	50	45	3.92	6.29	6.01
GX300	5	25	45	1.09	1.88	2.02
GX300	6	25	45	1.31	2.25	2.75

注：计算中取功率储备系数为 1.4，传动机构效率为 0.7。

从式 3-11 可以看出, 用于螺旋输送机功率计算的经验公式所考虑的参数很少, 只涉及到物料质量流动速度 G_m 、物料阻力系数 ω_0 、输送长度 L_s 和物料提升高度 h , 与材料相关的参数只有一个物料阻力系数 ω_0 。本文中的功率计算式不仅包含了以上参数, 而且充分考虑了螺旋输送机的其他设计参数, 同时还考虑了物料的物理特性和轴承对轴功率的影响, 以及物料与机体间、物料与螺旋叶片间、物料颗粒与颗粒之间摩擦所产生的功率损耗。由表 5-4 可知, 经验公式计算的轴功率与现场实测值有较大的差距, 而由式 5-14 所计算出来的轴功率值与现场数据更为接近, 说明式 5-14 在计算螺旋输送机轴功率时更具合理性。

5.4 炭素沥青糊料螺旋输送机轴功率计算

炭素沥青糊料在输送时有一定的粘性, 由 5.2 的实验可知, 其粘性体现为较大的摩擦力, 如果按经验公式计算其螺旋输送机的轴功率, 其计算值可能与实际需要的功率相差较大。按表 5-5 中的计算条件, 分别用经验公式与式 5-14 的修正公式计算本文中炭素沥青糊料螺旋输送机的轴功率, 计算结果如表 5-6 所示:

表 5-5 计算条件

螺旋输送机参数		炭素沥青糊料参数	
螺旋体直径 D_0	110mm	堆积密度 ρ_c	$1.44 \times 10^3 \text{kg/m}^3$
螺旋轴直径 d_0	40mm	输送温度 t_a	125°C
螺旋轴长度 L_{st}	530mm	内摩擦角 μ	33.5°
输送长度 L_s	440mm	与钢的磨擦系数 μ_1	0.60
螺旋叶片厚度 δ_0	4mm	功率修正系数 k_1	2.0
螺旋管轴厚 δ_1	5mm	阻力系数 ω_0	4.0
螺旋节距 S	55mm		
充填率 ψ	0.38		
输送倾角 β	-20°		

表 5-6 炭素沥青糊料螺旋输送机轴功率计算表

额定最大输送量(t/h)	经验公式值(kw)	本文公式值(kw)
3.43	0.018	0.067

从表 5-6 可知, 在充分考虑糊料特性的情况下, 本文公式计算出的螺旋输送机轴功率值是经验公式值的三倍多, 由于表 5-4 的现场实测数据证明了本文公式较经验公式值更具合理性, 所以炭素沥青糊料螺旋输送机轴功率应取 $N_a=0.067\text{kw}$ 以上。

5.5 本章小结

本章通过对螺旋输送机轴功率的损耗的分类分析，推导了计算螺旋输送机轴功率的修正公式，并通过实验与现场实测数据，验证了本文修正公式的合理性；确定了输送温度条件下炭素沥青糊料与钢的摩擦系数。利用修正公式计算了炭素沥青糊料螺旋输送机的轴功率。

第6章 结论与展望

6.1 全文总结

本文主要针对炭素沥青糊料螺旋输送机的设计理论进行了研究。炭素沥青糊料与一般散体物料相比有其特殊性——加热后呈现为一种有粘性的糊料，被输送物料的特殊性对输送设备提出了新的要求。

根据课题的工艺条件，本文首先用实验方法确定了炭素沥青糊料合适的输送温度，从而确定了糊料的宏观物理特性。从分析螺旋输送机理入手，运用传统与现代的分析方法，通过研究螺旋输送机的关键设计参数与其工作性能的关系，对螺旋输送机的计方法和设计理论设进行了新的探讨与思考；研究过程中提出了全面分析螺旋输送机充填率与螺旋轴形变关系的“动态双重心法”。所得结论如下：

(1) 当糊料温度为125~130℃时，糊料颗粒间的团聚作用力只对粒径1mm以下的颗粒起作用，糊料属于颗粒间存在低粘度流体的颗粒集合体，输送时结块的可能性很小，满足生产线工艺条件和螺旋输送的条件；

(2) 螺旋轴在物料的作用下将产生变形，充填率为0.73时，物料对螺旋轴的变形影响最大，且最大挠度与输送倾角和螺旋升角无关；随着螺旋升角的减小，螺旋输送机内物料充填率的变化对螺旋轴形变的影响逐渐降低。所以较小的螺旋升角有利于消除充填率变化对螺旋轴变形的影响；

(3) 螺旋叶片可以增加螺旋轴的刚度，叶片的厚度对螺旋体的刚度有直接的影响。载荷相同的情况下，叶片厚度减小时，螺旋体的最大形变将向叶片转移，螺旋轴的形变也随之减小；螺旋叶片过厚，除了将减小螺旋体的容积外，还可能导致螺旋轴的形变增大；而螺旋叶片太薄，则将导致叶片易于变形。螺旋叶片的最小与最佳厚度可利用有限元方法通过分析螺旋体轴向形变与径向形变的关系求得；

(4) 运用模态分析可求得螺旋体的各阶固有频率，根据固有频率可确定螺旋体的发生共振时最低转速，从而可以从振动学的角度检测螺旋输送机工作参数的合理性与安全性；

(5) 确定了输送温度条件下炭素沥青糊料与钢的摩擦系数；推导了计算螺旋输送机轴功率的修正公式，通过与现场实测数据的对比，验证了文中修正后的功率计算公式的合理性。

6.2 不足与展望

由于炭素沥青糊料在高温下是一种粘性颗粒材料，其性质极其复杂，而螺旋输送机的关键零件螺旋体的空间结构特殊，物料在螺旋输送机内输送时其运动状态较为复杂，

受时间和作者能力所限，本文的研究工作不够全面和深入，还有许多问题有待于进一步研究：

- (1) 对颗粒间的作用力量级分析时未考虑切向力的作用，应进一步综合考虑颗粒体的本质和细观组成结构建立更加合理的模型。由于时间关系，未具体研究颗粒细观力对螺旋输送机的宏观作用效果；
- (2) 文中对螺旋输送机的筒体结构的改进未进行更加深入的分析，其作用效果还有待实际的应用对比后才能体现；
- (3) 对螺旋体的形变分析中，未对螺旋管轴的壁厚进行分析；
- (4) 由于所研究课题的针对性较强，本文在螺旋输送机的应用例证方面只考虑了悬臂螺旋输送机，未对一般形式的机型作具体的分析。

参考文献

- [1] 冯乃祥, 田福泉, 徐英林, 孙阳. 我国铝工业现状和与国外先进技术水平的差距[J]. 轻金属, 2000, (7): 29-33.
- [2] 刘业翔. 铝电解惰性阳极与可湿润性阴极的研究与开发进展[J]. 轻金属, 2001, (5): 26-29.
- [3] 齐仲辉, 刘洪波, 向左良. 铝电解槽用石墨化阴极材料的研究[J]. 炭素技术, 2003, (4): 15-19.
- [4] 刘宝安. 论铝电解槽阴极结构的改进[J]. 世界有色金属, 1999, (1): 41-44.
- [5] 王平, 刘钢. 160kA 电解槽内衬结构分析与优化[J]. 轻金属, 2003, (10): 42-44.
- [6] 冷正旭, 代军, 冯乃祥. 铝电解槽破损机理及槽寿命若干问题的探讨[J]. 矿冶工程, 2002, 11(1): 62-66.
- [7] 陈柱, 李庆余, 赖延清. 焙烧启动方法对预焙铝电解槽槽寿命的影响[J]. 矿冶工程, 2002, 22(4): 76-78.
- [8] 乔贵林. 160KA 预焙阳极电解槽扎固工艺改进及检测方法初探[J]. 轻金属, 2001, (9): 37-39.
- [9] 王秀彬, 唐志文. 冷扎工艺制作阴极炭块组探讨[J]. 轻金属, 2004, (1): 48-52.
- [10] 姚广春. 冶金炭素材料性能及生产工艺[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1992.
- [11] Dingena L. Schott, L. Arjen van Wijk, Cor Kraaijkamp. Large-scale homogenization in mammoth silos: calculating homogenization efficiency and modeling input properties[J]. International Journal of Mineral Processing, Volume 71, Issues 1-4, 22 September 2003, Pages 179-199
- [12] Jianjun Dai, John R. Grace. A model for biomass screw feeding[J]. Powder Technology 186 (2008) 40–55.
- [13] Ken Sutherland. Other Types of Separation Equipment[J]. Filters and Filtration handbook (Fifth Edition), 2008: 451-488.
- [14] Raffaele Vinai, Claudio Oggeri, Daniele Peila. Soil conditioning of sand for EPB applications: A laboratory research[J]. Tunnelling and Underground Space Technology, Volume 23, Issue 3, May 2008, Pages 308-317.
- [15] Celestine N Okoye, Jihai Jiang, Liu Yu Hui. Design and development of secondary controlled industrial palm kernel nut vegetable oil expeller plant for energy saving and recuperation[J]. Journal of Food Engineering, Volume 87, Issue 4, August 2008, Pages 578-590.
- [16] W. McBride, P.W. Cleary. An investigation and optimization of the ‘OLDS’ elevator using Discrete Element Modeling[J]. Powder Technology, In Press, Corrected Proof,

- Available online 17 March 2009.
- [17] A. Joppich, H. Salman. Wood powder feeding, difficulties and solutions[J]. *Biomass and Bioenergy*, Volume 16, Issue 3, March 1999, Pages 191-198.
 - [18] 赵琪, 施纯仁. 变速、变螺距、变直径螺旋给料机的开发与设计[J]. 中国建材装备, 2001,(2): 10-11.
 - [19] 宋诚生, 江煌生. 大跨度螺旋输送机的设计和应用[J]. 轻工机械, 1999,(4): 31-37.
 - [20] 朱奇, 李自光. 摊铺机螺旋分料器的改进及应用[J]. 工程机械, 2007,(9): 40-43.
 - [21] 何挺继, 曾卫兵, 胡永彪. 碾压混凝土螺旋分料器性能的研究[J]. 中国公路学报, 1998,(11): 119-124.
 - [22] 何伟, 蒋建军. 沥青混合料转运车螺旋搅拌器机理的研究[J]. 筑路机械与施工机械化, 2004,(5).
 - [23] 张东海. 螺旋输送机的优化研究[硕士学位论文]. 大连理工大学, 2006.
 - [24] 冷冰冰. 基于 FLUENT 的螺旋输送机机理初步研究[硕士学位论文]. 太原科技大学, 2007.
 - [25] A. W. Roberts. The influence of granular vortex motion on the volumetric performance of enclosed screw conveyors[J]. *Powder Technology*, Volume 104, Issue 1, 3 August 1999, Pages 56-67.
 - [26] P.J. Owen, P.W. Cleary. Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM)[J]. *Powder Technology*, In Press, Corrected Proof, Available online 17 March 2009.
 - [27] P.A.Moysey,M.R.Thompson. Modelling the solids inflow and solids conveying of single-screw extruders using the discrete element method[J]. *Powder Technology* 153(2005): 95-107.
 - [28] Kerry Johanson. Predicting cone-in-cone blender efficiencies from key material properties[J]. *Powder Technology* 170 (2006) 109–124.
 - [29] 黄文彬, 李红艳, 徐泳. 填隙幂律流体下两刚性圆球错移时的黏性力[J]. 力学学报, 2004,36(1): 31-36.
 - [30] 孔令德, 季新培, 王鹰, 桑正中. 螺旋输送机螺旋体挠度有限元分析[J]. 江苏理工大学学报, 1996, 17(5): 1-9.
 - [31] 马晓录, 曹宪, 张小勤等. 快速螺旋输送机振动现象与转速设计研究[J]. 郑州工程学院学报, 2002,23(3): 66-69.
 - [32] 李红艳. 存在填隙流体时颗粒间的相互作用及其在 DEM 中的应用[硕士学位论文]. 北京: 中国农业大学, 2001.
 - [33] 黄昕. 粘性炭素糊料冲击压实及其离散元数值仿真研究[博士学位论文]. 中南大学, 2007.

- [34] 陈拴发, 陈华鑫, 郑木莲. 沥青混合料设计与施工[M].北京: 化学工业出版社, 2006.
- [35] G. K. Reynolds, J. S. Fu, Y. S. Cheong, M. J. Hounslow, A. D. Salman. Breakage in granulation: A review[J]. Chemical Engineering Science, 2005, (60): 3969 - 3992.
- [36] L. X. Liu, J. D. Litster, S. M. Iveson, B. J. Ennis. Coalescence of deformable granules in wet granulation processes[J]. A I Ch E Journal, 2000, (46): 529-539.
- [37] J.P.K. Seville, C.D. Willett, P.C.Knight. Interparticle forces in fluidization: a review[J]. Powder Technology 113 (2000) 261-268.
- [38] G. Lian, Y. Xu, W. Huang, M. J. Adams. On the squeeze flow of a power-law fluid between rigid spheres[J]. J Non-Newtonian Fluid Mechanics, 2001, 100: 151-164.
- [39] K. H. Hunt, R. R. E. Crossley. Coefficient of restitution interpreted as damping in vibroimpact[J]. Transaction of the ASME, Journal of applied mechanics, 1975, June: 440-445.
- [40] 徐泳, 黄文彬, 李红艳. 圆球颗粒间有幂律流体时挤压流动的法向动态粘性力[J]. 农业工程学报, 2002, 18(2): 1-4.
- [41] 英. O. Pinkus, 英. B. Sternlicht. 流体动力润滑理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980.
- [42] D. N. Mazzone, G. I. Tardos, R. Pfeffer. The behaviour of liquid bridges between two relatively moving particles[J]. Powder Technology, 1987, 51: 71-83.
- [43] B. J. Ennis, G. I. Tardos, R. Pfeffer. A microlevel-based characterization of granulation phenomena[J]. Powder Technology, 1991, 65: 257-272.
- [44] A. J. Goldman, R. G. Cox, H. Brenner. Slow viscous motion of a sphere parallel to a plane wall: I. Motion through a quiescent fluid[J]. Chemical Engineering Science, 1967, 22: 637-651.
- [45] H. Hertz. Über die Berührung fester elastischer Körper(On the contact of elastic solids)[J]. J reine und angewandte Mathematik, 1882, 92: 156-171.
- [46] R.D.Mindlin. Compliance of elastic bodies in contact[J]. Journal of Applied Mechanics, 1949, 16: 259-268.
- [47] Lian Guoping. Computer simulation of moist agglomerate collisions:[Ph.D. thesis]. Birmiugham: Aston University, 1994.UK.
- [48] Fusheng Mu, Xubin Su. Analysis of liquid bridge between spherical particles. Particuology. 2007,5(6):420~424.
- [49] 黄文彬, 徐泳, 练国平, 李红艳. 存在滑移时两圆球间的幂律流体挤压流动[J]. 应用数学和力学, 2002, 23(7): 722-728.
- [50] Yoshiyuki Shimizu, Peter A. Cundall. Three-Dimenstional DEM Simulatons of Bulk

- Handing by Screw Converyors[J]. Journal of Engineering Mechanics/September 2001: 864-872.
- [51] 郭峰, 赵伟民, 李瑰贤.螺旋体结构挠度和稳定性的有限元分析方法[J].工程机械, 2005, (3):19-21.
- [52] 唐耀华, YS 型圆筒螺旋输送机在水泥工业中的应用[J]. 北京: 中国建材装备, 1994, (2): 28.
- [53] 庞美荣, 王春维. 螺旋输送机的功率计算[J]. 起重运输机械, 1995, (8): 17-20.
- [54] 范建国. 高耐磨螺旋输送机的研制[J].高桥石化, 2007, 22(2): 17-22.
- [55] 梁庚煌. 运输机械手册[M]. 北京: 中国财政经济出版社, 1984.
- [56] 马晓录, 张小勤, 王志山. 快速螺旋输送机螺旋体与机筒之间隙设计研究[J]. 北京: 粮油加工与食品机械, 2002, (3): 42-44.
- [57] 梁振义, 胡成昕. 特种螺旋输送机的功率参数设计[J]. 黑龙江: 机械工程师, 2006, (3): 65-66.
- [58] 于涛, 韩清凯, 谢志坤等, 螺旋输送机设计与动静态有限元分析[J]. 天津: 机械设计, 2004年10月: 86-87.
- [59] 郭峰, 赵伟民, 李瑰贤.螺旋体结构挠度和稳定性的有限元分析方法[J].天津: 工程机械, 2005, (3):19-21.
- [60] 师汉民. 机械振动系统 [M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1992.
- [61] 日. 本田早苗, 荒井实. 装卸机械设计[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1982.

致 谢

在论文完成之际，首先要特别感谢我的导师刘义伦老师的热情关怀和悉心指导。在我撰写学术论文以及毕业论文的过程中，刘老师倾注了大量的心血和汗水，无论是在论文的选题、构思和资料的收集方面，还是在论文的研究方法以及成文定稿方面，都得到了刘老师悉心细致的教诲和无私的帮助，特别是他广博的学识、深厚的学术素养、严谨的治学精神和一丝不苟的工作作风使我终生受益，在此表示最诚挚的谢意，并致以最真诚的祝福。

在论文的写作过程中，何玉辉和母福生博士对我的论文给予了极大的帮助。同时也要感谢实验室赵先琼博士、许宝玉博士，李松柏博士、金晓宏博士，杨军硕士、周红平硕士、喻飞硕士、唐鹏飞硕士、林丹硕士、李磊硕士、刘伟涛硕士、刘学硕士、谢世冠硕士、冷志坚硕士等师兄弟们的宝贵意见和帮助，感谢他们在我的读研期间给我的帮助和支持。

这里特别要感谢我的妻子邓小艳，是她在这三年里对我的支持和鼓励才使我能完成我的学业。也要感谢我的儿子龚航，他的到来让我在求学的过程中充满了快乐和希望。

最后，我要感谢我的父母和亲人们，他们对我永远的支持和爱护给了我强大的动力。

2009年4月25日于长沙

攻读硕士学位期间的主要研究成果

硕士研究生期间参与的项目

1. 参与中南大学机电工程学院与中铝集团青海分公司合作项目《阴极炭块自动组装生产线的研制与设计》。

硕士研究生期间发表的学术论文

[1] 刘义伦, 龚玉友, 何玉辉等. 基于动态双重心法的悬臂螺旋输送机螺旋轴的变形分析(J). 机械设计, 2009,(2): 68-72.